

# 第四章 压力容器设计

## CHAPTER IV

### Design of Pressure Vessels

#### 4.3 常规设计

4.1 概述

4.2 设计准则

4.3 常规设计

4.4 分析设计

4.5 疲劳分析

4.6 压力容器设计技术进展

4.3.1 概述

4.3.2 圆筒设计

4.3.3 封头设计

4.3.4 密封装置设计

4.3.5 开孔和开孔补强设计

4.3.6 支座和检查孔

4.3.7 超压泄放装置

4.3.8 焊接结构设计

4.3.9 耐压试验

4.3.10 泄露试验

## 4.3 常规设计

本章  
重点

### 教学重点：

- (1) 内压圆筒的强度设计；
- (2) 外压圆筒的图算法；
- (3) 开孔补强设计。

### 教学难点：

螺栓法兰连接的密封性设计。

## 4.3.1 概述

## 4.3.1 概述

## 一、设计思想

——“按规则设计”（Design by Rules），只考虑单一的最大载荷工况，按一次施加的静力载荷处理，不考虑交变载荷，也不区分短期载荷和永久载荷，不涉及容器的疲劳寿命问题。

区别于  
分析设计

应力求解——依据材料力学及板壳理论，按**最大拉应力准则**来推导受压元件的强度尺寸计算公式。

校核——受压元件的应力强度  
 $< \text{材料许用应力 (强度)}$   
 $< \text{材料许用外压力 (失稳)}$

边缘应力——采用分析设计标准中的有关规定和思想，确定结构的某些相关尺寸范围，或由经验引入各种系数。

## 二、弹性失效设计准则

压力容器材料韧性较好，在弹性失效准则中，

$$\sigma_1 \leq [\sigma]^t \quad (4-3)$$

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]^t \quad (4-4)$$

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma]^t \quad (4-5)$$

采用式（4-4）或式（4-5）较为合理。

但对于内压薄壁回转壳体，在远离结构不连续处， $\sigma_3 \approx 0$

式（4-3）简单，成熟使用经验，将该式作为设计准则。

## 二、弹性失效设计准则（续）

内压薄壁圆筒：

经向薄膜应力

$$\sigma_{\phi} = \frac{pD}{4\delta}$$

周向薄膜应力

$$\sigma_{\theta} = \frac{pD}{2\delta}$$

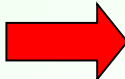
$\delta$ —计算厚度，mm；

$D$ —筒体中面直径，mm。

第2章应力分析中的厚度 $t$ 是指实际厚度，与设计中需要确定的厚度并不是同一个概念，因此用 $\delta$ 代替 $t$ 。

## 4.3.1 概述

## 二、弹性失效设计准则（续）

显然， $\sigma_1 = \sigma_\theta$ ，由式（4-3）   $\sigma_1 = \sigma_\theta = \frac{pD}{2\delta} \leq [\sigma]^t$

用  $D = \frac{K+1}{2} D_i$ ， $\delta = \frac{K-1}{2} D_i$  ( $D_i$  筒体内直径) 代入上式，化简

