

大型油罐应力分析与屈曲稳定性研究*

陈志平** 曾 明 余维麟 沈建民 葛 颂 朱劲平

(浙江大学化工机械研究所)

陈志平 曾 明等:大型油罐应力分析与屈曲稳定性研究,油气储运,2008,27(12) 7~12,46。

摘 要 初步分析了罐壁应力分布的基本特点,提出了一种组合圆柱壳理论的应力计算解析方法。比较了已有罐底板应力计算中罐-土耦合有限元分析的建模方法,建立了以基础沉降量为边界条件的新模型。采用数值模拟优化分析方法,研究了不同结构参数对油罐安全性的影响。利用非线性有限元方法,进行了准静态弹塑性屈曲分析。研究表明,新的计算方法和计算模型可大大提高罐体应力计算结果的准确度,部分研究成果可为制订我国大型立式圆筒形钢制焊接油罐标准提供技术数据。

主题词 大型石油储罐 应力分析 结构优化 屈曲分析 可靠性 研究

一、前 言

我国于 1985 年从日本引进了 $10 \times 10^4 \text{ m}^3$ 浮顶罐的设计和施工技术,最初在秦皇岛建造了 $10 \times 10^4 \text{ m}^3$ 单盘浮顶储罐,其后 20 年间,在全国相继建成了 100 余座 $10 \times 10^4 \text{ m}^3$ 大型储罐^[1];2004 年茂名石化北山岭油库 2 座 $12.5 \times 10^4 \text{ m}^3$ 浮顶油罐顺利投入使用;2005 年 12 月底,我国自行设计建造的 2 座 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 超大型储油罐在江苏仪征建成投产。正在建设中的国家战略石油储备库一期工程,单罐容积均为 $10 \times 10^4 \text{ m}^3$,总数在 160 座以上。随着我国经济的快速发展,对石油的需求将逐年增加,还需要新建大批大型储罐。

大型油罐是关系国家财产和人民生命安全的特种承压设备,一旦出现破坏,大量石油外泄和燃烧,不仅会给生产企业造成重大经济损失,危及工作人员的生命安全,还可能导致毁灭性的次生灾害,如何保证大型油罐在正常工作情况下或遭遇地震等动载荷时的安全至关重要。近年来,对镇海、金山、茂名石化及仪征油库等地的近 10 座大型石油储罐进行了充水应力测试,单罐容积包括 $10 \times 10^4 \text{ m}^3$ 、

$12.5 \times 10^4 \text{ m}^3$ 和 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$,同时在国家高技术研究发展计划、浙江省自然科学基金和中石化(油)工程建设等项目的资助下,采用试验研究、理论分析和数值模拟等技术手段,深入开展了大型石油储罐的安全可靠性研究。

二、组合圆柱壳理论计算 罐壁应力方法

油罐罐壁厚度主要由液体静压力引起的环向应力确定。液体静压力由下往上逐渐减小,遵循等强度设计原则,通常采用不等壁厚的圆柱形筒节焊接而成,从下往上数,第一圈壁板(又称底圈壁板)厚度最大,向上依次减薄。

按弹性力学分析,小型等壁厚油罐是一个圆柱壳受轴对称载荷的弯曲问题。因边界条件、位移和内力都是轴对称的,位移函数只随高度而变化,偏微分方程简化为常微分方程,求解比较简单。但大型油罐由多圈不等厚的圆柱形筒节组成,求解时应考虑各圈壁板连接处由弯矩和剪力组成的边缘力系的影响,为此需解很多联立方程来确定积分常数,这种解法称为“短圆柱壳法”^[2]。该方法计算精度高,但

* 国家高技术研究发展计划资助项目(2007AA04Z427)。

** 310027,浙江省杭州市浙大路 38 号;电话:(0571)87953007。

计算过程非常复杂,难以在工程上推广使用。实际工程中,往往将壁板看成是无限长圆柱壳,即假设各圈壁板的单边存在边缘力系。这种简化后的求解罐壁应力的“长圆柱壳法”^[3],计算过程简单,但精度不高,特别是第一道环焊缝附近的罐壁应力与实测应力误差较大^[4]。

