

制漿造紙机械与設備

上 册

(七 二 级 用)

广东化工学院制漿造纸机械专业编

一九七四年十月

毛主席语录

教育必须为无产阶级政治服务，必须同生产劳动相结合。

一个正确的认识，往往需要经过由物质到精神，由精神到物质，即由实践到认识，由认识到实践这样多次的反复，才能够完成。

事物矛盾的法则，即对立统一的法则，是自然和社会的根本法则，因而也是思维的根本法则。

马恩恩的哲学认为十分重要的问题，不在于懂得了客观世界的规律性，因而能够解释世界，而在于拿了这种对于客观规律性的认识去能动地改造世界。

前言

在半封建半殖民地的旧社会，我国的经济贫穷落后，经济命脉掌握在帝国主义手中，制浆造纸方面的机器设备向外国求，不能制造，有的勉强进行一些零部件的修配工作，更谈不上什么设计工作。广大工人和劳动人民，由于深受三座大山的压迫和剥削，根本没有读书的机会和掌握技术的权利。因此，我国的造纸工业不能向前展。解放前，我国纸和纸板的最高年产量只不过是16万吨，品种极少。

解放后，在党和毛主席的英明领导下，我国的国民经济得到迅速恢复，造纸工业也随之飞跃发展。为了适应造纸工业发展的需要，1956年在华南工学院设置了我国唯一的制浆造纸机械专业，培养出一批批的造纸机械技术人才输送全国各地。毛主席说：“社会主义的财富是工人、农民和劳动知识分子自己创造的。”由于造纸行业和造纸机械部门广大革命职工和技术人员的长期努力，不断排除了修正主义路线的干扰，坚决走奋发图强、自力更生的道路，造纸工业和造纸机械都得到很大的发展。1972年，我国机制纸及纸板的产量已达282万吨，比文化革命前的1965年增长了63%，相当于建国初期1949年产量的26倍，品种增至370种，我国造纸企业分布省、市、自治区，已初步形成了一个大中小相结合的造纸工业体系，并且设立了造纸机械的设计研究、制造安装一整条机组，大力进行机械产品的“系列化，标准化，通用化”工作。现在我国自己所设计、制造的成套造纸机械设备，除了武装自己之外，还成套地支援兄弟国家和友好国家，制浆造纸设备年产量超过了三万吨。

革命在深入，生产在发展。我国造纸工业虽然已经有了很大的进步，但是，由于解放前的基础十分薄弱，解放后又受到刘少奇、林彪修正主义路线的干扰和破坏，我国目前的造纸工业的发展还远远赶不上形势发展的要求，同一些造纸工业先进的国家相比，我国的造纸工业水平还很低。而工业水平低的

(以更新语言)

一个主要方面，在于我国造纸企业中的机械装备还很落后，不少仍处于四、五十年代的水平，它的薄弱环节仍处于繁重的体力劳动。为了使造纸工业迅速赶超世界先进水平，进一步解放生产力，历史赋予造纸行业和造纸机械部门广大革命职工和技术人员的任务就是：深入批林批孔，在毛主席革命技术路线的指引下，依靠各级党委，进一步开展“工业学大庆”的群众运动，大搞技术革命、技术革新、向生产机械化、连续化和自动化进军。

在轻工业机械系统中，制浆造纸机械与设备（简称造纸机械）是其中一个比较大的行业。搞好造纸机械产品的设计研究工作，对提高造纸工业机械技术水平，改变造纸工业生产面貌有着重要的作用。造纸机械产品的设计研究工作，必须遵照“多、快、好、省”的总路线，贯彻“自力更生、艰苦奋斗”的方针以及学习与独创相结合的原则，按照“体积小、重量轻、结构简单、效率高、质量好、使用方便”的要求，积极改革老产品，发展新产品。

