

**第四章
压力容器设计**

**CHAPTER IV
Design of Pressure Vessels**

4.3 常规设计

4.3.5 开孔和开孔补强设计

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 安全泄放装置

4.3.8 焊接结构设计

4.3.9 压力试验

主要内容

补强结构

开孔补强设计准则

允许不另行补强的最大开孔直径

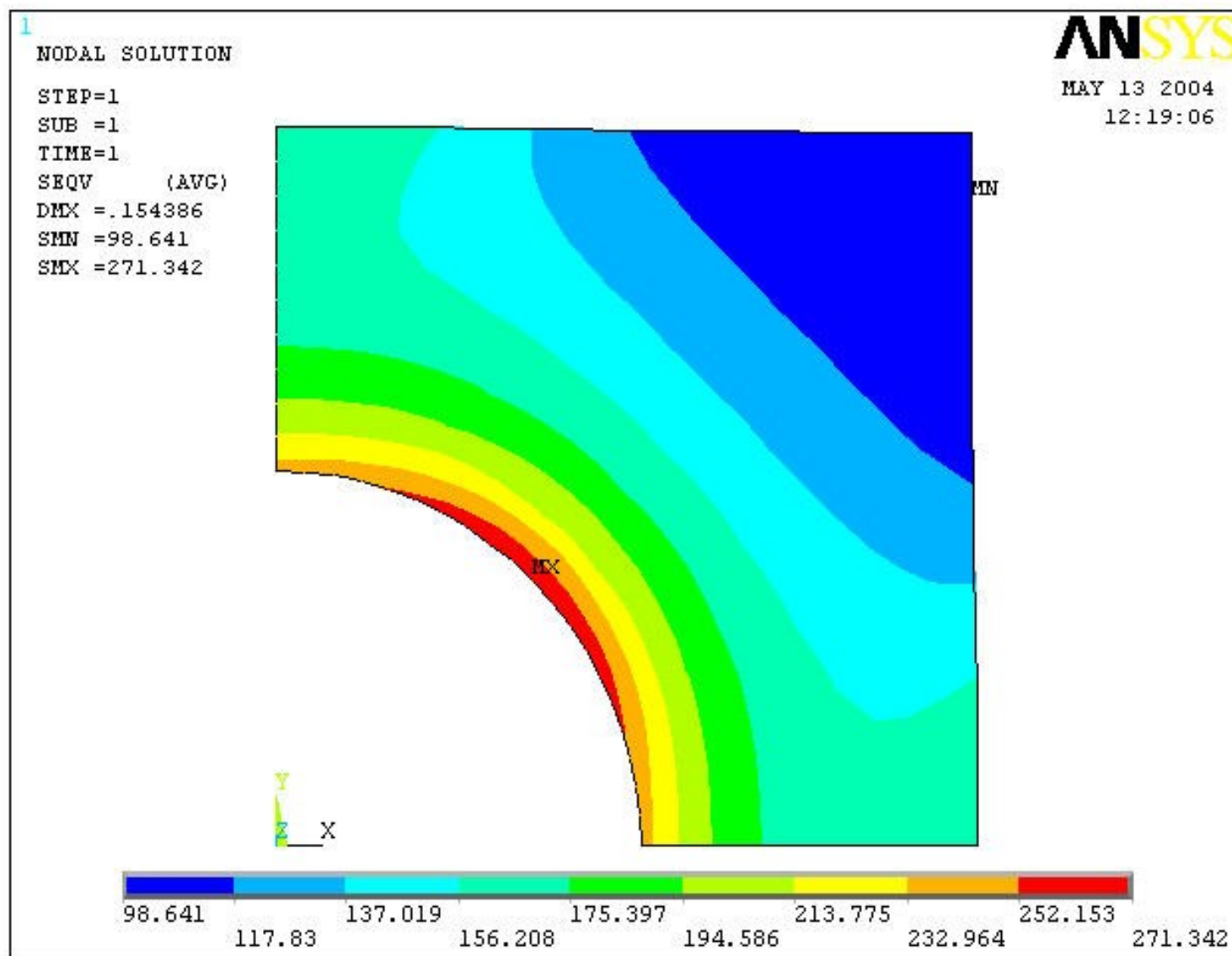
