

钢制球罐有限元疲劳分析设计

倪向贵,李新亮,张广明,成 琴

(中国科学技术大学中国科学院材料力学行为和设计重点实验室,安徽合肥 230026)

摘要:针对1 000 m³ 钢制球罐,采用 ANSYS 软件,按照两种不同的有限元建模和网格划分方案,进行了疲劳分析设计.结果表明,两种方案可行,并且能够相互对比验证,从而为工程中对球罐进行疲劳分析设计提供了参考.

关键词:球罐;有限元方法;疲劳;分析设计

中图分类号:O346;TQ053.2 **文献标识码:**A

FE fatigue design by analysis for steel spherical tanks

NI Xiang-gui, LI Xin-liang, ZHANG Guang-ming, CHENG Qin

(CAS Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Materials,
University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China)

Abstract: FE numerical simulations with ANSYS were carried out on a 1 000 m³ steel spherical tank according to two schemes, in which different modeling and meshing approaches were adopted. The results obtained from these two schemes agree with each other well, indicating that they are effective. Thus the comparative analysis method using the two schemes provides a reliable way for the fatigue design by analysis of spherical tanks in engineering.

Key words: spherical tank; finite element method; fatigue; design by analysis

0 引言

钢制球罐是一种在油气、化工等行业中储存液、气类介质的重要压力容器,大多在循环载荷作用下工作,其疲劳分析设计主要依据 JB4732—1995^[1] 和 GB12337—1998^[2] 标准,采用有限元分析软件进行. JB4732—1995 标准采用应力强度(stress intensity, SINT)作为强度校核的准则,其实质是第三强度理论.

钢制球罐容量大,承受高压、低循环疲劳载荷,受结构和自重的限制,故障不易监控,现场及实验室

试验难以完成,且受试验周期、经费限制.而采用有限元分析软件可以有效解决试验中存在的问题,大大缩减研制经费和时间,具有重要的现实及工程意义.

在 1 000 m³ 球罐的有限元分析中,考虑到支柱、托板与球壳连接处结构较为复杂,同时为了提高分析结果的可靠性,因此我们采取两种不同的有限元建模和网格划分方案,经有限元计算后,对疲劳载荷作用时球壳整体及重要局部结构的第三应力强度最大应力大小及位置做了分析比较,并分别进行疲劳评定,以期取得工程中可以接受的结果,为此类工程球罐结构实施疲劳分析设计提供参考.

1 有限元疲劳分析设计

采用中国压力容器标准化技术委员会认证的有限元软件 ANSYS 进行数值计算。

1.1 球罐结构及几何尺寸

钢制球罐由球壳、上下人孔、进出气孔、支柱、托板、拉杆等部分组成,球罐上下人孔各一,采用 b 型支柱 U 型托板结构,支柱个数 8。球罐的上下人孔、进出气孔以及支柱、托板与球壳连接处是球罐疲劳分析的重点,为简化计算,但又不影响分析结果,在建立有限元模型时,主要考虑这些结构。

球罐示意图及结构尺寸如图 1 所示,其中图 1(a)为球罐整体结构及部分尺寸;图 1(b)和图 1(f)分别为托板结构及尺寸;图 1(c)为上下人孔凸缘截面尺寸;图 1(d)为进出气孔凸缘截面尺寸,且孔中心距过球罐中心铅垂轴 1.1 m;图 1(e)为支柱上段、托板与球壳连接处的相互关系和尺寸。除图 1 中的尺寸标注外,还有,支柱 $\varnothing 0.426 \text{ m} \times 0.012 \text{ m}$,支柱盖帽内径 $\varnothing 0.426 \text{ m}$ 、厚 0.012 m ,拉杆 $\varnothing 0.025 \text{ m}$ 。