为了帮助学员们对专业机械进行设计研究，本讲义将对制浆造纸厂中的主要机械设备进行介绍，解剖其结构，分析其原理，并进行一些有关的计算，是本专业主要的专业教材之一。它主要是供本专业72级学员作为专业教材使用，但也可以作为最近几届学员入学的“造纸概论”学习、从典型任务、典型产品组织教学以及结合实践中的专业参考资料。按内容不同分成四篇，装订为三册。

上册，第一篇：制浆设备，包括浆器设计、备料设备、蒸煮设备、从皮泥漂洗等设备；

中册，第二篇：磨浆机械设备，包括磨木机、打浆机、锥形精浆机、圆柱精浆机、齿磨制、水力碎浆机和高浓疏解机等；

下册，包括第三、四篇，

第三篇：造纸设备，包括圆网机和长网机；

第四篇：造纸设备，包括超高压光机，复卷机和切纸机。

本讲义力图立足于我国制浆造纸生产的实际，吸取国外有

用的资料，结合我国今后发展的方向，而进行编写的。在编写过程中，先后走访了上海、天津、北京、广东、广西、湖南、河南、四川、华东等省市，地区的有关工厂、科研设计单位作调查，並多方面征求工人、干部、技术人员、校友的意见，有个别章节由在工厂中工作多年的校友编写，有些内容是结合本专业师生在科研设计实践中积累的宝贵经验进行编写的，力求理论联系实际。但由于我们的路线觉悟不高，业务水平低，加之有些章节还没有作深入调查研究，编写时间匆促，因此在讲义的错误、缺欠一定不少，盼学友和读者凭藉批教育革命搞好“教材要彻底改革”的共同愿望，给予批评和指正。

在此，对在编写过程中，给予大力协助和支持的各工厂，科研设计单位的工人、干部、技术人员和校友同志表示衷心感谢。

目 录

第一篇 制浆设备

第一章	容器设计	1
第一节	概述	1
第二节	受内压薄壁圆筒的计算	4
第三节	受内压容器的封头	14
第四节	外压容器的计算	27
第五节	容器与设备的附件及器壁开孔的补强	35
第六节	容器与设备的支座	41
第七节	容器与设备的可拆联接及密封	55
第二章	备料设备	77
第一节	备料设备概述	77
第二节	剥皮机	80
第三节	削片机	90
第四节	切草机及切草机	105
第五节	原料的筛选及分选设备	110
第三章	蒸煮设备	120
第一节	概述	120
第二节	蒸球	120
第三节	硫酸盐蒸煮锅	122
第四节	亚硫酸盐蒸煮锅	127
第五节	连续蒸煮设备	140
第四章	浆料的洗涤、浓缩和漂白设备	169
第一节	概述	169
第二节	洗浆池、洗浆机、分散洗涤器	170
第三节	转鼓式过滤器	175

第四节	双辊挤浆机	— — — — —	194
第五节	螺旋压浆机	— — — — —	202
第六节	漂白浸缸	— — — — —	207

第五章	浆料筛选设备	— — — — —	212
第一节	概述	— — — — —	212
第二节	通过式及离心式筛浆机	— — — — —	219
第三节	振动式筛浆机	— — — — —	247
第四节	陈化设备	— — — — —	266

第一章 容器设计

第一节 概述

一 容器与设备壳体在制浆造纸工业中的应用

在制浆造纸工业中，特别是化学浆或半化学浆生产中，它和化工生产过程一样，是各种物质发生化学变化及物理变化的过程。为了完成这一系列的变化就需要有各种不同的设备或容器来贮存物料及限制其反应的空间，这些就是容器与设备壳体。如各种蒸煮锅、喷放锅、加热器、蒸发器及吸收塔等。这些设备，虽然用途和构造不同，但其外壳都是由曲面的构件组成的。这种结构统称为壳体。

容器及壳体的外形，最常用的有圆筒形、球形、椭圆形、锥形及这些形状的组合体等。如蒸球就是球形壳体，它的优点是，当体积一定时，它具有最小的表面积，因而材料节省。在一定压力下，其应力比圆筒形少一半，故壁厚可减少一半，但制造较困难。由圆筒形作器身，其顶或底用球形的一部分，椭圆形或圆锥形组合成的容器（图1-1-1）制造较方便，故应用最广。