等面积补强计算

接管方位

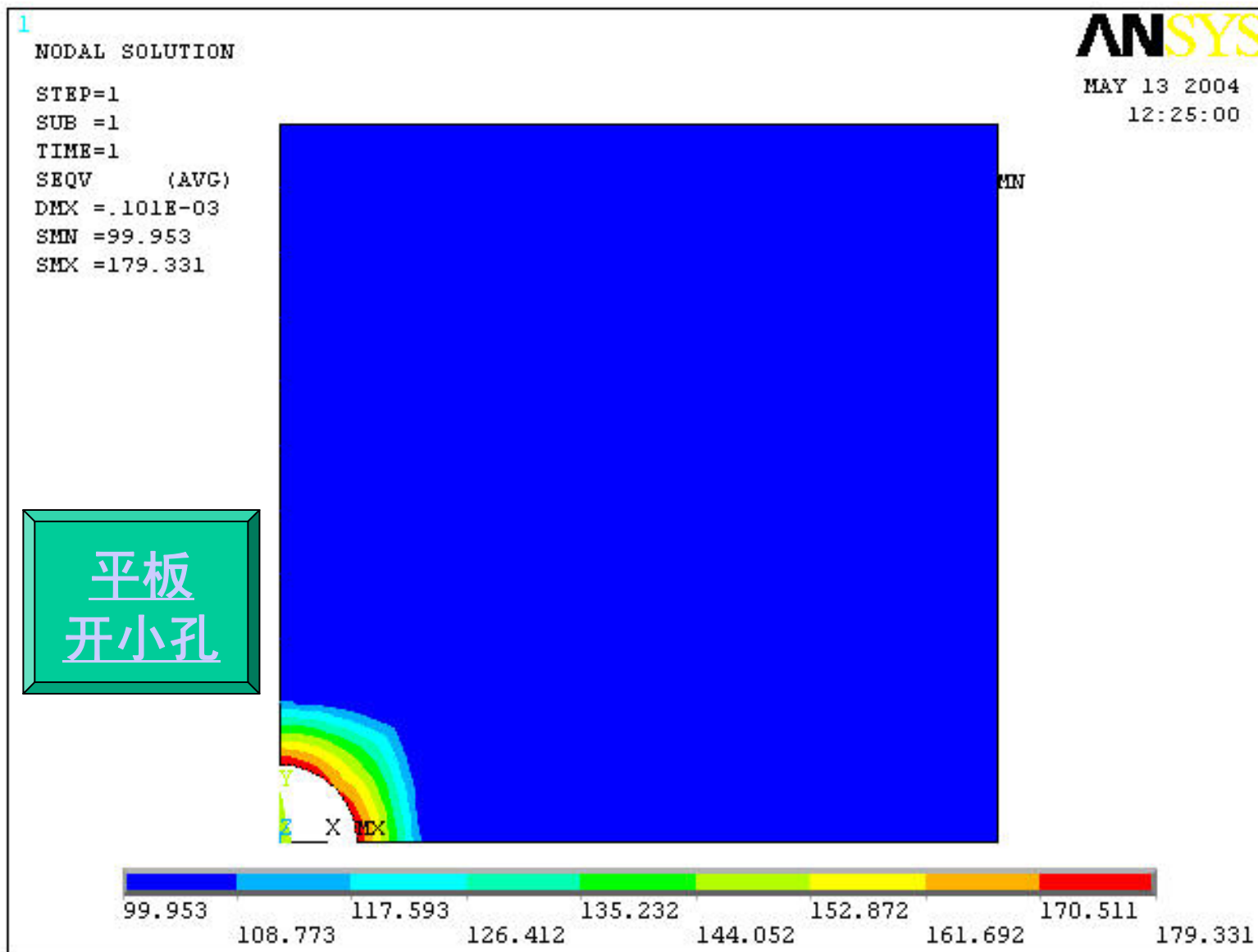
开孔带来的问题

削弱器壁的强度

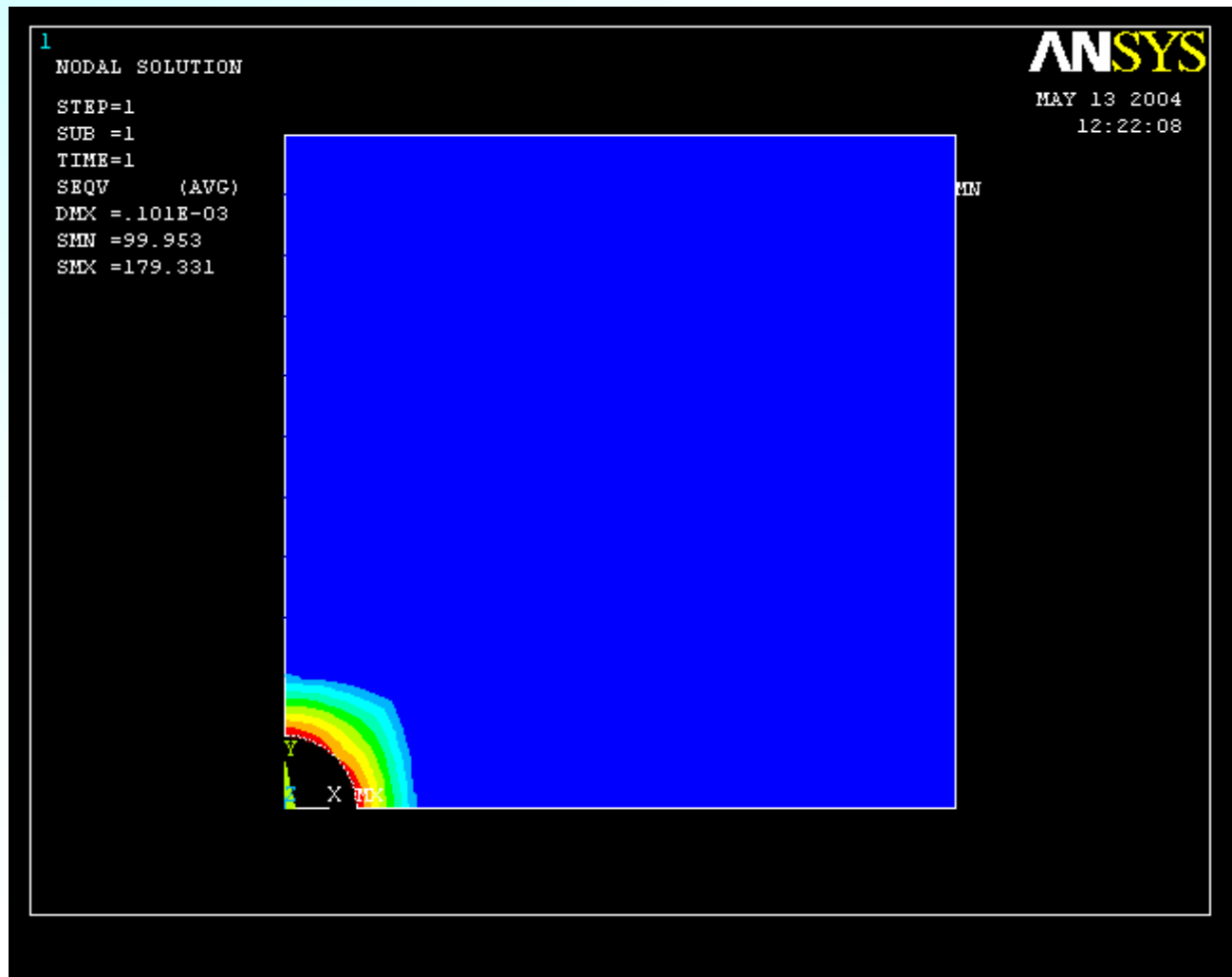
产生高的局部应力



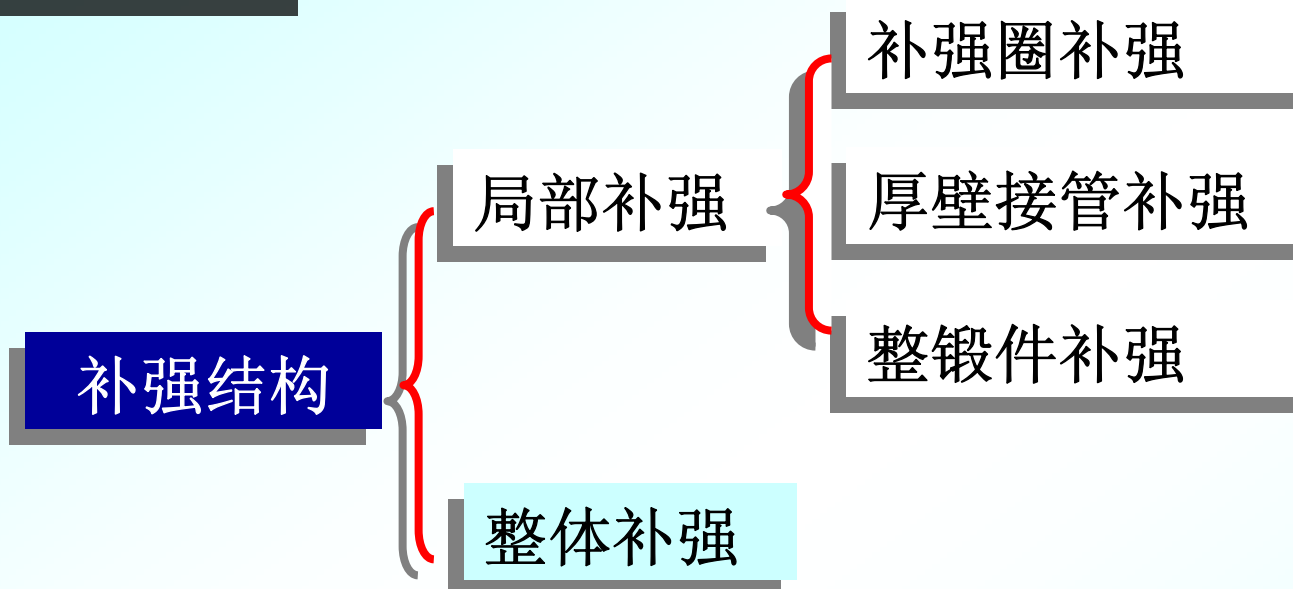
平板在两向拉力作用下，开大孔时孔边受力情况



平板在两向拉力作用下，开小孔时孔边受力情况



一、补强结构