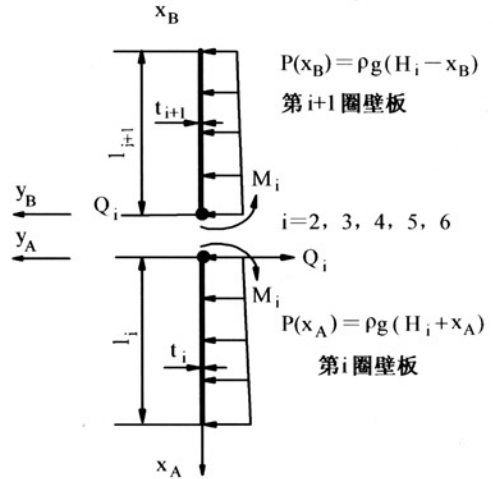
事实上,罐壁环向应力的最大值出现在罐壁下部,通常位于底圈或第二圈壁板上。该区域的应力主要由三部分组成,第一部分是由液柱静压力引起的;第二部分是由罐底板对壁板的约束反力引起的;第三部分是由壁板变厚度处的边缘力系引起的。其中罐底板对壁板约束的影响范围主要集中在底圈壁板及第二圈壁板上,且应力较大,不能被忽略。另外,从设计角度出发,需要精确计算的主要也是底圈壁板与第二圈壁板上的环向应力,其余各圈壁板上的应力采用“长圆柱壳法”计算也是可行的。

为此,提出一种基于组合圆柱壳理论的大型油罐壁板应力计算方法^[4~7],将第一圈壁板视为短圆柱壳,其它各圈壁板则视为长圆柱壳,受力模型见图1。将底板、第一圈及第二圈壁板联合建模求解,即可获得各圈壁板应力的解析解,文献[4]给出了具体推导过程,其中底板应力计算方法采用吴天云提出的弹性地基梁与刚性地基梁耦合法^[8,9]。

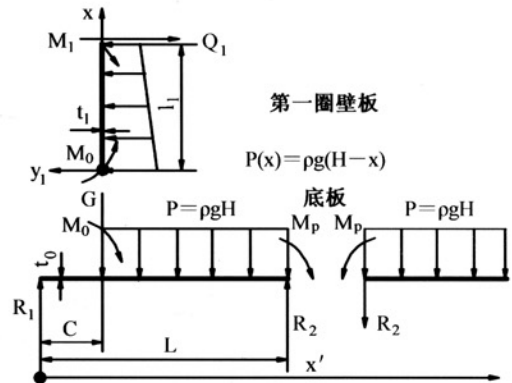
由于未考虑底板对第二圈壁板的影响,采用“长圆柱壳法”求得的壁板理论应力曲线在第一道环焊缝上下是不连续的,见图2。文献[10]主要论述了 $12.5 \times 10^4 \text{ m}^3$ 原油储罐的应力测试情况,壁板理论应力计算采用了“长圆柱壳法”,其理论应力计算曲线也存在上述现象。基于组合圆柱壳理论的壁板应力计算方法弥补了上述不足。图2为 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 石油储罐壁板外表面环向应力分布图,从中可以发现,组合圆柱壳理论方法的计算结果与实测结果吻合得较好。

理论分析表明,底板对壁板的边缘弯矩影响范围很大,即使经过底圈壁板长度的衰减,其绝对值仍然非常大。例如,对于一座 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 的石油储罐,在第一道环焊缝上侧,底板产生的边缘弯矩仍有2 031.1 N,是长圆柱壳法求得的变截面处弯矩的352.3%^[11],这说明计算第二圈壁板应力时必须将底板的边缘弯矩考虑进去,否则会造成较大的误差。分析还表明,相邻壁板间因不等厚产生的边缘弯矩经过一圈壁板长度的衰减后,其影响远小于液柱静

