

基于 STAAD PRO 对低压储罐的罐顶设计

张 璐

上海惠生海洋工程有限公司, 上海 201210

[摘要] 罐顶是低压储罐的重要组成部分, 在设计时, 应满足其强度、稳定性和经济合理的要求。文中采用 STAAD PRO 三维计算软件对低压储罐的罐顶进行结构建模、受力分析, 期望能够为广大化工设计技术人员提供参考。

[关键词] 低压储罐; 罐顶计算; STAAD PRO 三维计算软件

DOI: 10.33142/ect.v3i5.16460

中图分类号: TE972

文献标识码: A

Design of Tank Roof for Low Pressure Storage Tanks Based On STAAD PRO

ZHANG Lu

Wison Offshore & Marine Limited, Shanghai, 201210, China

Abstract: The tank roof is an important component for a low-pressure storage tank, and when designing it, the requirements of its strength, stability and economic rationality shall be met strictly. In this paper, the STAAD PRO 3D calculation software is adopted to conduct structural modeling and stress analysis for the roof of the low-pressure storage tank, and it is expected to provide a reference for the majority of chemical design technicians.

Keywords: Low-pressure storage tank; Calculation of the tank roof; STAAD PRO 3D calculation software

引言

低压储罐的本体设计主要是由罐顶、罐顶与罐壁连接结构、罐壁、罐底和地脚螺栓锚固等几个重要部分组成。本文主要以某中东项目的低压储罐为例, 简述了罐顶部分的设计。储罐罐顶分为自支撑式和非自支撑式。国内外, 大部分中小型储罐(储罐直径不超过 40m)的罐顶通常是采用自支撑式的带加强肋的球壳拱顶。设计压力为 40/-0.5KPa(g) 的 3700m³ 低压自支撑式圆筒形拱顶储罐, 设计依据 API 620 和 API 650 标准, 同时利用 STAAD PRO 三维计算软件对罐顶加强肋的应力、变形进行了分析计算, 从而满足罐顶强度和稳定性要求。

1 计算实例

该储罐的设计条件: 内径 ID=17800 mm; 高度 H=15100 mm; 设计液位高度 Hd=14600 mm; 设计压力: 内压 Pi=40 KPa, 外压 Pe=-0.5 KPa; 设计温度 T=90℃; 材料 ASTM A516 Gr. 70; 腐蚀余量 C=1.5 mm; 储存介质比重 G=0.714; 基本风速 ASCE7-05, 45.28 m/s; 地震条件 ASCE7-10, group II, Site Class-D, Ss=0.204, S1=0.058。罐顶活动载荷 Pl=-1 KPa, 罐顶固定载荷 Pla=-2.8KPa。

2 罐顶及罐壁连接处计算

在内压或者外压的作用下, 罐顶与罐壁连接处, 罐顶的薄膜应力向内拉罐壁的边缘, 该拉力导致连接处存在圆周压缩力, 罐顶和罐壁边缘部分存在抵抗, 抵抗部分对应于图 1 中 Wh 和 Wc 部分, 如下图 1。

初步计算中, 罐顶与罐壁连接处采用常用的角钢连接, 如图二。经核算, 在内、外压工况下, 假设的角钢连接型式的有效截面积 Aav 与要求值 Ac 相差较大, 即使增大角

钢尺寸, 仍难以满足需求。故更换成图三结构, 通过增加罐壁及罐顶边缘板的局部厚度来增加有效截面积。不同壁厚的罐壁, 优先采用内径对齐, 保证罐壁内部齐平, 焊脚方便打磨。但是本设备, 罐壁顶端壁厚 20mm(假设)与下端壁厚 7mm, 壁厚相差较大, 考虑到受力弯矩, 中径对齐对于抗弯截面是最好的方式, 故采用中径对齐。