$$p \frac{K+1}{2(K-1)} \leq [\sigma]^t \quad (4-10)$$

$$K = \frac{2[\sigma]^t + p}{2[\sigma]^t - p} \quad (4-11)$$

取等号得  
径比K为

筒体壁厚计算式为

$$\delta = \frac{2pR_i}{2[\sigma]^t - p} \quad (4-12)$$

中径公式

## 4.3.1 概述

## 二、弹性失效设计准则（续）

将第2章表2-1中仅受内压作用时，厚壁圆筒内壁面处的三向应力分量计算式，代入弹性失效设计准则式（4-3）～式（4-5），

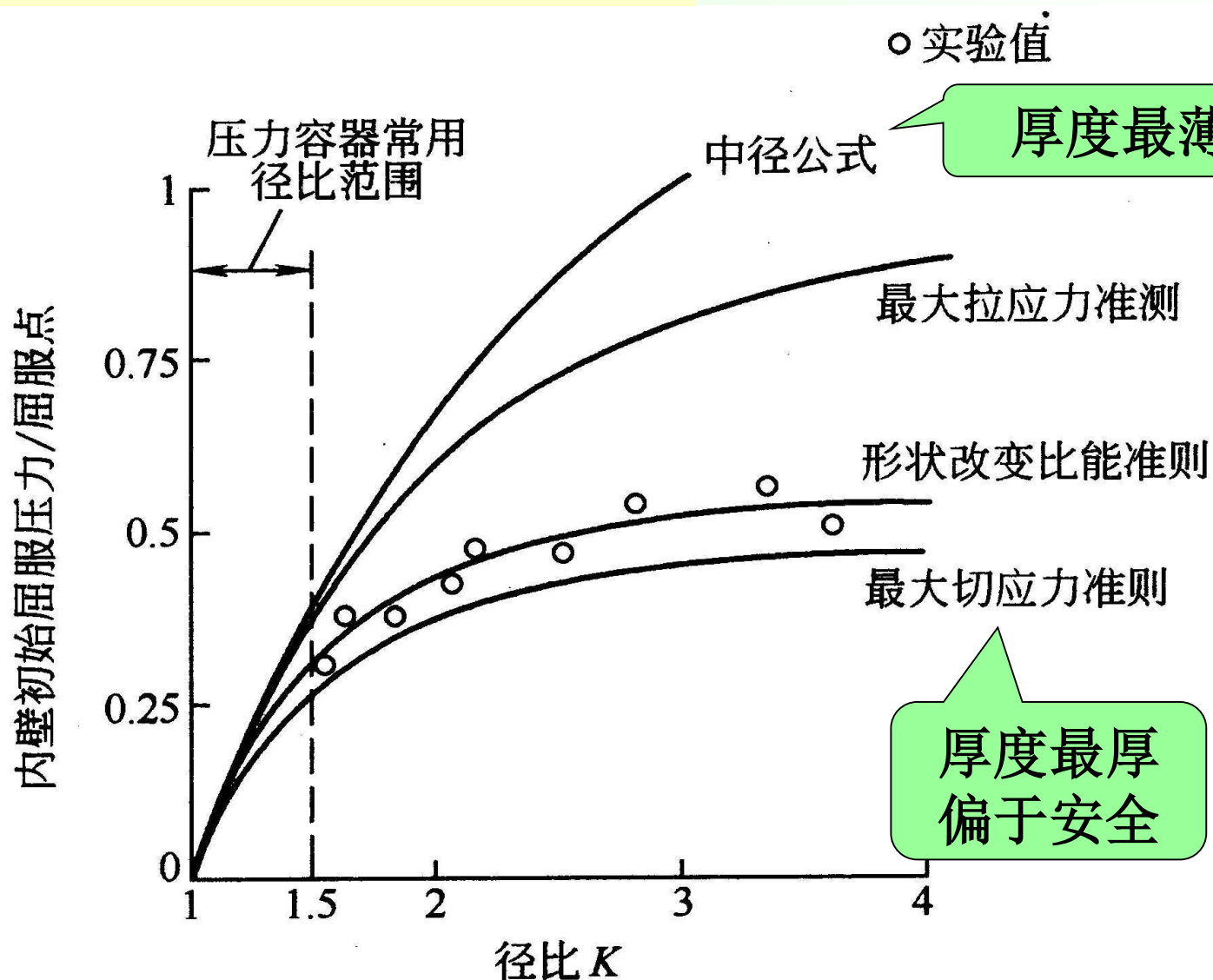
**表4-2 按弹性失效设计准则的内压厚壁圆筒强度计算式**

设计准则	应力强度 $\sigma_{eqi}$	筒体径比K	筒体计算厚度 $\delta$
最大拉应力准则	$p \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}$	$\sqrt{\frac{[\sigma]^t + p}{[\sigma]^t - p}}$	$R_i \left( \sqrt{\frac{[\sigma]^t + p}{[\sigma]^t - p}} - 1 \right)$
最大切应力准则	$p \frac{2K^2}{K^2 - 1}$	$\sqrt{\frac{[\sigma]^t}{[\sigma]^t - 2p}}$	$R_i \left( \sqrt{\frac{[\sigma]^t}{[\sigma]^t - 2p}} - 1 \right)$
形状改变比能准则	$p \frac{\sqrt{3}K^2}{K^2 - 1}$	$\sqrt{\frac{[\sigma]^t}{[\sigma]^t - \sqrt{3}p}}$	$R_i \left( \sqrt{\frac{[\sigma]^t}{[\sigma]^t - \sqrt{3}p}} - 1 \right)$
中径公式	$p \frac{K + 1}{2(K - 1)}$	$\frac{2[\sigma]^t + p}{2[\sigma]^t - p}$	$R_i \left( \frac{2p}{2[\sigma]^t - p} \right)$



## 4.3.1 概述

## 二、弹性失效设计准则（续）



$P_{si}/\sigma_s$  代表筒体的弹性承载能力，它和径比  $K$  的关系见图 4-1。

$P_{si}$  为内壁初始屈服时所对应的压力。

图4-1 各种强度理论的比较

## 二、弹性失效设计准则（续）

- （1）按形状改变比能屈服失效判据计算出的内壁初始屈服压力和实测值最为接近；
- （2）在壁厚较薄时即压力较低时，各种设计准则差别不大；
- （3）在同一承载能力下，最大切应力准则计算出的壁厚最厚，中径公式算出的壁厚最薄。