

## 目 次

前言.....	II
1 范围.....	1
2 规范性引用文件.....	1
3 术语和定义.....	1
4 总则.....	2
5 材料.....	9
6 结构.....	9
7 强度计算.....	10
8 制造、检验与验收.....	30
附录A（资料性附录） 有附加载荷作用时卧式容器强度及稳定性校核计算.....	32
JB/T 4731—2005《钢制卧式容器》标准释义.....	43

## 前 言

本标准是以 GB 150—1989《钢制压力容器》第 8 章“卧式容器”为基础制定的，增加并修改了设计计算中的一些内容，补充了卧式容器的制造、检验和验收要求。卧式常压容器、制造技术条件、由集中质量引起的载荷的计算及强度校核等内容均为制定本标准时新增补的。

本标准参照了英国 PD 5500—2003《非直接火焰压力容器》和 JIS B 8278—1993《鞍式支座支承的卧式压力容器》，并结合国内近年来卧式容器设计、制造、检验等诸方面经验而编制。

本标准附录 A 为资料性附录。

本标准自实施之日起，代替 JB/T 4731—2000。由于引用标准的原因 JB/T 4731—2000 没有出版，实际代替的标准为 GB 150—1989《钢制压力容器》第 8 章。

本标准由全国锅炉压力容器标准化技术委员会（SAC/TC 262）提出。

本标准由全国锅炉压力容器标准化技术委员会（SAC/TC 262）归口。

本标准主要负责起草单位：华陆工程科技有限责任公司。

本标准主要起草人：裴德余、刘绍娟、王新京。

参加本标准编制工作的人员：

中国石化经济技术研究院：寿比南、顾振铭、李建国、王为国、陈朝晖；

华陆工程科技有限责任公司：李肇鏊、杨水成；

中国石化工程建设公司：李世玉、俞存毅；

全国化工设备设计技术中心站：黄正林、秦叔经；

兰州石油机械研究所：宋秉棠。

# 钢制卧式容器

## 1 范围

本标准规定了钢制卧式容器（以下简称卧式容器）的设计、制造、检验和验收的要求。

本标准适用于设计压力不大于 35MPa，在均布载荷作用下，由两个位置对称的鞍式支座支承的卧式容器。

本标准不适用于下列卧式容器：

- a) 直接火焰加热及受核辐射作用的卧式容器；
- b) 经常搬运的卧式容器；
- c) 要求进行疲劳分析的卧式容器；
- d) 带夹套的卧式容器。

## 2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件，其随后所有的修改单（不包括勘误的内容）或修订版均不适用于本标准，然而，鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件，其最新版本适用于本标准。

GB 150	钢制压力容器
GB/T 700—1988	碳素结构钢
GB/T 1804—2000	一般公差 未注公差的线性和角度尺寸的公差
GB/T 1591—1994	低合金高强度结构钢
GB 50017—2003	钢结构设计规范
JB/T 4712	鞍式支座
JB 4733—1996	压力容器用爆炸不锈钢复合钢板
JB/T 4735—1997	钢制焊接常压容器
压力容器安全技术监察规程（原国家质量技术监督局 1999 年颁布）	

## 3 术语和定义

下列术语和定义适用于本标准。

### 3.1

**压力 pressure**

除注明者外，压力均指表压力。

### 3.2

**操作压力 operating pressure**

操作压力指在正常工作情况下，卧式容器顶部可能达到的最高压力。

3.3

**设计压力 design pressure**

设计压力指设定的卧式容器顶部的最高压力。与相应的设计温度一起作为设计载荷的条件，其值不得低于工作压力。

3.4

**计算压力 calculating pressure**

计算压力指在相应设计温度下，用以确定元件厚度的压力。

3.5

**试验压力 test pressure**

试验压力指卧式容器在压力试验时，容器顶部的压力。

3.6

**设计温度 design temperature**

设计温度指卧式容器在正常工作情况下，设定的元件金属温度（沿元件金属截面的温度平均值）。设计温度与设计压力一起作为设计载荷条件。

3.7

**试验温度 test temperature**

试验温度指卧式容器压力试验时，壳体的金属温度。

3.8

**厚度 thickness**

3.9

**计算厚度 calculated thickness**

计算厚度指按 GB 150 或 JB/T 4735 各章及本标准公式计算得到的厚度。需要时，尚应计入其他载荷所需厚度。

3.10

**设计厚度 design thickness**

设计厚度指计算厚度与腐蚀裕量之和。

3.11

**名义厚度 nominal thickness**

名义厚度指设计厚度加上钢材厚度负偏差后向上圆整至钢材标准规格的厚度。

3.12

**有效厚度 effective thickness**

有效厚度指名义厚度减去腐蚀裕量和钢材厚度负偏差。

4 总则

4.1 本标准适用范围内的卧式容器，其设计、制造、检验和验收除应符合本标准规定外，还应遵守国家颁布的有关法令、法规及规章。

4.2 容器界定范围

4.2.1 卧式容器与外部管道连接

a) 焊接连接的第一道环向接头坡口端面；

- b) 螺纹连接的第一个螺纹接头端面；
- c) 法兰连接的第一个法兰密封面；
- d) 专用连接件或管件连接的第一个密封面。

4.2.2 卧式容器接管的承压封头、平盖及其紧固件。

4.2.3 非受压元件与卧式容器的焊接接头

接头以外的元件，如鞍式支座、支座加强圈等也应符合本标准或相应标准的规定。

4.2.4 直接连接在卧式容器上的超压泄放装置应符合 GB 150 的相应规定。连接在卧式容器上的仪表等附件，应按有关标准选用。

4.3 资格与职责

4.3.1 资格

4.3.1.1 卧式容器的设计、制造单位应具备健全的质量管理体系。

4.3.1.2 卧式压力容器的设计单位应持有相应规定的压力容器设计许可证，制造单位应持有相应规定的压力容器制造许可证。

4.3.1.3 卧式常压容器的制造、检验人员的资格要求按 JB/T 4735 的有关规定。

4.3.2 职责

4.3.2.1 设计单位的职责

- a) 设计单位应对设计文件的正确性和完整性负责；
- b) 设计文件中至少应包括设计计算书和设计图样；
- c) 对卧式压力容器，其设计总图上应盖有压力容器设计资格印章。

4.3.2.2 制造单位的职责

4.3.2.2.1 制造单位应按照设计图样要求进行制造。

4.3.2.2.2 制造单位的检验部门在卧式容器制造过程中和完工后，应按本标准和图样规定对卧式容器进行各项检验和试验，提出检验报告，并对报告的正确性和完整性负责。

4.3.2.2.3 制造单位对其制造的每台卧式容器产品至少应具有下列技术文件备查，技术文件至少应保存 7 年。

- a) 制造工艺图或制造工艺卡；
- b) 材料证明文件及材料表；
- c) 焊接记录和热处理工艺记录；
- d) 标准中允许制造厂选择的项目的记录；
- e) 制造过程中及完工后的检验记录；
- f) 竣工图。

4.3.2.2.4 制造单位在取得检验机构确认容器质量符合本标准和图样后，应填写产品质量证明书并交付用户。

4.4 设计的一般规定

4.4.1 设计压力的确定

4.4.1.1 设计压力的取值应不小于操作压力。

4.4.1.2 卧式容器装有超压泄放装置时，应按 GB 150 中附录 B 的相应规定确定设计压力。

4.4.1.3 对于盛装液化气体、液化石油气体的卧式容器，设计压力应符合《压力容器安全技术监察规程》的相应规定。

4.4.1.4 卧式真空容器的设计压力按承受外压考虑，当装有安全控制装置（如真空泄放阀）时，设计压力取 1.25 倍的最大内外压力差或 0.1MPa 两者中的较低值；当无安全控制装置时，取 0.1MPa。

4.4.2 设计温度的确定

4.4.2.1 设计温度不应低于元件金属在工作状态可能达到的最高温度。对于 0℃ 以下的金属温度，则设计温度不应高于元件金属可能达到的最低温度。铭牌上应标志设计温度。

4.4.2.2 当卧式容器各元件在工作状态下的金属温度不同时，可分别设定每一元件的设计温度。

4.4.2.3 低温卧式容器的设计温度按 GB 150 中附录 C 的规定确定。

4.4.2.4 元件的金属温度可用传热计算求得；或在已使用的同类容器上测定；或使用过程中，金属温度接近介质温度时按内部介质温度确定。

4.4.3 对有不同工况的卧式容器，应按最苛刻的工况设计，并在图样或相应技术文件中注明各工况的操作压力和操作温度值。

4.4.4 载荷

设计时应考虑以下载荷以及载荷的组合：

- a) 压力；
  - b) 液体静压力；
  - c) 卧式容器自重（包括内件等）以及正常工作条件下或试验状态下内装物料的重力载荷；
  - d) 附属设备、平台、隔热材料和衬里等集中及均布重力载荷；
  - e) 地震载荷；
  - f) 支座的作用反力；
  - g) 由于热膨胀引起的支座摩擦力及其他作用力；
- 需要时，还应考虑下列载荷：
- h) 连接管道和其他部件的作用力；
  - i) 包括压力急剧波动的冲击载荷；
  - j) 冲击反力，如由流体冲击引起的反力等；
  - k) 压力及温度变化的影响；
  - l) 在吊装、运输中承受的作用力。

4.4.5 厚度附加量 C

厚度附加量按式（4-1）确定：

$$C=C_1+C_2 \dots\dots\dots (4-1)$$

式中：

- C——厚度附加量，mm；
- C<sub>1</sub>——钢材厚度负偏差，mm；
- C<sub>2</sub>——腐蚀裕量，mm。

4.4.5.1 钢材厚度负偏差 C<sub>1</sub>

钢板或钢管的厚度负偏差按相应钢材标准的规定。当钢材的厚度负偏差不大于 0.25mm、且不超过名义厚度的 6% 时，在计算中负偏差可忽略不计。

4.4.5.2 腐蚀裕量 C<sub>2</sub>

为防止容器元件由于腐蚀、机械磨损而导致厚度削弱减薄，应考虑腐蚀裕量。具体规定如下：

- a) 对有腐蚀或磨损的元件，应根据预期的设计寿命和介质对金属材料的腐蚀速率确定腐蚀裕量；

- b) 卧式容器各元件受到的腐蚀程度不同时,可采用不同的腐蚀裕量;  
c) 碳素钢或低合金钢制卧式容器,腐蚀裕量不小于1mm。

#### 4.4.6 卧式容器筒体加工成形后不包括腐蚀裕量的最小厚度按下列规定:

- a) 对碳素钢或低合金钢制卧式容器,不小于3mm;  
b) 对高合金钢制卧式容器,不小于2mm。

#### 4.5 许用应力

4.5.1 卧式压力容器的受压元件和螺栓材料在不同温度下的许用应力按 GB 150 相应规定选取。确定许用应力的依据为:螺栓以外的钢材按表 4-1,螺栓材料按表 4-2。卧式压力容器材料的许用应力按 JB/T 4735。

表 4-1 确定许用应力的依据 (一)

材 料	许用应力, MPa (取下列各值中的最小值)				
	碳素钢、低合金钢	$\frac{R_m}{3.0}$	$\frac{R_{el}}{1.6}$	$\frac{R_{el}^t}{1.6}$	$\frac{\sigma_D^t}{1.5}$
高合金钢	$\frac{R_m}{3.0}$	$\frac{R_{el}(R_{p0.2})}{1.5}$	$\frac{R_{el}^t(R_{p0.2}^t)^0}{1.5}$	$\frac{\sigma_D^t}{1.5}$	$\frac{\sigma_n^t}{1.0}$

1) 对奥氏体高合金钢制受压元件,当设计温度低于蠕变范围,且允许有微量的永久变形时,可适当提高许用应力至  $0.9 R_{el}^t(R_{p0.2}^t)$ ,但不超过  $R_{el}(R_{p0.2})/1.5$ 。此规定不适用于法兰或其他有微量永久变形就产生泄漏或故障的场合。

表 4-2 确定许用应力的依据 (二)

材 料	螺栓直径 mm	热处理状态	许用应力, MPa (取下列各值中的最小值)	
			$R_{el}^t/2.7$	$\sigma_D^t/1.5$
碳素钢	$\leq M22$	热轧、正火	$R_{el}^t/2.5$	
	M24 ~ M48			
低合金钢、马氏体高合金钢	$\leq M22$	调质	$R_{el}^t(R_{p0.2}^t)/3.5$	
	M24 ~ M48		$R_{el}^t(R_{p0.2}^t)/3.0$	
	$\geq M52$		$R_{el}^t(R_{p0.2}^t)/2.7$	
奥氏体高合金钢	$\leq M22$	固溶	$R_{el}^t(R_{p0.2}^t)/1.6$	
	M24 ~ M48		$R_{el}^t(R_{p0.2}^t)/1.5$	

表 4-1 和表 4-2 中:

$R_m$ ——钢材标准抗拉强度下限值, MPa;

$R_{el}(R_{p0.2})$ ——钢材标准常温下屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度, MPa;

$R_{el}^t(R_{p0.2}^t)$ ——钢材在设计温度下的屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度, MPa;

$\sigma_D^t$ ——钢材在设计温度下经 10 万小时断裂的持久强度极限的平均值, MPa;

$\sigma_n^t$ ——钢材在设计温度下经 10 万小时蠕变率为 1%的蠕变极限, MPa。

#### 4.5.2 设计温度低于 20℃时,取 20℃时的许用应力。

4.5.3 不锈钢复合钢板的许用应力

对于复层与基层结合率达到 JB 4733 规定的 B2 级以上的复合钢板,在设计计算中,如需计入复层材料的强度时,其设计温度下的许用应力按式(4-2)确定:

$$[\sigma]^t = \frac{[\sigma]_1^t \delta_1 + [\sigma]_2^t \delta_2}{\delta_1 + \delta_2} \dots\dots\dots (4-2)$$

式中:

- $[\sigma]^t$ ——设计温度下复合钢板的许用应力, MPa;
- $[\sigma]_1^t$ ——设计温度下基层钢板的许用应力, MPa;
- $[\sigma]_2^t$ ——设计温度下覆层材料的许用应力, MPa;
- $\delta_1$ ——基层钢板的名义厚度, mm;
- $\delta_2$ ——覆层材料的名义厚度, 不计入腐蚀裕量, mm。

4.5.4 对于未与卧式容器壳体壁连成整体的耐腐蚀衬里层,在设计计算中不考虑耐腐蚀衬里层的强度。

4.5.5 对于地震力与 4.4.4 中其他外载荷相组合时,壳壁的应力允许不超过许用应力的 1.2 倍。

4.5.6 对于卧式压力容器,如需选用 GB 150 规定范围以外的钢材时,应符合 GB 150 中附录 A 的相应要求。

4.5.7 许用轴向压缩应力

圆筒或管子的许用轴向压缩应力取设计温度下材料的许用应力  $[\sigma]^t$  与  $B$  值中的较小值。其中,  $B$  值的计算按下列步骤:

a) 按式(4-3)计算系数  $A$ :

$$A = \frac{0.094 \delta_e}{R_i} \dots\dots\dots (4-3)$$

式中:

- $A$ ——系数;
- $R_i$ ——圆筒或管子的内半径, mm;
- $\delta_e$ ——圆筒或管子的有效厚度, mm。

b) 根据材料, 查取 GB 150 中的相应图表。若  $A$  值落在设计温度下材料线的右方, 则过此点垂直上移与设计温度下材料线相交(遇中间温度用内插法), 再过此交点水平方向右移, 得到  $B$  值; 若系数  $A$  落在设计温度下材料线的左方, 则按式(4-4)计算  $B$  值:

$$B = \frac{2}{3} AE^t \dots\dots\dots (4-4)$$

式中:

$E^t$ ——设计温度下材料的弹性模量, MPa。

4.5.8 非受压元件材料的许用应力,除鞍式支座按 5.4 选取,焊于受压壳体上的重要内件、支承圈等元件按受压元件选取外,其余应按 GB 50017 的规定确定。

4.6 焊接接头系数

4.6.1 对于卧式压力容器,焊接接头系数  $\phi$  应根据受压元件的焊接接头的焊接工艺特点(单面焊或双面焊;有或无垫板)以及无损检测的长度比例确定。

a) 双面焊对接接头和相当于双面焊的全焊透对接接头:

- 100%无损检测  $\phi=1.00$ ;
- 局部无损检测  $\phi=0.85$ 。



b) 单面焊对接接头 (沿焊缝根部全长有紧贴基体金属的垫板):

100%无损检测  $\phi=0.9$ ;

局部无损检测  $\phi=0.8$ 。

4.6.2 对于卧式常压容器, 焊接接头系数  $\phi$  应按 JB/T 4735 的有关规定确定。

#### 4.7 压力试验

卧式容器制成后应经压力试验。压力试验的种类、要求和试验压力值应在图样上注明。

##### 4.7.1 卧式压力容器的压力试验

卧式压力容器的压力试验一般采用液压试验, 试验液体按 GB 150 的相应规定。对于不适合进行液压试验的卧式容器, 可采用气压试验。卧式压力容器在进行气压试验时应满足 GB 150 的相应规定。

卧式真空容器以内压进行压力试验。

##### 4.7.1.1 试验压力

卧式压力容器的试验压力的最低值按下述规定, 试验压力的上限应满足 4.7.1.2 应力校核的限制。

###### 4.7.1.1.1 卧式内压容器

液压试验压力值按式 (4-5) 确定:

$$p_T = 1.25p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \dots\dots\dots (4-5)$$

气压试验压力值按式 (4-6) 确定:

$$p_T = 1.15p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \dots\dots\dots (4-6)$$

式中:

$p_T$  ——试验压力, MPa;

$p$  ——设计压力, MPa;

$[\sigma]$  ——元件材料在常温下的许用应力, MPa;

$[\sigma]^t$  ——元件材料在设计温度下的许用应力, MPa。

注 1: 容器铭牌上规定有最大允许工作压力时, 式中应以最大允许工作压力代替设计压力  $p$ 。

注 2: 容器各受压元件所用材料不同时, 应取各元件材料的  $[\sigma]/[\sigma]^t$  比值中的最小者。

###### 4.7.1.1.2 卧式真空容器

试验压力值按式 (4-7) 确定:

$$p_T = 1.25p \dots\dots\dots (4-7)$$

式中:

$p_T$  ——试验压力, MPa;

$p$  ——设计压力, MPa。

###### 4.7.1.2 压力试验前的应力校核

压力试验前, 应按式 (4-8) 计算圆筒应力:

$$\sigma_T = \frac{p_T(D_i + \delta_e)}{2\delta_e} \dots\dots\dots (4-8)$$

式中:

$\sigma_T$  ——试验压力下圆筒的应力, MPa;

$D_i$  ——圆筒内直径, mm;

$p_T$  ——试验压力, MPa;

$\delta_e$ ——圆筒的有效厚度, mm。

$\sigma_T$  应按式(4-9)、式(4-10)进行校核:

液压试验时:

$$\sigma_T \leq 0.9 \phi R_{eL}(R_{p0.2}) \quad \dots\dots\dots (4-9)$$

气压试验时:

$$\sigma_T \leq 0.8 R_{eL}(R_{p0.2}) \quad \dots\dots\dots (4-10)$$

式中:

$R_{eL}(R_{p0.2})$ ——圆筒材料在试验温度下的屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度, MPa;

$\phi$ ——圆筒的焊接接头系数。

#### 4.7.2 卧式常压容器的压力试验

卧式常压容器制成后, 应进行液压试验。试验的具体要求应符合 JB/T 4735 的相应规定。

##### 4.7.2.1 试验压力

液压试验压力值按式(4-11)确定:

$$p_T = \begin{cases} 1.25 p \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \\ 0.1 \end{cases} \quad \text{取两者中的较大值} \quad \dots\dots\dots (4-11)$$

式中:

$p_T$ ——试验压力, MPa;

$p$ ——设计压力, MPa;

$[\sigma]$ ——元件材料在常温下的许用应力, MPa;

$[\sigma]^t$ ——元件材料在设计温度下的许用应力, MPa。

##### 4.7.2.2 压力试验时的应力校核

压力试验前, 应按式(4-12)计算圆筒应力:

$$\sigma_T = \frac{p_T D_i}{2 \delta_e} \quad \dots\dots\dots (4-12)$$

式中:

$\sigma_T$ ——试验压力下圆筒的应力, MPa;

$D_i$ ——圆筒直径, mm;

$p_T$ ——试验压力, MPa;

$\delta_e$ ——圆筒的有效厚度, mm;

$\sigma_T$  应按式(4-13)进行校核:

$$\sigma_T \leq 0.9 \phi R_{eL}(R_{p0.2}) \quad \dots\dots\dots (4-13)$$

式中:

$R_{eL}(R_{p0.2})$ ——圆筒材料在试验温度下的屈服强度或 0.2%规定非比例延伸强度, MPa;

$\phi$ ——圆筒的焊接接头系数。

4.7.3 对不能按 4.7.1 的规定进行压力试验的卧式压力容器, 设计单位应提出确保容器安全运行的措施, 由设计单位技术负责人批准, 并在图样上注明。

#### 4.8 泄漏试验

盛装介质的毒性程度为极度、高度危害或设计上不允许有微量泄漏的卧式容器, 应在压力试验后进

行泄漏试验。

#### 4.8.1 气密性试验

气密性试验应按《压力容器安全技术监察规程》的有关规定进行。

#### 4.8.2 其他泄漏试验

除气密性试验以外的其他泄漏试验,可采用氨、卤素、氮等介质进行,试验方法及项目应在图样上说明。

注:介质毒性程度分级按《压力容器安全技术监察规程》的相关规定确定。

### 5 材料

5.1 卧式压力容器受压元件用钢的选用原则、钢材标准、热处理状态及许用应力值等均应符合 GB 150 的规定。

5.2 卧式压力容器壳体元件用钢的选用原则、钢材标准、热处理状态及许用应力值等均应符合 JB/T 4735 的规定。

5.3 非受压元件用钢应是已列入材料标准的钢材。当作为焊件时,应采用焊接性能良好且不会导致被焊件性能降低的钢材。对焊接在受压壳体上的重要内件、加强圈等非受压元件用钢应符合 5.1 规定。

5.4 鞍座材料的选用见表 5-1。

表 5-1 鞍座材料的选用

使用温度, °C	选用材料	许用应力 $[\sigma]_{sa}$ , MPa
0~250	Q235-B	147
-20~250	Q345	170
≤-20	16MnR	

5.5 鞍座与圆筒相连接的垫板应与圆筒材料相同。

5.6 地脚螺栓宜选用符合 GB/T 700 规定的 Q235 或符合 GB/T 1591 规定的 Q345。Q235 的许用应力 $[\sigma]_{bt}=147$  MPa; Q345 的许用应力 $[\sigma]_{bt}=170$  MPa。如采用其他碳素钢,则  $n_s=1.6$ ; 如采用其他低合金钢,则  $n_s \geq 2.0$ 。

### 6 结构

#### 6.1 支座

卧式容器支座采用鞍式支座(见图 7-1)。当支座焊在容器上时,其中的一个支座应采用滑动支座或滚动结构。

##### 6.1.1 支座的配置

应尽量使支座中心到封头切线的距离  $A$  小于或等于  $0.5R_a$ , 当无法满足  $A$  小于或等于  $0.5R_a$  时,  $A$  值不宜大于  $0.2L$ 。

##### 6.1.2 鞍式支座

当卧式容器的鞍式支座按 JB/T 4712 选取时,在满足 JB/T 4712 所规定的条件时,可免去对鞍式支座的强度校核;否则,应按 7.4 进行强度校核。

#### 6.2 开孔及接管

卧式容器除设置必需的工艺接管外,还应根据需要设置人孔、手孔或检查孔。容器底部最低点宜设置排净口。不能在圆筒底部设排净口时,可设置插底管,其结构见图 6-1。插底管端部最小排液间隙  $B_1$

应能保证足够的排净空间。

卧式压力容器上的所有开孔及其补强应符合 GB 150 的相应规定。

卧式常压容器上的所有开孔及其补强应符合 JB/T 4735 的相应规定。

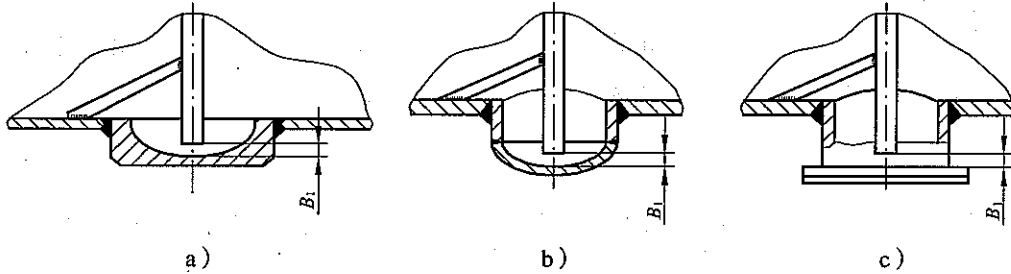


图 6-1 卧式容器排净口结构

### 6.3 加强圈的设置

加强圈应是整圈或相当于整圈的，加强圈与壳体的连接结构应符合 GB 150 的有关规定。

6.3.1 考虑卧式容器支座处局部应力时，可设置容器内、外加加强圈于鞍座平面上（见图 7-8）或靠近支座平面处（见图 7-9）。

6.3.2 考虑卧式容器外压失稳时，加强圈的设置及计算应符合 GB 150 的相应规定。

## 7 强度计算

7.1 卧式容器受压元件应先根据 GB 150 或 JB/T 4735 的有关规定进行强度计算，再按 7.3、7.4 进行强度及稳定性校核计算。

当考虑 4.4.4 d) 附属设备所引起的集中载荷时，可按附录 A（资料性附录）进行强度及稳定性校核计算。

### 7.2 符号说明

$A$ ——鞍座底板中心线至封头切线的距离（见图 7-1），mm；

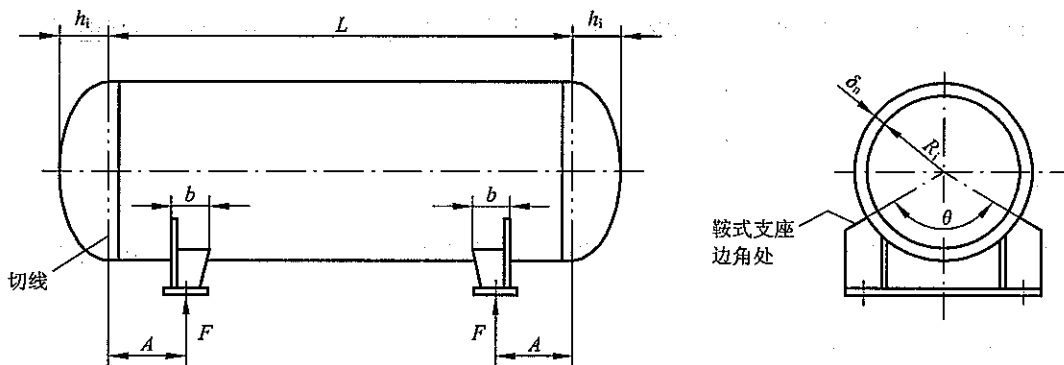


图 7-1 鞍式支座支承的卧式容器

$A_0$ ——一个支座的所有加强圈与圆筒起加强作用有效段的组合截面积之和， $\text{mm}^2$ ；

$B$ ——设计温度下，按 GB 150 外压设计方法确定的数值，MPa；

$B^0$ ——常温下，按 GB 150 外压设计方法确定的数值，MPa；

$D_i$ ——筒体内直径，mm；

$D_o$ ——筒体外直径，mm；

$F$ ——每个支座的反力，N；

$I_0$ ——一个支座的所有加强圈与圆筒起加强作用的有效段的组合截面对该截面形心轴 X-X 的惯性矩

- 之和 (见图 7-8、图 7-9),  $\text{mm}^4$ ;
- $K_0$ ——载荷组合系数,  $K_0=1.2$ ;
- $K_1 \sim K_9$ ——系数, 查表 7-1 ~ 表 7-9;
- $L$ ——封头切线间距离 (见图 7-1),  $\text{mm}$ ;
- $M_1$ ——圆筒中间处的轴向弯矩,  $\text{N}\cdot\text{mm}$ ;
- $M_2$ ——支座处圆筒的轴向弯矩,  $\text{N}\cdot\text{mm}$ ;
- $R_a$ ——圆筒的平均半径,  $R_a=R_i+\delta_n/2$ ,  $\text{mm}$ ;
- $R_h$ ——碟形封头球面部分内半径,  $\text{mm}$ ;
- $R_i$ ——圆筒内半径,  $\text{mm}$ ;
- $b$ ——支座的轴向宽度 (见图 7-6),  $\text{mm}$ ;
- $b_1$ ——加强圈的宽度 (见图 7-8、图 7-9),  $\text{mm}$ ;
- $b_2$ ——圆筒的有效宽度, 取  $b_2=b+1.56\sqrt{R_a\delta_n}$ ,  $\text{mm}$ ;
- $b_3$ ——计算圆筒与加强圈形成组合截面时, 圆筒的有效宽度,  $b_3=b_1+1.56\sqrt{R_a\delta_n}$ ,  $\text{mm}$ ;
- $b_4$ ——支座垫板宽度 (见图 7-6),  $\text{mm}$ ;
- $g$ ——重力加速度, 取  $g=9.81\text{m/s}^2$ ;
- $h_1$ ——封头曲面深度,  $\text{mm}$ ;
- $k$ ——系数。当容器不焊在支座上时, 取  $k=1$ ; 当容器焊在支座上时, 取  $k=0.1$ ;
- $m$ ——容器质量 (包括容器自身质量、充满水或充满介质的质量、所有附件质量及隔热层等质量),  $\text{kg}$ ;
- $p$ ——设计压力,  $\text{MPa}$ ;
- $p_c$ ——计算压力,  $\text{MPa}$ ;
- $q$ ——单位长度载荷,  $\text{N/mm}$ ;
- $\delta_e$ ——圆筒有效厚度,  $\text{mm}$ ;
- $\delta_{hc}$ ——封头有效厚度,  $\text{mm}$ ;
- $\delta_n$ ——圆筒名义厚度,  $\text{mm}$ ;
- $\delta_{re}$ ——鞍座垫板有效厚度,  $\text{mm}$ ;
- $\delta_{rn}$ ——鞍座垫板名义厚度, 一般取  $\delta_{rn}=\delta_n$ ,  $\text{mm}$ ;
- $\theta$ ——鞍座包角, ( $^\circ$ );
- $[\sigma]^t$ ——设计温度下容器壳体材料的许用应力,  $\text{MPa}$ ;
- $[\sigma]_{bc}^t$ ——设计温度下容器壳体材料的轴向许用压缩应力, 取  $[\sigma]^t$ 、 $B$  中较小者,  $\text{MPa}$ ;
- $[\sigma]_{bc}$ ——常温下容器壳体材料的轴向许用压缩应力, 取  $0.9R_{eL}(R_{p0.2})$ 、 $B^0$  中较小者,  $\text{MPa}$ ;
- $[\sigma]_r^t$ ——设计温度下加强圈材料的许用应力,  $\text{MPa}$ ;
- $[\sigma]_{sa}$ ——鞍座材料的许用应力,  $\text{MPa}$ ;
- $[\sigma]_{bt}$ ——地脚螺栓材料的许用应力,  $\text{MPa}$ ;
- $\sigma_1, \sigma_2$ ——圆筒中间处横截面内最高点处、最低点处的轴向应力,  $\text{MPa}$ ;
- $\sigma_3, \sigma_4$ ——支座处圆筒横截面内的轴向应力,  $\text{MPa}$ ;
- 注:  $\sigma_1 \sim \sigma_4$  加脚标 T 表示水压试验工况。
- $\sigma_5$ ——支座处圆筒横截面最低点的周向应力 (见图 7-7),  $\text{MPa}$ ;
- $\sigma_6$ ——无加强圈时鞍座边缘处的圆筒周向应力 (见图 7-7),  $\text{MPa}$ ;
- $\sigma'_6$ ——无加强圈时鞍座垫板边缘处的圆筒周向应力 (见图 7-7),  $\text{MPa}$ ;
- $\sigma_7$ ——加强圈与圆筒组合截面上圆筒内表面或外表面的最大周向应力 (见图 7-7),  $\text{MPa}$ ;
- $\sigma_8$ ——加强圈与圆筒组合截面上加强圈内缘或外缘处的最大周向应力 (见图 7-7),  $\text{MPa}$ ;

- $\sigma_9$ ——鞍座腹板水平方向上的平均拉应力, MPa;
- $\sigma_{sa}$ ——由水平地震力引起的支座腹板与筋板组合截面的压应力, MPa;
- $\sigma_{sa}^t$ ——由温度变化引起圆筒体伸缩时产生的支座腹板与筋板组合截面的压应力, MPa;
- $\tau$ ——圆筒切向剪应力, MPa;
- $\tau_h$ ——封头切向剪应力, MPa;
- $\rho$ ——加强圈靠近鞍座平面时,  $\sigma_7$  和  $\sigma_8$  的方位角 [见图 7-7c], ( $^\circ$ );
- $\Delta$ ——圆筒未被加强时,  $\sigma_3$  的方位角 [见图 7-3b], ( $^\circ$ );
- $\alpha$ ——圆筒剪应力的方位角 [见图 7-4b], ( $^\circ$ ).