1.2 球罐材料及其参数

球罐壳体材料为 07MnNiCrMoVDR,孔凸缘材

料为 08MnNiCrMoVD,支柱及托板为 16MnR,拉杆材料为 20 号钢。球壳、孔凸缘、托板及支柱等材料的弹性模量为 $2.06 \times 10^{11} \text{ Pa}$,拉杆材料的弹性模量为 $1.92 \times 10^{11} \text{ Pa}$,泊松比为 0.3。

球壳材料的抗拉强度 σ_b 为 $6.1 \times 10^8 \text{ Pa}$,屈服强度 σ_s 为 $4.9 \times 10^8 \text{ Pa}$;孔凸缘材料的抗拉强度 σ_b 为 $6.0 \times 10^8 \text{ Pa}$,屈服强度 σ_s 为 $4.8 \times 10^8 \text{ Pa}$;支柱及托板材料的抗拉强度 σ_b 为 $5.1 \times 10^8 \text{ Pa}$,屈服强度 σ_s 为 $3.45 \times 10^8 \text{ Pa}$ 。

1.3 有限元分析模型、单元及网格划分

考虑到 $1\,000 \text{ m}^3$ 钢制球罐结构的对称性,取原结构的 1/2 作为研究对象。首先在球壳的上、下球冠 22.5° 处采用工作平面横向剖切,支柱上段、托板与球壳连接处作为重点考察区域,故分别采取两种方案来处理。

由于剖切方法不同,网格划分也将不同,一般远离截面突变区的网格划分得粗,截面突变区域需要重点考察的部分网格划分得较细。网格划分的原则是在满足工程精度的前提下,单元数目应尽量划分得少。鉴于该球罐结构复杂,相互交接区域有截面突变,可综合考虑计算精度、计算时间、建模工作量等

