

封 头 设 计

石油工业部北京炼油设计院

刘 中 孚

封 头 设 计

石油工业部北京炼油设计院

刘 中 孚

目

录

一、稳定性理论与计算.....	1
二、几种国外规范的介绍.....	7
三、三部规范制订的依据与原则.....	21

封 头 设 计

一、椭圆形封头

1、内压椭圆形封头的计算方法

椭圆形封头受力均匀，是目前国内外压力容器采用最多的封头型式。

各国规范所列的椭圆形封头计算公式，形式虽各有别，但经推导整理，所有公式均可转换成同一形式，其差别只在于封头的形状系数 K 值不同。计算对比可知，当 $\frac{D_i}{2h_i} > 2$ 时，各国公式的 K 值相差较多。但对于标准椭圆形封头，即 $\frac{D_i}{2h_i} = 2$ 时，各公式的 K 值均为 1。

从形式上看，各国的计算公式，基本上是按薄膜应力推导而来的。苏联 $\Pi K T N$ 和 $P T M$ 的公式，系采用极限载荷法推导得出。但用最大主应力理论也可导出此公式。

Huggenberger 按最大主应力理论导出了椭圆形封头的理论计算公式：

经向应力

$$\sigma_r = \frac{P}{2s} [(aK)^2 + X^2 (1-K^2)]^{\frac{1}{2}}$$

环向应力

$$\sigma_{\theta} = \frac{P}{S} [(aK)^2 + X^2(1-K^2)]^{\frac{1}{2}} \left\{ 1 - \frac{a^2 K^2}{2[(aK)^2 + X^2(1-K^2)]} \right\}$$

式中 K ——椭圆形封头长短径之比

$$K = \frac{a}{b}$$

于是

$$\sigma_r = \frac{P}{2S} \left(\frac{a^4 + b^2 X^2 - a^2 X^2}{b^2} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{P}{2S} \left(\frac{a^4 + b^2 X^2 - a^2 X^2}{b^2} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{a^4 + 2b^2 X^2 - 2a^2 X^2}{a^4 + b^2 X^2 - a^2 X^2} \right)$$

当 $X=0$ 时

$$\sigma_r = \frac{P}{2S} \left(\frac{a^4}{b^2} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{Pa}{2S} \cdot \frac{a}{b}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{P}{2S} \left(\frac{a^4}{b^2} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{a^4}{a^4} \right) = \frac{Pa}{2S} \cdot \frac{a}{b}$$

$$\sigma_r = \sigma_{\theta}$$

$$\therefore a = \frac{D_i}{2}, \quad \frac{a}{b} = \frac{D_i}{2h_i}$$

$$\therefore \sigma_r = \sigma_{\theta} = \frac{Pa}{2S} \cdot \frac{a}{b} = \frac{PD_i}{4S} \cdot \frac{D_i}{2h_i}$$

+ 2 +

此即为封头中心部位的应力值。与苏联 И К Т Н М 的公式形式相同

当 $X = a$ 时:

$$\sigma_r = \frac{P}{2S} \left(\frac{a^4 + a^2 b^2 - a^4}{b^2} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{PS}{2S} = \frac{PD_i}{4S}$$

$$\sigma_\theta = \frac{P}{2S} \left(\frac{a^4 + a^2 b^2 - a^4}{b^2} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2a^2 b^2 - a^4}{a^2 b^2} \right)$$

$$= \frac{PD_i}{4S} \left[2 - \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right]$$

不难看出, 环向应力 σ_θ 是随着 $\frac{D_i}{2h_i}$ 值而变化的。

$$\frac{D_i}{2h_i} = 1 \text{ 时, } \left[2 - \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] = 1, \sigma_\theta = \frac{PD_i}{4S} \cdot (+1) \text{ (拉应力)}$$

$$\frac{D_i}{2h_i} = 1.4142 \text{ 时, } \left[2 - \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] = 0, \sigma_\theta = 0$$

$$\frac{D_i}{2h_i} = 1.5 \text{ 时, } \left[2 - \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] = -0.25, \sigma_\theta = \frac{PD_i}{4S} \cdot \left(-\frac{1}{4} \right) \text{ (压应力)}$$

$$\frac{D_i}{2h_i} = 2 \text{ 时, } \left[2 - \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] = -2, \sigma_\theta = \frac{PD_i}{4S} \cdot (-2) \text{ (压应力)}$$

$$\frac{D_i}{2h_i} = 2.5 \text{ 时, } \left[2 - \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] = -4.25, \sigma_\theta = \frac{PD_i}{4S} \cdot (-4.25)$$

