

外压薄壁圆筒水密舱设计论证

王小宁¹, 杨道军², 许伟杰³, 翁国忠³

(1. 广东湛江 91388 部队, 广东湛江 524022; 2. 上海航保修理厂, 上海 200083; 3. 中国科学院声学研究所东海研究站, 上海 200032)

摘要: 外压薄壁圆筒水密舱在工况条件下能够安全承压的必要条件是构件具有足够的强度和刚度, 否则构件加载后将分别发生屈服破坏和失稳。其他条件不变时构件的临界长度决定了失稳临界压力大小。因此, 工程设计前首先要对构件强度和刚度进行研究和仿真。

关键词: 强度; 刚度; 失稳; 临界长度; 仿真

中图分类号: TH123+3

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2014)-06-0499-05

DOI 编码: 10.3969/j.issn1000-3630.2014.06.004

Design demonstration of a thin-walled cylinder watertight compartment under external pressure

WANG Xiao-ning¹, YANG Dao-jun², XU Wei-jie³, WENG Guo-zhong³

(1. Unit 91388, PLA, Zhanjiang 524022, Guangdong, China; 2. Shanghai Repair Factory of Shipping Insurance, Shanghai 200083, China;

3. Shanghai Acoustic Laboratory, Institute of Acoustics, Chinese Academy of Science, Shanghai 200032, China)

Abstract: For a thin thickness cylinder cabin under external pressure, it is essential in the normal condition to ensure the components of the cabin having enough strength and stiffness. The components under the normal pressure will yield if no enough strength and they will buckle if no enough stiffness. The critical lengths of the components decide their critical pressures when the components keep in original conditions. Therefore, it is right and necessary to research and to simulate strength and stiffness of the components first, and then to get the theoretical basis for engineering design.

Key word: strength; stiffness; buckling; critical length; simulate

0 引言

随着人类海洋活动日益频繁, 海洋探测仪器越来越多地要求在深海工作, 仪器的耐压舱越来越受重视。外压薄壁圆筒型水密舱是常用的深海水声仪器耐压舱。在工况条件下水声仪器耐压舱能够安全承压的必要条件是构件具有足够的强度和刚度。

构件的强度设计主要考虑构件在加载后的屈服破坏。构件的刚度设计主要考虑结构在加载后的周向失稳。

本文对外压薄壁圆筒型水密舱的强度、刚度、临界长度、临界失稳压力等关键参数进行了设计论证和仿真, 为工程设计提供理论依据。

1 构件的强度设计

屈服压力 p_s 的定义为外压圆筒发生屈服破坏

时的最小压力。

当外压达到某一临界值即屈服压力(p_s)时, 材料的应力超过其极限强度(σ_s), 构件将被压扁、垮塌或开裂。这是构件强度不够所致, 压缩应力引起构件屈服破坏。如图 1 所示。

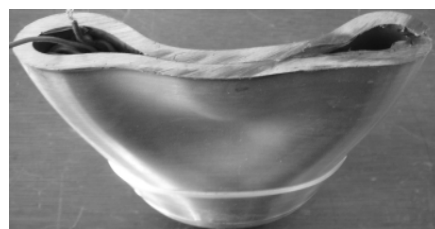


图 1 构件屈服
Fig.1 A yielding component

因此, 在进行设计时, 构件承压 p 必须小于屈服压力(p_s)。当外压薄壁圆筒水密舱加载后, 在构件材料中将产生三个互相垂直的主应力, 即环向应力、径向应力和纵向应力。若构件内径为 d , 外径为 D , 壁厚为 t , 当 $D \geq 20t$ 时薄壁圆筒水密舱壁内纵向应力是常量, 环向应力沿筒壁厚度方向没有压力梯度, 径向应力大小和环向应力、纵向应力相比小到可以忽略不计。