影响容器与设备壳体的尺寸形状结构的因素很多，主要有以下几点：

1. 用途 由于用途不同，对容器的要求也不一样。如贮存物料的容器，其决定性的参数是它们的容积；而对于蒸煮锅、加热器、蒸发器及吸收塔等的外壳，则要根据它们的操作条件，生产能力来决定主要参数。

2. 构造材料 容器可由金属材料或非金属材料制造。根据不同的操作条件，如压力、温度及介质的腐蚀性等，应采用不同的材料，如碳钢、普通低合金钢、不锈钢、铸铁、陶瓷等。近年来不锈钢衬里及不锈钢复合钢板制造容器在制浆造纸工业中也日渐应用。

3. 制造和安装方法 容器可采用焊接、铆接、铸造、锻

造等方法制造，但主要是焊接结构。由于容器所选用的材料不同，在制造上就有所区别，因而结构上也不一样。设筒的大小、结构的复杂或简单，亦对制造与安装有不同的要求。因运输条件及其他原因，一些大型设筒就需要到现场安装，如公称容积在 100 m^3 以上的容器，在现场制造安装就较为适宜，这样的设筒就应在结构上考虑现场制造及安装的要求。

4 受力情况 由于操作的要求，设筒可在不受压或受内压、外压力的条件下工作，当同样受内压力作用时，也要考虑这压力是经常变化或恒定的。垂直的壳件由于风力的作用，能受对中心轴线不对称的载荷，同样壳体本身的重量与其中物料的重量能使水平的壳体受不对称的力。这些都对设筒结构受力情况有很大影响，所以设筒结构也应该适应。

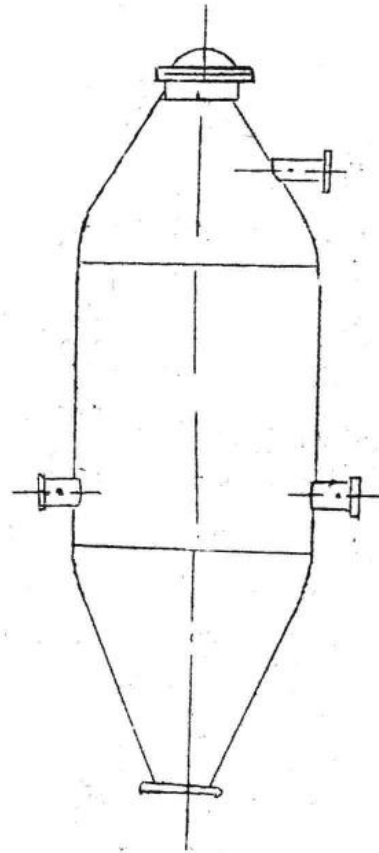


图 1—1—1
圆柱形容器

二 容器和设筒壳体的分类及其标径。

1. 容器和设筒壳体的分类

为了研究和学习的方便，按不同的因素可将容器作如下分类：

按用途不同可分为贮存设筒及进行过程的设筒；

按制造方法不同可分为铸造的、焊接的、铆接的或组合的；

按受力情况可分为常压的，受内压力和受外压力的；

按形状不同可分为圆球形的、圆筒形的、圆锥形的及组合形的；

按空间位置不同可分为水平的或直立的。

根据容器的壁厚与直径之比，又可将容器分为薄壁容器和厚壁容器。壁厚与内径之比小于0.1的称薄壁容器，比值大于0.1的称为厚壁容器。在制浆造纸工业中，薄壁容器应用最广，厚壁容器是很少采用的。

2 容器的标准

过去容器的设计、制造、往往由设计、制造单位根据生产的要求，自行决定尺寸，这样势必造成产品尺寸繁多，设计手续烦琐。为了便于互换或适合大量制造，降低设备制造成本，提高经济效益，我国有关部门对容器直径、容器封头（端盖）及容器零部件等已制定了许多统一设计，制造用的标准（或草案）系列。（如化工设备设计手册（四）—10—化工设备设计专业技术中心站编）