压力的影响,作为工程计算,可以忽略不计^[11],这说明在计算第三圈及以上各圈壁板应力时,采用长圆柱壳作为计算模型其精度已经足够了。



(a) 第二圈及第二圈以上壁板



(b) 底板及第一圈壁板

图1 底板与壁板力学分析模型

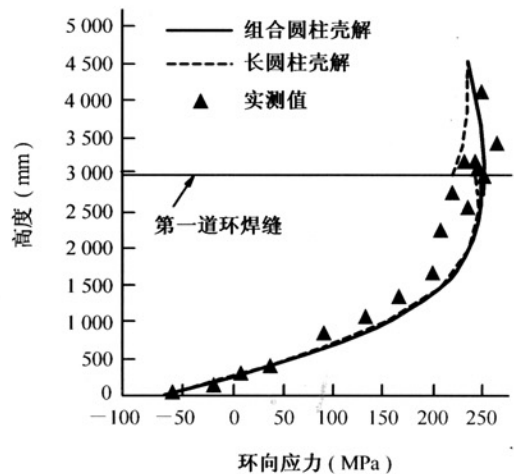


图2 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 石油储罐壁板外表面环向应力分布

三、基于沉降量的有限元分析建模方法

石油储罐大多建在沿海或临海回填地块, 这些地块地基松软, 基础变形大; 再加上大型油罐基础直径大多在 80 000 mm 以上, 难以找到工程地质状况完全均匀的建罐地址, 往往会出现油罐基础沉降, 使得油罐底板、壁板底部大角焊缝的受力情况十分复杂, 为此, 常采用有限元数值模拟技术以准确计算底板应力。

现有的有限元分析方法是采用一系列独立的均匀支撑在罐底板上的杆单元来等效替代地基对油罐的支撑作用。这种方法虽然可以近似模拟地基的受力和沉降情况, 但也存在两个问题, 一是油罐地基是一个相互作用的整体, 用独立的杆单元代替, 忽略了地基的相互作用影响; 二是等效杆单元的弹性模量由地基基床系数 K 确定, 而 K 值与油罐所在地区的土壤等许多情况有关, 在实际问题中难以确定, 这些都会影响到有限元分析的准确性。鉴于此, 提出了一种基于沉降量的有限元建模新方法^[12]。

大型油罐地基主要由钢筋混凝土环梁(简称刚性环梁)和弹性砂地基(简称弹性地基)两部分组成。在液柱静压力和罐体自重的作用下, 由于两种地基的压缩变形模量不同, 放置在弹性地基上的罐底板会发生数值较大的沉降, 而搁置在刚性环梁上的罐底板则沉降较少, 两者之间存在沉降数值的差异, 使得底板在两种地基的连接处发生弯曲变形。为此, 可用两条接触边界来模拟油罐地基的实际情况, 即一条为刚性环梁接触边界; 另一条为弹性地基边界, 见图 3。两条边界之间的落差 Δs 即为罐底板的沉降量差值。 $\Delta s=0$ 表示放置在弹性地基上的罐底板与搁置在环梁上的罐底板沉降量相同; $\Delta s>0$ 且逐渐增大, 说明两种地基的刚度差异变大, 底板的弯曲变形程度不断加剧, 底板应力也随之增大。

图 4 为大型油罐罐-土耦合有限元分析新模型, 即假设刚性环梁单元在载荷作用下不发生压缩变形, 而将弹性地基设为各向同性的弹性四面体单元, 在载荷作用下, 将发生一定量的压缩变形。这样, 搁置在刚性环梁单元和弹性四面体单元上的罐底板就能模拟出因压缩变形模量不同引起的弯曲变形, 从而准确计算出罐底板的真实应力。根据 Winkler 弹

性地基假定, 弹性四面体单元的弹性模量 E 与地基的沉降量差 Δs 存在关系式 $E = \rho l / \Delta s$ 。其中, l 为弹性四面体单元厚度, 一般取与钢筋混凝土环梁深度相同的值, 文献[12]给出了详细的分析方法。

采用该模型进行有限元分析时, 如果能提供储罐底板应力的实测数据, 则能够分析得到储罐两种基础间的沉降差值。例如, 对一座新建的 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 油罐, 由实测应力值可分析得到两种基础的沉降差值为 21.26 mm, 与该罐基础的沉降观测平均值 22.36 mm 非常接近, 误差仅为 5.12%^[12]。反之, 如果能提供基础沉降的实测数据, 则可准确模拟出底板应力的分布情况, 特别是大角焊缝区域的峰值应力水平。利用该方法可将用油罐基础沉降实时监测数据作为边界控制条件, 对油罐进行有限元分析, 方便而准确地得出底板上的峰值应力, 并对油罐的安全性进行评估^[13,14]。