(压应力)

$$\frac{D_i}{2h_i} = 3 \text{ 吋}, \left[2 - \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] = -7, \sigma_\theta = \frac{PD_i}{4S} \cdot (-7) \text{ (压应力)}$$

.....
 以上表明, 当 $\frac{D_i}{2h_i} > 1.4$ 1.4 2 吋, 封头的过渡区开始有环向压应

力存在, $\frac{D_i}{2h_i}$ 的值继续加大, 封头过渡区边缘的压应力值也逐步

加大, 以椭圆的形状来看, 当 $\frac{D_i}{2h_i}$ 值越大, 即封头越浅, 封头边缘的压应力值也越高。

这是理论计算, 它的假设条件是仅在内压作用下, 忽略了封头边缘连接处的弯曲应力, 所以应作调整。

早期的 A S M E 规范, 曾以 Coares 的计算方法并参照试验提出了一条建议的曲线, 用作应力增强因数。

1956 年以后, A S M E 规范以公式:

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right]$$

代替上述建议曲线, 见图 1 所示。实线为公式 $K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{a}{b} \right)^2 \right]$

的曲线, 虚线为用作应力增强因数的建议曲线。很明显, 二者在 $\frac{a}{b} \leq 2.5$ 时还是相近的, 当 $\frac{a}{b} > 2.5$ 时, 二者的差距虽也逐渐加大, 但较之 P T M 42—62 的系数仍为靠近, 合理。为此, 采用了 A S M E 规范计算公式中的 K 值。

考虑到椭圆形封头的模具加工比较困难，因之，对椭圆形封头只推荐标准形。

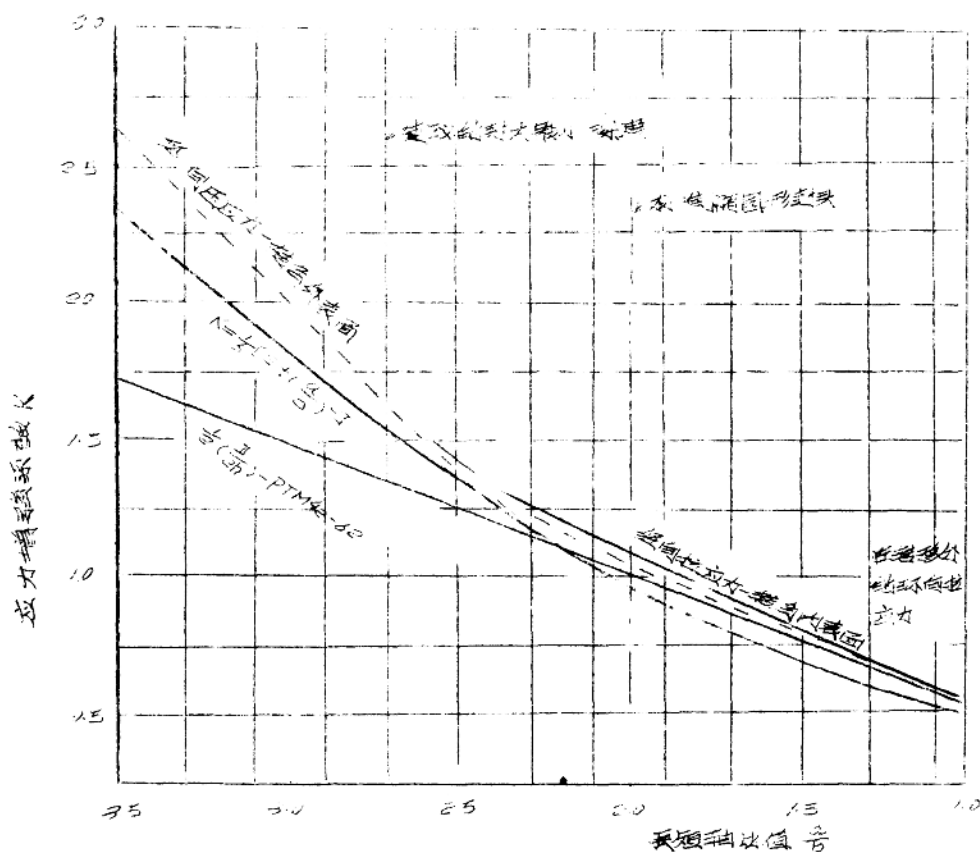


图 5-1

2. 椭圆形封头的形状限制

各国规范对椭圆形封头的形状都有限制。

(1) ASME 第四篇第 1 分篇不仅给出了形状系数的公式

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right], \text{ 还在表 U A - 4. 1 中列出了相应于 } \frac{D_1}{2h_1} \text{ 值}$$

的 K 值, 表中 $\frac{D_i}{2h_i}$ 值的最大值为 3.0, 亦即相当于长短轴的比值为 3 : 1.