(1) 补强圈补强

结构 补强圈贴焊在壳体与接管连接处，见（a）图

优点 结构简单，制造方便，使用经验丰富

缺点

- 1) 与壳体金属之间不能完全贴合，传热效果差，在中温以上使用时，存在较大热膨胀差，在补强局部区域产生较大的热应力；
- 2) 与壳体采用搭接连接，难以与壳体形成整体，抗疲劳性能差。

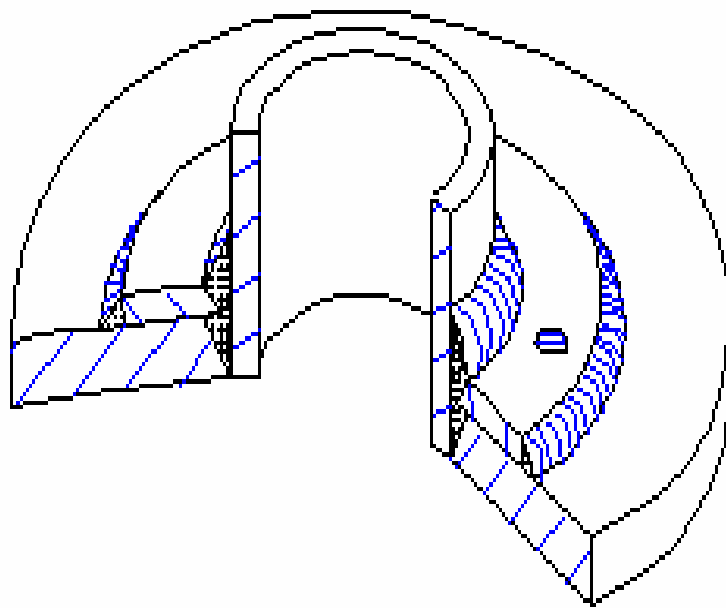
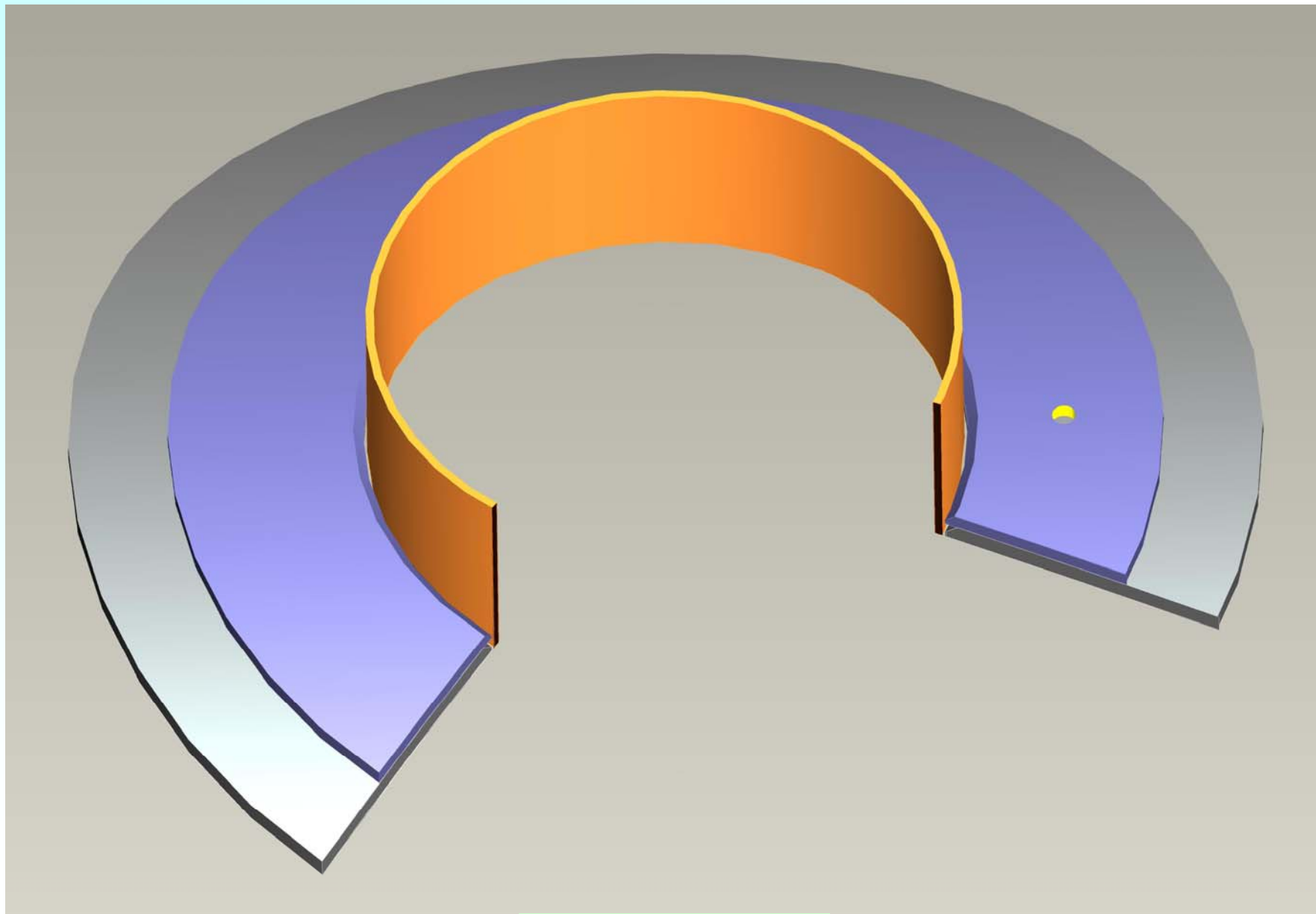