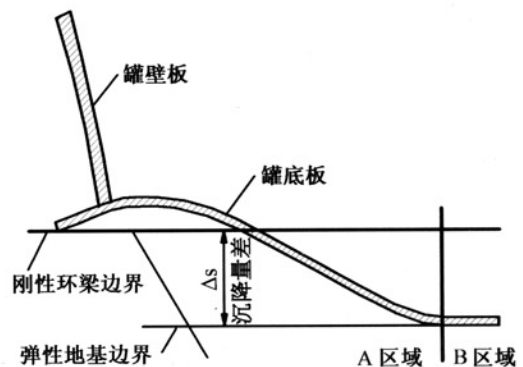


图 3 充液后罐底板的实际变形示意图

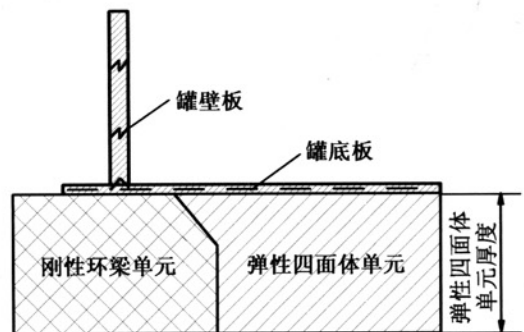


图 4 基于沉降量法的大型油罐基本模型

四、油罐结构参数的优化分析

随着油罐的不断大型化, 罐体应力随之增大。但在目前阶段, 油罐用材主要以屈服强度 490 MPa

级的钢材为主,不宜使用更高强度级别的材料^[1]。因此,合理地设计罐体结构,最大可能地降低罐体应力显得十分重要。

1、壁板宽度的选择^[3,15,16]

理论分析表明,底圈壁板宽度越宽,壁板上最大环向应力数值就越低。以一座 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 的油罐为例,如果参照美国 API 650 标准设计,当底圈壁板宽度选用 2 980 mm 时,油罐的外表面最大环向应力为 $\sigma_{\max} = 239.4 \text{ MPa}$;当底圈壁板宽度选用 2 420 mm 时, $\sigma_{\max} = 245.6 \text{ MPa}$,后者比前者高 2.5% 左右;如果参照日本 JIS B 8501 标准设计,底圈壁板宽

度选用 2 980 mm 时, $\sigma_{\max} = 247.2 \text{ MPa}$,而底圈壁板宽度选用 2 420 mm 时, $\sigma_{\max} = 253.5 \text{ MPa}$,结果与按美国标准设计基本相同。从制造角度考虑,壁板宽度增大可相应减少环焊缝的数量,优势非常明显。

2、第一圈与第二圈壁板厚度差值的影响

由于日本设计标准比较侧重于油罐的抗震能力,因而按该标准设计的罐体,其底圈壁板的厚度较按美国 API 650 标准设计的厚度要厚,而且底圈壁板与第二圈壁板的厚度差值也较大。表 1 列出了参照两国标准设计的 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 油罐参数和应力比较结果。

表 1 不同设计标准对 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 油罐参数和应力程度的影响^[15,16]

设计标准	底圈壁板 宽度 (mm)	底圈壁板 厚度 δ_1 (mm)	第二圈壁板 宽度 (mm)	第二圈壁板 厚度 δ_2 (mm)	$\Delta\delta = \delta_1 - \delta_2$ (mm)	罐体环向应力 最大值 (MPa)
API 650	2 980	38	2 680	34	4	239.4
JIS B 8501		42		31	9	247.5

文献[3]的分析也表明,在其它参数相同的情况下, $\Delta\delta = \delta_1 - \delta_2$ 的差值越大,壁板外表面的环向应力数值也越大。为此,在选择设计标准时必须慎重考虑,如果油罐建在地震频发区,则可以参照日本标准设计,否则应尽可能参照 API 650 标准设计。

3、底板结构参数优化分析

底板与壁板连接的大角焊缝区域往往是罐体应力最大的区域,也是油罐最危险的区域之一,其峰值应力的数值直接影响油罐的疲劳寿命。研究表明,底板结构参数的合理选择,可在一定程度上降低峰值应力水平^[17],具体表现在如下几个方面。

(1)当第一圈壁板厚度确定以后,大角焊缝处的峰值应力随边缘板厚度在一定范围内呈线性变化,合理地选择边缘板厚度,可有效降低大角焊缝处的峰值应力,提高油罐的安全性能。