(2) 日本 J I S B 8 2 4 3—1 9 8 1 中, 椭圆形封头的计算公式以及形状系数 K 与 A S M E 规范第 IV 篇第一分篇的规定完

全相同, 且明确规定其长短径之比 $\frac{D_i}{2h_i} \leq 3$.

(3) BS1515:1965 及 BS3915:1965 对于椭圆形封头, 规定其长短径之比不大于 2.6 : 1.

(4) BS5500:1976 规定椭圆形封头的高度 $h_e \geq 0.18D$.
实即

$$\frac{D_i}{2h_i} \leq 2.78$$

(5) 法国 S N C T: 《非直接火受压容器规范计算规则》中, 对椭圆形封头的深度有如下规定:

$$0.2 D_e \leq 0.5 D_e$$

式中: D_e ——封头外径;

H ——封头曲面部分外高.

相当于: $\frac{D_e}{2H} \leq 2.5$

综合看来，各国规范对椭圆形封头的深度限制在 $\frac{D_i}{2h_i} \leq 2.5 \sim 3$ ，亦即不使椭圆形封头造型过浅。从图 1 可以看出，长短径之比 $\frac{a}{b}$ 越大，应力增强系数 K 也增加越多，亦即封头的厚度增加越多。从图 1 的曲线还可以看出，在 $\frac{a}{b} = 2.5$ 处附近为拐点， $\frac{a}{b} > 2.5$ ，曲线的斜率加大，应力增强系数增加越速，以此设计封头，不太合理，且也不够安全（见蝶形封头“内压下的稳定性”的叙述）。从图 1 曲线看来，封头最小深度限制在 $\frac{a}{b} = 2.6$ 较为合理。

3、内压下的稳定性（见蝶形封头部分“内压下的稳定性”的论述）

二、内压蝶形封头

1、蝶形封头即为有折边的球形封头，由球体部分和过渡部分组成。从几何形状看来，为一不连续曲面。在两个不同曲率半径相接处的曲面上，由于曲率变化，因而存在着弯曲应力。弯曲应力和拉伸应力叠加的结果，使这部分的应力突出于其他部分。不象椭圆形封头那样，应力分布比较均匀、缓和。因而在工程使用中并不理想。但当椭圆形封头的模具加工有困难时，一般则以蝶形封头代替。

蝶形封头的计算，有些国家的规范即以椭圆形封头的计算公式代用。如苏《锅炉监察手册》（1961年版）及 BS 1500 等属此。由于蝶形封头不连续曲面处局部应力非常突出，如仍采用椭圆形封头的计算公式，显然不尽合理。

另一种计算方法，基本是用球体部分的强度计算，再乘以弯曲

应力的修正系数 M ，如 $ASME$ 第Ⅳ篇第一分篇（1980年版）、 $JIS B 8243-1981$ 、 $BS 1515: 1965$ 、 $BS 3915: 1965$ 及 $SNCT$ （1968年版）等的计算公式属此。此中， $ASME$ 计算公式的修正系数原是一曲线，根据试验数据所得出。1956年的 $ASME$ 规范将此曲线改为公式

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{R}{r}} \right)$$

此公式和曲线非常吻合，曲线（即公式）已运用三十年左右，可以认为是可靠的。

以此曲线与苏联规范椭圆形封头公式的系数相比较，此曲线的数值较高，计算结果封头壁厚较大，但是需要说明一点，此曲线已经是四套试验数据的下限。椭圆封头的曲线则在试验数据下限之下，公式本身并没有提供试验数据，因而椭圆形封头的公式可能与其应力测定会有较大的距离。

