

ICS 75.180.10

E 92

备案号: 53499—2016

**SY**

# 中华人民共和国石油天然气行业标准

SY/T 7085—2016

---

## 承压设备的设计计算

Design calculations for pressure-containing equipment

2016—01—07 发布

2016—06—01 实施

---

国家能源局 发布

## 目 次

前言 .....	II
1 范围 .....	1
2 规范性引用文件 .....	1
3 术语、定义和符号 .....	1
4 弹性分析 .....	2
5 特殊应力的考虑 .....	5
6 非线性分析 .....	6
7 报告结果 .....	7
附录 A (资料性附录) 阀体和油管头四通的设计计算 .....	8
参考文献 .....	21

## 前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009《标准化工作导则 第1部分：标准的结构和编写》给出的规则起草。

本标准修改采用 API Std 6X: 2014《承压设备的设计计算》。

本标准与 API Std 6X: 2014 的差异及其原因如下：

——由于符号  $P_m$ 、 $P_L$ 、 $P_b$  被定义为特定类型的应力（见 3.2），而不是应力强度，所以在公式（5）至公式（9）中以上述应力或其组合来表示应力强度是不合适的。本标准中，以  $S_I$ 、 $S_{II}$ 、 $S_{III}$  表示相应类型的应力强度，具体修改如下：

- 用公式（5）“ $S_{II} \leq 1.5kS_m$ ”代替 API Std 6X: 2014 公式（5）“ $P_L \leq 1.5kS_m$ ”；
- 用公式（6）“ $S_{III} \leq 1.5kS_m$ ”代替 API Std 6X: 2014 公式（6）“ $P_L + P_b \leq 1.5kS_m$ ”；
- 用公式（7）“ $S_I \leq 1.2S_m$ ”代替 API Std 6X: 2014 公式（7）“ $P_m \leq 1.2S_m$ ”；
- 用公式（8）“ $S_{II} \leq 1.8S_m$ ”代替 API Std 6X: 2014 公式（8）“ $P_L \leq 1.8S_m$ ”；
- 用公式（9）“ $S_{III} \leq 1.8S_m$ ”代替 API Std 6X: 2014 公式（9）“ $P_L + P_b \leq 1.8S_m$ ”。

基于同样的理由，对正文多处作了修改，主要如下：

- 在 4.4.2.2a) 中，用“一次总体薄膜应力强度  $S_I$ ”代替“一次总体薄膜应力强度  $P_m$ ”，用“一次总体薄膜应力  $P_m$  仅由机械载荷产生”代替“一次总体薄膜应力强度仅由机械载荷产生”；
- 在 4.4.2.2b) 中，用“一次局部薄膜应力强度  $S_{II}$ ”代替“一次局部薄膜应力强度  $P_L$ ”，用“一次局部薄膜应力  $P_L$  仅由机械载荷产生”代替“一次局部薄膜应力强度仅由机械载荷产生”；
- 在 4.4.2.3 第一段中，用“一次弯曲应力  $P_b$  的分量计算来自……”代替“一次弯曲应力强度  $P_b$  的分量计算来自……”；
- 在 4.4.2.3 第二段中，用“……弯曲应力分量与薄膜应力分量相组合 ( $P_L + P_b$ )，合成应力强度  $S_{III}$ （由  $P_L + P_b$  算得）应不超过  $1.5kS_m$ ”代替“……弯曲应力分量与薄膜应力分量相组合，合成应力强度  $P_L + P_b$  不应超过  $1.5kS_m$ ”。

——增加了附录 A 计算示例作为参考。

本标准由全国石油钻采设备和工具标准化技术委员会（SAC/TC96）提出并归口。

本标准起草单位：中国石油集团钻井工程技术研究院江汉机械研究所、苏州道森钻采设备股份有限公司、江苏苏盐阀门机械有限公司、川庆钻探工程有限公司、河北华北石油荣盛机械制造有限公司。

本标准主要起草人：叶勇华、文志雄、李树林、肖莉、韩正海、曾钟、孟庆荣、杜珂。

# 承压设备的设计计算

## 1 范围

本标准适用于石油天然气工业部分承压产品和设备的设计验证。本标准中包括的这些方法适用于当本标准作为石油天然气产品标准的引用文件时的设计，以及本标准的方法被要求或允许的零件的设计。