(2)在其它条件不变的情况下,适量增加边缘板伸出罐壁的长度,以有效降低大角焊缝的峰值应力。

(3)延长罐壁内侧大角焊缝长度可降低大角焊缝处的峰值应力,但峰值应力的降低幅度比较有限。

五、大型油罐的抗震研究

1、“象足”屈曲现象及其预防

大型油罐是一种大直径、薄壁壳体容器,抵抗动

力荷载作用下的变形能力差。在地震荷载作用下,油罐将产生非线性的大变形。罐壁底部在环向拉应力和轴向压应力的联合作用下,往往易于进入塑性变形状态,产生“象足”屈曲破坏^[18]。

Hamdan^[19]对一些国家的储液罐抗震设计规范进行比较研究后,发现各国规范的预测值与震害调查、试验研究以及有限元计算等结果之间还有一定的差距。这表明,研究者还没有完全搞清楚储液罐容器的抗震特性,因此有必要对储液罐容器的抗震特性进行更深入的研究。

在抗失稳能力方面所作的非线性有限元数值模拟研究表明,“象足”屈曲是储液罐最为常见的屈曲模态。目前,国际上公认新西兰的国家标准给出的抗失稳能力近似关系式是最为合理的^[20]。它计算了经典的屈曲膜应力,然后通过考虑罐缺陷和内压的同时作用来修正这个值,另外还考虑了弹塑性失稳应力^[21]。美国标准 AWWA^[22]和 API 650 虽然也考虑了失稳能力问题,但并未考虑弹塑性屈曲,即“象足”现象中典型的失效形式。日本标准考虑了弯曲应力及环向应力的影响,相对美国标准要更接近实际^[23]。中国最新的国家设计标准 GB50341—2003《立式圆筒形钢制焊接油罐设计规范》对罐壁许用临界应力也作了规定,但只是建立在对一系列实际油罐震害案例验算的经验数据基础上,缺乏理论上的深入研究,且统计的震害纪录大多是 20 世纪

80 年代前建造的中小型油罐,与现有的 $10 \times 10^4 \text{ m}^3$ 及以上容积的大型油罐结构差别较大。

2、单层圆柱壳“象足”屈曲数值模拟^[24,25]

利用非线性有限元法,以轴对称载荷壳单元模型,对一座高 20 000 mm、半径 20 000 mm 的模拟罐进行了准静态弹塑性屈曲分析。罐壁作用有静水压力产生的环向应力,并在罐壁顶端作用均匀的轴向压力。图 5 为在静水压力和轴向压力共同作用下发生“象足”屈曲后的油罐有限元网格图。

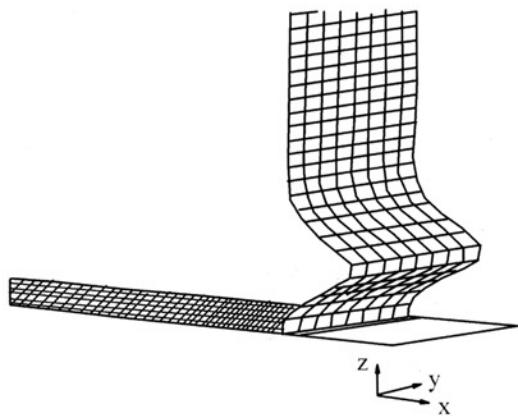


图 5 “象足”屈曲后的非锚固罐有限元网格图

通过对均匀轴向压力作用下,环向应力与轴向压缩失稳能力之间关系的研究,可得到在一定环向应力时,轴向失稳压应力 σ_σ 与 t/R 的关系式:

$$\sigma_\sigma = C \frac{Et}{R} \quad (1)$$

式中 t —— 罐壁厚度;

R —— 油罐内半径;

C —— 系数,无量纲,取值范围列于表 2。

表 2 环向应力值一定时系数 C 的取值

环向应力峰值/屈服极限	系数 C ($t/R=0.0005 \sim 0.004$)
0.8	0.0583~0.205
0.6	0.102~0.338
0.4	0.136~0.457
0.2	0.165~0.495