有了标准系列后，我们在进行容器的设计和选用时，就可以根据生产的要求，按照不同的直径，压力，温度和制造容器的材料参照标准规定选用。

容器标准化的最基本参数是公称直径 D_g 和公称压力 P_g 。

容器的公称直径等于其内径，它是将许多不同尺寸的内径，按等级归纳成一系列的整数值。公称直径列表1-1-1所列。

容器公称直径表

单位 毫米 表1-1-1

300	(350)	400	(450)	500	(550)	600	(650)	700	800	900	1000	(1100)	1200	(1300)	1400	(1500)
1600	(1700)	1800	(1900)	2000	(2100)	2200	(2300)	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000

钢管作筒体时，容器公称直径表

单位 毫米 表1-1-1

159	219	273	325	377	426
-----	-----	-----	-----	-----	-----

如果未用钢管作筒体时，容器的公称直径系指钢管的外径，其公称直径可按表 1—1—2 的规定选取。

在设计的时候，应使所设计的设备尺寸符合公称直径的规定，即应将初步计算出的设备直径，圆整到相近的公称直径。

管道的公称直径，一般既不等于其外径，亦不等于其内径，而是它们很相近的某一个数值。例如公称直径 $DN 200$ 的无缝钢管，其外径为 219（毫米），其内径则视壁厚而定。管道的公称直径在标准中有具体规定。

公称压力 P_g 的意义与公称直径相似，是把技术上所采用的很多不同的压力，按等级归纳为一系列的数值。公称压力一般有 1、2.5、4、6、(8)、10、(12.5)、16、25、40 公斤/厘米² 等级。公称压力是指制造容器的材料在某一温度范围内（如碳钢制容器取温度由 0—200℃），所能承受的最大工作压力。若容器的温度较高（超过某确定值）时，考虑到高温对材料强度降低的影响，故所受最大工作压力亦相应地减少。

在设计时，应采用与实际工作压力相似而稍大的一般公称压力。

其他关于容器的各种封头（端盖）及设备的零部件（如设备法兰、管道法兰、支座等）在标准中均有具体规定，设计时，可参照标准规定选用。

“事物都是一分为二的”。对于标准，我们既要看到它给设计与制造带来很大的方便和好处，同时，也要看到它在制订过程中，将很多生产上不利因素升级或同时考虑进去了，因此往往造成裕量较大。因此生产上也就有可能超过规定的操作条件下工作，从而提高生产率。另外标准所定范围是有限的，不能所有范围都包括进去，特别是在制浆造纸工业中，为了满足工艺的要求，因此有时还得进行非标准的设计。

第二节 受内压薄壁圆筒的计算

制浆造纸工业中所用的容器及设备，大部分是薄壁容器，

当容器内承受内压力作用时，壳壁就产生应力，此应力随内压力的增高而增大，为了保证生产设备的正常运行，就必须注意壳壁应力和强度的安全问题。

一 薄壁壳体的应力

从工程力学可知，对于具有回转表面形状的薄壁容器，并受到与回转轴对称分布的内压力作用时，得出下面的应力计算公式——壳体薄膜理论基本公式：

$$\frac{\sigma_1}{e_1} + \frac{\sigma_2}{e_2} = \frac{p}{s'} \quad (1-1-1)$$

式中：
 $2\pi Y_k \sigma_1 s' \cos \varphi = Q \quad (1-1-2)$
 σ_1 ——经向应力（公斤/厘米²）
 σ_2 ——周向应力（公斤/厘米²）
 e_1 ——回转体经线的曲率半径（厘米）
 e_2 ——垂直于经线的截面与回转体相交的曲线的曲率半径（厘米）
 p ——内压力（公斤/厘米²）
 s' ——壁厚（厘米）
 Y_k ——任意垂直于回转轴的平面内，回转体的圆周半径（厘米）
 Q ——作用在这一圆周上的总压力在回转轴方向的分力（公斤）
 φ ——经线上任意点的切线和回转轴线的交角