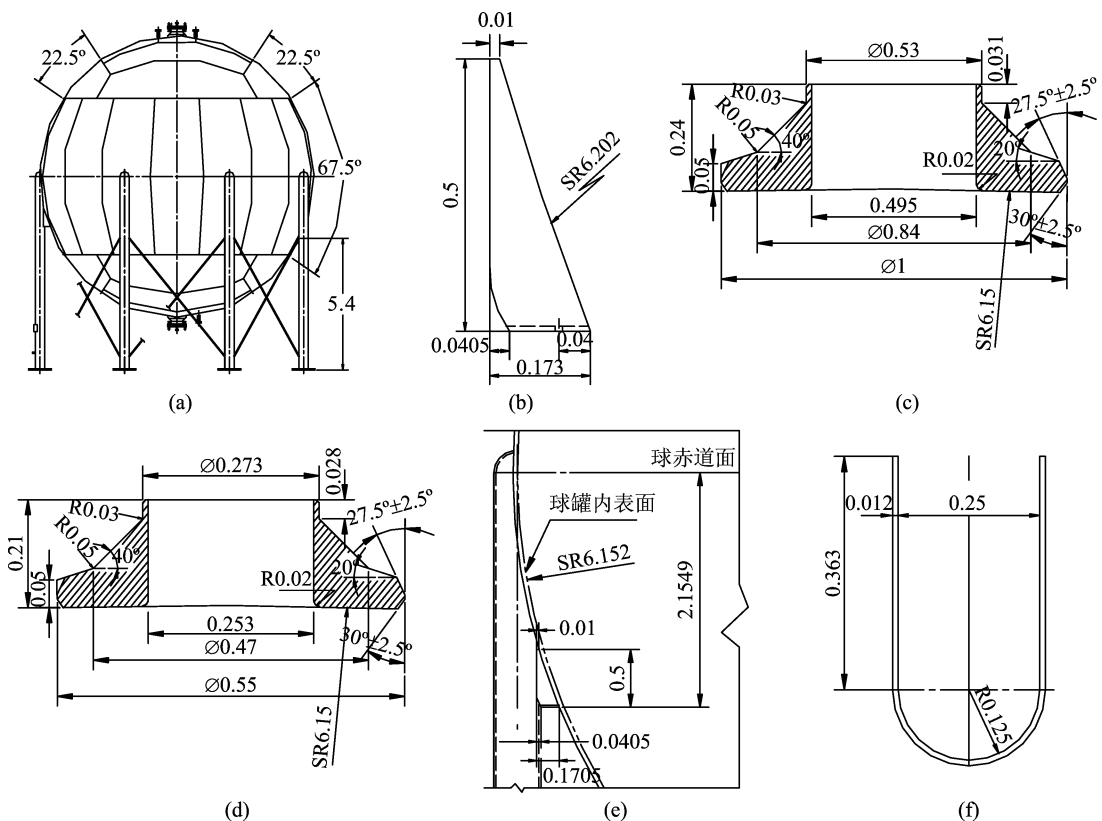


图 1 钢制球罐示意图及结构尺寸(单位:m)

Fig. 1 Sketch and structure size of the spherical tank (unit: m)

各方面,采用混合网格的划分方式.根据其各部位特点,分别采用自由、扫掠等多种网格划分方式,以形成综合效果尽量好的有限元模型.先对适合扫掠或映射网格划分的区域划分六面体网格,若无合适的区域,则可通过切分等多种布尔运算来创建合适的区域;对实在无法再切分的区域,可采用二次单元进行自由划分,此时在该区域与已进行扫掠或映射网格划分区域的交界面上,会自动形成金字塔过渡单元,以保证网格的协调性^[3].

球罐模型共采用 3 种单元,即四面体 10 节点 solid92 单元、六面体 8 节点 solid45 单元和杆 2 节点 link8 单元,其中建立杆单元后,必须进行节点自由度耦合来实现拉杆销接,避免出现应力集中^[4].球罐模型中的结构尺寸单位为 m,应力单位为 Pa.

1.3.1 方案一

在支柱上段、托板与球壳连接处,依然采取工作平面横向剖切的方法,所剖切的球壳高度上下分别大于支柱盖帽最上端、托板最下端 0.2 m,剖切后的局部模型如图 2 所示.

网格划分时先对类似于球壳上下温带的规则区域、支柱下段按 solid45 单元扫掠划分,托板、支柱上段、球壳上下极及进出气孔、上下人孔凸缘按 solid92 单元自由划分,之后拉杆按 link8 单元建立,并分别与支柱进行节点自由度耦合.共生成单元 46 653 个,节点 90 988 个.网格划分后如图 3 所示.



图 2 方案一的局部模型

Fig. 2 Local model of Scheme 1

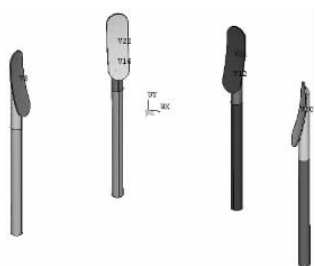


图 4 方案二的局部模型

Fig. 4 Local model of Scheme 2

图中 link8 单元的节点已经实现了自由度耦合.

1.3.2 方案二

在支柱上段、托板与球壳连接处,建立一个四周尺寸分别大于支柱盖帽外轮廓、托板最下端、支柱外轮廓各 0.2 m 的隧道式的环形薄面,剖切后的局部模型如图 4 所示.

网格划分时首先对支柱下段按 solid45 单元扫掠划分,托板、支柱上段、球壳上下极、由隧道式环形薄面剖切球壳后的 4 个剖切块及进出气孔、上下人孔凸缘按 solid92 单元自由划分,球壳其余部分按 solid45 单元自由划分,之后拉杆按 link8 单元建立,并分别与支柱进行节点自由度耦合.共生成单元 61 623 个,节点 85 442 个.网格划分后如图 5 所示,图中 link8 单元的节点已经实现了自由度耦合.

1.4 载荷、边界条件及有限元计算

由于模型的对称性,约束对称面上的法向位移,支柱下端按固支边界处理,约束全部位移.