图 2 为外压薄壁水密舱的示意图。

收稿日期: 2014-02-26; 修回日期: 2014-05-09

作者简介: 王小宁(1976—), 男, 山东莱州人, 工程师, 研究方向为声学设备结构设计。

通讯作者: 王小宁, E-mail: wxnhhh@126.com

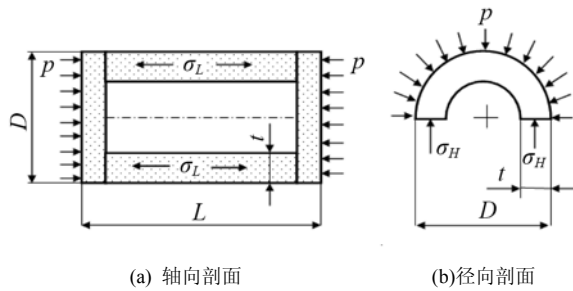


图 2 外压薄壁水密舱
Fig.2 A thin wall cylinder cabin under external pressure

参见图 2(a), 经推导可以得到纵向应力为

$$\sigma_L = \frac{p\pi D^2/4}{\pi Dt} = \frac{pD}{4t}$$

式中: σ_L 为纵向应力, 单位 MPa; p 为构件承压, 单位 MPa; D 为构件外径, 单位 mm; t 为构件壁厚, 单位 mm。经推导得到环向应力为

$$\sigma_H = \frac{pDL}{2Lt} = \frac{pD}{2t}$$

式中: σ_H 为环向应力, 单位 MPa; L 为构件长度, 单位 mm。显然, 当构件承受各向同性的均布外压 p 时, 最大主应力 σ 就是环向应力 σ_H , 即

$$\sigma = \frac{pD}{2t} \tag{1}$$

式中: σ 为最大主应力, 单位 Mpa。考虑到强度安全系数 k , 材料的许用应力为 $[\sigma] = \sigma/k \leq \sigma_s$ 。式中: $[\sigma]$ 为许用应力, 单位 MPa; σ_s 为极限强度, 单位 MPa。构件的许用压力为

$$[p] = \frac{p}{k} \tag{2}$$

式中: $[p]$ 为许用压力, 单位 MPa。这就是构件强度设计必须满足的条件。

2 构件的刚度设计

临界压力 p_{cr} 的定义为外压圆筒失稳时的最小压力。

随着构件加载增加, 压缩应力不断增加, 构件壳体的径向挠度逐步增大。当应力仍处于弹性范围内时, 形变规律仍符合线性平衡方程和挠曲微分方程。但是当压缩应力达到某一临界值即临界压力 (p_{cr}), 而远低于材料屈服点时, 构件壳体的径向挠度便会急剧增大。

薄壁圆筒受纵向均布外力作用, 一旦达到临界压力时, 构件沿轴向将形成 n 个波(凹瘪), 形状如波纹管。如图 3 所示。

薄壁圆筒受侧向均布外力作用, 一旦达到临界压力时, 构件沿周向将形成 n 个波(凹瘪)。如图 4

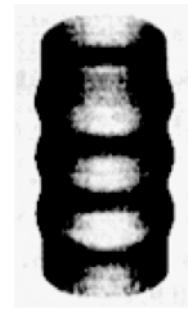


图 3 构件轴向失稳
Fig.3 Axial buckling of the component

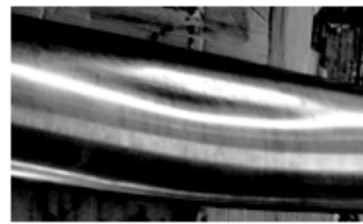


图 4 构件径向失稳
Fig.4 Radial buckling of the component

所示。

这种现象称为外压圆筒失稳, 这是由于构件刚度不够造成的。外压圆筒失稳前, 只有单纯的压缩应力, 在失稳时, 弯曲应力起主导作用。使外压圆筒失稳的最小外压力称为临界压力 (p_{cr}), 它是表征外压圆筒抗失稳能力的重要参数。若外压低于临界压力, 应力和应变符合胡克定律, 构件弹性变形, 在卸载后能恢复其原先形状; 若外压达到或高于临界压力时, 构件塑性变形, 产生的波(凹瘪)就不会恢复。因此, 在进行构件设计时, 构件的强度设计必须满足小于许用压力 $[p]$, 同时, 构件的刚度设计必须满足小于临界压力。