7.3 卧式容器的强度计算

7.3.1 支座反力按式 (7-1) 计算:

$$F = \frac{mg}{2} \dots\dots\dots (7-1)$$

7.3.2 圆筒轴向应力

7.3.2.1 圆筒轴向弯矩计算

圆筒轴向最大弯矩位于圆筒中间截面或鞍座平面上 (见图 7-2)。

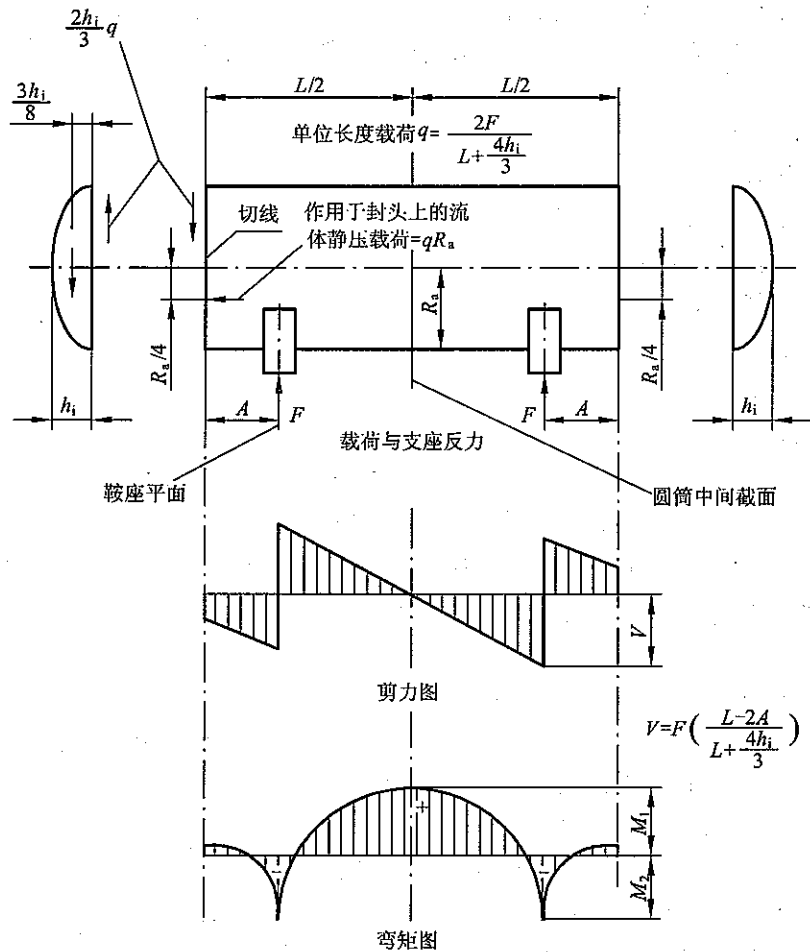


图 7-2 卧式容器载荷、支座反力、剪力及弯矩图

圆筒中间横截面上的轴向弯矩, 按式 (7-2) 计算:

$$M_1 = \frac{FL}{4} \left[ \frac{1 + \frac{2(R_a^2 - h_1^2)}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4h_1}{3L}} \right] \dots\dots\dots (7-2)$$

鞍座平面上的轴向弯矩，按式(7-3)计算：

$$M_2 = -FA \left[ 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h_1^2}{2AL}}{1 + \frac{4h_1}{3L}} \right] \dots\dots\dots (7-3)$$

### 7.3.2.2 圆筒轴向应力计算

7.3.2.2.1 圆筒中间横截面上，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式(7-4)、式(7-5)计算：

最高点处：

$$\sigma_1 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} - \frac{M_1}{3.14 R_a^2 \delta_c} \dots\dots\dots (7-4)$$

最低点处：

$$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} + \frac{M_1}{3.14 R_a^2 \delta_c} \dots\dots\dots (7-5)$$

7.3.2.2.2 鞍座平面上，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式(7-6)、式(7-7)计算：

a) 当圆筒在鞍座平面上或靠近鞍座处有加强圈或被封头加强(即  $A \leq R_d/2$ )时，轴向应力  $\sigma_3$  位于横截面最高点处 [见图 7-3a)]；当圆筒未被加强时， $\sigma_3$  位于靠近水平中心线处 [见图 7-3b)]：

$$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} - \frac{M_2}{3.14 K_1 R_a^2 \delta_c} \dots\dots\dots (7-6)$$

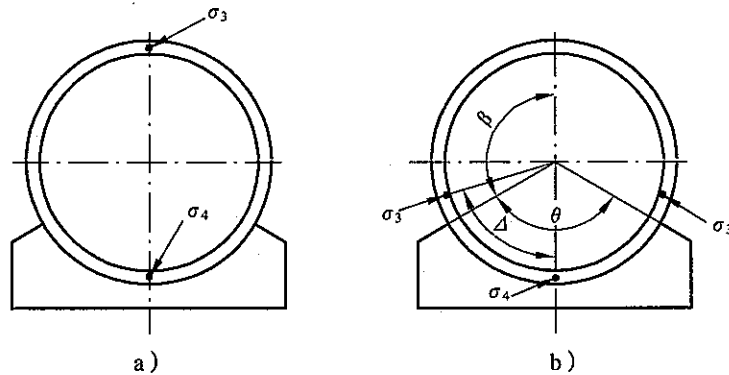
b) 在横截面最低点处的轴向应力  $\sigma_4$ ：

$$\sigma_4 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} + \frac{M_2}{3.14 K_2 R_a^2 \delta_c} \dots\dots\dots (7-7)$$

式中系数  $K_1$ 、 $K_2$  值由表 7-1 查得。

表 7-1 系数  $K_1$ 、 $K_2$

条 件	鞍座包角 $\theta$ , ( $^\circ$ )	$K_1$	$K_2$
被封头加强的圆筒，即 $A \leq R_d/2$ ，或在鞍座平面上有加强圈的圆筒	120	1.0	1.0
	135	1.0	1.0
	150	1.0	1.0
未被封头加强的圆筒，即 $A > R_d/2$ ，且在鞍座平面上无加强圈的圆筒	120	0.107	0.192
	135	0.132	0.234
	150	0.161	0.279



注:  $\beta = 180^\circ - \theta/2$ ;  $\Delta = \theta/2 + \beta/6$ 。

图 7-3 支座处圆筒轴向应力位置

计算轴向应力  $\sigma_1 \sim \sigma_4$  时, 应根据操作和水压试验时的各种危险工况, 分别求出可能产生的最大应力。

7.3.2.3 圆筒轴向应力的校核

对于操作状态应满足下列条件:

- a) 计算得到  $\sigma_1 \sim \sigma_4$ , 取出最大拉应力 (最大正值):

$$\max\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4\} \leq \phi[\sigma]^t$$

- b) 计算得到  $\sigma_1 \sim \sigma_4$ , 取出最大压应力 (最小负值):

$$|\min\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4\}| \leq [\sigma]_{ac}$$

对于水压试验状态应满足下列条件:

- a) 充满水未加压时计算得到  $\sigma_1 \sim \sigma_4$ , 取出最大压应力 (最小负值):

$$|\min\{\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \sigma_{T3}, \sigma_{T4}\}| \leq [\sigma]_{ac}$$

- b) 加压状态下计算得到  $\sigma_1 \sim \sigma_4$ , 取出最大拉应力 (最大正值):

$$\max(\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \sigma_{T3}, \sigma_{T4}) \leq 0.9\phi R_{eL}(R_{p0.2})$$

7.3.3 切向剪应力

7.3.3.1 圆筒切向剪应力计算

在圆筒支座处横截面上的剪应力, 按式 (7-8) 和式 (7-9) 计算。

7.3.3.1.1 圆筒未被封头加强 (即  $A > R_a/2$ ) 时:

圆筒在鞍座平面上有加强圈 [如图 7-7b], 其最大剪应力  $\tau$  位于截面的水平中心线处 A、B 点 [见图 7-4a)]; 在鞍座平面上无加强圈或靠近鞍座处有加强圈 [见图 7-7c], 其最大剪应力  $\tau$  位于靠近鞍座边角处 C、D 点 [见图 7-4b)]。

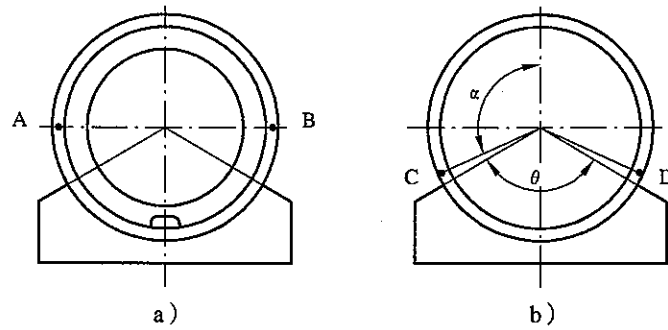
$$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} \left( \frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3} h_i} \right) \dots\dots\dots (7-8)$$

7.3.3.1.2 圆筒被封头加强 (即  $A \leq R_a/2$ ) 时, 其最大剪应力  $\tau$  位于圆筒上靠近鞍座边角处 C、D 点 [见图 7-4b)]。

$$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_e} \dots\dots\dots (7-9)$$

式中系数  $K_3$  值由表 7-2 查得。





注： $\alpha = 171^\circ - \frac{19}{40}\theta$ 。

图 7-4 圆筒切向剪应力位置

7.3.3.2 封头切向剪应力计算

圆筒被封头加强（即  $A \leq R_d/2$ ）时，封头的最大剪应力  $\tau_h$  按式（7-10）计算：

$$\tau_h = \frac{K_4 F}{R_d \delta_{hc}} \dots\dots\dots (7-10)$$

式中系数  $K_4$  值由表 7-2 查得。

表 7-2 系数  $K_3$ 、 $K_4$

条 件	鞍座包角 $\theta$ , ( $^\circ$ )	$K_3$	$K_4$
圆筒在鞍座平面上有加强圈	120	0.319	—
	135	0.319	
	150	0.319	
圆筒在鞍座平面上无加强圈，且 $A > R_d/2$ ，或靠近鞍座处有加强圈	120	1.171	—
	135	0.958	
	150	0.799	
圆筒被封头加强（即 $A \leq R_d/2$ ）	120	0.880	0.401
	135	0.654	0.344
	150	0.485	0.295

7.3.3.3 切向剪应力的校核

圆筒的切向剪应力不应超过设计温度下材料许用应力的 0.8 倍，即  $\tau \leq 0.8[\sigma]^t$ 。

封头的切向剪应力，应满足式（7-11）的要求：

$$\tau_h \leq 1.25[\sigma]^t - \sigma_h \dots\dots\dots (7-11)$$

式中：

$\sigma_h$ ——由内压在封头中引起的应力（封头受外压，可不计算  $\sigma_h$ ）。按式（7-12）~式（7-14）计算。

a) 椭圆封头：

$$\sigma_h = \frac{Kp_c D_i}{2\delta_{hc}} \dots\dots\dots (7-12)$$

式中：

$K$ ——椭圆形封头形状系数， $K = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{D_1}{2h_1} \right)^2 \right]$ 。

b) 碟形封头：

$$\sigma_h = \frac{Mp_c R_h}{2\delta_{hc}} \dots\dots\dots (7-13)$$

式中：

$M$ ——碟形封头形状系数， $M = \frac{1}{4} \left( 3 + \sqrt{\frac{R_1}{r}} \right)$ 。

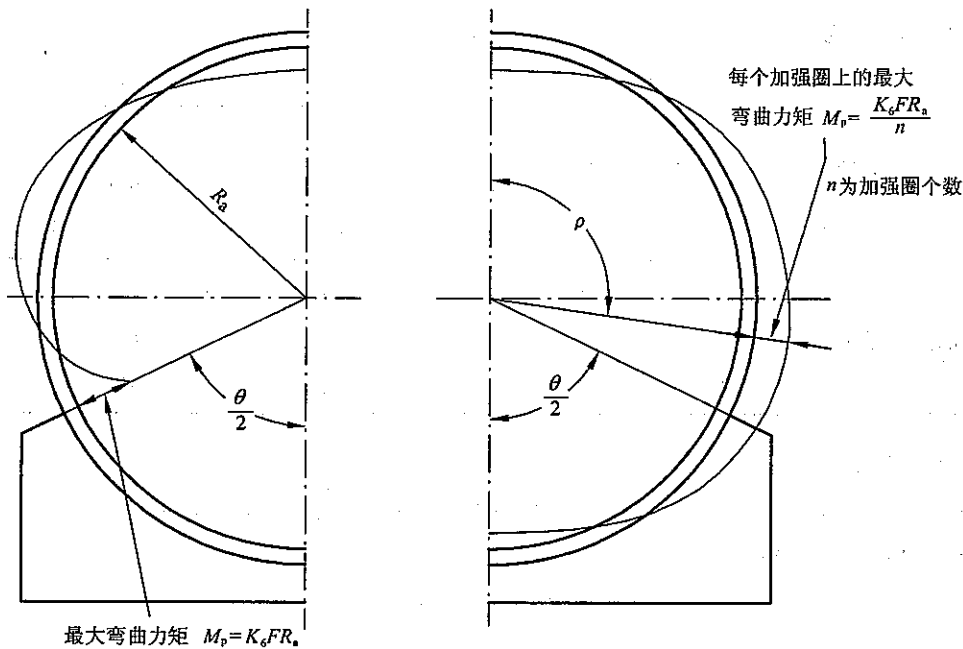
c) 半球形封头：

$$\sigma_h = \frac{p_c D_1}{4\delta_{hc}} \dots\dots\dots (7-14)$$

7.3.4 圆筒周向应力

圆筒鞍座平面上的周向弯矩见图 7-5。当无加强圈或加强圈在鞍座平面内时 [见图 7-5a)]，其最大弯矩点在鞍座边角处。当加强圈靠近鞍座平面时 [见图 7-5b)]，其最大弯矩点在靠近横截面水平中心线处。应按不同的加强圈情况求出最大弯矩点的周向应力。