本标准以 ASME 锅炉和压力容器规范第Ⅷ卷第 2 册附录 4（2004 年版，包括 2005 年和 2006 年增补）为基础，但包含了用于石油天然气产品的更进一步的极限值。本标准包括弹性分析、弹塑性分析的封闭解和方法，以及有限元分析方法的指导。本方法假定延性金属材料行为，且不允许材料缺陷。

疲劳分析不在本标准的范围内。

## 2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件，仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单），适用于本文件。

ASME 锅炉和压力容器规范（2004 年版，包括 2005 年和 2006 年增补）第Ⅷ卷第 2 册：压力容器建造另一规则（ASME Boiler and pressure vessel code, 2004 with 2005 and 2006 addenda, Section VIII, Division 2, alternative rules）

## 3 术语、定义和符号

### 3.1 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

#### 3.1.1

**极端条件** extreme conditions

由于附加于操作条件下常规载荷上的规定载荷而引起的工况，这些载荷包括地震载荷、风载、波浪载荷，见 4.4.2.4。

#### 3.1.2

**严重变形** gross distortion

产品不再能完成预期功能的变形程度。

#### 3.1.3

**总体结构不连续** gross structural discontinuity

容器形状上的改变，例如圆柱体和锥壳连接处，或圆筒体和封头连接处。

#### 3.1.4

**操作条件** operating conditions

内压和外压、温度、施加于运行状态下的产品的载荷，其任一组合，不包括静水压壳体试验。

### 3.1.5

承压件 pressure-containing

预期功能的失效会导致封存流体释放到环境中的零件。

### 3.1.6

棘轮现象 ratcheting

由循环的热应力和/或机械应力产生的累积塑性变形。

### 3.1.7

小位移分析 small-displacement analysis

有限元分析，其中单元的刚度计算基于它们初始未变形的几何形状。

### 3.1.8

应力强度 stress intensity

基于最大剪应力失效理论，在某点的合成应力的当量强度。此应力强度是最大剪应力的 2 倍。

### 3.1.9

屈服强度 yield strength

工程应力，通常在此应力下材料开始塑性伸长。

## 3.2 符号

下列符号适用于本文件。

$F$ ——峰值应力；

$k$ ——应力强度系数，见 4.4.2.4；

$P_{II}$ ——一次弯曲应力；

$P_{I_1}$ ——一次局部薄膜应力；

$P_m$ ——一次总体薄膜应力；

$Q$ ——二次薄膜应力加弯曲应力；

$S_e$ ——基于 von Mises 变形能理论的当量应力；

$S_i$ ——应力强度，基于 Tresca 最大剪应力理论的当量应力， $i = I, II, III$  或  $IV$ ；

$S_m$ ——设计应力强度；

$S_n$ ——主应力， $n = 1, 2$  或  $3$ ；

$S_1$ ——试验压力下，最大许用一次总体薄膜应力强度；

$S_y$ ——规定最低屈服强度；

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ —— $x, y$  和  $z$  方向的应力分量；

$\tau$ ——剪应力；

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ —— $x-y-z$  坐标系中的剪应力分量。

## 4 弹性分析

### 4.1 总则

弹性分析基于材料有线性应力—应变关系的假定，不用考虑屈服或塑性行为。

### 4.2 应力分量

对于弹性分析，应对应力分量进行计算、组合和与每一应力分类的极限值比较，该极限值基于与使用的材料和应力的分类对应的设计应力强度  $S_m$  的倍数。

设计应力强度应为规定最小屈服强度  $S_y$  的 2/3，见公式 (1)：

$$S_m = 2/3S_y \quad \dots\dots\dots (1)$$

壳体静水压试验下，最大许用一次总体薄膜应力强度  $S_1$  为规定最小屈服强度的 90%，见公式 (2)：

$$S_1 = 0.9S_y \quad \dots\dots\dots (2)$$

### 4.3 应力组合

将应力分量组合以得出应力强度，该应力强度为三个主应力中最大主应力与最小的主应力的差值，见公式 (3)：

$$S_1 = S_1 - S_3 \quad \dots\dots\dots (3)$$

其中： $S_1 \geq S_2 \geq S_3$ 。

注：如果产品标准允许，von Mises 当量应力方法可以用于组合应力分量，以代替本标准中规定的应力强度，见公式 (4)。

$$S_1 = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad \dots\dots\dots (4)$$