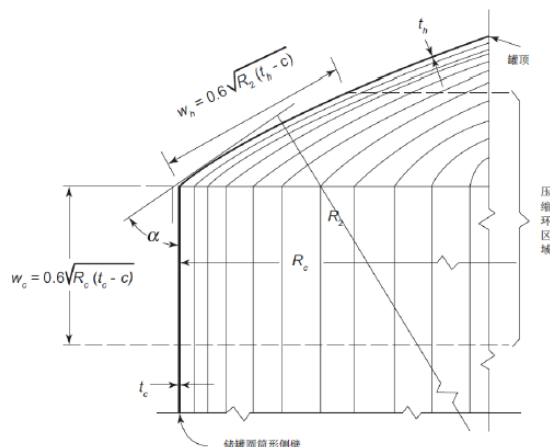


图 1 罐顶与罐壁连接处

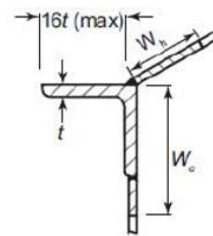


图 2 罐顶与罐壁连接-包边角钢

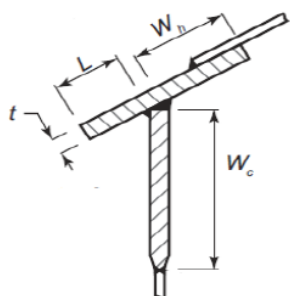


图3 罐顶与罐壁连接-加厚钢板

假设罐顶与罐壁连接处：罐顶壁厚 $t_h=40$ mm，罐壁厚度 $t_c=20$ mm，压缩环组成的板宽度计算如下：

$$W_h = 0.6\sqrt{R_2(t_h - c)} = 376.9 \text{ mm} ; \quad W_c = 0.6\sqrt{R_c(t_c - c)} = 243.5 \text{ mm}.$$

压缩环区域内有效净截面积 $A_{av}=W_h*(t_h-c)+W_c*(t_c-c)+L*t_h=29015.4 \text{ mm}^2$ 。

a. 在外压工况下， $P_e=-0.5 \text{ KPa}$ ：

其中， $T_1=R_2/2*(P+(W+F)/A_t)$ ，其中 W/A_t 即为罐顶固定载荷 P_1 ， F/A_t 即为罐顶活载荷 P_{1a} 。

$$\text{即 } T_1 = R_2/2*(P_e+P_1+P_{1a}) = -38.27 \text{ N/mm} ; \quad T_2=R_2*P_e-T_1=29.37 \text{ N/mm}.$$

作用在压缩环区域内任何截面积的总圆周力计算如下：

$$Q=T_2*W_h+T_2S*W_c-T_1R_c*\sin \alpha = 594163.6 \text{ N}$$

压缩环区域内净截面积应不小于以下公式之一要求的面积：

$$A_c=Q/15000=9.61 \text{ mm}^2 \text{ 或 } A_c=Q/St_s \quad E=3002 \text{ mm}^2, \text{ 即 } A_c=5853.83 \text{ mm}^2$$

其中，材料 ASTM A516 Gr. 70，最大允许拉伸应力 $St_s=145 \text{ MPa}$ ， $E=0.7$ 。

b. 在正压工况下， $P_i=40 \text{ KPa}$ ：

$$T_1=R_2/2*(P_i-P_{1a})=331.08 \text{ N/mm}; \quad T_2=R_2*P_i-T_1=380.08 \text{ N/mm}$$

作用在压缩环区域内任何截面积的总圆周力计算如下：

$$Q=T_2*W_h+T_2S*W_c-T_1R_c*\sin \alpha = -2333990.5 \text{ N}$$

压缩环区域内净截面积应不小于以下公式之一要求的面积：

$$A_c=Q/15000=155.6 \text{ mm}^2 \text{ 或 } A_c=Q/St_s \quad E=3002 \text{ mm}^2, \text{ 即 } A_c=22995 \text{ mm}^2$$