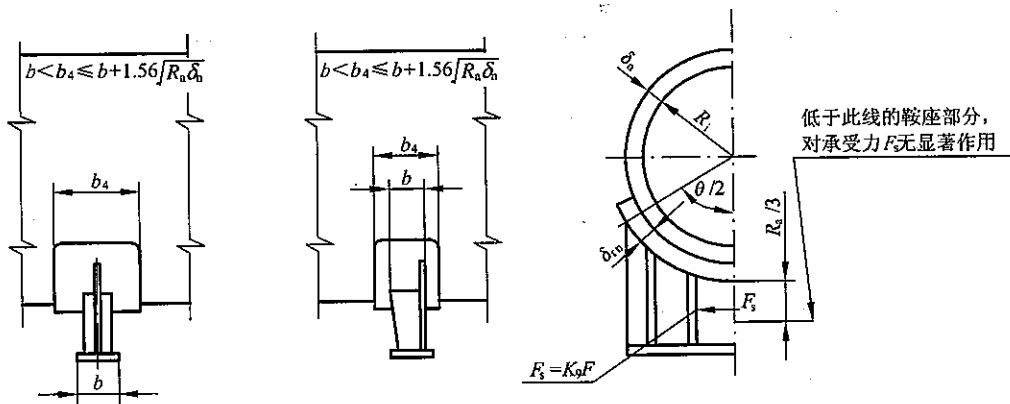
鞍式支座及鞍座垫板如图 7-6 所示，垫板不作为加强板用的鞍座见图 7-6a)；垫板作为加强板用的鞍座见图 7-6b)，必要时，可考虑鞍座垫板的加强作用。



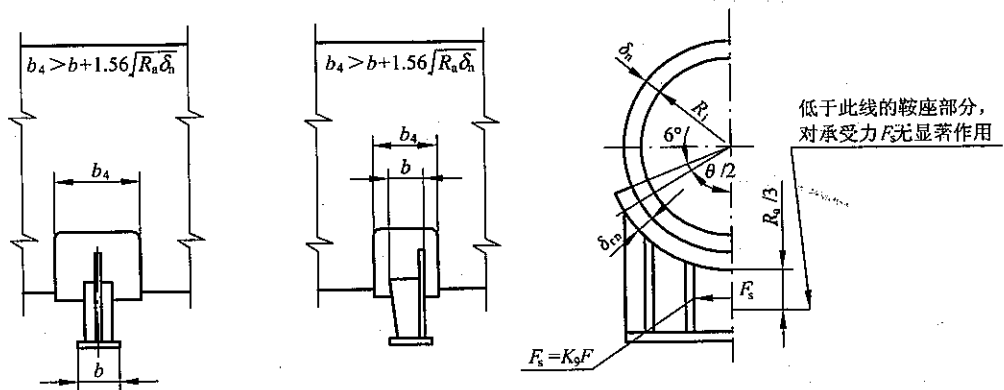
a) 无加强圈或加强圈位于鞍座平面内时

b) 加强圈靠近鞍座时

图 7-5 周向弯矩图



a) 鞍座垫板不作为加强板用的鞍座



b) 鞍座垫板作为加强板用的鞍座

图 7-6 鞍式支座

7.3.4.1 无加强圈圆筒

7.3.4.1.1 无垫板或垫板不起加强作用时, 其周向应力 [见图 7-7a)], 按式 (7-15) ~ 式 (7-17) 计算:

a) 在横截面的最低点处:

$$\sigma_5 = \frac{kK_5 F}{\delta_c b_2} \dots\dots\dots (7-15)$$

b) 在鞍座边角处:

当  $L/R_a \geq 8$  时:

$$\sigma_6 = \frac{F}{4\delta_c b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_c^2} \dots\dots\dots (7-16)$$

当  $L/R_a < 8$  时:

$$\sigma_6 = \frac{F}{4\delta_c b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_c^2} \dots\dots\dots (7-17)$$

式中系数  $K_5$ 、 $K_6$  值由表 7-3 查得。

表 7-3 系数  $K_5$ 、 $K_6$

鞍座包角 $\theta$ , ( $^\circ$ )	$K_5$	$K_6$	
		$A/R_a \leq 0.5$	$A/R_a \geq 1$
120	0.760	0.013	0.053
132	0.720	0.011	0.043
135	0.711	0.010	0.041
147	0.680	0.008	0.034
150	0.673	0.008	0.032
162	0.650	0.006	0.025

注：当  $0.5 < A/R_a < 1$  时， $K_6$  值按表内数值线性内插求取。

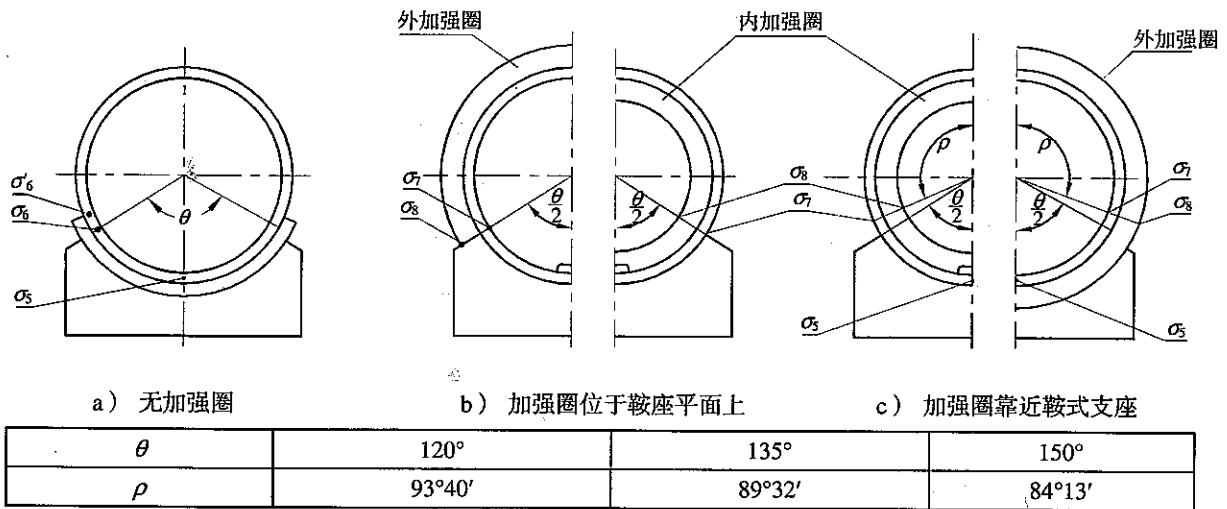


图 7-7 圆筒周向应力的位置

7.3.4.1.2 垫板起加强作用时，其周向应力 [见图 7-7a]，按式 (7-18) ~ 式 (7-20) 计算。

垫板起加强作用时，要求垫板的厚度应不小于 0.6 倍圆筒厚度，垫板的宽度应不小于圆筒有效宽度  $b_2$ ，垫板包角应不小于  $(\theta + 12^\circ)$ 。

一般情况下加强板（垫板）宜取等于壳体圆筒厚度。

a) 在横截面的最低点处：

$$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{(\delta_e + \delta_{re})b_2} \dots\dots\dots (7-18)$$

b) 在鞍座边角处：  
当  $L/R_a \geq 8$  时：

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{3K_6 F}{2(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} \dots\dots\dots (7-19)$$

当  $L/R_a < 8$  时：

$$\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re})b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} \dots\dots\dots (7-20)$$

c) 鞍座垫板边缘处圆筒中的周向应力 [见图 7-7a)], 按式 (7-21)、式 (7-22) 计算:  
当  $L/R_a \geq 8$  时:

$$\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} \dots\dots\dots (7-21)$$

当  $L/R_a < 8$  时:

$$\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e^2} \dots\dots\dots (7-22)$$

式 (7-21)、式 (7-22) 中的  $K_6$  值应按鞍座垫板包角 ( $\theta + 12^\circ$ ) 查表 7-3 而得。

7.3.4.2 有加强圈的圆筒

7.3.4.2.1 当加强圈位于鞍座平面上 [见图 7-7b)、图 7-8], 在鞍座边角处的圆筒的周向应力按式 (7-23) 计算:

$$\sigma_7 = -\frac{K_8 F}{A_0} + \frac{C_4 K_7 F R_a e}{I_0} \dots\dots\dots (7-23)$$

式中:

$e$ ——对内加强圈, 为加强圈与圆筒组合截面形心距圆筒外表面之距离 (见图 7-8), mm;  
对外加强圈, 为加强圈与圆筒组合截面形心距圆筒内表面之距离 (见图 7-8), mm。

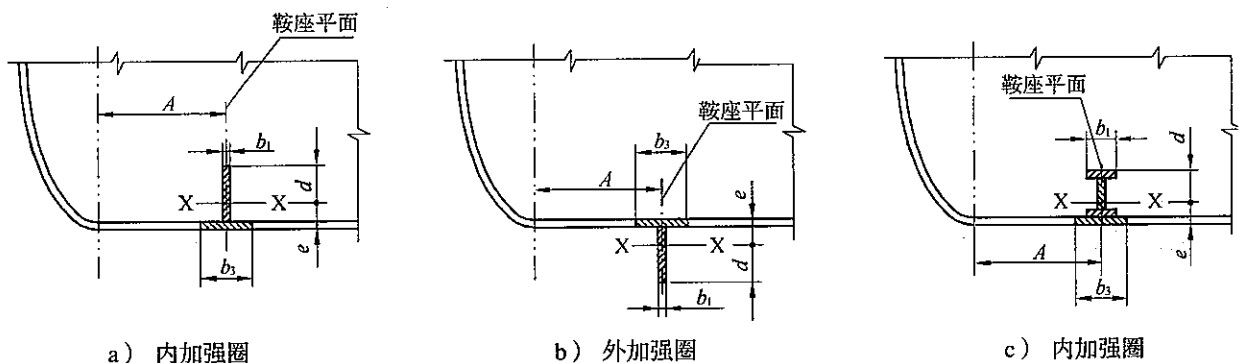
在鞍座边角处, 加强圈内缘或外缘表面的周向应力按式 (7-24) 计算:

$$\sigma_8 = -\frac{K_8 F}{A_0} + \frac{C_5 K_7 F R_a d}{I_0} \dots\dots\dots (7-24)$$

式中:

$d$ ——对内加强圈, 为加强圈与圆筒组合截面形心距加强圈内缘表面之距离 (见图 7-8), mm;  
对外加强圈, 为加强圈与圆筒组合截面形心距加强圈外缘表面之距离 (见图 7-8), mm。

系数  $C_4$ 、 $C_5$ 、 $K_7$ 、 $K_8$  值由表 7-4 查取。



注 1:  $b_3 = b_1 + 1.56 \sqrt{R_a \delta_n}$ 。

注 2: “加强圈位于鞍座平面内”是指加强圈位于图中所示“鞍座平面”两侧各小于或等于  $b_2/2$  的范围内。

图 7-8 鞍座平面内的内、外加强圈

表 7-4 系数  $C_4$ 、 $C_5$ 、 $K_7$ 、 $K_8$

加强圈位置		位于鞍座平面上 [图 7-7b), 图 7-8]						靠近鞍座 [图 7-7c), 图 7-9]		
$\theta, (^\circ)$		120	132	135	147	150	162	120	135	150
$C_4$	内加强圈	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1
	外加强圈	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1
$C_5$	内加强圈	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	-1
	外加强圈	-1	-1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	+1
$K_7$		0.053	0.043	0.041	0.034	0.032	0.025	0.058	0.047	0.036
$K_8$		0.341	0.327	0.323	0.307	0.302	0.283	0.271	0.248	0.219

7.3.4.2.2 当加强圈靠近鞍座平面时 [见图 7-7c)、图 7-9]

在横截面最低点的周向应力  $\sigma_5$  :

- a) 对无垫板或垫板不起加强作用的, 按式 (7-15) 计算;
- b) 对垫板起加强作用的, 按式 (7-18) 计算。

在横截面上靠近水平中心线处的圆筒周向应力  $\sigma_7$ , 按式 (7-23) 计算。

在横截面上靠近水平中心线处, 加强圈内缘或外缘表面的周向应力  $\sigma_8$ , 按式 (7-24) 计算。

同时, 还应按式 (7-16)、(7-17)、(7-19)、(7-20) 校核在支座边角处的周向应力  $\sigma_6$  值, 其中  $K_6$  值按表 7-3 中  $A/R_a \leq 0.5$  查取。

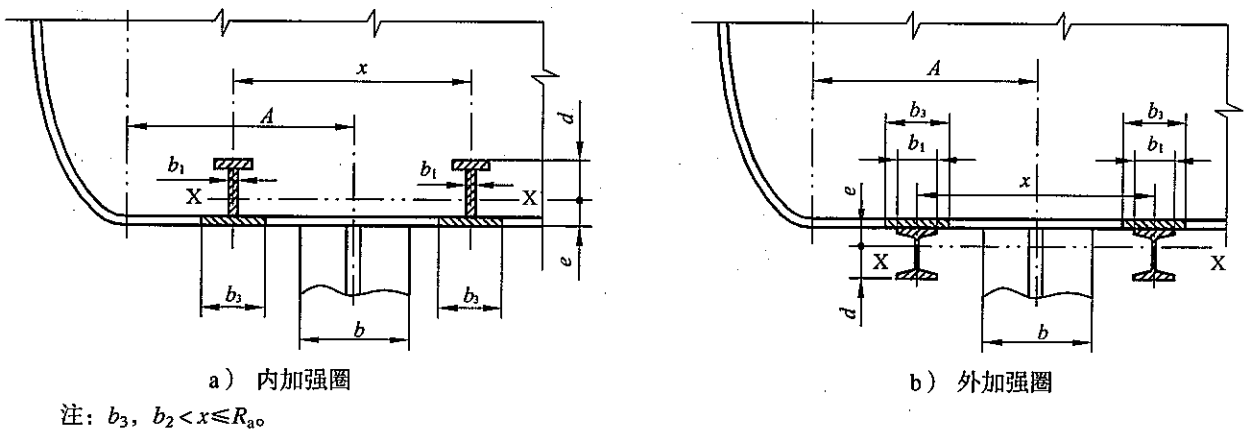


图 7-9 靠近鞍座平面的加强圈

7.3.4.3 周向应力校核

周向应力应满足下列条件:

$$\begin{aligned}
 |\sigma_5| &\leq [\sigma]^t \\
 |\sigma_6| &\leq 1.25[\sigma]^t \\
 |\sigma'_6| &\leq 1.25[\sigma]^t \\
 |\sigma_7| &\leq 1.25[\sigma]^t \\
 |\sigma_8| &\leq 1.25[\sigma]^t
 \end{aligned}$$

#### 7.4 鞍座设计

鞍座包角一般为  $120^\circ \sim 150^\circ$ 。钢制鞍座宽度  $b$  一般大于或等于  $8\sqrt{R_a}$ 。当采用 JB/T 4712 的鞍座时,  $b$  值应取筋板大端宽度与腹板厚度之和 (见图 7-6)。