式中：

$S_1$ ——当量应力；

$\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ 、 $\sigma_z$ ——关注点的正应力分量；

$\tau_{xy}$ 、 $\tau_{yz}$ 、 $\tau_{zx}$ ——剪应力分量。

### 4.4 应力分类

#### 4.4.1 总则

以下类型用于应力分类。这些类型以超出屈服强度后被加载零件的响应为基础。

#### 4.4.2 一次应力

##### 4.4.2.1 总则

一次应力的基本特性是没有自限性，并且在加载中，会发生失效或者至少明显的变形。一次应力是由机械压力、力或者力矩的作用产生的应力。一次应力既包括薄膜应力又包括弯曲应力，并且在壁厚横截面上线性分布。一次局部应力会重新分布，使载荷作用截面的部分强化，如同在螺纹式接头中一次局部应力的重新分布。热应力不是一次应力。

##### 4.4.2.2 一次薄膜应力强度

一次薄膜应力强度计算自容器壁厚上的应力分量的平均值。根据一次薄膜应力的范围，可划分为总体或局部。

- a) 一次总体薄膜应力强度  $S_1$  (由  $P_m$  算得)：薄膜应力不会引起载荷的再分布，并且超过屈服强度的载荷会导致失效。一次总体薄膜应力  $P_m$  仅由机械载荷产生，且不包括不连续性和应力集中区的影响。操作条件下， $S_1$  不应超过  $kS_m$ 。 $k$  值见 4.4.2.4。壳体静水压试验时，一次总体薄膜应力强度不应超过  $S_1$ 。

b) 一次局部薄膜应力强度  $S_{II}$  (由  $P_t$  算得); 一次局部薄膜应力  $P_t$  仅由机械载荷产生。当不是应力集中区时, 考虑不连续性。以下内容直接引用自 2004 年版 ASME 第 VIII 卷第 2 册附录 4.4-112 (i):

“出现时, 薄膜应力由压力或其他机械载荷引起, 且与一次应力相联系, 而且/或者, 若不加限制, 在载荷传递到结构的其他部分时, 结构不连续效应会引起过大的变形。尽管它具有二次应力的某些特性, 但从保守角度考虑, 将这种应力分类为一次局部薄膜应力。一次局部薄膜应力的一个实例是由在永久性支座或接管连接处的外载荷和力矩在壳体内引起的薄膜应力。”

4-132. 第二段:

“如果薄膜应力强度超过  $1.1kS_m$  的应力作用区沿经线方向延伸的距离不大于  $1.0\sqrt{Rt}$ , 则此应力作用区可以认为是局部的, 此处  $R$  是所考虑区域中面的曲率半径, 是沿中面法线方向从回转轴至中面的距离。而  $t$  是所考虑区域的最小壁厚。一次局部薄膜应力强度超过  $1.1S_m$  的各区域之间在经线方向的距离应不小于  $2.5\sqrt{Rt}$ , 此处  $R$  为  $(R_1 + R_2) / 2$ ,  $t$  为  $(t_1 + t_2) / 2$ ,  $t_1$  和  $t_2$  是所考虑的各自区域的最小厚度, 而  $R_1$  和  $R_2$  是薄膜应力超过  $1.1S_m$  的各自区域内中面的曲率半径, 是沿中面法线方向从回转轴至中面的距离。薄膜应力强度超过  $1.1S_m$  的各分散的一次局部薄膜应力强度区 (例如那些由作用于托架的集中载荷所产生) 之间的距离应使薄膜应力超过  $1.1S_m$  的区域无重叠。”

c) 一次局部应力强度  $S_{II}$  应不超过  $1.5kS_m$ , 见公式 (5):

$$S_{II} \leq 1.5kS_m \quad \dots\dots\dots (5)$$

4.4.2.3 一次弯曲应力强度

一次弯曲应力  $P_t$  的分量计算来自线性一次应力分量的分布, 该分布有与实际应力分量分布相同的净弯矩。一次弯曲应力分量定义为与从实心截面质心开始的距离成比例, 且不包括不连续性和应力集中。