根据工程经验, 外压薄壁圆筒一般在压力达到临界压力值 (p_{cr}) 的 1/3~1/2 时就可能会被压瘪。

考虑到材料的均质程度和制造工艺误差, 因此设计时不允许构件在外压等于或接近于临界压力的工况条件下工作, 加载必须有一定的安全裕度, 使许用压力比临界压力小, 即构件的稳定条件是许用压力 $[p]$ 为

$$[p] \leq \frac{p_{cr}}{m} \tag{3}$$

式中: p_{cr} 为临界压力, 单位 MPa; m 为稳定性安全系数, 通常 m 取 3。受均布侧向外压的长圆筒临界压力公式为^[1]

$$p_{cr} = \frac{2E}{1-\mu^2} \left(\frac{t}{D}\right)^3 \tag{4}$$

式中: E 为弹性模量, 单位 GPa; μ 为泊松比。对于钢质圆筒, $\mu=0.3$, 代入式(4)得到临界压力为

$$p_{cr} = 2.2E \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (5)$$

将式(5)代入式(1)得到临界应力为

$$\sigma_{cr} = \frac{p_{cr} D}{2t} = 1.1E \left(\frac{t}{D} \right)^2 \quad (6)$$

从式(4)可见, 长圆筒的临界压力与其厚径比 t/D 的高次幂函数有关, 而与长径比 L/D 无关。

同时可见长圆筒抗失稳能力与 E 有关, 由于各类钢的弹性模量变化不大, 因此采用高强度钢代替低强度钢, 只能提高圆筒的强度, 而不能显著提高其抗失稳能力。

对于薄壁圆筒, 长圆筒临界压力 (p_{cr}) 远远小于长圆筒屈服压力 (p_s), 即失稳先于强度破坏。

材质为各向同性受均布侧向外压的短圆筒临界压力计算公式由德国科学家冯·米塞斯 (Von.Mises) 按线性小挠度理论导出^[1]:

$$p_{cr} = \frac{Et}{R(n^2-1) \left[1 + \left(\frac{nL}{\pi R} \right)^2 \right]^2} + \frac{E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{R} \right)^3 \left[(n^2-1) + \frac{2n^2-1-\mu}{1 + \left(\frac{nL}{\pi R} \right)^2} \right] \quad (7)$$

式中: R 是圆筒半径, 单位 mm; n 为临界压力相应波数; 当 L/R 较大时, 上式中忽略含 $(L/R)^2$ 各项, 式(7)可简化成^[1]:

$$p_{cr} = \frac{(n^2-1)E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{R} \right)^3 \quad (8)$$

令 $dp_{cr}/dn=0$, $D=2R$, 并取 $n^2-1 \approx n^2$, $\mu=0.3$, 可得到钢质短圆筒最小临界压力相应波数 n 为^[1]

$$n = \sqrt[4]{\frac{7.06}{\left(\frac{L}{D} \right)^2 \left(\frac{t}{D} \right)}} \quad (9)$$

把式(9)代入式(8), 得临界压力 p_{cr} 的近似公式^[1]:

$$p_{cr} = \frac{2.59Et^2}{LD \cdot \sqrt{D/t}} = \frac{2.59E}{L/D \cdot \sqrt{t/D}} \left(\frac{t}{D} \right)^3 \quad (10)$$

根据式(1)和式(10)可得到临界应力为

$$\sigma_{cr} = \frac{p_{cr} D}{2t} = \frac{1.30E}{L/D} \left(\frac{t}{D} \right)^{1.5} \quad (11)$$

在工程上, 钢质短圆筒临界压力计算通常引用美国海军水槽公式^[2]:

$$p_{cr} = \frac{2.6E(D/t)^{-2.5}}{(L/D) - 0.45(D/t)^{-0.5}} \quad (12)$$

由此可见, 短圆筒临界压力与厚径比 t/D 的指数函数和长径比 L/D 有关, L/D 越大, 封头的约束作用越小, 临界压力越低。

公式(12)中临界压力的计算是在假设构件截面

是规则圆形、构件柱度十分理想、材料各向同性且均匀无内应力的情况下得到的。实际构件不可能与理论完全一致, 因此构件临界压力将低于计算值, 使失稳提前发生。

影响外压圆筒临界压力的主要因素可归纳为以下几方面: 一是构件材料力学性能, 弹性模量 E 、泊松比 μ ; 二是结构尺寸, 外径 D 、壁厚 t 、长度 L ; 三是工艺偏差, 尺寸公差、形位公差、锻造工艺偏差、热处理工艺偏差。