图4-37 (a) 补强圈补强



补强圈补强



补强圈补强



补强圈补强



补强圈

应用

中低压容器应用最多的补强结构，一般使用在静载、常温、中低压、材料的标准抗拉强度低于**540MPa**、补强圈厚度小于或等于 **$1.5 \delta_n$** 、壳体名义厚度 δ_n 不大于**38mm** 的场合。

标准

HG21506-92 《补强圈》，**JB/T4736-95 《补强圈》**

(2) 厚壁接管补强

结构

在开孔处焊上一段厚壁接管，见（b）图。

特点

补强处于最大应力区域，能更有效地降低应力集中系数。接管补强结构简单，焊缝少，焊接质量容易检验，补强效果较好。

应用

高强度低合金钢制压力容器由于材料缺口敏感性较高，一般都采用该结构，但必须保证**焊缝全熔透**。

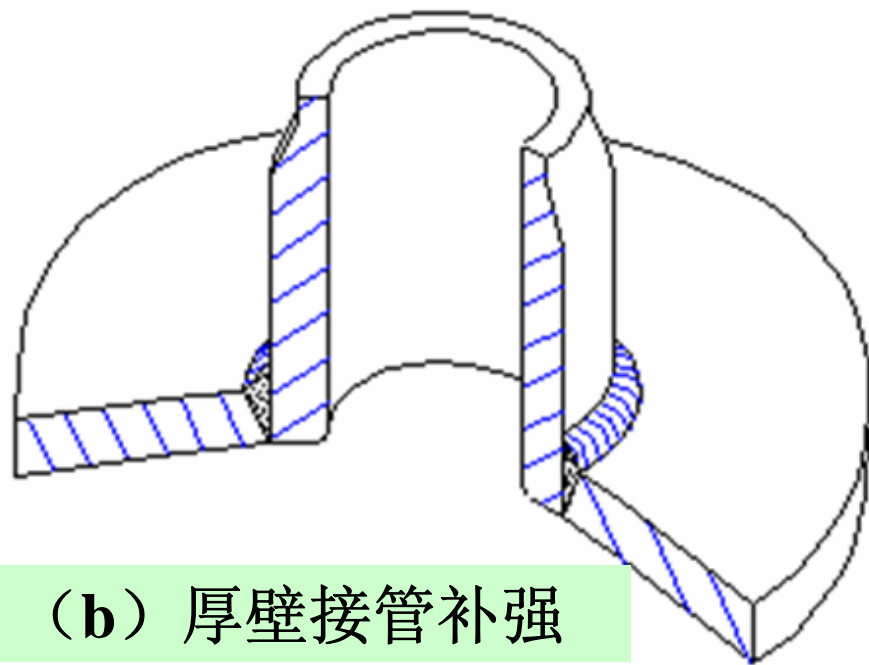
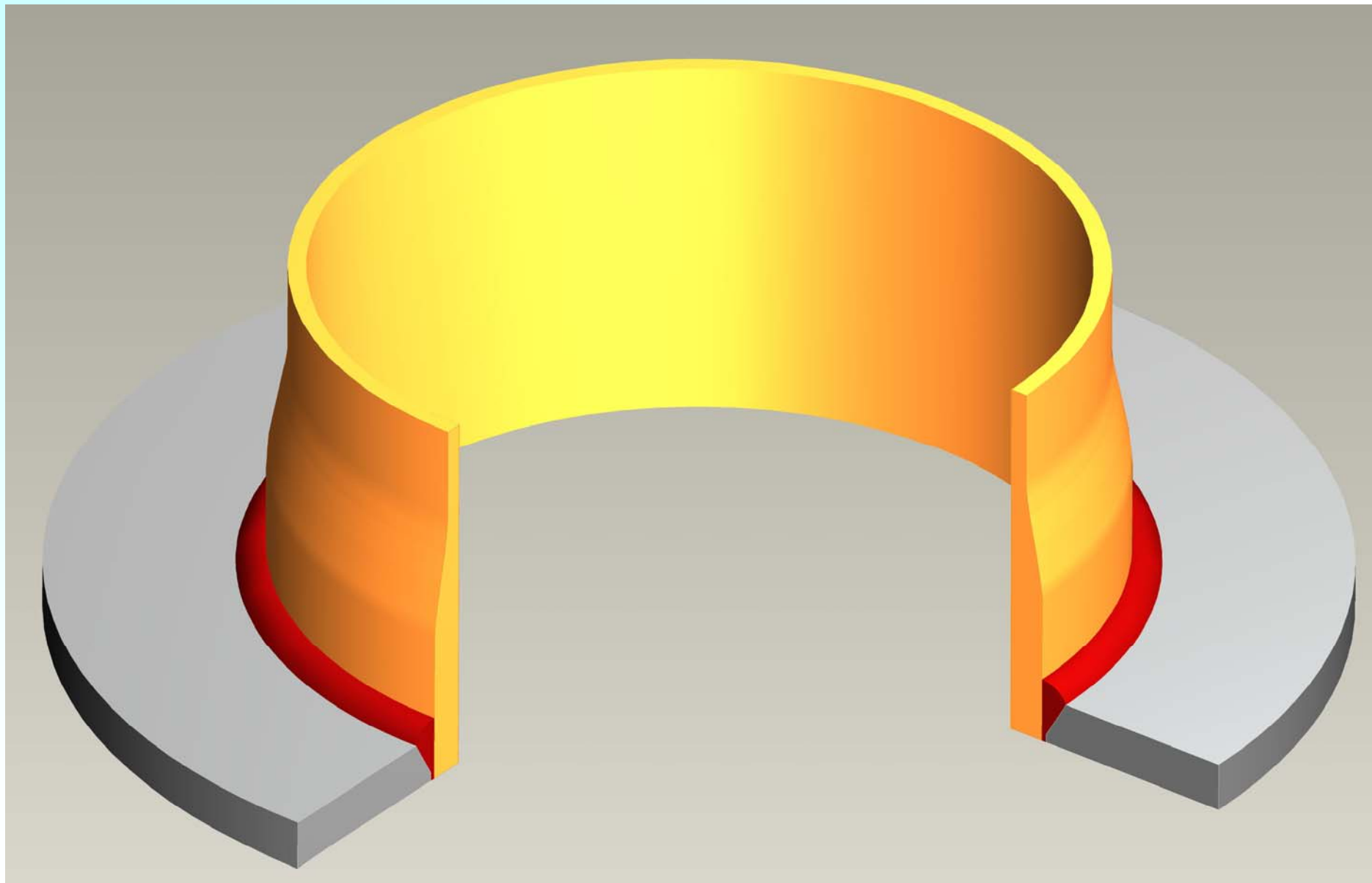