上式的推导是假设壳体的壁很薄，而经线没有突然的折曲，因此壳体只引起拉应力而不发生弯曲应力，并且拉应力沿壁厚是均匀分布的。

但实际上，当经线没有突然的折曲，也会引起弯曲应力。假设半径为 R 的球形壳体在内部加入了压力 p ，壳体即膨胀，其半径则增大，曲率系数就减少了。由曲率的变化就证实了弯曲力矩的存在。但从计算的结果得到的弯曲力矩不大，由这一弯曲力矩产生的弯曲应力，对球形壳体为 $\frac{p}{4}$ （公斤/厘米²），

对圆筒形壳体为 $\frac{P}{2}$ (公斤/厘米²)，显然与材料的容许应力相比是十分小的，而且只有在壳壁可以自由膨胀时才出现。因此利用壳体薄膜理论基本公式为基础，对壳体进行计算，可得出足够精确的结果。

由壳体薄膜理论基本公式可导出各种形状壳体的应力公式。

1 球形壳体

对于球形壳体，由于壳体的曲率半径 ρ_1 与曲率半径 ρ_2 相等，其值为 $\rho_1 = \rho_2 = R$ ， R 为球形壳体的半径。而压力 P 在壳体壳壁所引起的径向应力与周向应力亦相等，即：

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$$

将这两个关系式代入 (1-1-2) 方程式中，得

$$\frac{2\sigma}{R} = \frac{P}{S'}$$

$$\text{或 } \sigma_1 = \sigma_2 = \sigma = \frac{PR}{2S'} = \frac{PD}{4S'} \quad (1-1-3)$$

2 圆筒形壳体

对于圆筒形壳体 (图 1-1-2) $\rho_1 = \infty$ $\rho_2 = R$
代入 (1-1-1) 式得：

$$\frac{\sigma_1}{\infty} + \frac{\sigma_2}{R} = \frac{P}{S'}$$

$$\sigma_2 = \frac{PR}{S'} = \frac{PD}{2S'} \quad \dots \dots (1-1-4)$$

而从 (1-1-2) 式得：

$$\sigma_1 = \frac{Q}{2\pi R S' \cos \varphi}$$

而 $R = R$

$\varphi = 0$ 及

$Q = P\pi R^2$

代入上式得：

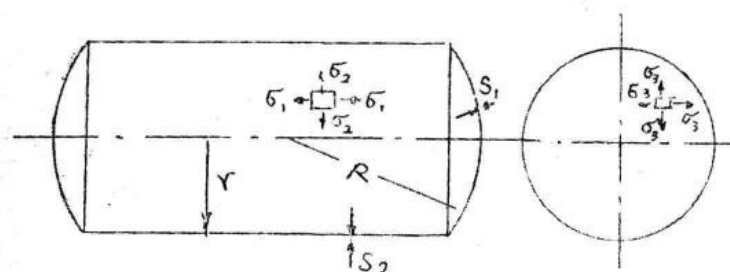


图 1-1-2 带球形封头圆筒形壳体

$$\sigma_1 = \frac{PY}{2S'} = \frac{PD}{4S'}$$

(1-1-5)

由此可知受内压 P 作用的圆筒其周向应力 σ_2 ，为径向应力 σ_1 的两倍即 $\sigma_2 = 2\sigma_1$ 。故计算筒壁圆筒的强度应以周向应力 σ_2 为根据。另外若筒体受内压作用破裂时，裂缝将首先是纵向。因此通常在容器设计时应考虑到焊接或铆接的圆筒形压力容器，其纵向焊缝的强度必须高于横向焊缝；除此在筒体上开椭圆形人孔的短轴必须放在轴向，以避免应力较大处筒壁不合理的削弱。