##### 7.4.1 腹板水平分力及强度校核

支座腹板的水平分力  $F_s$  按式 (7-25) 计算:

$$F_s = K_9 F \quad \dots\dots\dots (7-25)$$

式中  $K_9$  系数值按表 7-5 查取。

表 7-5 系数  $K_9$

鞍座包角 $\theta$ , ( $^\circ$ )	120	135	150
$K_9$	0.204	0.231	0.259

鞍座腹板有效截面内的水平方向平均拉应力  $\sigma_9$ , 按式 (7-26) 或式 (7-27) 计算。

当无垫板或垫板不起加强作用时:

$$\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b_0} \quad \dots\dots\dots (7-26)$$

当垫板起加强作用时:

$$\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b_0 + b_r \delta_{re}} \quad \dots\dots\dots (7-27)$$

式中:

$H_s$ ——计算高度, 取鞍座垫板底面至底板底面距离和  $R_a/3$  两者中的较小值, mm;

$b_0$ ——鞍座腹板厚度, mm;

$b_r$ ——鞍座垫板有效宽度, 取  $b_r = b_2$ , mm。

应力应按式 (7-28) 进行校核:

$$\sigma_9 \leq \frac{2}{3} [\sigma]_{sa} \quad \dots\dots\dots (7-28)$$

许用应力  $[\sigma]_{sa}$  按 5.4 选取。

##### 7.4.2 鞍座压缩应力及强度校核

7.4.2.1 当地震载荷引起的水平地震力小于或等于鞍座底板与基础间静摩擦力 ( $F_{Ev} \leq mgf$ ) 时, 在轴向弯矩及垂直载荷作用下, 支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力按式 (7-29) 计算:

$$\sigma_{sa} = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{F_{Ev} H}{2Z_r} - \frac{F_{Ev} H_v}{A_{sa} (L-2A)} \quad \dots\dots\dots (7-29)$$

7.4.2.2 当地震载荷引起的水平地震力大于底板与基础的静摩擦力 ( $F_{Ev} > mgf$ ) 时, 支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力按式 (7-30) 计算:

$$\sigma_{sa} = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{(F_{Ev} - F_f) H}{Z_r} - \frac{F_{Ev} H_v}{A_{sa} (L-2A)} \quad \dots\dots\dots (7-30)$$

式中:

$F_{Ev}$ ——考虑地震影响时, 卧式容器产生的水平地震力,  $F_{Ev} = \alpha_1 mg$ , N;

$\alpha_1$ ——水平地震影响系数, 按表 7-6 选取;

表 7-6 水平地震影响系数  $\alpha_1$

地震设防烈度, 度	7		8		9
设计基本地震加速度	0.10g	0.15g	0.20g	0.30g	0.40g
$\alpha_1$	0.08	0.12	0.16	0.24	0.32

$H_v$ ——圆筒中心至基础表面的距离 (见图 7-10), mm;  
 $H$ ——圆筒最低表面至基础表面的距离, 即鞍座高度, mm;  
 $A_{sa}$ ——腹板与筋板 (小端) 组合截面积,  $\text{mm}^2$ ;  
 $Z_r$ ——腹板与筋板 (小端) 组合截面的抗弯截面系数,  $\text{mm}^3$ ;  
 $f$ ——鞍座底板与基础间静摩擦系数。  
 钢底板对钢基础垫板  $f=0.3$ ;  
 钢底板对水泥基础  $f=0.4$ ;  
 $f_s$ ——鞍座底板对钢基础垫板的动摩擦系数,  $f_s=0.15$ 。

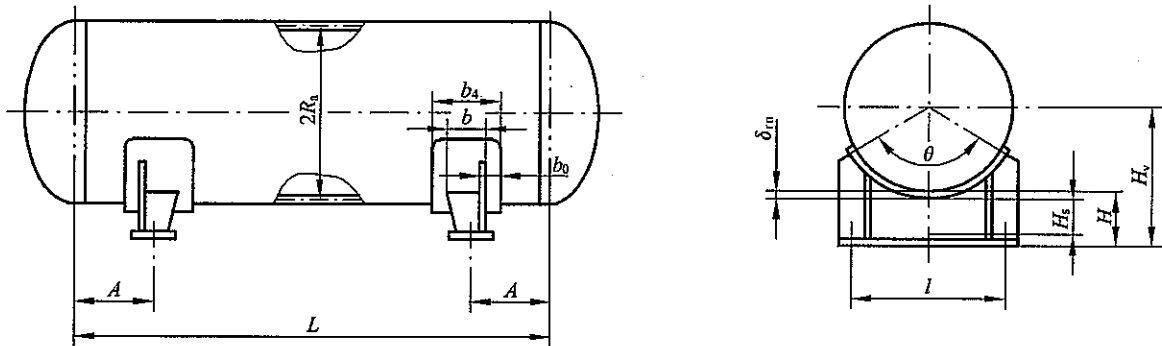


图 7-10 圆筒

7.4.2.3 由温度变化引起圆筒体伸缩时产生的支座腹板与筋板组合截面的压应力, 按式 (7-31) 计算:

$$\sigma_{sa}^t = -\frac{F}{A_{sa}} - \frac{FfH}{Z_r} \dots\dots\dots (7-31)$$

式中符号同 7.4.2.2。

7.4.2.4 应按式 (7-32) 进行应力校核:

$$|\sigma_{sa}| \leq K_0 [\sigma]_{sa} \dots\dots\dots (7-32)$$

$$|\sigma_{sa}^t| \leq [\sigma]_{sa}$$

7.4.3 地震引起的地脚螺栓应力

7.4.3.1 倾覆力矩按式 (7-33) 进行计算:

$$M_{Ev}^{0-0} = F_{Ev} H_v \dots\dots\dots (7-33)$$

7.4.3.2 由倾覆力矩引起的地脚螺栓拉应力

地脚螺栓拉应力按式 (7-34) 进行计算:



$$\sigma_{bt} = \frac{M_{Ev}^{0-0}}{n l A_{bt}} \dots\dots\dots (7-34)$$

式中：

- $A_{bt}$ ——每个地脚螺栓的横截面面积， $\text{mm}^2$ ；
- $l$ ——筒体轴线两侧的螺栓间距， $\text{mm}$ ；
- $n$ ——承受倾覆力矩的地脚螺栓个数，个。

应力的校核应满足：

$$\sigma_{bt} \leq K_0 [\sigma_{bt}]$$

7.4.3.3 由地震力引起的地脚螺栓剪应力

地脚螺栓剪应力按式(7-35)进行计算：

$$\tau_{bt} = \frac{F_{Ev}}{n' A_{bt}} \dots\dots\dots (7-35)$$

式中：

- $n'$ ——承受剪应力的地脚螺栓个数，个。

应力的校核应满足：

$$\tau_{bt} \leq 0.8 [\sigma_{bt}]$$

7.5 卧式容器强度计算表（见表 7-7）

表 7-7 卧式容器强度计算表

参数名称	数值	单位	参数名称	数值	单位
设计压力 $p$		MPa	圆筒内直径 $D_i$		mm
计算压力 $p_c$		MPa	圆筒平均半径 $R_a$		mm
圆筒材料			圆筒名义厚度 $\delta_n$		mm
封头材料			圆筒有效厚度 $\delta_e$		mm
鞍座材料			封头名义厚度 $\delta_{hn}$		mm
圆筒材料常温许用应力 $[\sigma]$		MPa	封头有效厚度 $\delta_{he}$		mm
封头材料常温许用应力 $[\sigma]_h$		MPa	鞍座垫板名义厚度 $\delta_{rn}$		mm
圆筒材料设计温度下许用应力 $[\sigma]'$		MPa	鞍座垫板有效厚度 $\delta_{re}$		mm

表 7-7 (续)

参数名称	数值	单位	参数名称	数值	单位
封头材料设计温度下许用应力 $[\sigma]_n^t$		MPa	鞍座腹板名义厚度 $b_0$		mm
鞍座材料许用应力 $[\sigma]_{sa}$		MPa	两封头切线间距离 $L$		mm
圆筒材料常温屈服强度 $R_{eL}$		MPa	圆筒长度 $L_c$		mm
圆筒材料常温弹性模量 $E$		MPa	封头曲面深度 $h_i$		mm
圆筒材料设计温度下弹性模量 $E^t$		MPa	鞍座轴向宽度 $b$		mm
圆筒材料密度 $\gamma_s$		kg/mm <sup>3</sup>	鞍座包角 $\theta$		(°)
封头材料密度 $\gamma_n$		kg/mm <sup>3</sup>	鞍座底板中心至封头切线距离 $A$		mm
操作时物料密度 $\gamma_0$		kg/mm <sup>3</sup>	焊接接头系数 $\phi$		
物料充装系数 $\phi_0$			设计温度		°C
液压试验介质密度 $\gamma_T$		kg/mm <sup>3</sup>	试验压力 $p_T$		MPa
支座反力计算					
筒体质量 $m_1$	$m_1 = \pi(D_i + \delta_n) \cdot L_c \cdot \delta_n \cdot \gamma_s =$				kg
封头质量 $m_2$	$m_2 =$				kg
附件质量 $m_3$	$m_3 =$				kg
封头容积 $V_H$	$V_H =$	mm <sup>3</sup>	容器容积 $V$	$V = \frac{\pi}{4} D_i^2 L_c + 2V_H =$	mm <sup>3</sup>
容器内充液质量 $m_4$	操作时 $m_4 = V \gamma_0 \phi_0 =$				kg
	液压(或气压)试验时 $m'_4 = V \gamma_T =$				kg
隔热层质量 $m_5$	$m_5 =$				kg
总质量 $m$	操作时	$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 =$			kg
	压力试验	$m' = m_1 + m_2 + m_3 + m'_4 + m_5 =$			kg
支座反力 $F$	操作时	$F' = \frac{1}{2} mg =$			N
	压力试验	$F'' = \frac{1}{2} m' g$			N
	$F = \max(F', F'') =$				N

表 7-7 (续)

圆筒轴向弯矩计算			
圆筒中间处横截面上的弯矩 $M_1, M_{T1}$	操作时	$M_1 = \frac{FL}{4} \left[ \frac{1 + 2(R_a^2 - h^2)/L^2}{1 + \frac{4}{3} \frac{h}{L}} - \frac{4A}{L} \right] =$	N·mm
	压力试验	$M_{T1} = \frac{F^*L}{4} \left[ \frac{1 + 2(R_a^2 - h^2)/L^2}{1 + \frac{4}{3} \frac{h}{L}} - \frac{4A}{L} \right] =$	N·mm
支座处横截面上弯矩 $M_2, M_{T2}$	操作时	$M_2 = -F'A \left[ 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h^2}{2AL}}{1 + \frac{4}{3} \frac{h}{L}} \right] =$	N·mm
	压力试验	$M_{T2} = -F^*A \left[ 1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R_a^2 - h^2}{2AL}}{1 + \frac{4}{3} \frac{h}{L}} \right] =$	N·mm
圆筒轴向应力计算			
系数 $K_1, K_2$	由 $R_d/2 =$ , $A =$ , $\theta =$ , 查表 7-1 得 $K_1 =$ , $K_2 =$		
操作状态	$\sigma_1 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} - \frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_c} =$	MPa	
	$\sigma_2 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} + \frac{M_1}{\pi R_a^2 \delta_c} =$	MPa	
	$\sigma_3 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} - \frac{M_2}{K_1 \pi R_a^2 \delta_c} =$	MPa	
	$\sigma_4 = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} + \frac{M_2}{K_2 \pi R_a^2 \delta_c} =$	MPa	
水压试验状态	充满水未加压状态	$\sigma_{T1} = -\frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_c} =$	MPa
		$\sigma_{T3} = -\frac{M_{T2}}{\pi K_1 R_a^2 \delta_c} =$	MPa
	加压状态	$\sigma_{T2} = \frac{p_T R_a}{2\delta_c} + \frac{M_{T1}}{\pi R_a^2 \delta_c} =$	MPa
		$\sigma_{T4} = \frac{p_T R_a}{2\delta_c} + \frac{M_{T2}}{\pi K_2 R_a^2 \delta_c} =$	MPa

表 7-7 (续)

应力校核	许用压缩应力 $[\sigma]_{ac}$	$A=0.188 \delta_c / D_i$ 根据圆筒材料, 按 GB 150 规定求取 $B$ 值		
		操作时	$B=$ MPa, $[\sigma]_{ac}^t = \min\{[\sigma]^t, B\} =$ MPa	
		充满水未加压状态	$B^0=$ MPa, $[\sigma]_{ac}^0 = \min\{0.9R_{eL}(R_{p0.2}), B^0\} =$ MPa	
	操作状态	$\max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4) \leq \phi[\sigma]^t$ $ \min(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \sigma_4)  \leq [\sigma]_{ac}^t$		
	充满水未加压状态	$ \min(\sigma_{T1}, \sigma_{T3})  \leq [\sigma]_{ac}$		
	加压状态	$\max(\sigma_{T2}, \sigma_{T4}) \leq 0.9 \phi R_{eL}(R_{p0.2})$		
切向剪应力计算				
系数 $K_3, K_4$	由 $R_a/2=$ , $A=$ , $\theta=$ , 查表 7-2 得 $K_3=$ , $K_4=$			
$A > \frac{R_a}{2}$	$\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_c} \left( \frac{L-2A}{L+4h_1/3} \right) =$		MPa	
$A \leq \frac{R_a}{2}$ 时	筒体中: $\tau = \frac{K_3 F}{R_a \delta_c} =$		MPa	
	封头中: $\tau_h = \frac{K_4 F}{R_a \delta_{hc}} =$		MPa	
应力校核	筒体	$\tau \leq 0.8[\sigma]^t$		
	封头	内压引起的应力		
		椭圆形	查 GB 150 得形状系数 $K=$ (标准椭圆封头 $K=1$ ) $\sigma_h = \frac{K p_c D_i}{2 \delta_{hc}} =$	MPa
		碟形	球面部分半径 $R_h=$ mm 查 GB 150 得形状系数 $M=$ $\sigma_h = \frac{M p_c R_h}{2 \delta_{hc}} =$	MPa
		半球形	$\sigma_h = \frac{p_c D_i}{4 \delta_{hc}} =$	MPa
		$\tau_h \leq 1.25[\sigma]^t - \sigma_h$		

表 7-7 (续)

鞍座处圆筒周向应力计算			
无加强圈圆筒	系数 $K_5, K_6$	由 $\theta =$ , $A/R_a =$ ; 查表 7-3 得 $K_5 =$ ; 查表 7-3 得 $K_6 =$	
	圆筒的有效宽度	$b_2 = b + 1.56 \sqrt{R_a \delta_n} =$ mm	
	无垫板或垫板不起加强作用	在横截面最低点处	$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{\delta_e b_2} =$ MPa ( $k$ 为系数, 当容器不焊在支座上时, 取 $k=1$ ; 当容器焊在支座上时, 取 $k=0.1$ )
		在鞍座边角处	当 $L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} =$ MPa
	当 $L/R_a < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e^2} =$ MPa		
	垫板起加强作用时	鞍座垫板厚度 $\delta_{re} =$ mm, 鞍座垫板包角 $\geq \theta + 12^\circ =$ ( $^\circ$ )	
		横截面最低点处的周向应力	$\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{(\delta_e + \delta_{re}) b_2} =$ MPa
		鞍座边角处的周向应力	当 $L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re}) b_2} - \frac{3K_6 F}{2(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} =$ MPa
			当 $L/R_a < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re}) b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L(\delta_e^2 + \delta_{re}^2)} =$ MPa
		鞍座垫板边缘处圆筒中的周向应力	由鞍座包角 ( $\theta + 12^\circ$ ) = , 查表 7-3 得系数 $K_6 =$
当 $L/R_a \geq 8$ 时, $\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2} =$ MPa			
当 $L/R_a < 8$ 时, $\sigma'_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e^2} =$ MPa			
应力校核	$ \sigma_5  \leq [\sigma]^t$		
	$ \sigma_6 ,  \sigma'_6  \leq 1.25[\sigma]^t$		
有加强圈圆筒	材料	加强圈结构参照图 7-8、图 7-9 选用	
	$e =$ mm, $d =$ mm		
	加强圈数量 $n =$ 个		
	组合截面总面积 $A_0 =$ mm <sup>2</sup>		
	组合截面总惯性矩 $I_0 =$ mm <sup>4</sup>		
	设计温度下许用应力 $[\sigma]^t$ MPa		
	由 $\theta =$ 及加强圈位置查表 7-4 得: $C_4 =$ ; $C_5 =$ ; $K_7 =$ ; $K_8 =$		
加强圈位于鞍座平面上	在鞍座边角处圆筒内表面或外表面的周向应力: $\sigma_7 = \frac{C_4 K_7 F R_a e}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} =$ MPa		
	在鞍座边角处加强圈内缘或外缘表面的周向应力: $\sigma_8 = \frac{C_5 K_7 F R_a d}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} =$ MPa		