图4-37 (b) 厚壁接管补强

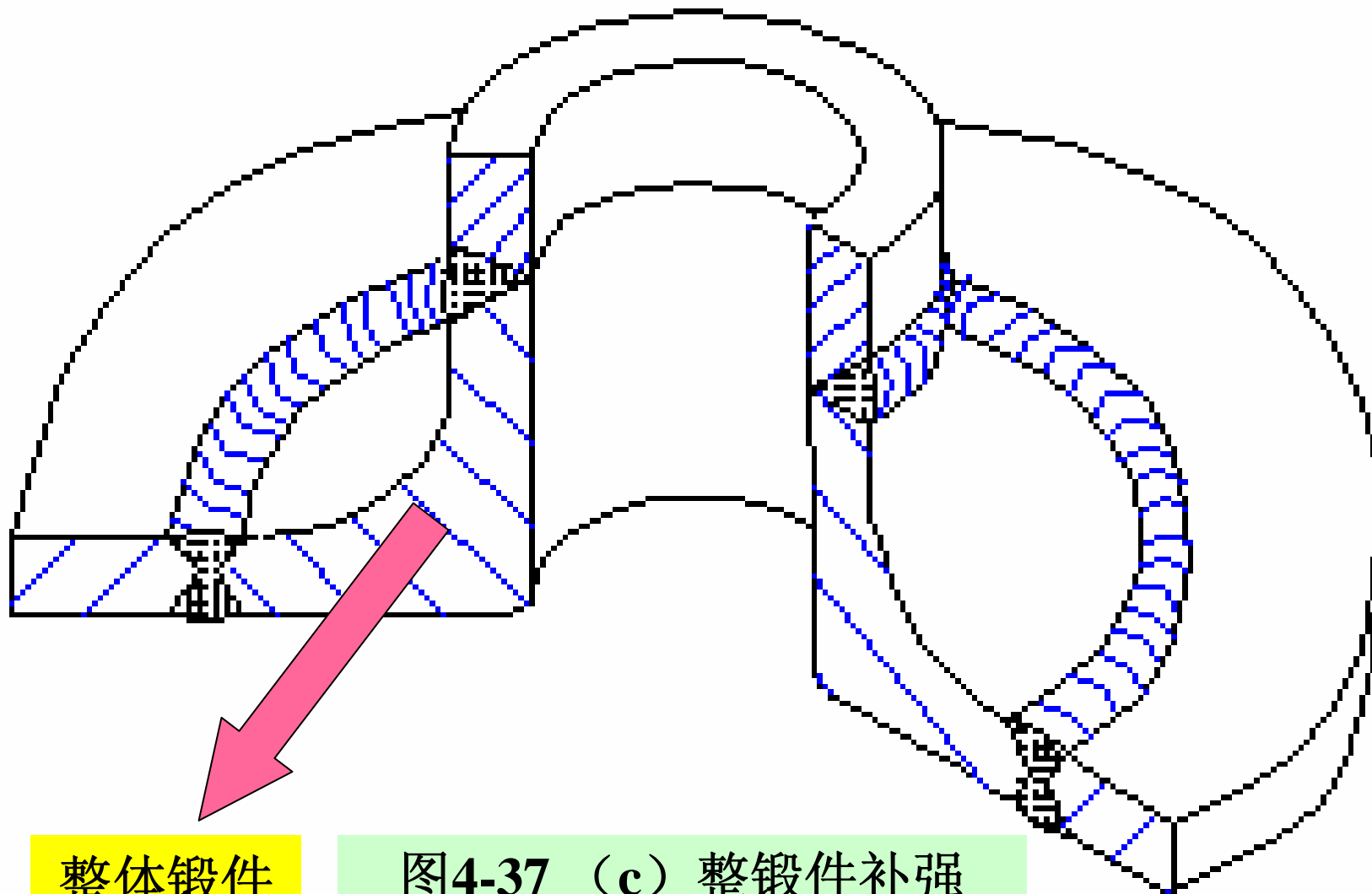


厚壁接管补强



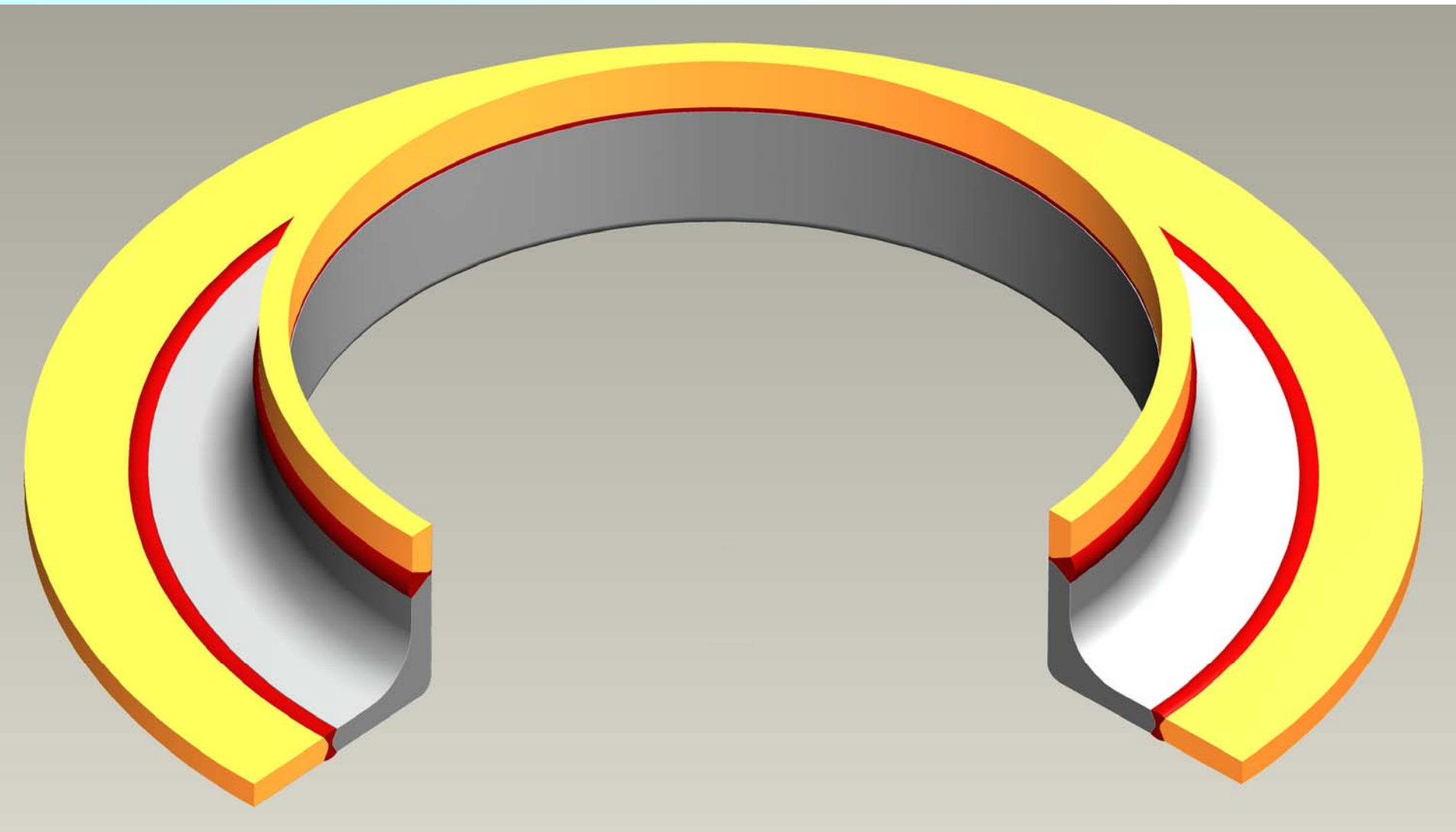
厚壁接管补强

(3) 整锻件补强



整体锻件

图4-37 (c) 整锻件补强



整锻件补强

结构

将接管和部分壳体连同补强部分做成整体锻件，再与壳体和接管焊接，见（c）图。

优点

补强金属集中于开孔应力最大部位，能最有效地降低应力集中系数；可采用对接焊缝，并使焊缝及其热影响区离开最大应力点，抗疲劳性能好，疲劳寿命只降低10~15%。

缺点

锻件供应困难，制造成本较高。

应用

重要压力容器，如核容器、材料屈服点在500MPa以上的容器开孔及受低温、高温、疲劳载荷容器的大直径开孔容器等。

二、开孔补强设计准则

开孔补强设计：

指采取适当增加壳体或接管厚度的方法将应力集中系数减小到某一允许数值。

开孔补强设计准则

弹性失效设计准则——等面积补强法

塑性失效准则——极限分析法

(1) 等面积补强

定义：壳体因开孔被削弱的承载面积，须有补强材料在离孔边一定距离范围内予以等面积补偿。

问题：没有考虑开孔处应力集中的影响，没有计入容器直径变化的影响，补强后对不同接管会得到不同的应力集中系数，即安全裕量不同，因此有时显得富裕，有时显得不足。

原理：以双向受拉伸的无限大平板上开有小孔时孔边的应力集中作为理论基础的，即仅考虑壳体中存在的拉伸薄膜应力，且以补强壳体的一次应力强度作为设计准则。故对小直径的开孔安全可靠。