二 圆筒形壳体的强度计算

若壁容器常用圆筒形壳体，这里将根据求得的内应力进行筒体的设计与计算。对于设计而言，计算的主题是求容器的壁厚，而对已知圆筒尺寸的容器是校核计算最大允许载荷。

根据第一强度理论，筒体安全强度条件是：

$$\sigma_{\text{最大}} \leq [\sigma] \quad \text{即 } \sigma_{\text{最大}} = \sigma_2 = \frac{PD}{2S'} \leq [\sigma] \quad (1-1-6)$$

在工程中，计算壁厚时应考虑焊缝强度系数 φ 及壁厚附加量 C ，将焊缝强度系数 φ 和壁厚附加量 C 引入 (1-1-6) 式中，并允许用应力 $[\sigma]$ 代替 σ_2 ，得筒体壁厚的计算公式：

$$S = \frac{PD}{2[\sigma]\varphi} + C \quad (\text{毫米}) \quad (1-1-7)$$

式中： P —— 内压力 (公斤/厘米²)

$[\sigma]$ —— 材料的许用拉应力 (公斤/厘米²)

D —— 圆筒中间圆直径 (厘米)

从图 1-1-3 中可知 $S' = S - C$

$D = D_0 + (S - C)$ ，代入 (1-1-7) 式整理后得：

$$S = \frac{PD_0}{2[\sigma]\varphi - P} + C \quad (\text{毫米}) \quad (1-1-8)$$

若根据第三强度理论，推算结果亦与上式相同。这个公式可用于计算脆性材料及塑性材料制造的圆筒壁厚。

当已知圆筒的尺寸，校核容许的最大工作压力时按下式计

算：

$$\rho = \frac{2(5)4(S-c)}{D_B + (S-c)} \quad (\text{公斤/厘米}^2) \quad (1-1-9)$$

但应该指出：在很低的压力下，用上述强度公式（1-1-8）计算的筒体壁厚往往是很薄的，这时为了满足制造工艺和运输、安装、运行的刚度要求，则需适当增加器壁厚度。对于一般内压容器，材料为碳钢和低合金钢时，容器的壁厚不得小于3毫米，材料为不锈钢时不得小于2毫米。

对于卧式放置的圆筒，当支承在两个或几个支座上时，壳体将由于重力作用而受到弯曲，除由内压力而产生应力外，还将在由于重量而引起附加弯曲应力，在计算时，应把这一应力考虑进去。由重力产生的弯矩，可近似地按没有重量沿筒长度方向均匀分布，将壳体当作一受均布载荷的梁来计算，按工程力学方法求出壳体中的最大弯矩 $M_{\text{最大}}$ （图1-1-4）而壳体器壁中的最大弯曲应力为：