设计温度为常温,内压波动 $1.3 \times 10^6 \sim 2.5 \times 10^6$ Pa,载荷波动幅值 1.2×10^6 Pa. 载荷每天波动 60 次,球罐设计服役 20 年,则设计循环次数为 $60 \times 365 \times 20 = 4.38 \times 10^5$.

根据 JB4732—1995 标准,在进行疲劳分析设计时,结构变形和应力与载荷成线性关系,压力波动 $1.3 \times 10^6 \sim 2.5 \times 10^6$ Pa 与 $0 \sim 1.2 \times 10^6$ Pa 的应力变化值是相同的,所以分析计算 1.2×10^6 Pa 内压

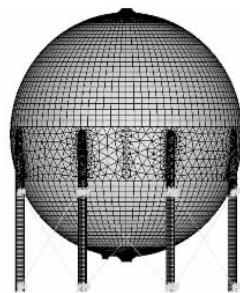


图 3 方案一的有限元网格

Fig. 3 FE mesh of Scheme 1

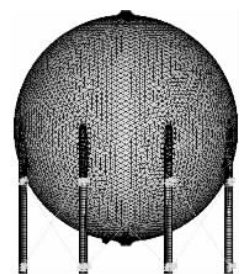


图 5 方案二的有限元网格

Fig. 5 FE mesh of Scheme 2

作用下球罐结构的应力,可作为压力波动球罐整体结构的应力变化值^[5]。

经有限元计算后,方案一和方案二的球罐整体第三应力强度应力云图分别如图 6 和图 7 所示。从图 6 和图 7 可以看出,球罐在疲劳载荷作用下,两种方案的有限元计算结果均显示第三应力强度最大应力出现在球壳下端进出气孔内侧,其位置是一致的,而上下人孔、进出气孔、球壳与托板连接处、球壳与支柱上段连接处经局部分析,显示应力也较大。

提取不同方案时球罐整体、球壳部分、上下人孔凸缘中应力较大的下人孔凸缘、进出气孔凸缘、4 个托板中应力较大者、4 个支柱上段中应力较大者的第三应力强度最大应力值,其相对误差最大为 4.42%,并且各个部分的最大应力位置也基本一致。如表 1 所示。

1.5 疲劳分析

应力-疲劳寿命关系曲线又称 S-N 曲线。当循环应力比 $R=S_{\min}/S_{\max}$ 一定时,循环应力幅或最大应力愈高,则破坏前能承受的应力循环次数愈小。当 $R=-1$ 时,平均应力为 0,此时的 S-N 曲线称为基本 S-N 曲线。各种材料的 S-N 曲线形状不尽相同,S-N

曲线也有多种不同的表现形式,本文采用的 S-N 曲线依据 JB4732—1995 标准。

压力容器在交变载荷作用下,当最大交变应力(在循环次数一定时)或循环次数(在最大交变应力一定时)达到疲劳设计曲线的规定值时,为容器承载的极限状态,即疲劳失效准则^[6]。钢制球罐内压载荷每天波动 60 次,不用考虑加载率和冲击效应^[7]。

根据 1 000 m³ 球罐模型有限元计算结果,参照 JB4732—1995 标准,按照疲劳曲线并利用式(1)进行插值,

$$N/N_i = (N_j/N_i)^{[\lg(S_i/S_j)/\lg(S_i/S_j)]} \quad (1)$$

式中, S, S_i, S_j 为交变应力强度幅; N, N_i, N_j 为设计疲劳数据得到的相应循环次数。

球罐设计压力波动次数为 4.38×10^5 ,由疲劳曲线可取循环次数 $N_1 = 2 \times 10^5, N_2 = 5 \times 10^5$,所对应抗拉强度为 5.52×10^8 Pa 以下材料的交变应力强度幅许用值为 $S_1 = 1.14 \times 10^8$ Pa, $S_2 = 9.31 \times 10^7$ Pa;对应抗拉强度为 7.93×10^8 Pa 以上材料的交变应力强度幅许用值为 $S_1 = 1.66 \times 10^8$ Pa, $S_2 = 1.52 \times 10^8$ Pa。