表 7-7 (续)

有加强圈圆筒	加强圈靠近鞍座	由 $\theta =$ 及加强圈位置查表 7-4 得: $C_4 =$ ; $C_5 =$ ; $K_7 =$ ; $K_8 =$	
		横截面最低点的周向应力	
		无垫板时 (或垫板不起加强作用): $\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{\delta_e b_2} =$ MPa	采用垫板时 (垫板起加强作用): $\sigma_5 = -\frac{kK_5 F}{(\delta_e + \delta_{re}) b_2} =$ MPa
		在横截面上靠近水平中心线的圆筒的周向应力: $\sigma_7 = \frac{C_4 K_7 F R_a e}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} =$ MPa	
		在横截面上靠近水平中心线处, 不与筒壁相接的加强圈内缘或外缘的周向应力: $\sigma_8 = \frac{C_5 K_7 F R_a d}{I_0} - \frac{K_8 F}{A_0} =$ MPa	
	鞍座边角处的周向应力	无垫板或垫板不起加强作用	垫板起加强作用
		当 $\frac{L}{R_a} \geq 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{3K_6 F}{2\delta_e^2}$ = MPa	当 $\frac{L}{R_a} \geq 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re}) b_2} - \frac{3K_6 F}{2(\delta_e + \delta_{re}^2)}$ = MPa
		当 $\frac{L}{R_a} < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4\delta_e b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L\delta_e}$ = MPa	当 $\frac{L}{R_a} < 8$ 时, $\sigma_6 = -\frac{F}{4(\delta_e + \delta_{re}) b_2} - \frac{12K_6 F R_a}{L(\delta_e + \delta_{re}^2)}$ = MPa
	注: $K_6$ 值按表 7-3 中 $A/R_a \leq 0.5$ 情况查取, $K_6 =$		
	应力校核	$ \sigma_5  \leq [\sigma]'$	
$ \sigma_6 ,  \sigma_7  \leq 1.25[\sigma]'$		$ \sigma_8  \leq 1.25[\sigma]'$	
鞍座应力计算			
水平分力	由包角 $\theta =$ , 查表 7-5 得: $K_9 =$		
	$F_s = K_9 F =$ N		

表 7-7 (续)

腹板 水平 拉 应力	计算高度 $H_s$	$\frac{1}{3}R_a =$ mm	$H_s = \min(H, \frac{1}{3}R_a) =$ mm	
		鞍座实际高度 $H =$ mm		
	鞍座腹板厚度 $b_0 =$ mm; 鞍座垫板实际宽度 $b_4 =$ mm			
	圆筒有效宽度 $b_2 = b + 1.56\sqrt{R_s\delta_n} =$ mm			
	鞍座垫板有效宽度 $b_r = b_2$ mm			
	无垫板或垫板不起加强作用		垫板起加强作用	
		$\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b_0} =$ MPa	$\sigma_9 = \frac{F_s}{H_s b_0 + b_r \delta_{re}} =$ MPa	
应力 校核	$\sigma_9 \leq \frac{2}{3}[\sigma]_{sa}$			
腹板与筋板组合截面轴向弯曲应力	由地震引起的支座轴向弯曲强度计算			
	基本 参数	圆筒中心至基础表面距离 $H_v =$ mm, 鞍座高度 $H =$ mm		
		腹板与筋板(小端)组合截面积 $A_{sa} =$ mm <sup>2</sup>		
		腹板与筋板(小端)组合截面系数 $Z_r =$ mm <sup>3</sup>		
		地震烈度及设计基本地震加速度 ; $\alpha_1 =$		
	轴向地震 力 $F_{Ev}$	水平地震力 $F_{Ev} = \alpha_1 mg =$		N
		当 $F_{Ev} \leq mgf$ 时: $\sigma_{sa} = -\frac{F'}{A_{sa}} - \frac{F_{Ev}H}{2Z_r} - \frac{F_{Ev}H_v}{A_{sa}(L-2A)} =$		MPa
	当 $F_{Ev} > mgf$ 时: $\sigma_{sa} = -\frac{F'}{A_{sa}} - \frac{(F_{Ev} - Ff_s)H}{Z_r} - \frac{F_{Ev}H_v}{A_{sa}(L-2A)} =$		MPa	
	应力判断: $\sigma_{sa} \leq K_0[\sigma]_{sa}$ , $K_0=1.2$			
筒体温差引起的支座腹板与筋板组合截面内的压应力				
	$\sigma_{sa}^t = -\frac{F'}{A_{sa}} - \frac{F'fH}{Z_r} =$		MPa	
	应力判断: $\sigma_{sa}^t \leq [\sigma]_{sa}$			
地震引起的地脚螺栓应力				
倾覆力矩	$M_{Ev}^{0-0} = F_{Ev}H_v =$		MPa	
拉应力	$\sigma_{bt} = \frac{M_{Ev}^{0-0}}{n l_1 A_{bt}} =$ MPa 其中 $n =$ , $l_1 =$ mm, $A_{bt} = \frac{\pi d^2}{4}$		mm <sup>2</sup>	
剪应力	$\tau_{bt} = \frac{F_{Ev}}{n' A_{bt}} =$ MPa 其中 $n' =$			
应力校核	拉应力	$\sigma_{bt} \leq K_0[\sigma_{bt}]$ 取 $[\sigma_{bt}] =$	MPa	
	剪应力	$\tau_{bt} \leq 0.8[\sigma_{bt}]$		

8 制造、检验与验收

8.1 本章规定了卧式容器的外形尺寸极限偏差、形状和位置公差。卧式压力容器的其他制造、检验与验收要求应符合 GB 150 的规定；卧式常压容器的其他制造、检验与验收要求应符合 JB/T 4735 的规定。

8.2 除图样另有规定外，卧式容器及其相连接的非受压元件的尺寸极限偏差、形状和位置公差应符合表 8-1 及图 8-1 的要求。

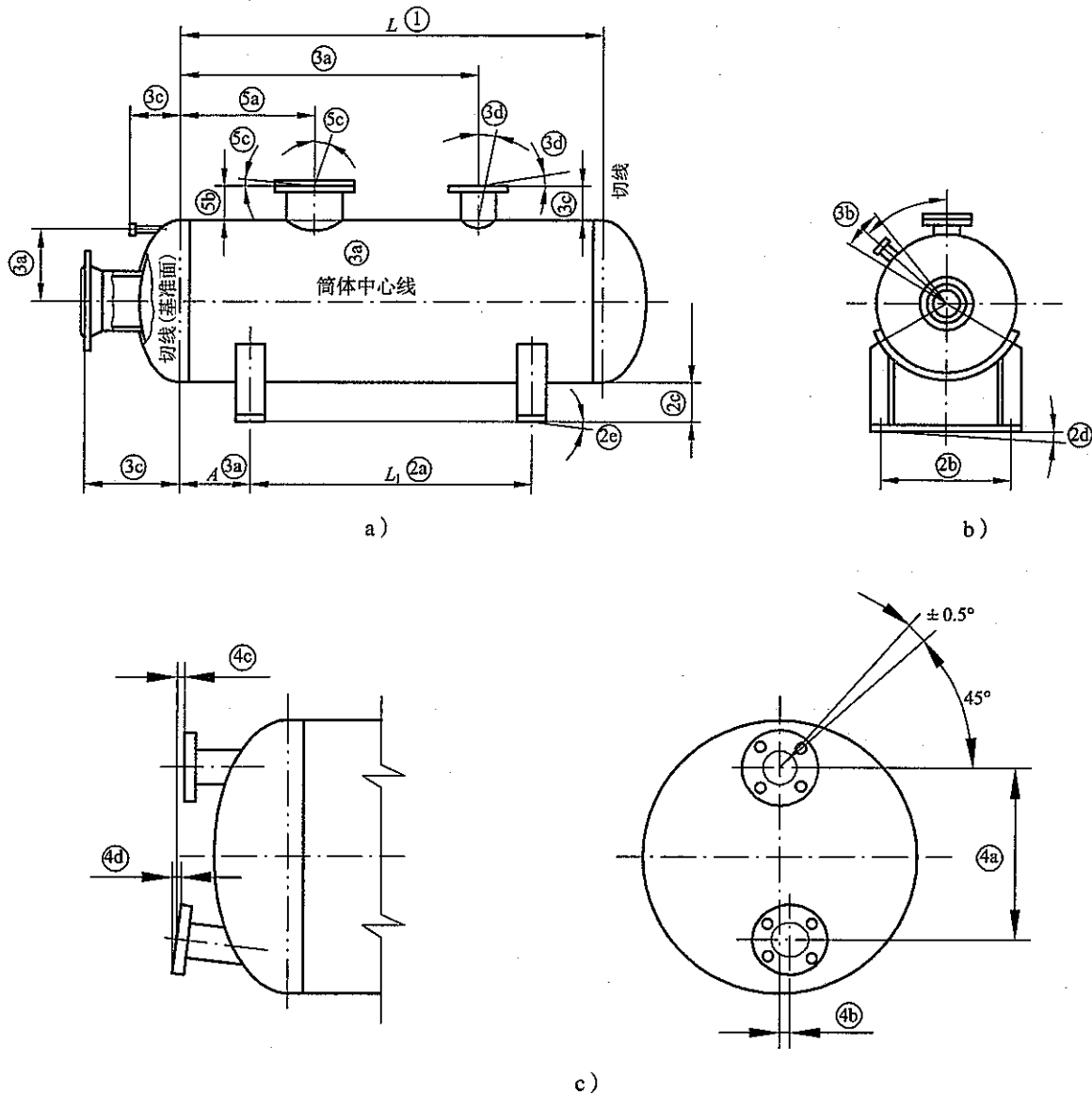


图 8-1 卧式容器尺寸极限偏差及形状位置公差检验项目



表 8-1 卧式容器尺寸极限偏差及形状位置公差

mm

序号	检 验 项 目	极 限 偏 差 或 公 差					
		长度 $L$ m	$\leq 5$	$> 5$ ~ 10	$> 10$ ~ 20	$> 20$ ~ 40	$> 40$
1	封头切线之间的距离 $L$	极限 偏差	$\pm 8$	$\pm 10$	$\pm 20$	$\pm 30$	$\pm 40$
2	a) 两鞍式支座中心线距离 $L_1$	C 级					
		$> 4000 \sim 8000$	$\pm 8$				
		$> 8000 \sim 12000$	$\pm 10$				
		$> 12000 \sim 20000$	$\pm 12$				
		$> 30000$	$\pm 14$				
	$> 40000$	$\pm 16$					
	b) 同一鞍座上两螺孔中心距	$\pm 2$					
	c) 鞍座底板与圆筒最低表面距离	0 -6					
	d) 鞍座底板沿长度方向水平度	$\leq 0.8/100$ 底板长					
	e) 鞍座底板沿宽度方向水平度	$\leq 0.8/100$ 底板宽					
3	a) 接管中心线到切线、圆筒中心线的距离, 接管间距 [液面计见 4a)、人孔见 5]	同 2a)					
	b) 接管及其他附件的方位	$\pm 0.5^\circ$					
	c) 接管法兰面与筒体外表面或与切线之间距离	同 2a)					
	d) 法兰面水平度或垂直度公差	按 GB 150 第 10 章规定					
4	a) 液面计接管间距	$\pm 1.5$					
	b) 对应两液面计接管中心垂线水平间距	$\pm 1.0$					
	c) 通过液面计两接管法兰中心面垂直线间的距离	$\pm 1.0$					
	d) 液面计法兰面的垂直度	$\leq 0.5/100$ 法兰外径					
5	a) 人孔、手孔中心线到切线距离	$\pm 13$					
	b) 人孔、手孔的法兰面与筒体外表面距离	$\pm 10$					
	c) 人孔、手孔的法兰面水平度或垂直度	$\leq 1/100$ 法兰外径					