其中，材料 ASTM A516 Gr. 70，最大允许拉伸应力 $St_s=145 \text{ MPa}$ ， $E=0.7$ 。

经过验证，要求的有效面积 $A_c<$ 净有效面积 A_{av} ，即罐顶与罐壁连接处的假设壁厚合理，满足强度要求。

3 罐顶板计算

分别计算出罐顶中心处和边缘处的经向和纬向单位力，罐顶壁厚 $tr=T_1/Sa+C$ 或 $tr=T_2/Sa+C$ ，取大者。

a. 由于罐顶中心是球形结构，所以该处的经向和纬向单位力是相同的。

$$\text{最大拉伸力： } T_1=T_2=R_2/2*(P+(W+F)/A_t)=R_2/2*(P_i-P_{1a})=332.61 \text{ N/mm}$$

$$\text{最大压缩力： } T_1=T_2=R_2/2*(P+(W+F)/A_t)=R_2/2*(P_e+P_1+P_{1a})=-37.9 \text{ N/mm}$$

b. 罐顶边缘处。

$$\text{最大拉伸力： } T_1=R_2/2*(P+(W+F)/A_t)=330.93 \text{ N/mm}$$

$$T_2=R_2/2*[P_i-2P_{1a}*\cos 30^\circ - 1/(1+\cos 30^\circ)]=359.36 \text{ N/mm}$$

$$\text{最大压缩力： } T_1=R_2/2*(P+(W+F)/A_t)=-39.67 \text{ N/mm}$$

$$T_2=R_2/2*(P+(W+F)/A_t)=-5.37 \text{ N/mm}$$

汇总情况如下表 1，极端工况为 $1P_{1a}+1P_1+1P_e$ ，即罐顶活载荷+固定载荷+外压工况，此时壁厚至少为 29 mm，才能满足强度要求。

表 1 罐顶中心和边缘处应力汇总表

载荷 工况	T1 (N/mm)	T2 (N/mm)	Sa (MPa)	Treq (mm)	决定工况
1	-37.90	-37.90	-1.49	26.92	$1P_{1a}+1P_1+1P_e$
2	-39.67	-5.37	-2.68	3.50	$1P_{1a}+1P_1+1P_e$
3	332.61	332.61	101.50	4.78	$1P_{1a}+1P_i$
4	330.93	359.36	101.50	5.04	$1P_{1a}+1P_i$

注：treq 不包含腐蚀余量。

计算得出的罐顶板厚度过厚，储罐为大型设备，不仅需要大量的板材，成本过高，经济价值低，而且过厚的罐顶对储罐的罐壁也是极大的载荷。所以通常采取较薄的顶板，同时在顶板内侧或者外侧设置加强肋，以增强罐顶的强度和稳定性。针对本储罐，使用 PV Desktop 计算软件进行初步计算，在 7mm 球壳钢板的基础上，至少需要罐顶内部设置 7 圈经向加强肋，和 52 根从最高点向外辐射的纬向加强肋，规格为 45x10 扁钢。该种加强肋型号和布置方式会产生大量的焊接工作，并且该罐顶部有多个尺寸超过 24 寸的法兰、人孔及一些小管口法兰，管口难以避开内部的加强肋，出现大量干涉问题。事实上，经过实际放样，30 大管口的确没有足够的放置空间。所以加强肋的型号与布置需要进一步优化。但是，目前无法在 PV Desktop 软件中指定加强肋型钢的型号及布置方式，来进行顶板强度的核算。可以根据 API 650 标准进行设计，加强肋的间距应满足如下要求：

$$b = t\sqrt{1.5F_y/p} \leq 2100 \text{ mm}, \text{ 其中，罐顶板的最小屈服强度 } F_y=260 \text{ MPa}, \text{ 腐蚀后的顶板厚度 } t=5.5 \text{ mm}, \quad p=\text{Max}(P_1+P_{1a}+0.4P_e, P_{1a}+P_e+0.4P_1)=1.203 \text{ kPa. 即最少要求的加强筋数量 } N=\pi D/b=27, \text{ 经核实，实际 32 根加强筋满足顶板的强度需求。}$$

4 罐顶加强肋计算

而加强肋的稳定性可根据 API 650 标准要求按 ANSI/AISC 360 设计标准来进行验证，使用许用强度设计方案 ASD 来确定。鉴于该储罐承受较低的内外载荷、自身固定载荷、活动载荷，以及地震、风载荷，可以将罐顶内