优点：长期实践经验，简单易行，当开孔较大时，只要对其开孔尺寸和形状等予以一定的配套限制，在一般压力容器使用条件下能够保证安全，因此不少国家的容器设计规范主要采用该方法，如ASME VIII-1和GB150等。

(2) 极限分析补强

定义：

该法要求带有某种补强结构的接管与壳体发生塑性失效时的极限压力和无接管时的壳体极限压力基本相同。

三、允许不另行补强的最大开孔直径

强度裕量

接管和壳体实际厚度大于强度需要的厚度

接管根部有填角焊缝

焊接接头系数小于1但开孔位置不在焊缝上等等

上述因素相当于对壳体进行了局部加强，降低了薄膜应力从而也降低了开孔处的最大应力。因此，对于满足一定条件的开孔接管，可以不予补强。

GB150规定:

在设计压力 $\leq 2.5\text{MPa}$ 的壳体上开孔，两相邻开孔中心的间距（对曲面间距以弧长计算）大于两孔直径之和的2倍，**且**接管公称外径 $\leq 89\text{mm}$ 时，**只要**接管最小厚度满足表4-14要求，就可不另行补强。

表4-14 不另行补强的接管最小厚度 mm

接管公称外径	25	32	38	45	48	57	65	76	89
最小厚度	3.5			4.0		5.0		6.0	

四、等面积补强计算

主要用于补强圈结构的补强计算

基本原则

使有效补强的金属面积，等于或大于开孔所削弱的金属面积。

(1) 允许开孔的范围

GB150对开孔
最大直径的限制

a. 圆筒上开孔限制:

内径 $D_i \leq 1500\text{mm}$ 时, 开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{2}D_i$, 且 $d \leq 520\text{mm}$;

内径 $D_i > 1500\text{mm}$ 时, 开孔最大直径 $d \leq \frac{1}{3}D_i$, 且 $d \leq 1000\text{mm}$ 。

b. 凸形封头或球壳上开孔: 最大直径 $d \leq \frac{1}{2}D_i$

c. 锥壳 (或锥形封头) 上开孔: 最大直径 $d \leq \frac{1}{3}D_i$, D_i 为开孔中心处的锥壳内直径。

d. 椭圆形或碟形封头过渡部分开孔: 孔中心线宜垂直于封头表面。

(2) 所需最小补强面积A

a. 内压圆筒或球壳

$$A = d\delta + 2\delta\delta_{et}(1 - f_r) \quad (4-76)$$

式中 A—开孔削弱所需要的补强面积， mm^2 ；

d—开孔直径，

● 圆形孔： $d = d_{it} + 2C$ d_{it} —接管内直径；

● 椭圆形或长圆形孔：取所考虑平面上的尺寸
(弦长，包括厚度附加量)， mm ；

δ —壳体开孔处的计算厚度，mm；

δ_{et} —接管有效厚度， $\delta_{et} = \delta_{nt} - C$ ，mm；

f_r —强度削弱系数，等于设计温度下接管材料与壳体材料许用应力之比，当该值大于1.0时，取 $f_r=1.0$ 。

b. 外压容器或平盖

开孔造成的削弱是**抗弯截面模量**而不是指**承载截面积**。按照等面积补强的基本出发点，由于开孔引起的抗弯截面模量的削弱必须在有效补强范围内得到补强，**所需补强的截面积仅为因开孔而引起削弱截面积的一半**。