## 附录 A (资料性附录)

### 有附加载荷作用时卧式容器强度及稳定性校核计算

A.1 本附录给出了考虑附加载荷作用时卧式容器强度及稳定性校核计算方法。适用于附属设备高度不大于 10m 的卧式容器。

注：附属设备系指精馏塔、除氧头、液下泵和搅拌器等。

A.2 计算时将卧式容器简化为承受均布载荷的双支承外伸梁，附加载荷是指由附属设备的重力及地震影响所产生的作用在梁上的集中载荷。

#### A.3 符号

$F_{Ea}$ ——水平地震作用产生的垂直于附属设备轴线的力，N；

$F_I$ 、 $F_{II}$ ——不考虑地震影响时，由均布载荷和附属设备重力在支承处引起的支座反力，分别取操作或水压试验状态的值，N；

$F_{EI}$ 、 $F_{EII}$ ——考虑地震影响时，由均布载荷、附属设备重力和地震影响在支承处引起的支座反力，取操作状态的值，N；

$H$ ——鞍座的高度，即鞍座底板下表面至圆筒体外表面的距离，mm；

$H_v$ ——鞍座底板下表面至卧式容器中心的高度，mm；

$K_0$ ——载荷组合系数， $K_0=1.2$ ；

$K_{10}$ 、 $K_{11}$ ——计算筒体截面 A-A 处轴向应力的系数，查图 A-4b)；

$M_q^{A-A}$ ——由均布载荷作用，在筒体截面 A-A 处产生的最大轴向弯矩，N·mm；

$M_w^{A-A}$ ——由附属设备重力作用，在筒体截面 A-A 处产生的最大轴向弯矩，N·mm；

$M_{Ea}^{0-0}$ ——附属设备由地震作用，相对于 0-0 截面引起的倾覆力矩，N·mm；

$M_{Ev}^{0-0}$ ——卧式容器由地震作用，相对于 0-0 截面引起的倾覆力矩，N·mm；

$M_{Ea}^{1-1}$ ——附属设备由地震作用，相对于 1-1 截面引起的筒体轴向弯矩，N·mm；

$M_{max}^{A-A}$ ——由均布载荷和附属设备重力作用，在筒体截面 A-A 处产生的最大组合轴向弯矩，N·mm；

$M_{Emax}^{A-A}$ ——考虑地震影响时，由均布载荷、附属设备重力和地震作用，在筒体截面 A-A 处产生的最大组合轴向弯矩，N·mm；

$a$ ——集中载荷作用截面与支承 I 之间的距离，mm；

$b$ ——集中载荷作用截面与支承 II 之间的距离，mm；

$h$ ——附属设备地震力作用中心到圆筒体外表面的距离，见图 A.1；

$l$ ——两鞍座轴线之间的距离，mm；

$\beta$ ——附属设备开孔与截面 A-A 筒体中心的夹角，见图 A.4；

$\sigma_1^{1-1}$ ——在筒体截面 A-A 处最高点的轴向应力，MPa；

$\sigma_2^{1-1}$ ——在筒体截面 A-A 处最低点的轴向应力，MPa。

注： $\sigma_1^{1-1}$ 、 $\sigma_2^{1-1}$ 加脚标 T 表示水压试验工况。

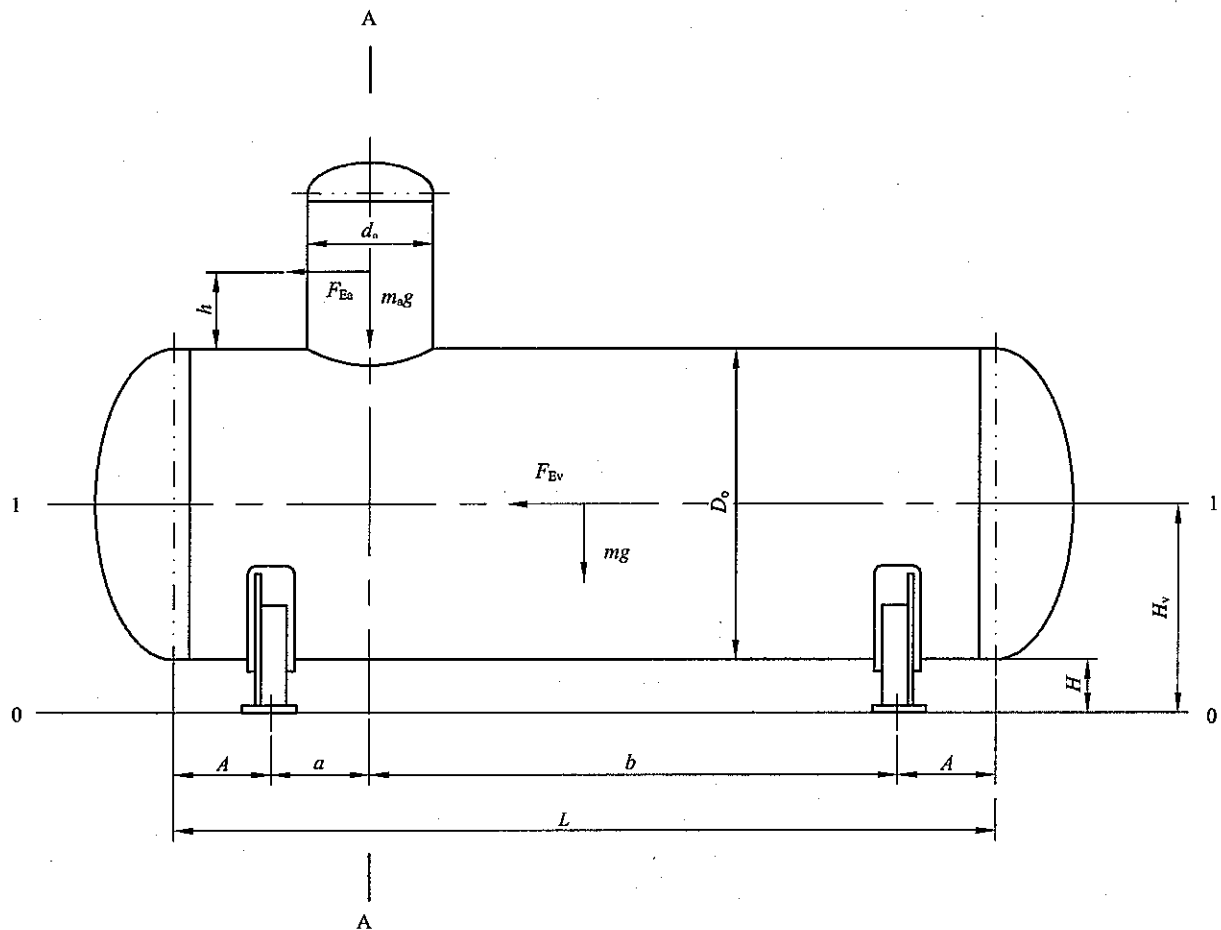


图 A.1 设备所承受的载荷分析

A.4 不考虑附属设备地震影响时，卧式容器强度及稳定性校核

不考虑附属设备地震影响时，卧式容器所承受的载荷、剪应力和弯矩见图 A.2。

A.4.1 均布载荷和附属设备重力引起的支座反力

支座反力按式 (A.1)、式 (A.2) 计算：

I 支座处：

$$F_I = F + F_{wI} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

II 支座处：

$$F_{II} = F + F_{wII} \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

式中：

$F$  ——由均布载荷在支承处引起的支座反力， $F = \frac{mg}{2}$ ，N；

$F_{wI}$ 、 $F_{wII}$  ——由附属设备重力在支承处引起的支座反力， $F_{wI} = \frac{b}{l} m_a g$ ， $F_{wII} = \frac{a}{l} m_a g$ ，N。

A.4.2 圆筒轴向应力

A.4.2.1 圆筒轴向弯矩计算

圆筒最大轴向弯矩位于中间段极值处 A-A 截面或鞍座平面上（见图 A.2）。

圆筒中间段极值处的轴向弯矩，按式 (A.3) 或式 (A.4) 计算：

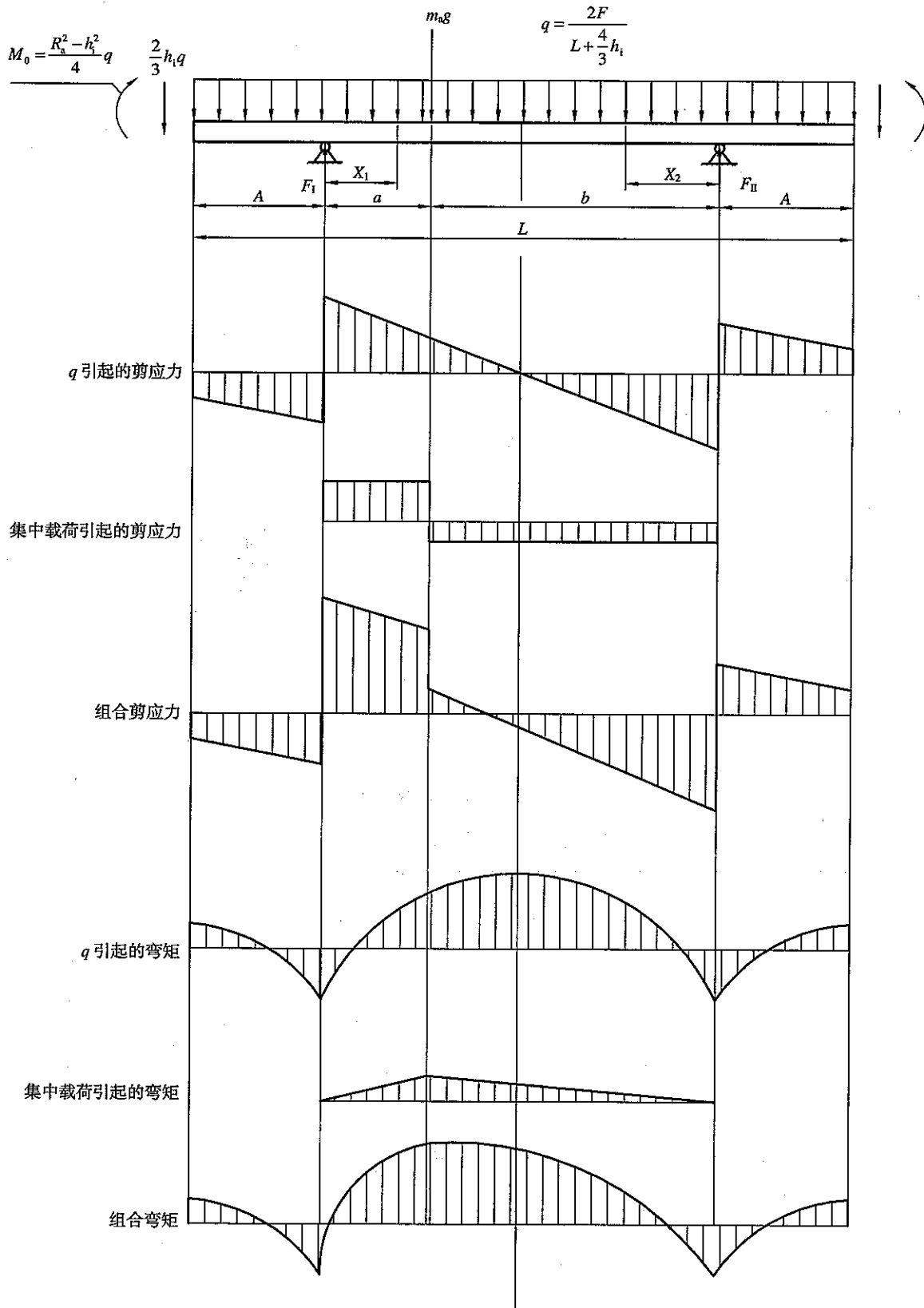


图 A.2 不考虑地震影响时，卧式容器所承受的载荷、剪应力和弯矩图

当附属设备位于中间截面的左侧，其极值处为：

$$X_1 = \frac{F_I}{q} - \frac{2}{3}h_1 - A$$

若满足  $0 < X_1 < a$ ，则极值处的轴向弯矩为：

$$M_{\max} = q \left[ \frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3}h_1(A + X_1) - \frac{(A + X_1)^2}{2} \right] + F_I X_1 \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

当附属设备位于中间截面的右侧，其极值处为：

$$X_2 = \frac{F_{II}}{q} - \frac{2}{3}h_1 - A$$

若满足  $0 < X_2 < b$ ，则极值处的轴向弯矩为：

$$M_{\max} = q \left[ \frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3}h_1(A + X_2) - \frac{(A + X_2)^2}{2} \right] + F_{II} X_2 \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

若极值处的  $X_1$ 、 $X_2$  不满足上述条件，则最大轴向弯矩位于 A-A 截面或鞍座平面上。

圆筒 A-A 截面上的轴向弯矩，按式 (A.5) 计算：

$$M_{\max}^{A-A} = M_q^{A-A} + M_w^{A-A} \quad \dots\dots\dots (A.5)$$

式中：

$$M_q^{A-A} = \frac{2F}{L + \frac{4}{3}h_1} \left[ \frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2h_1}{3}A - \frac{A^2}{2} + \frac{al}{2} \left( 1 - \frac{a}{l} \right) \right];$$

$$M_w^{A-A} = \frac{ab}{l} m_a g。$$

鞍座平面上的轴向弯矩，按式 (7-3) 计算。

#### A.4.2.2 圆筒轴向应力计算

A.4.2.2.1 圆筒 A-A 截面上，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式 (A.6)、式 (A.7) 计算：

圆筒最高点处：

$$\sigma_1^{I-I} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} - \frac{M_{\max}^{A-A}}{3.14 K_{10} R_a^2 \delta_e} \quad \dots\dots\dots (A.6)$$

圆筒最低点处：

$$\sigma_2^{I-I} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{\max}^{A-A}}{3.14 K_{11} R_a^2 \delta_e} \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

注：该轴向应力仅为简化为简支梁计算时所得到的该截面的薄膜应力，局部应力的计算需要采用其他方法（如有限元数值分析）进行。

A.4.2.2.2 若极值处的  $X_1$ 、 $X_2$  满足上述条件，则在极值处，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式 (7-4)、式 (7-5) 计算，式中的  $M_1$  由  $M_{\max}$  代替。

A.4.2.2.3 若极值处的  $X_1$ 、 $X_2$  不满足上述条件，则最大轴向弯矩位于圆筒鞍座截面或 A-A 截面上，在鞍座截面由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式 (7-6)、式 (7-7) 计算。

## A.4.2.3 圆筒轴向应力校核

对于操作状态应满足下列条件:

- a) 计算所得的轴向拉应力不应超过设计温度下材料的许用应力 $[\sigma]^t$ , 即:

$$\max\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_1^{I-I}, \sigma_2^{I-I}, \sigma_3, \sigma_4\} \leq [\sigma]^t$$

- b) 计算所得的轴向压应力不应超过设计温度下材料的轴向许用压缩应力 $[\sigma]_{ac}^t$ , 即:

$$|\min\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_1^{I-I}, \sigma_2^{I-I}, \sigma_3, \sigma_4\}| \leq [\sigma]_{ac}^t$$

对于水压试验状态应满足下列条件:

- a) 充满水未加压时, 计算所得的轴向压应力不应超过 $[\sigma]_{ac}$ , 即:

$$|\min\{\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \sigma_{T1}^{I-I}, \sigma_{T2}^{I-I}, \sigma_{T3}, \sigma_{T4}\}| \leq [\sigma]_{ac}$$

- b) 充满水加压的状态下, 计算所得的轴向拉应力不应超过材料的 $0.9\phi R_{eL}(R_{p0.2})$ , 即:

$$\max\{\sigma_{T1}, \sigma_{T2}, \sigma_{T1}^{I-I}, \sigma_{T2}^{I-I}, \sigma_{T3}, \sigma_{T4}\} \leq 0.9\phi R_{eL}(R_{p0.2})$$

## A.4.3 切向剪应力

## A.4.3.1 圆筒及封头切向剪应力计算

圆筒及封头切向剪应力 $\tau$ 、 $\tau_h$ 按式(7-8)~式(7-10)进行计算, 式中的 $F$ 由 $F_I$ 、 $F_{II}$ 中较大值代替。

## A.4.3.2 圆筒及封头切向剪应力校核

圆筒及封头切向剪应力的校核按7.3.3.3的规定进行。

## A.4.4 圆筒周向应力

## A.4.4.1 圆筒周向应力计算

圆筒周向应力 $\sigma_5 \sim \sigma_8$ 按式(7-15)~式(7-24)进行计算, 式中的 $F$ 由 $F_I$ 、 $F_{II}$ 中较大值代替。

## A.4.4.2 圆筒周向应力校核

圆筒周向应力的校核按7.3.4.3的规定进行。

## A.4.5 鞍座应力

## A.4.5.1 腹板水平分力及强度校核

腹板水平分力 $F_s$ 按式(7-25)进行计算, 式中的 $F$ 由 $F_I$ 、 $F_{II}$ 中较大值代替。

腹板水平方向的拉应力 $\sigma_9$ 按式(7-26)、式(7-27)进行计算。应力的校核按式(7-28)进行。

## A.4.5.2 鞍座轴向压应力及强度校核

A.4.5.2.1 由轴向弯矩及重力载荷作用下, 支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力 $\sigma_{sa}$ 按式(7-29)、式(7-30)进行计算, 式中的 $F$ 由 $F_I$ 、 $F_{II}$ 中较大值代替。应力的校核按式(7-32)进行。

A.4.5.2.2 由温度变化引起筒体伸缩时产生的支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力 $\sigma_{sa}^t$ 按式(7-31)进行计算, 式中的 $F$ 由 $F_I$ 、 $F_{II}$ 中较大值代替。应力的校核按式(7-32)进行。