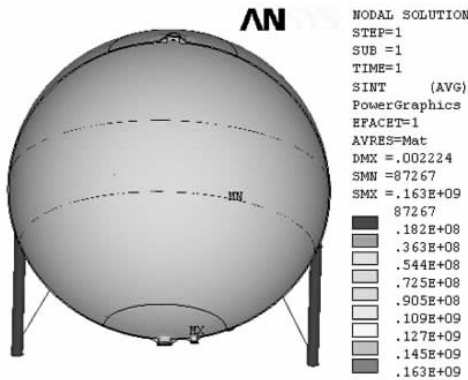


图 6 方案一疲劳载荷时球罐整体第三应力强度应力云图

Fig. 6 The SINT contour of spherical tank under the fatigue load of Scheme 1

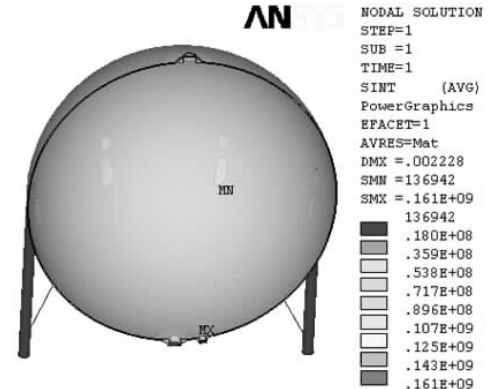


图 7 方案二疲劳载荷时球罐整体第三应力强度应力云图

Fig. 7 The SINT contour of spherical tank under the fatigue load of Scheme 2

表 1 疲劳载荷作用时球罐应力比较

Tab. 1 Comparison of the spherical tank stress under the fatigue load

第三应力强度最大应力位置	(球壳整体) 下端进出气孔内侧	(球壳局部) 球壳与下人孔连接处	(下人孔)下人孔内侧拐角过渡圆弧处	(进出气孔) 进出气孔内侧拐角过渡圆弧处	(托板)托板顶端与球壳连接处	(支柱)支柱上段盖帽顶端与球壳连接处
方案一应力值/ 10^6 Pa	163	116	132	163	130	122
方案二应力值/ 10^6 Pa	161	115	131	161	119	129
平均值/ 10^6 Pa	162.0	115.5	131.5	162.0	124.5	125.5
相对误差/%	0.62	0.43	0.38	0.62	4.42	2.79

表 2 球罐交变应力强度幅及疲劳评定

Tab. 2 Cyclic stress intensity amplitude of spherical tank and fatigue assessment

第三应力强度最大应力位置	球壳整体	球壳局部	下人孔凸缘	进出气孔凸缘	托板	支柱上段
方案一中 $\sigma_1/10^6$ Pa	83.0	108.6	131.1	161.3	129.1	68.3
方案一中 $\sigma_2/10^6$ Pa	83.0	93.6	1.5	2.9	86.3	60.9
方案一中 $\sigma_3/10^6$ Pa	-0.5	-3.6	-1.3	-1.6	7.3	-47.5
方案一中交变应力强度幅/ 10^6 Pa	41.75	56.10	66.20	81.45	60.75	57.90
方案二中 $\sigma_1/10^6$ Pa	81.6	111.7	129.7	160.3	121.9	73.0
方案二中 $\sigma_2/10^6$ Pa	81.3	92.9	-0.6	3.8	83.1	65.9
方案二中 $\sigma_3/10^6$ Pa	-4.8	2.6	-1.0	-0.8	7.6	-47.5
方案二中交变应力强度幅/ 10^6 Pa	43.20	57.15	65.35	80.55	57.15	60.25
两种方案交变应力强度幅平均值/ 10^6 Pa	42.475	56.625	65.775	81.000	58.950	59.075
交变应力强度幅相对误差/%	1.71	0.93	0.65	0.56	3.05	1.99
交变应力强度幅许用值/ 10^6 Pa	110	110	108	108	96	96
评定结果	均通过	均通过	均通过	均通过	均通过	均通过