外压圆筒或球壳：

$$A = 0.5[d\delta + 2\delta\delta_{et}(1 - f_r)] \quad (4-77)$$

平盖开孔直径 $d \leq 0.5D_i$ ：

$$A = 0.5d\delta_p \quad (4-78)$$

式中 δ_p —平盖计算厚度，mm。

(3) 有效补强范围

在一定范围内能起补强作用，除了此范围，则起不到补强作用。

有效补强区：

矩形WXYZ，见图4-38。

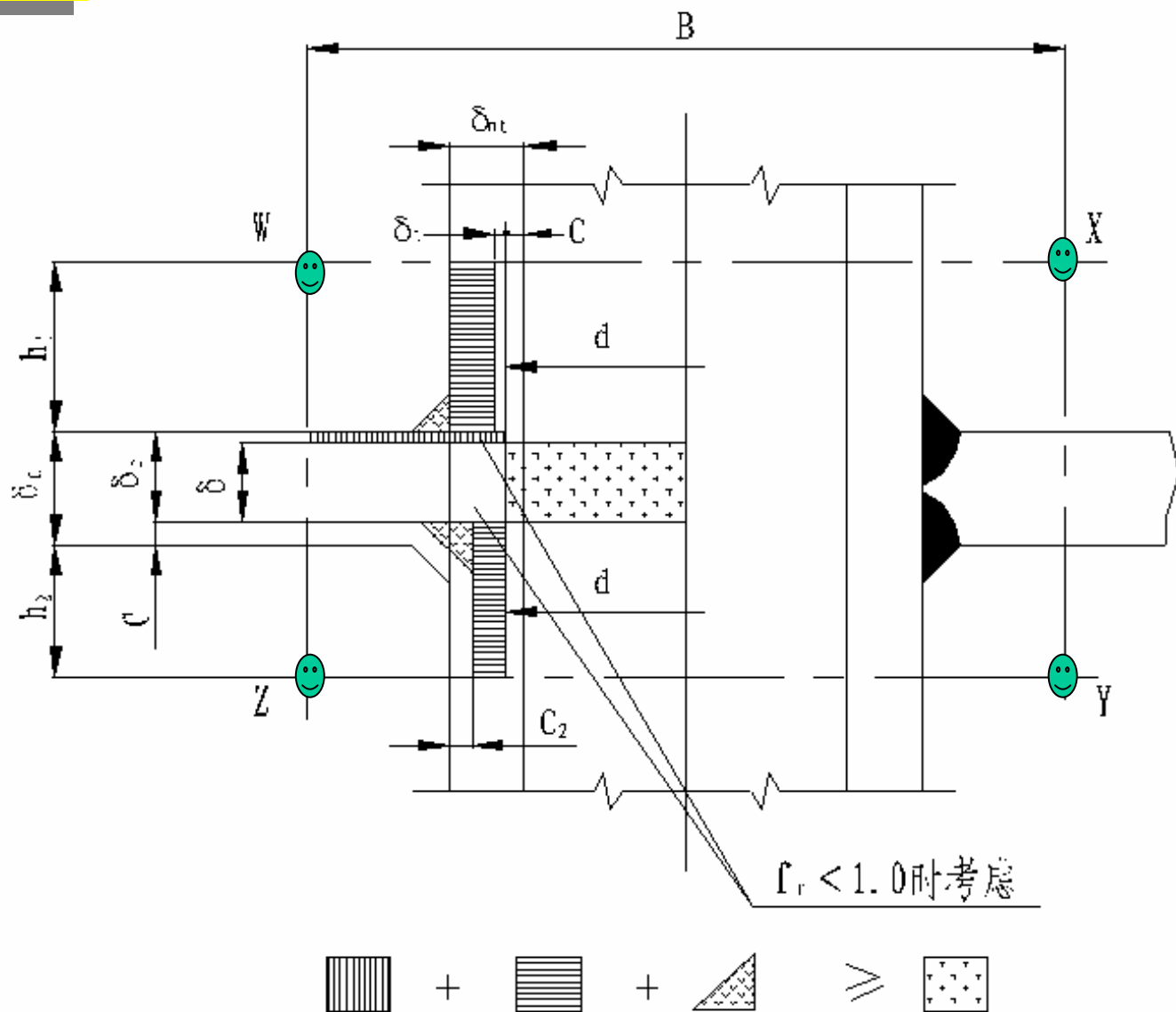


图4-38 有效补强范围示意图 (a)

有效宽度**B**:

按式 (4-79) 计算, 取二者中较大值

$$\left\{ \begin{array}{l} B=2d \quad * \\ B=d+2\delta_n+2\delta_{nt} \end{array} \right. \quad (4-79)$$

式中 **B**—补强有效宽度, mm;

δ_n —壳体开孔处的名义厚度, mm;

δ_{nt} —接管名义厚度, mm。

内外侧有效高度:

按式 (4-80) 和式 (4-81) 计算, 分别取式中较小值

外侧高度

$$\left\{ \begin{array}{l} h_1 = \sqrt{d\delta_{nt}} \quad \star \\ h_1 = \text{接管实际外伸高度} \end{array} \right. \quad (4-80)$$

内侧高度

$$\left\{ \begin{array}{l} h_2 = \sqrt{d\delta_{nt}} \quad \star \\ h_2 = \text{接管实际内伸高度} \end{array} \right. \quad (4-81)$$

(4)补强范围内补强金属面积 A_e

有效补强区WXYZ范围内，可作为有效补强的金属面积有以下几部分：

① A_1 —壳体有效厚度减去计算厚度之外的多余面积。

$$A_1 = (B - d)(\delta_e - \delta) - 2\delta_{et}(\delta_e - \delta)(1 - f_r) \quad (4-82)$$

② A_2 —接管有效厚度减去计算厚度之外的多余面积。

$$A_2 = 2h_1(\delta_{et} - \delta_t)f_r + 2h_2(\delta_{et} - C_2)f_r \quad (4-83)$$

③ A_3 —有效补强区内焊缝金属的截面积。

④ A_4 —有效补强区内另外再增加的补强元件的金属截面积。

式中 A_e —有效补强范围内另加的补强面积, mm^2 ;
(也可以说是强度裕量)

δ_e —壳体开孔处的有效厚度, mm ;

δ_t —接管计算厚度, mm 。

$$\text{若 } A_e = A_1 + A_2 + A_3 \geq A$$

则开孔后不需要另行补强。

$$\text{若 } A_e = A_1 + A_2 + A_3 < A$$

则开孔需要另外补强, 所增加的补强金属截面积 A_4 应满足

$$A_4 \geq A - A_e \quad (4-84)$$

要求:

补强材料一般需与壳体材料相同，若补强材料许用应力小于壳体材料许用应力，则补强面积按壳体材料与补强材料许用应力之比而增加。若补强材料许用应力大于壳体材料许用应力，则所需补强面积不得减少。

多个开孔补强:

GB150-1998 《钢制压力容器》第78页至第81页

大开孔补强:

孔周边会出现较大的局部应力，采用分析设计标准中规定的方法和压力面积法等方法进行分析计算。

五、接管方位

开孔所需最小补强面积主要由 $d \delta$ 确定，当在内压椭圆形封头或内压碟形封头上开孔时，则应区分不同的开孔位置取不同的计算厚度。

开孔在椭圆形封头上

开孔位于以椭圆形封头中心为中心，80%封头内直径的范围内：

中心部位可视为当量半径 $R_i = K_1 D_i$ 的球壳，

$$\delta = \frac{p_c K_1 D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \quad (4-85)$$

式中， K_1 为椭圆形长短轴比值决定的系数，由表4-5查得

标准椭圆封头： $K_1 = 0.9$

δ 减小，开孔削弱面积变小

在80%以外开孔：

δ 按椭圆形封头的厚度计算式 (4-45) 计算：

$$\delta = \frac{K p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \quad (4-45)$$

若为标准椭圆封头， $K=1$

$$\delta = \frac{p_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 p_c} \quad (4-46)$$

δ 不减小，开孔削弱面积不变小

开孔在碟形封头上

开孔位于封头球面部分

内：

取式（4-49）中的碟形封头形状系数 $M=1$ ：

$$\delta = \frac{p_c R_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5p_c}$$

（4-86）

此范围之外： δ 按碟形封头的厚度计算式（4-49）

计算：

$$M \geq 1$$

$$\delta = \frac{Mp_c R_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5p_c}$$

（4-49）

非径向接管： 尽可能采用径向接管。

原因： 圆筒或封头上须开椭圆形孔，应力集中系数增大，抗疲劳失效的能力降低。

非径向接管的开孔补强计算：

若椭圆孔的长轴和短轴之比不超过**2.5**，一般仍采用等面积补强法。