特别应注意外压薄壁圆筒水密舱结构设计许用压力 $[p]$ 必须同时满足强度设计要求和刚度设计要求, 构件才能在工况条件下安全工作。

3 构件的临界长度

对于外径为 D , 壁厚为 t 的外压薄壁圆筒, 材料确定后, 即材料的弹性模量 E 、泊松比 μ 确定后, 它的临界压力与构件的长度 L 有关, 加载状态下构件不失稳的最大长度叫做临界长度 L_{cr} 。由式(5)和式(10)可推导出

$$2.2E \left(\frac{t}{D} \right)^3 = \frac{2.59E}{L_{cr}/D \cdot \sqrt{t/D}} \left(\frac{t}{D} \right)^3$$

即临界长度 L_{cr} 为

$$L_{cr} = 1.17D \sqrt{\frac{D}{t}} \quad (13)$$

当圆筒长度 $L > L_{cr}$ 时, 工程上称为长圆筒; 当圆筒长度 $L < L_{cr}$ 时, 工程上称为短圆筒。

对于外压薄壁圆筒, 在既定直径和材料的前提下, 增加圆筒壁厚 t 或减小圆筒计算长度 L 均可提高其临界压力值, 但从经济角度考虑, 减小 L 比增加 t 更为有利, 特别当对外压薄壁圆筒水密舱的浮力苛求时(例如, 国际 Argo 实时海洋观测网的数千个分布在全球各大洋的剖面浮标), 在圆筒外部或内部设置若干个刚性加强圈来减小圆筒计算长度 L 是行之有效的办法。利用加强圈对筒壁的支撑作用可缩短临界长度 L_{cr} , 以提高构件的临界压力 P_{cr} , 从而提高其工作外压。加强圈的间距即计算长度 L 若小于或等于临界长度, 表明该构件能安全承载设计压力。图 5 为常见的内置式加强圈与壳体有效组合局部视图。

图 6 为确定计算长度 L 的简图, 注意应计入凸形封头中的 $1/3$ 的凸面高度。

4 案例和仿真

在设计外压薄壁圆筒水密舱时, 常遇到两类问

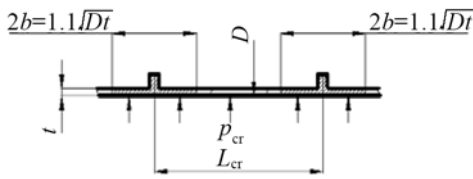


图 5 加强圈与壳体局部视图
Fig.5 Partial view of the stiffener and the vessel



图 6 确定计算长度 L 简图
Fig.6 Diagram for ascertaining L

题：一是工艺条件决定了构件的尺寸，求它的许用外压 $[p]$ ；二是已给定工作外压，确定构件壁厚 t 。工程上从工艺角度尽量把外压薄壁圆筒水密舱设计成短圆筒。

案例：已知构件材质为 316L(AISI UNS)不锈钢，外径 $D=180\text{ mm}$ ，壁厚 $t=4\text{ mm}$ ，长度 $L=1200\text{ mm}$ 。试分析图 7 封头为刚性的外压薄壁圆筒水密舱的最大潜深。若保持内径 d 不变，潜深 500 m 时，求壁厚 t 。

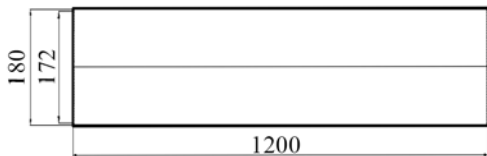


图 7 案例简图
Fig.7 A typical component sample

根据式(13)可计算构件临界长度为

$$L_{cr} = 1.17D\sqrt{\frac{D}{t}} = 1413 > L$$

显然案例构件可以按短圆筒来分析、计算。图 8 为构件外径不变时，壁厚与临界长度关系 $L_{cr}-t$ 的 Matlab 仿真结果。

从构件强度角度看许用外压 $[p]$ ：已知 316L(AISI UNS)即(00Cr17Ni14Mo2 GB/T1220-1992)的力学性能为 $\sigma=175\text{ MPa}$ ， $E=195\text{ GPa}$ ， $\mu=0.3$ 。