部的加强肋看成一个完整的钢结构。假设,所有的载荷通过顶板的传递全部由钢结构来承受,按受弯构件计算应力和变形。同时,假设罐顶 7mm 钢板只起到密封作用,在设计中不考虑球壳钢板的承载能力。钢结构稳定性可以使用 STAAD PRO 进行建模分析,同时另一个好处是可以将罐顶平台建立在罐顶上,同时分析平台和罐顶的稳定性。本文仅分析罐顶自身的稳定。

按照 ASCE 标准和 API 620 标准,罐顶承受不同的外载荷工况,具体工况组合如下列表 2:

表 2 罐顶外载荷工况汇总表

ASCE 标准	API 620 标准
1PIa	1PIa+1Pi
1PIa+1PI+1Pe	1PIa+1PI+0.4Pe
1PIa+1PI+1Pe+1Pi	1PIa+Pe+0.4PI
1PIa+0.75PI+0.75Pe	1PIa+1WL+0.4Pe
1PIa+0.75PI+0.75Pe+0.75Pi	1PIa+1WL+0.4Pi
1PIa+1WL	1PIa+1EQ+0.4Pi
1PIa+0.7EQ	1PIa+1Pt
1PIa+0.75PI+0.75Pe+0.75WL	
1PIa+0.75PI+0.75Pe+0.75Pi+0.75WL	
1PIa+0.75PI+0.75Pe+0.75Pi+0.75(.7EQ)	
1PIa+0.75PI+0.75Pe+0.75Pi+0.75(.7EQ)	
0.6PIa+1WL	
0.6PIa+0.7EQ	
1PIa+1PI+1Pe+1Pt	
1PIa+0.75PI+0.75Pe+0.75Pt	
1PIa+0.75PI+0.75Pe+0.75Pt+0.75WL	
1PIa+1Pt	

其中 WL 为风载荷, EQ 为地震载荷,该设备在中东地区,无雪载荷。

为同时满足上述所有的载荷工况,假设使用下列型号的槽钢,向中心辐射的加强肋为 32 根 HEB 400,环向位置:半径 3319mm 位置为 HEB 320,半径 6838mm 位置为 HEB320。根据储罐的设计数据建立出模型,如图四,对钢梁划分节点,并施加上面所述的外载荷工况,进行分析计算,得出钢梁受拉、受压下的应力和变形分析。

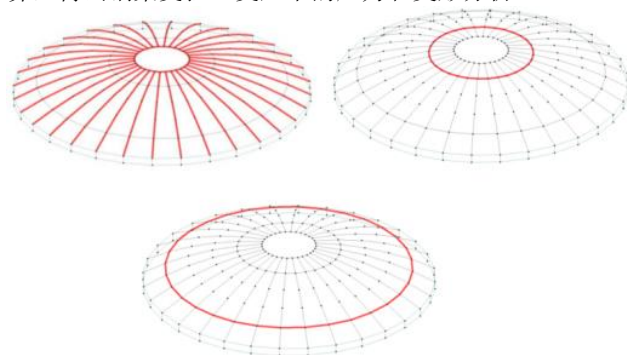


图 4 经向、纬向半径 3319mm 和半径 6838mm 处加强筋分布图

所有节点的位移最大值和最小值汇总如表 3。

根据上表,实际产生的最大位移是垂直位移节点 143,位移值为 25.117mm。允许挠度 $=L/300=25.550\text{mm}$ (此处 $L=7665\text{mm}$)。实际挠度值<允许挠度值,计算合格。所以选择的型钢及布置方式,在位移这个因素里是合格的,且余量适中。

对钢梁进行压弯构件计算,应变汇总如表 4。因此得出实际的最大应力比 $\text{Ratio}=0.825$,即实际应力比值小于允许值 1.0,根据该计算结果,满足使用要求。钢梁采用轧制型钢,故宽厚比不用核算。