日本 JIS B 8501 采用了 Wozniak (沃兹尼克) 方法,表示的轴向压缩应力与环向应力的关系式为:

$$\sigma_\sigma = (0.125 \sim 0.25) \frac{Et}{R} \quad (2)$$

通过比较可以发现,Wozniak 法所采用的系数 C 的范围,是当罐壁环向应力峰值与屈服极限比值

在 0.6~0.8 之间时取得的。我国的 GB50341—2003 设计准则中,C 值取 0.075,是当罐壁环向应力峰值与屈服极限比值等于 0.8 附近时取得的,说明国家标准的设计环向应力已经接近屈服极限,是偏于保守的设计。

3、组合圆柱壳屈曲稳定性研究

大型石油储罐是由多层变厚度的圆柱形筒节焊接而成的薄壳结构。已有的圆柱壳屈曲安全性研究成果主要是针对单层薄壳取得的。多层变厚度、纵环焊缝等特征因素对屈曲失稳临界载荷的影响很大,使得现有的屈曲安全性理论与实际情况存在较大差异。20 世纪后期,一些按标准设计的大型储液罐不断在地震中被破坏,例如 1989 年 10 月发生在美国加利福尼亚州的 7.1 级地震,一些储油罐罐壁翘离,与基础之间的翘离位移在 152.4~203.2 mm 之间,导致储罐浮顶上的梯子从其轨道上脱落;同时罐底座附近区域发生均匀的“象足”屈曲,在屈曲部位和管口周围加强板之间的接合部位有裂缝^[26]。这些储罐设计标准中涉及屈曲风险预防的内容,主要参照单层薄壳屈曲安全性分析的研究成果。于是,研究者们开始寻找问题的症结所在,逐渐认识到圆柱壳上的纵环焊缝、多层变厚度等结构几何特征对屈曲失稳临界载荷的影响不容忽视。21 世纪初,国外一些学者开始重视并着手研究大型立式多层组合圆柱壳的屈曲安全性问题。

2002 年,德国卡尔斯鲁厄大学 Uwe Hornung 和 Helmut Saal^[27] 为了研究罐壁几何缺陷对罐壁外压屈曲的影响,对直径从 10~70 m 不等的四个真空储罐结构进行了真空屈曲试验研究,测得四个储罐的外压屈曲载荷,并将结果与目前的储罐设计标准进行了比较。2005 年,A Hübner,J G Teng 和 Helmut Saal^[28] 就罐壁焊缝对罐壁屈曲临界载荷的影响进行了相关的研究,主要采用通用有限元软件 ABAQUS 对考虑焊缝的油罐罐壁屈曲进行数值模拟,研究表明,罐壁上的环焊缝和纵焊缝均对屈曲载荷有影响。

2006 年,S Aghajari,K Abedi,H Showkati^[29] 通过试验,研究了变厚度圆柱薄壳的屈曲和后屈曲行为,采用有限元法模拟了外压下变厚度圆柱薄壳的屈曲和后屈曲行为,并将试验结果和数值模拟结果进行了比较,验证了有限元模型的正确性,分析了壳体几何尺寸对变厚度薄壳屈曲和后屈曲的影响。

遗憾的是,上述所有研究并非针对大型储油罐,其加载方式与大型储油罐遭遇地震载荷时受到的实际应力状态有所不同,而且高径比也与大型油罐存在较大差异。因此,上述研究成果不能直接应用于大型油罐的屈曲风险预防。

国内基于大型多层组合圆柱壳的屈曲安全性分析研究鲜有报道,与此相关的论文有 2001 年同济大学陈宏湛和沈成康发表的“组合圆柱壳静态屈曲的几个影响因素分析”一文^[30],对快堆钠池主容器(属于组合圆柱壳)采用有限元程序进行了静态屈曲计算,并做了相关试验,验证了有限元计算结果,研究对象为核容器,具有“高罐”结构特征。

本研究于 2006 年开始研究多层组合圆壳屈曲稳定性问题。初步研究表明^[31],变厚度圆柱壳在轴压和随高度变化的线性压力的共同作用下,随着线性压力的增大,圆柱壳的临界屈曲载荷减小,但减小幅度没有等厚度圆柱壳大。在高度一定的情况下,组合圆柱壳层数的增加会降低屈曲临界载荷,且相邻圆柱壳的厚度变化越大,屈曲载荷越小。