当在每个表面弯曲应力分量与薄膜应力分量相组合 ( $P_t + P_b$ ), 合成应力强度  $S_{III}$  (由  $P_t + P_b$  算得) 应不超过  $1.5kS_m$ , 见公式 (6):

$$S_{III} \leq 1.5kS_m \quad \dots\dots\dots (6)$$

4.4.2.4 极端条件

操作条件下的应力强度系数  $k$  应为 1.0。

依据 2004 年版 ASME 第 VIII 卷第 2 册, 当风载、地震载荷或波浪载荷增加于操作条件载荷上时, 允许更高的许用一次应力强度。在这些条件下, 应力强度系数  $k$  是 1.2, 这将产生下列最大应力强度的限定值, 这些限定值都应满足公式 (7) 至公式 (9):

$$S_t \leq 1.2S_m \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$S_{II} \leq 1.8S_m \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$S_{III} \leq 1.8S_m \quad \dots\dots\dots (9)$$

波浪载荷应为 20 年内可能出现的最大的载荷。在这些条件下, 二次应力限定值不增加。

#### 4.4.3 二次应力

二次应力  $Q$  是由相邻零件的约束或结构自身约束而产生的，并且屈服会使应力在幅度上减小。一个载荷循环能引起局部屈服和应力重分布，但不会导致失效或严重变形。

二次应力是发生于总体结构不连续处的薄膜加弯曲应力，来自总体热应力，来自机械预载荷工况，或来自这些来源的组合。

对任何试验或者操作条件，二次应力的变动  $\Delta Q$  不应超过  $3S_m$ ，见公式 (10)：

$$\Delta Q \leq 3S_m \quad \dots\dots\dots (10)$$

#### 4.4.4 峰值应力

峰值应力  $F$  是由应力集中或不会引起显著变形的其他来源添加的应力增量。这样的来源包括膨胀系数与基体材料不同的涂覆层中的热应力；瞬时的热应力，或者热应力分布的非线性部分。对峰值应力仅关注其可能引起疲劳断裂或脆断的萌生。

在疲劳分析中可能会用到包括峰值应力的全部应力，这超出了本标准的范围。

注：疲劳分析的方法列入 2004 年版 ASME 第Ⅷ卷第 2 册附录 5。

### 5 特殊应力的考虑

#### 5.1 温度效应

如果内部额定温度超过  $121^\circ\text{C}$  ( $250^\circ\text{F}$ )，应使用书面化程序来考虑温度对材料机械性能的影响。

注：API Spec 6A 提供了高温下材料试验的指导和用这些获得的数据进行设计的指导。也可考虑零件间的间隙和干涉处的热膨胀影响。

#### 5.2 支承应力

如果在支承载荷邻近处的拉应力和剪应力在可接受的限定值内，支承应力允许超过材料的屈服强度。当支承载荷作用于有自由端的部分时，应考虑剪切失效的可能性。

#### 5.3 纯剪切

在纯剪切中（例如键、抗剪环或者螺纹），设计条件下的载荷作用横截面上的平均一次剪应力  $\tau_a$  应不超过  $0.6S_m$ ，见公式 (11)：

$$\tau_a \leq 0.6S_m \quad \dots\dots\dots (11)$$

承受扭力的实心圆截面外圆周处的最大一次剪应力  $\tau_{max}$  应不超过  $0.8S_m$ ，见公式 (12)：

$$\tau_{max} \leq 0.8S_m \quad \dots\dots\dots (12)$$

对于静水压试验条件，平均一次剪应力  $\tau_i$  应不超过  $0.6S_t$ ，见公式 (13)：

$$\tau_i \leq 0.6S_t \quad \dots\dots\dots (13)$$

作为替代，生产商在设计中应规定与可接受的工程作法一致的方法。

#### 5.4 非整体连接的扩展性变形

螺帽、丝堵、环状抗剪锁紧装置、栓状锁紧装置、卡箍和活接头是非整体连接的例子，这些连接



遭受喇叭状或其他形状的扩展性变形而失效。

一旦任何一种载荷组合产生屈服，因为相配合的零件在每个完整循环结束后可能滑移，并且在开始下一个循环中形成新的配合，所以这样的连接易产生棘轮现象。附加的变形可能发生在每个随后的循环，所以使得像螺纹这样的互锁零件可能失去啮合。因此，会产生滑移的一次加二次应力强度应不超过  $S_v$ 。