2、蝶形封头的形状限制

各国规范对于蝶形封头的形状各有限制：

（1） $ASME$ 第Ⅳ篇第一分篇（1980年版）及第二分篇（1980年版）规定蝶形封头转角内半径 r 应不小于直径的6%。

（2） $JIS B 8243-1981$ ，蝶形封头的计算公式与 $ASME$ 第Ⅳ篇第一分篇相同，但对形状限制规定为： $B \leq 1.5D$ ； $r \geq 0.06D$ ，且 $r \geq 3S$ 。

(3) BS 1515: 1965 及 BS 3915: 1965 中的形状规范: 蝶形球面内半径 R_i 应不大于外直径 D_o ; 转角内半径 r_i 应不小于内径的 10%, 且应不小于 $3S$; 外形高度 h_o 应不小于 $0.18 D_o$ 。

(4) BS 5500: 1978 中的形状限制:

$$0.002 D_o \leq S \leq 0.08 D_o$$

$$r \geq 0.08 D_o$$

$$r \geq 2S$$

$$R \leq D_o$$

(5) AD 规范 B3 章 (1977 年为最新版本) 把蝶形封头分为两类, 其形状参数分别限制如下:

浅蝶形封头

$$R = D_o; \quad r = 0.10 D_o;$$

$$0.001 \leq \frac{S-C}{D_o} \leq 0.10$$

深蝶形封头

$$R = 0.8 D_o \quad r = 0.154 D_o;$$

$$0.001 \leq (S-C)/D_o \leq 0.10$$

(6) S N C T 规范 (1968 年版) 蝶形封头的要求,

过渡部分内半径 $r \geq 0.10 D_o$, 且 $r \geq 3S$ 。

封头的球面半径 $R \leq D_o$ 。

(7) BS 1500: 1958 中蝶形封头的形状限制:

球面半径 R_i 应不大于外径 D_o ; 过渡区转角内半径 r_i 应尽可能使不小于 10%, 但当难于做到时应使 r_i 不小于 6% D_i .

(8) 苏《锅炉监察手册》(1961年版)对蝶形封头的限制

$$\frac{R_B}{D_B} \leq 1.0, \quad \frac{h_B}{D_B} \geq 0.2, \quad r_B \geq 2.5 S.$$

综观以上规定, 各国规范对蝶形封头过渡区转角半径限制在 $r \geq (6-10)\% D_i$ 的范围内。

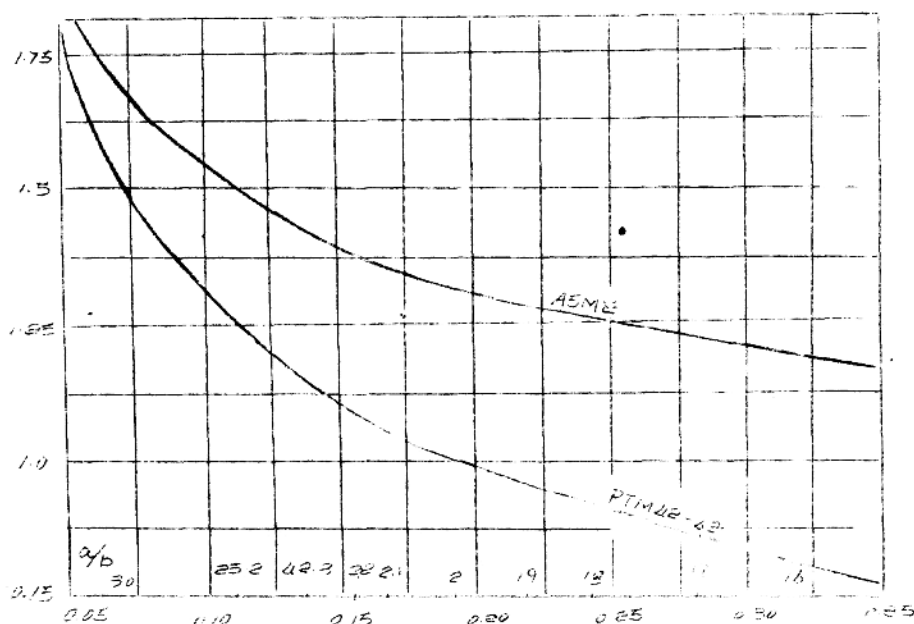


图 5-2

从图 2 可以看出, 当 r/R (在 $R=D$ 时即为 r/D) 值越小, 应力增强系数增加得越多, 亦即封头的厚度增加越多。

对于蝶形封头的球面曲率半径, 大部分的规范定为 $R \leq D$ 。由于蝶形封头的计算公式, 基本上是球面部分的强度计算, 球面曲率半径 R 值越大, 封头厚度也越大, 如再乘以应力增强系数, 则将封头设计不太合理。为此, 《设计规定》采用 $R < D$ 。