当 $k=3$ 时，由式(1)和式(2)可知构件许用外压

$$[p] = \frac{2t\sigma}{3D} = 2.593\text{ MPa}$$

图 9 为案例构件外径不变时，壁厚与许用外压关系 $[p]-t$ 的 Matlab 仿真结果。

从构件刚度角度看临界许用压应力 $[p_{cr}]$ ：考虑构件的失稳临界压力，稳定性安全系数 $m=3$ ，由式

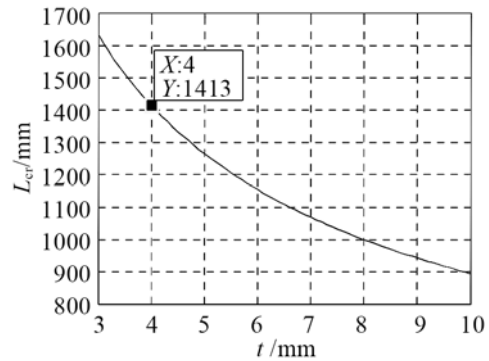


图 8 外径不变的构件壁厚与临界长度关系仿真
Fig.8 Simulation of the relation between the thickness and the critical length of the component with constant outer diameter

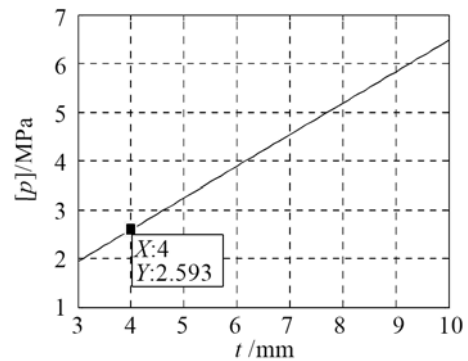


图 9 外径不变的构件壁厚与强度关系仿真
Fig.9 Simulation of the relation between the thickness and the strength of the component with constant outer diameter

(3)和式(12)可知构件临界许用压应力为

$$[p_{cr}] = p_{cr}/m = \frac{2.6E(D/t)^{-2.5}}{m[(L/D)-0.45(D/t)^{-0.5}]} = 1.872\text{ MPa}$$

图 10 为构件外径不变时，壁厚与临界许用压应力关系 $[p_{cr}]-t$ 的 Matlab 仿真结果。

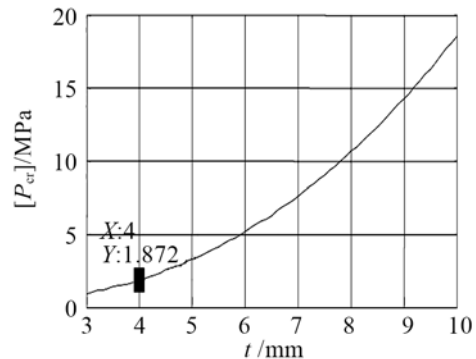


图 10 外径不变的构件壁厚与刚度关系仿真
Fig.10 Simulation of the relation between the thickness and the stiffness of the component with constant outer diameter

因为许用压力 $[p]$ 必须同时满足强度设计要求和刚度设计要求，构件才能在工况条件下安全工作。对比图 9 和图 10 仿真结果发现，案例中构件许用外压 $[p]$ 主要受材料刚度制约，因此，当前水密

舱的最大潜深约 187 m。

若保持薄壁圆筒水密舱内径不变，最大潜深为 500 m，求壁厚 t 。

根据式(13)可知构件的临界长度为

$$L_{cr} = 1.17(d+2t)\sqrt{\frac{d+2t}{t}}$$

图 11 为构件内径不变时，壁厚与临界长度关系 $L_{cr}-t$ 的 Matlab 仿真结果。

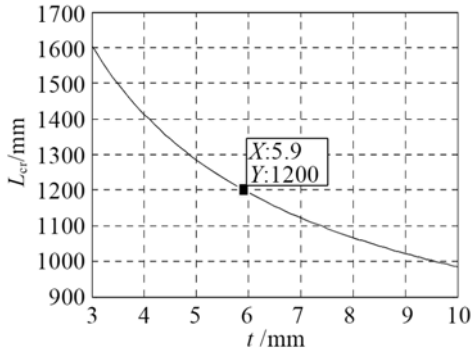


图 11 内径不变的构件壁厚与临界长度关系仿真
Fig.11 Simulation of the relation between the thickness and the critical length of the component with constant inner diameter