表 3 罐顶节点位移汇总表

	节点	L/C	X	Y	Z	合成	r X	r Y	r Z
			(mm)	(mm)	(mm)		角度	角度	角度
Max X	25	209 1DL+1PI	9.208	1.048	0	9.267	0	0	-0.035
Min X	9	209 1DL+1PI	-9.208	1.048	0	9.267	0	0	0.035
Max Y	143	209 1DL+1PI	0.34	25.117	-0.822	25.133	0	0	0
Min Y	175	201 1DL+1LL+1PE	-0.04	-3.863	0.098	3.865	0	0	0
Max Z	17	209 1DL+1PI	0	1.048	9.208	9.267	0.035	0	0
Min Z	1	209 1DL+1PI	0	1.048	-9.207	9.267	-0.035	0	0
Max r X	17	209 1DL+1PI	0	1.048	9.208	9.267	0.035	0	0
Min r X	1	209 1DL+1PI	0	1.048	-9.207	9.267	-0.035	0	0
Max r Y	222	209 1DL+1PI	0	0	0	0	-0.001	0	-0.001
Min r Y	224	209 1DL+1PI	0	0	0	0	-0.001	0	0
Max r Z	9	209 1DL+1PI	-9.208	1.048	0	9.267	0	0	0.035
Min r Z	25	209 1DL+1PI	9.208	1.048	0	9.267	0	0	-0.035
Max Rst	143	209 1DL+1PI	0.34	25.117	-0.822	25.133	0	0	0

加强肋的计算主要考察两部分,即在外载荷下,罐顶钢结构的变形和应力需要满足规范要求。按上述的计算过程可以得知,按假设的参数,应力控制在合理的范围内,余量适中,因此本设计方案合理。

表4 罐顶钢梁应变汇总表

属性	梁	实际应力比	允许应力比	L/C	Ax (cm ²)	Iz (cm ⁴)	Iy (cm ⁴)	Ix (cm ⁴)
1	CHEB400	0.723	1	309	178.26	52640.9	9215.42	348.202
2	CHEB400	0.825	1	309	178.26	52640.9	9215.42	348.202
3	CHEB400	0.747	1	309	178.26	52640.9	9215.42	348.202
...	...	...	...	...	...	...	...	...
516	CHEB320	0.491	1	309	144.165	27742.3	7680.59	227.414
517	CHEB360	0.734	1	309	162.285	39205	8556.96	290.167
518	CHEB320	0.491	1	309	144.165	27742.3	7680.59	227.414
519	CHEB360	0.734	1	309	162.285	39205	8556.96	290.167

注:因篇幅限制,此表格不显示所有梁节点的应力比情况。

5 结论

①本文以立式低压储罐为研究对象,综合考虑操作压力(包括内压及外压)、风载、地震载荷等多种工况组合,按照 API 650 标准,通过手工计算结合 STAAD PRO 钢结构

设计软件,建立三维模型,进行有限元分析、设计和结果验证,对钢结构受力情况有一个整体的把握,为低压储罐罐顶的稳定性评价提供了依据。

②本文中使用的 STAAD PRO 钢结构设计软件,也给我们提供了新的思路,市面上的分析设计软件很多种,设备强度和稳定性计算并不局限于 ANSYS 软件,可以基于项目特点和经济效率,以及设备的特性,选择一款合适的计算软件来满足设备计算,从而达到设备安全、成本经济的目的。

[参考文献]

- [1]陈寿标.基于 STAAD PRO 的钢煤斗有限元三维计算分析[J].福建建筑,2009(3):50-54.
- [2]马爱霞.基于 STAAD/Pro 对工程项目中重要结构件的力学分析[J].价值工程,2020(23):100-101.
- [3]徐书根,赵延灵,蒋文春,等.带加强筋的储罐罐顶稳定性和强度有限元分析[J].化工机械,2012(4):475-477.
- [4]API 620-2021 Design and Construction of Large, Welded, Low-pressure Storage Tanks[Z].

作者简介:张璐(1992.1—),女,上海,汉族,本科学历,工程师,就职于上海惠生海洋工程有限公司,主要从事化工设备设计工作。