由式(1)计算可知, 4.38×10^5 次对应的 5.52×10^8 Pa 以下材料的交变应力强度幅许用值为 0.60×10^7 Pa, 对应的 7.93×10^8 Pa 以上材料的交变应力强度幅许用值为 1.54×10^8 Pa.

球壳材料的抗拉强度 σ_b 为 6.1×10^8 Pa, 经线性插值得到材料的交变应力强度幅许用值为 1.1×10^8 Pa; 孔凸缘材料的抗拉强度 σ_b 为 6×10^8 Pa, 经线性插值得到材料的交变应力强度幅许用值为 1.08×10^8 Pa; 支柱及托板部分材料的抗拉强度 σ_b 为 5.1×10^8 Pa, 小于 5.52×10^8 Pa, 可知其交变应力强度幅许用值为 9.6×10^7 Pa.

选择球壳整体及球壳部分、下人孔凸缘、进出气孔凸缘、托板及支柱上段第三应力强度最大应力的节点, 对该节点的两个主应力值取代数差的最大值, 得到交变应力强度幅, 如表 2 所示, 均通过疲劳评定, 可知该球罐是满足抗疲劳要求的, 两个方案得到的交变应力强度幅的相对误差最大为 3.05%. 表 2 中 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ 分别为第三应力强度最大应力处节点的主应力值.

2 结论

采用两种有限元建模和网格划分方案, 利用有限元软件 ANSYS, 对 $1\ 000\ m^3$ 钢制球罐分别进行了疲劳分析设计, 得出如下结论:

(I) 不同方案的球罐整体及局部结构的第三应力强度最大应力位置相互一致, 最大应力值的相对误差最大不足 5%, 疲劳评定的各类交变应力强度幅值相对误差最大不足 4%, 且均通过疲劳评定,

因此, 这两种方案是可行的, 对于球罐的疲劳分析结果也是可信的.

(II) 此类球罐除要对球壳要进行疲劳分析外, 下人孔、进出气孔、托板及支柱上段等也是第三应力强度应力比较大的区域, 还需要对这些局部结构进行疲劳分析. 支柱上段、托板与球壳连接处情况复杂, 还可以做进一步的细化分析.

(III) 对于不同尺寸和采用其他类型支柱结构的球罐, 同样可运用这种采取不同方案相互对比验证的方法来实施, 这种方法不但提高了有限元分析的可靠性, 而且能够节省一定的人力物力, 缩短球罐疲劳分析设计的周期, 在工程应用中具有一定的借鉴意义.

参考文献(References)

- [1] JB4732—1995, 钢制压力容器-分析设计标准[S]. 北京: 全国压力容器标准化技术委员会, 1995.
- [2] GB12337—1998, 钢制球形储罐[S]. 北京: 中国标准出版社, 1998.
- [3] 高志刚, 刘泽明, 李娜. 复杂模型的 ANSYS 有限元网格划分研究[J]. 机械工程与自动化, 2006, 136(3): 41-43.
- [4] 博弈创作室. ANSYS 9.0 经典产品基础教程与实例详解[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2005.
- [5] 李永泰, 顾永干, 吴晓红, 等. $1\ 000\ m^3$ 氧气球罐应力分析设计[J]. 化工设备与管道, 2004, 40(3): 19-22.
- [6] 王非. 化工压力容器设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [7] 宫能平, 夏源明. 弹塑性材料动态起裂止裂和裂纹稳态扩展轨迹的试验研究[J]. 中国科学技术大学学报, 2003, 33(2): 178-183.