(3) 内压下的稳定性

无论用弹性分析或是试验, 均表明, 在封头转角区域存在着较高的周向压缩应力, 特别是非常薄的封头, 往往在弹性范围内就已失去稳定而遭受破坏。

从椭圆形封头中已经知道封头过渡区转角半径越小, 周向压应力越高, 图 1 中也可以看出, 当 $\frac{a}{b} > 2.5$, 转角处外表面的环向压应力是决定的。

这个问题, 国外规范可能已加考虑, 如 BS 1515, BS 3915, 封头计算要计及形状系数, 形状系数不仅与 $\frac{D}{2h}$ 有关, 还对封头壁厚与直径的比值有关。S N C T 的封头计算中也有上述要求, 且规定了封头的最小壁厚为封头直径的 0.25%。

A S M E 规范第 VIII 篇第二分篇对封头计算也考虑了与封头壁厚与直径的比值有关的刚性系数, 此刚性系数曲线是按蝶形的极限分析算出来的, 后来又有更多的学者对这部分进行分析, 证明这些封头的极限强度并不与圆筒体厚度 ($\frac{PD}{2[\sigma]}$) 成线性关系, 改用了另一

组曲线（即为1977年版的曲线），但其中仍然考虑了极限分析的因素。

西德AD规范虽然未作刚系数方面的规定，但对封头厚度是有限制的，规定封头厚度不得小于封头直径的0.1%。

此种考虑了封头壁厚的因素，实际上就是考虑了弹性范围内的稳定问题。

美国WRC Bulletin 95/1984的资料上提供了凸形封头失稳压力的极限计算。

$$\frac{P}{\sigma_s} = \left(0.33 + 5.5 \frac{r}{D} \frac{S_H}{R}\right) + 28 \left(1 - 22 \frac{r}{D} \frac{S_H}{R}\right) \left(\frac{S_H}{R}\right)^2 - 0.0008$$

式中：P——失稳压力；

σ_s ——材料屈服限；

r——蝶形封头转角内半径；

D——封头直径；

S_H ——封头壁厚；

R——封头球面部分曲率半径。

蝶形封头的参数如下：

	$\frac{D}{2h}$				
	2	2.3	2.5	2.7	2.95
r/D	0.173	0.12	0.10	0.08	0.06
R/D	0.904	0.9265	0.94	0.96	1.00

由于 $\sigma_s = \frac{8}{5} (\sigma)$, 则

$$\frac{P}{\sigma_s} = \frac{5}{8} \frac{P}{[\sigma]}$$

封头厚度, 可用强度方式表达:

$$S_H = \frac{PDK}{2[\sigma]}$$

即:
$$\frac{P}{[\sigma]} = \frac{2}{K} \frac{S_H}{D}$$

再令 $R = nD$, 则上式可改变为:

$$\frac{1}{K} = \frac{4}{5n} \left(0.33 + 5.5 \frac{r}{D} \right) + \frac{112}{5n^2} \left(1 - 2.2 \frac{r}{D} \right) \frac{S_H}{D} - \frac{0.0006 \times 4}{5 \frac{S_H}{D}}$$

运用蝶形封头参数以及 $\frac{S_H}{D} = 0.002, 0.0025, 0.003,$

0.0035 代入计算之, 得:

计 算 K 值

$\frac{r}{D} \backslash \frac{S_H}{D}$	0.06	0.08	0.10	0.12	0.173
0.002	3.06	2.27	1.82	1.53	1.08
0.0025	2.60	2.01	1.65	1.41	1.02
0.003	2.35	1.85	1.54	1.33	0.98
0.0035	2.18	1.75	1.47	1.27	0.95

蝶形封头的形状系数

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{R}{r}} \right)$$

r/D	0.06	0.08	0.10	0.12	0.173
M	1.77	1.62	1.52	1.44	1.32

不难看出：蝶形封头抗弹性失稳的厚度系数K值较之蝶形封头的形状系数M值较小或相等者，是安全的，反之则不安全。

对比K、M的计算值，当 $r/D > 0.10$ ， $S_H > 0.003$ 时是安全的。

三、外压凸形封头计算

国内对于凸形封头承受外压（凸面受压）的强度计算，多年来，