在国家“863”计划的资助下,下一步的研究将针对大型石油储罐的矮罐几何特征,采用试验测试、有限元模拟和理论分析等技术手段,围绕纵环焊缝以及多层变厚度等特征因素,系统研究各因素对组合圆柱壳屈曲安全性的影响,并综合研究成果,建立大型石油储罐的风险控制方法。

六、结论与展望

从应力分析、有限元建模、结构优化和屈曲研究等几方面给出了涉及大型石油储罐安全可靠性的最新技术成果。目前,有关大型非锚固储油罐的静强度研究相对比较成熟,但其在地震荷载作用下的动力分析还存在很多问题和难题。作为国家战略石油储备库的关键设备,如何保证大型油罐的可靠性与安全性,是一个长期的研究课题。

日本、美国等经济发达国家建设地上式金属油罐的高峰期在 20 世纪 70~80 年代,目前,国外很少对焊接式油罐进行大规模与系统的研究。而我国大型金属油罐的建设刚刚进入高速增长期。截至 2007 年底,已在仪征、兰州、大庆、平湖白沙湾等地建成(或正在建设)10 多座 $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 的大型石油储罐,单罐容积 $20 \times 10^4 \text{ m}^3$ 的超大型石油储罐建设

也已被中国石油提上日程。可以预见,随着国家战略石油储备基地一期工程的竣工投产,我国将成为世界上拥有大型金属油罐最多的国家。但在高速建设的同时,我国对大型焊接式油罐的研究却相对迟缓,标准的制定也远远跟不上发展的需要。有关大型油罐材料、设计、制作、安装、检验和动载荷作用下的安全性分析等方面的问题,期待更多的专家学者进行深入的研究,以确保所有的大型石油储罐安全运行。

参 考 文 献

- 1, 武铜柱:大型立式油罐发展综述,石油化工设备技术,2004,25(3)。
- 2, 李国琛:大型变截面圆柱罐壁和罐底的应力分析,力学与实践,1979,1(4)。
- 3, 傅 强 陈志平等:弹性基础上大型石油储罐的应力分析,化工机械,2002,29(4)。
- 4, 陈志平 沈建民等:基于组合圆柱壳理论的大型油罐应力分析,浙江大学学报(工学版),2006,40(9)。
- 5, Chen Z P, Duan Y Y, Shen J M, Jiang J L: A simplified method for calculating the stress of large storage tank wall, Proc. IMechE Part E: J. Process Mechanical Engineering, 2007, 221(3)。
- 6, 陈志平:大型非锚固储油罐应力分析与抗震研究(博士论文),浙江大学,2006。
- 7, 陈志平 王 飞等:大型非锚固原油储罐应力分析,机械工程学报,2006,42(11)。
- 8, WU Tianyun: More accurate method devised for tank-bottom annular plate design, Oil & Gas, 1996, 94(21)。
- 9, WU Tianyun, LIU Guorong: Comparison of design methods for tank-bottom annular plate and concrete ring wall, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2000, 77(3)。
- 10, 李多民 宋虎堂等: $12.5 \times 10^4 \text{ m}^3$ 原油储罐应力测试及分析,压力容器,2005,22(3)。
- 11, 沈建民:大型油罐的静强度及动力响应分析(硕士论文),浙江大学,2006。
- 12, 陈志平 葛 颂 沈建民等:大型原油储罐有限元分析建模的新方法,浙江大学学报(工学版),2006,40(6)。
- 13, 陈志平 程 香:在役大型原油储罐安全评估的新方法,第十届全国高等学校过程装备与控制工程专业校际交流会议论文集,化学工业出版社(北京),2006。
- 14, 程 香 陈志平等:基于基础沉降监测的在役大型油罐寿命预测技术,压力容器,2007,24(1)。
- 15, 王 飞:大型非锚固原油储罐数值模拟及结构优化(硕士论文),浙江大学,2006。
- 16, 段媛媛 刘义君等: $15 \times 10^4 \text{ m}^3$ 超大型石油储罐结构优化分析,压力容器,2006,23(12)。

(下转第 46 页)