显然，当 $t > 5.9\text{mm}$ 时，构件就可以按短圆筒来分析计算。

从构件强度角度看许用外压 $[p]$ ：由式(1)和式(2)可得

$$[p] = \frac{2t\sigma}{3(d+2t)}$$

图 12 为构件内径不变时，壁厚与许用外压 $[p]-t$ 的 Matlab 仿真结果。

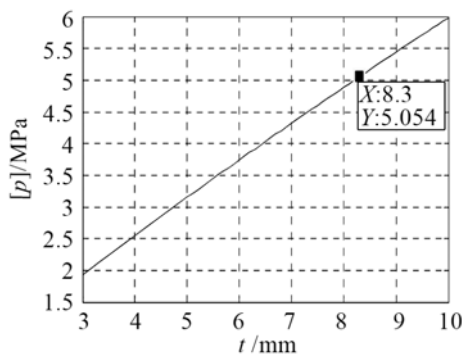


图 12 内径不变的构件壁厚与强度关系仿真
Fig.12 Simulation of the relation between the thickness and the strength of the component with constant inner diameter

当 $t=8.3\text{ mm}$ ， $k=3$ 时， $[p]=5.054\text{ MPa}$ 。

从构件刚度角度验证临界许用压应力 $[p_{cr}]$ ：稳定性安全系数 $m=3$ 时，构件的失稳临界压力可由式(3)和式(12)得到：

$$[p] = p_{cr}/m = \frac{2.6E((d+2t)/t)^{-2.5}}{m[L/(d+2t) - 0.45((d+2t)/t)^{-0.5}]}$$

图 13 为构件内径不变时，壁厚与临界许用压应力关系 $[p_{cr}]-t$ 的 Matlab 仿真结果。

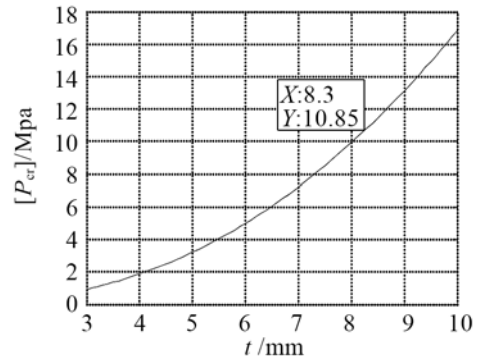


图 13 内径不变的构件壁厚与刚度关系仿真
Fig.13 Simulation of the relation between the thickness and the stiffness of the component with constant inner diameter

当 $t=8.3\text{ mm}$ ， $m=3$ 时， $[p]=10.85\text{ MPa}$ 。

同样因为许用压力 $[p]$ 必须同时满足强度设计要求和刚度设计要求，构件才能在工况条件下安全工作。对比图 12 和图 13 仿真结果分析，该案例中构件许用压力主要受材料强度制约，当薄壁圆筒水密舱内径不变，壁厚 $t \geq 8.3\text{ mm}$ 时，最大潜深才能达到 500 m。

本案例构件试压时， $[p]$ 取整为 5 MPa，试验压力 P_T 取 1.25 倍的设计外压^[3]，即

$$p_T = 1.25p \tag{13}$$

虽然该外压薄壁圆筒水密舱下潜 500 m 时是安全的，但试验压力为 6.25 MPa 时应密切注意构件的承压状况。

5 结论

在进行外压薄壁圆筒水密舱设计时，其长度通常要小于临界长度，即设计成短圆筒，且构件必须同时具有足够的强度和刚度。若构件的强度不够，加载后将发生屈服破坏；若构件的刚度不够，加载后将出现失稳。对构件的临界长度、强度和刚度进行仿真计算，能够快速准确得到构件的主要技术参数，从而为工程设计提供理论依据。

参 考 文 献

- [1] 王志文, 蔡仁良. 化工容器设计(第三版编著)[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005: 151-154.
- [2] Dwingt F, Windenberg, Charles Trilling. Collapse by instability of thin cylindrical shells under external pressure[J]. A.S.M.E.Trans. 1934, 56(11): 2-3.
- [3] 全国压力容器标准化技术委员会. GB150-1998 中华人民共和国国家标准, 钢制压力容器[S]. 北京: 中国标准出版社, 1998, 3-8.