## A.5 考虑附属设备地震影响时, 卧式容器强度及稳定性校核

当地震设防烈度大于7度需考虑附属设备地震影响时, 卧式容器所承受的载荷、剪应力和弯矩见图

A.3。

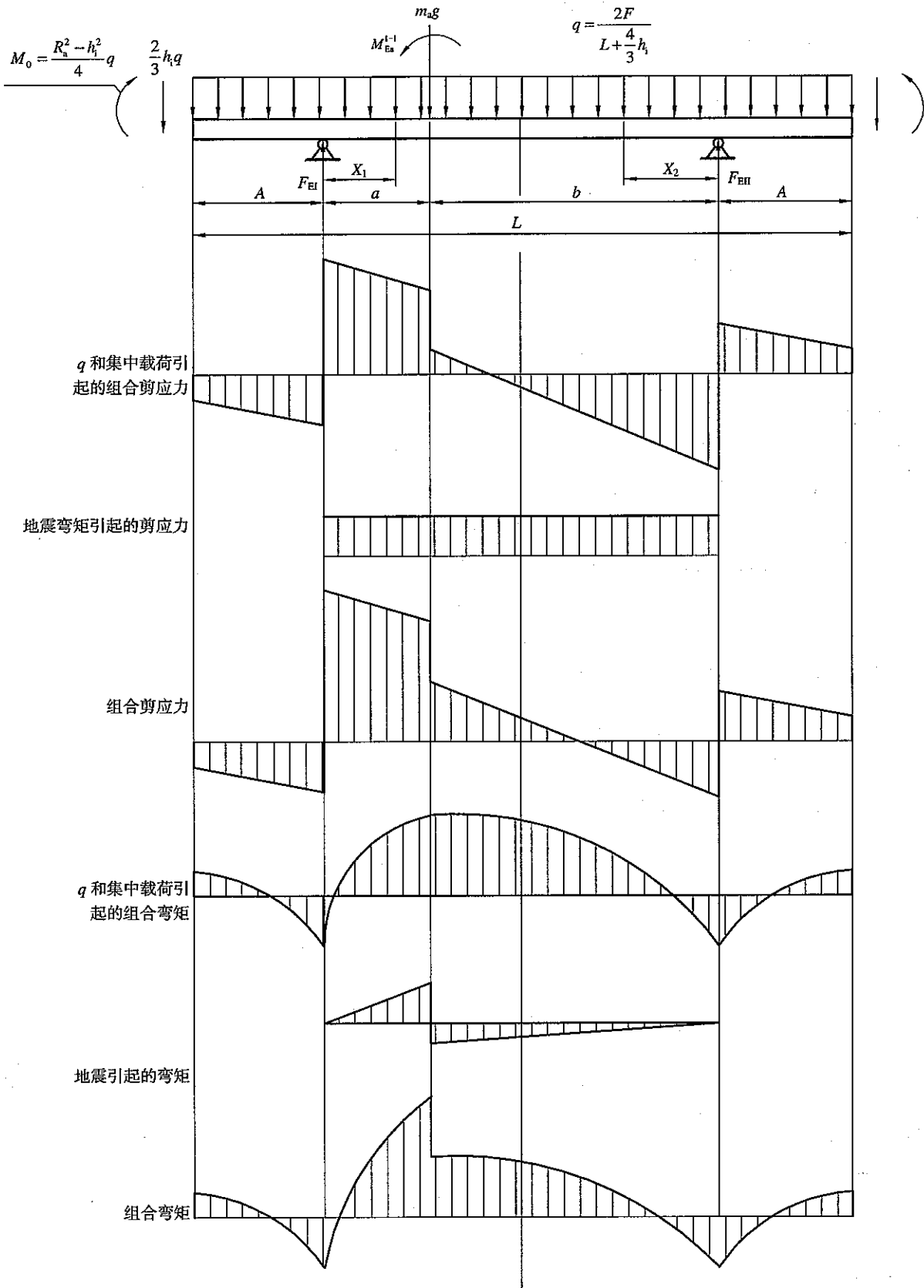


图 A.3 考虑地震影响时，卧式容器所承受的载荷、剪应力和弯矩图

A.5.1 由均布载荷引起、附属设备重力和地震影响引起的支座反力

支座反力按式 (A.8)、式 (A.9) 计算:

I 支座处:

$$F_{EI} = F_I + F_{ERI} \quad \dots\dots\dots (A.8)$$

II 支座处:

$$F_{EII} = F_{II} + F_{ERII} \quad \dots\dots\dots (A.9)$$

式中:

$F_{ERI}$ 、 $F_{ERII}$ ——附属设备由地震作用在支承处引起的支座反力,  $F_{ERI} = \frac{M_{Ea}^{1-1}}{l}$ ,  $F_{ERII} = -\frac{M_{Ea}^{1-1}}{l}$ , N;

其中:

$$M_{Ea}^{1-1} = F_{Ea} (h + D_0/2), \text{ N} \cdot \text{mm};$$

$$F_{Ea} = \alpha_1 m_a g。$$

A.5.2 圆筒轴向应力

A.5.2.1 圆筒轴向弯矩计算

圆筒最大轴向弯矩位于中间段极值处或 A-A 截面、鞍座平面上 (见图 A.3)。

圆筒中间段极值处的轴向弯矩, 按式 (A.10) 或式 (A.11) 计算:

当附属设备位于中间截面的右侧, 即  $a \leq \frac{l}{2}$  时, 其极值处为:

$$X_1 = \frac{F_{EI}}{q} - \frac{2}{3} h_1 - A$$

若满足  $0 < X_1 < a$ , 则极值处的最大轴向弯矩为:

$$M_{E\max} = q \left[ \frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3} h_1 (A + X_1) - \frac{(A + X_1)^2}{2} \right] + F_{EI} X_1 \quad \dots\dots\dots (A.10)$$

当附属设备位于中间截面的左侧, 即  $a > \frac{l}{2}$  时, 其极值处为:

$$X_2 = \frac{F_{EII}}{q} - \frac{2}{3} h_1 - A$$

若满足  $0 < X_2 < b$ , 则极值处的最大轴向弯矩为:

$$M_{E\max} = q \left[ \frac{R_a^2 - h_1^2}{4} - \frac{2}{3} h_1 (A + X_2) - \frac{(A + X_2)^2}{2} \right] + F_{EII} X_2 \quad \dots\dots\dots (A.11)$$

若极值处的  $X_1$ 、 $X_2$  不满足上述条件, 则最大轴向弯矩位于 A-A 截面或鞍座平面上。

圆筒 A-A 截面上的轴向弯矩, 按式 (A.12) 计算:

$$M_{E\max}^{A-A} = M_{\max}^{A-A} + \frac{a}{l} M_{Ea}^{1-1} \quad \dots\dots\dots (A.12)$$

鞍座平面上的轴向弯矩, 按式 (7-3) 计算。

A.5.2.2 圆筒轴向应力计算

A.5.2.2.1 圆筒 A-A 截面上, 由压力及轴向弯矩引起的轴向应力, 按式 (A.13)、式 (A.14) 计算:

圆筒最高点处:

$$\sigma_{EI}^{1-1} = \frac{p_c R_a}{2\delta_c} - \frac{M_{E\max}^{A-A}}{3.14 K_{10} R_a^2 \delta_c} \quad \dots\dots\dots (A.13)$$

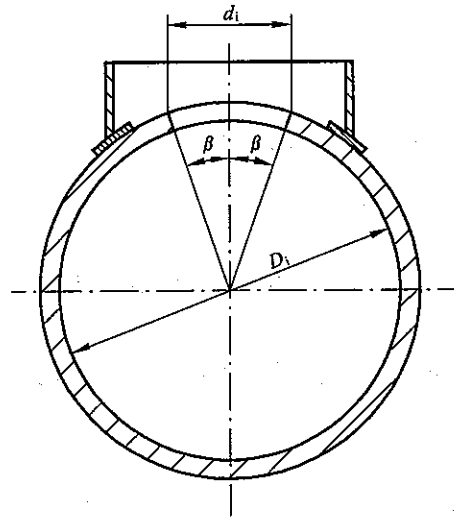
圆筒最低点处:



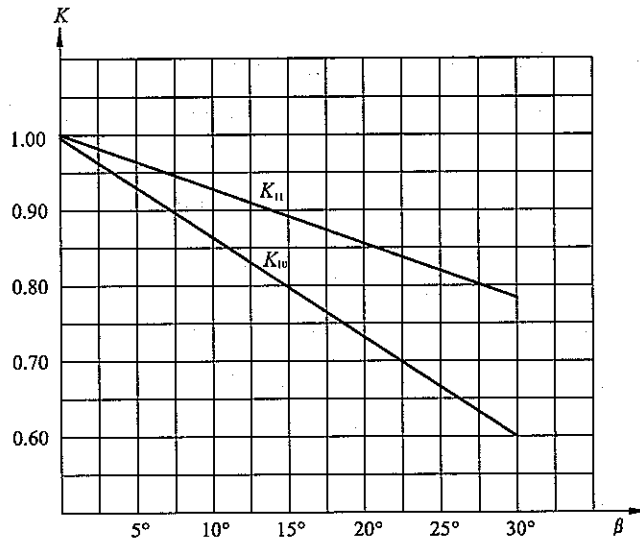
$$\sigma_{E2}^{I-I} = \frac{p_c R_a}{2\delta_e} + \frac{M_{E\max}^{A-A}}{3.14K_{11}R_a^2\delta_e} \dots\dots\dots (A.14)$$

系数  $K_{10}$ 、 $K_{11}$  查图 A.4b)。

注：该轴向应力仅为简化为简支梁计算时所得到的该截面的薄膜应力，局部应力的计算需要采用其他方法（如有限元数值分析）进行。



a) 附属设备的开孔结构图



b) 系数  $K_{10}$ 、 $K_{11}$  与夹角  $\beta$  的关系曲线图

图 A.4 系数  $K_{10}$ 、 $K_{11}$

A. 5. 2. 2. 2 若极值处的  $x_1$ 、 $x_2$  满足上述条件，则最大轴向弯矩位于圆筒中间段极值处，由压力及轴向弯矩引起的轴向应力，按式 (7-4)、式 (7-5) 计算，式中的  $M_1$  由  $M_{E\max}$  代替。

A. 5. 2. 2. 3 若极值处的  $x_1$ 、 $x_2$  不满足上述条件，则最大轴向弯矩位于圆筒鞍座截面或 A-A 截面上，在鞍座截面由压力及轴向弯矩引起的轴向应力  $\sigma_3$ 、 $\sigma_4$ ，按式 (7-6)、式 (7-7) 计算。

A. 5. 2. 3 圆筒轴向应力校核

考虑地震影响时应满足下列条件:

a) 计算所得的轴向拉应力不应超过设计温度下材料的许用应力  $K_0[\sigma]^t$ , 即:

$$\max\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_{EI}^{I-I}, \sigma_2^{I-I}, \sigma_3, \sigma_4\} \leq K_0[\sigma]^t$$

b) 计算所得的轴向压应力不应超过设计温度下材料的轴向许用压缩应力  $[\sigma]_{ac}^t$ , 即:

$$|\min\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_1^{I-I}, \sigma_2^{I-I}, \sigma_3, \sigma_4\}| \leq [\sigma]_{ac}^t$$

### A. 5. 3 切向剪应力

#### A. 5. 3. 1 圆筒及封头切向剪应力计算

圆筒及封头切向剪应力  $\tau, \tau_0$  按式 (7-8) ~ 式 (7-10) 进行计算, 式中的  $F$  由  $F_{EI}$ 、 $F_{EII}$  中较大值代替。

#### A. 5. 3. 2 圆筒及封头切向剪应力校核

圆筒及封头切向剪应力的校核按 7.3.3.3 的规定进行, 其中  $[\sigma]^t$  由  $K_0[\sigma]^t$  代替。

### A. 5. 4 圆筒周向应力

#### A. 5. 4. 1 圆筒周向应力计算

圆筒周向应力  $\sigma_5 \sim \sigma_8$  按式 (7-15) ~ 式 (7-24) 进行计算, 式中的  $F$  由  $F_{EI}$ 、 $F_{EII}$  中较大值代替。

#### A. 5. 4. 2 圆筒周向应力校核

圆筒周向应力的校核按 7.3.4.3 的规定进行, 其中  $[\sigma]^t$  由  $K_0[\sigma]^t$  代替。

### A. 5. 5 鞍座应力

#### A. 5. 5. 1 腹板水平分力及强度校核

腹板水平分力  $F_s$  按式 (7-25) 进行计算, 式中的  $F$  由  $F_{EI}$ 、 $F_{EII}$  中较大值代替。

腹板水平方向的拉应力  $\sigma_s$  按式 (7-26)、式 (7-27) 进行计算。应力的校核按式 (7-28) 进行, 其中  $[\sigma]_{sa}$  由  $K_0[\sigma]_{sa}$  代替。

#### A. 5. 5. 2 鞍座腹板与筋板组合截面轴向压应力及强度校核

A. 5. 5. 2. 1 由轴向弯矩及重力载荷作用下, 支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力  $\sigma_{sa}$  按式 (A.15)、式 (A.16) 计算:

当地震载荷引起的水平地震力小于或等于鞍座底板与基础静摩擦力 ( $F_E \leq mgf$ ) 时:

$$\sigma_{sa} = \frac{F'}{A_{sa}} - \frac{F_{Ev}H}{2Z_r} - \frac{M_{Ev}^{0-0} + M_{Ea}^{0-0}}{A_{sa}l} \quad \dots\dots\dots (A.15)$$

当地震载荷引起的水平地震力大于鞍座底板与基础静摩擦力 ( $F_E > mgf$ ) 时:

$$\sigma_{sa} = \frac{F'}{A_{sa}} - \frac{(F_{Ev} - Ff_s)H}{Z_r} - \frac{M_{Ev}^{0-0} + M_{Ea}^{0-0}}{A_{sa}l} \quad \dots\dots\dots (A.16)$$

式中:

$$F_E = F_{Ea} + F_{Ev};$$

$$F' = \max\{F_I, F_{II}\};$$

$$M_{Ea}^{0-0} = F_{Ea}(h + D_o + H);$$

$$M_{Ev}^{0-0} = F_{Ev}H_v。$$

应力的校核应满足:

$$|\sigma_{sa}| \leq K_0[\sigma]_{sa}$$

A. 5. 5. 2. 2 由温度变化引起筒体伸缩时产生的支座腹板与筋板组合截面内产生的压应力  $\sigma_{sa}^t$  按式 (7-31) 进行计算, 式中的  $F$  由  $F_{EI}$ 、 $F_{EII}$  中较大值代替。应力的校核按式 (7-32) 进行。

#### A. 5. 5. 3 地震引起的地脚螺栓应力

A. 5. 5. 3. 1 横向倾覆力矩按式 (A.17) 进行计算:

$$M_E^{0-0} = M_{Ev}^{0-0} + M_{Ea}^{0-0} \quad \dots\dots\dots (A.17)$$

A. 5. 5. 3. 2 由倾覆力矩引起的地脚螺栓拉应力

地脚螺栓拉应力按式 (A.18) 进行计算:

$$\sigma_{bt} = \frac{M_E^{0-0}}{nl_1A_{bt}} \quad \dots\dots\dots (A.18)$$

式中:

$A_{bt}$ —— 每个地脚螺栓的横截面面积,  $\text{mm}^2$ ;

$l_1$ —— 鞍座轴线两侧的螺栓间距,  $\text{mm}$ ;

$n$ —— 设备中心线一侧的两鞍座地脚螺栓个数, 个。

应力的校核应满足:

$$\sigma_{bt} \leq K_0[\sigma_{bt}]$$

A. 5. 5. 3. 3 由水平地震力引起的地脚螺栓剪应力

地脚螺栓剪应力按式 (A.19) 进行计算:

$$\tau_{bt} = \frac{F_E}{n'A_{bt}} \quad \dots\dots\dots (A.19)$$

式中:

$n'$ —— 两鞍座地脚螺栓个数, 个。

应力的校核应满足:

$$\tau_{bt} \leq 0.8[\sigma_{bt}]$$