备起出管柱的一种作业方法。金坛盐穴地下储气库采用的不压井作业设备是一种实用的、具有液压举升力和下推力的钻机辅助设备。其工作原理是靠修井机、不压井作业辅助机和桥塞(堵塞器)的配合来实现带压环境下起出管柱作业。不压井作业施工步骤为,拆井口→安装井口防喷器组→安装不压井作业设备→井口防喷器及不压井作业设备试压→起出 114.3 mm 油管挂→起出 114.3 mm 排卤管柱→拆除设备→装井口。共对 5 口井开展了不压井作业,井内 114.3 mm 排卤管柱全部一次性起出。

9、注采气运行

目前,5 口井腔已累计注气四次,采气三次,总注气量为 $1.044 1 \times 10^8 \text{ m}^3$,工作气量为 $0.574 3 \times 10^8 \text{ m}^3$,已初步制定了较为合理的注采气工作制度。经关井期间长时间观察,244.5 mm 生产套管与 177.8 mm 注采气管柱环空压力及 177.8 mm 注采气管柱压力稳定,注采气运行安全、平稳。

四、结束语

(1)利用现有采卤溶腔改建储气库,缩短了建设时间,节约了建设投资,为西气东输管道的安全平稳

运行提供了保障。

(2)全井长井段套铣修井作业,是国内修井作业的难题。6 口采卤溶腔套铣改造作业,最长井段达 959.5 m,在国内尚属首次。经过不断总结、摸索、改进与创新,此项工艺技术已趋于成熟,大大缩短了改造作业周期。

(3)特殊岩性盐膏岩地层和大井眼、大直径套管固井,是国内钻井界的难题之一。经过对水泥浆体系和施工工艺的不断优化和完善,满足了储气库对密封性的安全要求。

(4)溶腔气密封试压评价技术综合了国外两种检测方法的优点,并具有方便、快捷、精度高、成本低和实用性强的特点。该项技术填补了国内空白,为后续盐穴储气库的大规模建设提供了技术储备。

(5)注气排卤作业和不压井起出大直径 114.3 mm 排卤管柱作业风险高,难度大,在国内尚无先例。此项工艺技术的应用成功,为后续盐穴储气库的大规模建设积累了宝贵的经验。

(收稿日期:2008-06-05)

编辑:阎庆玲

(上接第 12 页)

17, 陈志平 蒋伟华 沈建民等:大型油罐大角焊缝处峰值应力分析,压力容器,2005,22(5).

18, 庄 茁 刘焕忠等:储液罐动力响应中的能量分析,第六届全国压力容器学术会议——压力容器先进技术精选集,机械工业出版社(北京),2005.

19, Hamdan F H: Seismic behavior of cylindrical steel liquid storage tanks, Journal of Constructional Steel Research, 2000(53).

20, Haroun, Medhat A: Implications of recent nonlinear analyses on seismic standards of liquid storage tanks, Technical Council on Lifeline Earthquake Engineering Monograph Seattle, WA, USA, American Society of Civil Engineers, Reston, VA, USA, 1999 (16).

21, Priestley M J N et al: Seismic Design of Storage Tanks, Recommendations of a Study Group of the New Zealand National Society for Earth quake Engineering, 1986.

22, American Water Works Association: Welded Steel Tanks for Water Storage, AWWA Standard D100, 1984.

23, JIS B8501-1985 钢制焊接油罐结构,日本工业标准委员会.

24, 葛 颂 陈志平等:立式储液罐象足屈曲的准静态数值模拟,

压力容器,2006,23(1).

25, 葛 松:大型立式储液罐抗震分析的数值模拟研究(硕士论文),浙江大学,2006.

26, 中国石油化工总公司抗震办公室(译):洛马普里埃塔地震考察,地震出版社(北京),1991.

27, Uwe Hornung, Helmut Saal: Buckling loads of tank shells with imperfection, Non-linear Mechanics, 2002(37).

28, Hübner A J, Teng G. Saal H: Buckling behaviour of large steel cylinders with patterned welds, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2006(83).

29, Aghajari S, Abedi K, Showkati H: Buckling and post-buckling behavior of thin-walled cylindrical steel shells with varying thickness subjected to uniform external pressure, Thin-Walled Structures, 2006(44).

30, 陈宏湛 沈成康:组合圆柱壳静态屈曲的几个影响因素分析,力学季刊, 2001,22(2).

31, 朱劲平:大型立式圆柱形油罐“象足”屈曲研究(硕士论文),浙江大学,2007.

(收稿日期:2007-11-02)

编辑:刘春阳