$$\sigma_{\text{弯}} = \frac{M_{\text{最大}}}{W} \quad (\text{公斤/厘米}^2)$$

式中：W——壳体在 $M_{\text{最大}}$ 处的断面模数（厘米）

强度校核条件为：

$$\sigma_1 + \sigma_{\text{弯}} < [\sigma]$$

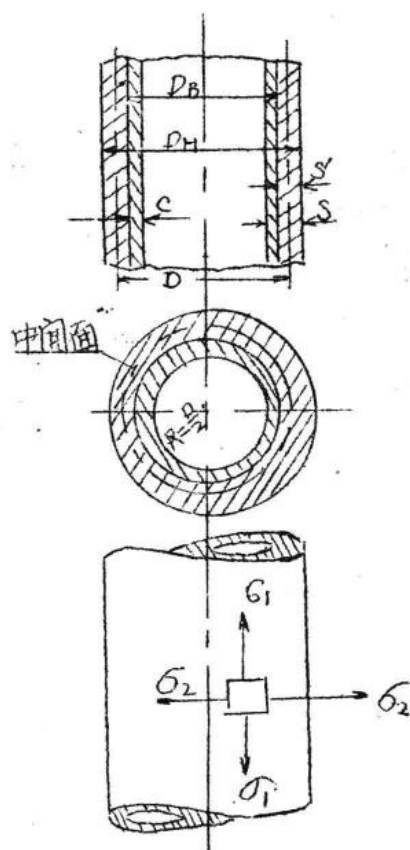


图1-1-3
受内压的筒体

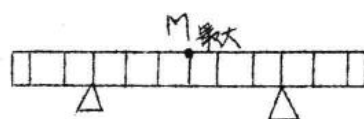


图1-1-4
壳体中的最大弯矩

式中: σ_1 ——由内压力而引起的径向应力 (公斤/厘米²)
 计算弯矩时必须将全部重量计入, 除容器本身重量外, 还应考虑物料重量以及水压试验时水重的影响。

三 钢铁筒体计算参数的确定

随着我国科学技术的发展, 人们对机件受力情况以及金属本性的了解日益深透, 技术经验亦日益丰富, 因而对钢铁筒体壁厚计算中的许用应力、焊缝系数, 壁厚附加量及内压力等数值的选取, 也是不断完善和发展的, 经过我国有关部门的调查研究, 确定如下:

1 许用应力

在强度计算中, 材料许用应力的选择是一个极重要的问题, 许用应力的大小取决于所选的安全系数, 及计算基础 (拉伸强度极限, 屈服极限、蠕变极限或持久极限)。而安全系数的大小与金属的性质、壳体壁厚及制造方法、工作条件、静载荷或动载荷以及计算公式精确性都有关。安全系数的数值又随计算基础之不同而不同。安全系数值随着我国科学技术的进展, 逐渐有所降低, 钢铁材料的许用应力取下列三者之最小值:

$$\left. \begin{aligned} [\sigma] &= \frac{\sigma_b}{n_b} \\ [\sigma] &= \frac{\sigma_s^t}{n_s} \\ [\sigma] &= \frac{\sigma_p^t}{n_p} \quad \text{或} \quad [\sigma] = \frac{\sigma_{\eta}^t}{n_{\eta}} \end{aligned} \right\} \quad (1-1-10)$$

式中: $[\sigma]$ ——材料的许用应力, (公斤/厘米²)

σ_b ——材料常温之最抗强度极限 (公斤/厘米²)

σ_s^t ——材料工作温度下之屈服极限, 亦可取产生残余变形达 0.2% 的条件屈服极限 (公斤/厘米²)

σ_p^t ——材料工作温度下之持久极限 (经 10 万小时下断裂) (公斤/厘米²)

σ_{η}^t ——材料工作温度下之蠕变极限 (在 10 万小时下蠕变率为 1%) (公斤/厘米²)

$\eta_b, \eta_s, \eta_D, \eta_n$ ——安全系数, 其值如下:
钢材 (不包括奥氏体不锈钢):

$\eta_b = 2.7, \eta_s = 1.6, \eta_D = 1.6, \eta_n = 1.0$
奥氏体不锈钢:

$\eta_b = 2.7, \eta_s = 1.5, \eta_D = 1.6, \eta_n = 1.0$

当碳钢和低合金钢的工作壁温超过 420°C , 低合金钼钢的工作壁温超过 450°C , 不锈钢的工作壁温超过 550°C 时必须进行持久极限的核算, 当无持久极限数据时可以从蠕变极限核算。

上述许用应力适用于非幅射加热的容器, 包括用蒸汽, 联苯、油浴、 $\leq 450^\circ\text{C}$ 的烟道气体等加热的容器。对于直接受火焰或用热加热器幅射加热的容器, 则应将上述许用应力再乘以减弱系数 0.85。

采用铸钢时, 则根据铸造厂生产水平, 质量稳定情况以相应的技术条件取铸造质量系数。铸造质量系数一般取 0.7~0.8。

2 焊缝强度系数

筒体通常由钢板焊接而成, 其焊缝强度系数与焊缝形式及焊接工艺有关, 列于表 1-1-3 中。

3 壁厚附加量

壁厚附加量按下式确定:

$$C = C_1 + C_2$$

式中: C ——壁厚附加量 (毫米)

C_1 ——钢板负公差附加量, 根据钢板厚度, 其值按表 1-1-4 选取。

C_2 ——腐蚀裕量 (毫米)