### 5.5 三向应力

三个一次主应力的代数和 ( $S_1 + S_2 + S_3$ ) 应不超过设计应力强度  $S_m$  的 4 倍。一次局部薄膜应力加弯曲主应力的和应满足公式 (14)：

$$S_1 + S_2 + S_3 \leq 4S_m \quad \dots\dots\dots (14)$$

### 5.6 应力的线性化

在有限元分析中，当有必要分离出薄膜应力和弯曲应力时，应使用一种叫“线性化”的数值方法。这种程序包含应力分量的数值积分以从总应力中分离出应力的薄膜部分和弯曲部分。该总应力包括非线性峰值应力。

线性化的指导见 2013 年版 ASME 锅炉压力容器规范第 VII 卷第 2 册附录 5. A。

## 6 非线性分析

### 6.1 总则

如果按照本标准进行了非线性有限元分析，不必满足 4.4.2 和 4.4.3 中的一次和二次应力的限定值。温度超过 121℃ (250°F) 时，应考虑温度对材料机械性能的影响。

极限分析可用于确定实际额定载荷能力，但不应用于评价局部应变、棘轮现象或安定性。塑性分析可用于评价局部应变、棘轮现象和安定性，但不应用于确定实际额定载荷能力。

在极限分析和塑性分析中，应使用 von Mises 屈服准则和相关流动准则。

### 6.2 极限分析

极限分析假定理想弹塑性材料特性，且通常基于小位移分析。使用的应力—应变曲线表现为双直线。应力小于屈服强度时，此曲线的斜率等于材料的弹性模量。屈服后，斜率实际上接近于零。当超过屈服，为零的斜率在大多数有限元程序中会引起数值问题。

应逐渐增加载荷直到观察到严重变形或模型偏离，如果结论是有效的，这就是极限载荷的下限。基于最后收敛的有效载荷工况，实际额定载荷能力不应超过极限分析垮塌载荷的 2/3。

极限分析可用于高于 4.4.2 中的极限值的一次应力校核，但不用于二次应力。

### 6.3 塑性分析

塑性分析是一种结构分析方法，通过此方法，考虑实际材料的真实应力—应变曲线，并且可假定必要的小的或大的变形理论，计算在给定载荷下结构的行为。因为包括了形变强化效应，此方法比极限分析更精确。

材料应力—应变曲线可通过实际材料试验数据获得，或者使用弹性模量、最小规定屈服强度值和极限抗拉强度值（例如，2013 年版 ASME 第 VII 卷第 2 册附录 3D）通过分析方法来估计。

如果使用实际试验的应力—应变曲线，可能需要适当的修正以确保分析中使用的数据代表材料的

最小规定屈服强度。

#### 6.4 安定分析

安定分析能用于校核高的一次局部和二次应力。应使用实际的真实应力—真实应变曲线，如同6.3中塑性分析使用曲线一样。

如果出现安定，设计是可接受的。就是说，在设计载荷的连续施加后，没有累积的变形或应力棘轮。此外，在安定前出现的变形不应超过设计规定的各功能极限值。包括静水压试验和极端条件连同操作载荷的影响是可接受的。

#### 7 报告结果

设计验证报告应将所有计算结果和产品额定值文件化。这些级别应包括（如果适用）内、外部温度和压力，包括拉伸、弯曲和扭转的外部载荷、边界条件，以及任何被验证过的极端条件。

## 附录 A

(资料性附录)

## 阀体和油管头四通的设计计算

## A.1 总则

本附录给出了阀体和油管头四通的应力计算示例，包括用解析方法和有限元方法进行求解、应力分类、计算应力强度、应力强度评定，以及非线性分析等内容。

本附录提供计算示例并不是完整的设计计算过程，而仅是其中的一部分，目的是加深对本标准中提到的设计准则的理解。本附录不包括对设计计算的任何规定和要求。

本附录中的计算实例未考虑风载、设备重力载荷、温度梯度以及热膨胀量不同引起的作用力等，在额定工作压力下，应力强度系数  $k$  取为 1.0。

## A.2 阀体的设计计算

## A.2.1 计算输入

采用阀体，额定工作压力 69.0MPa，试验压力 103.5MPa，如图 A.1 所示。阀腔内径  $D_{in} = 130.0\text{mm}$ ，外径  $D_{on} = 210.0\text{mm}$ ；端部法兰内径  $D_{fi} = 77.7\text{mm}$ ，外径  $D_{fo} = 142.0\text{mm}$ 。阀体材料等级为 75K，力学性能见表 A.1。

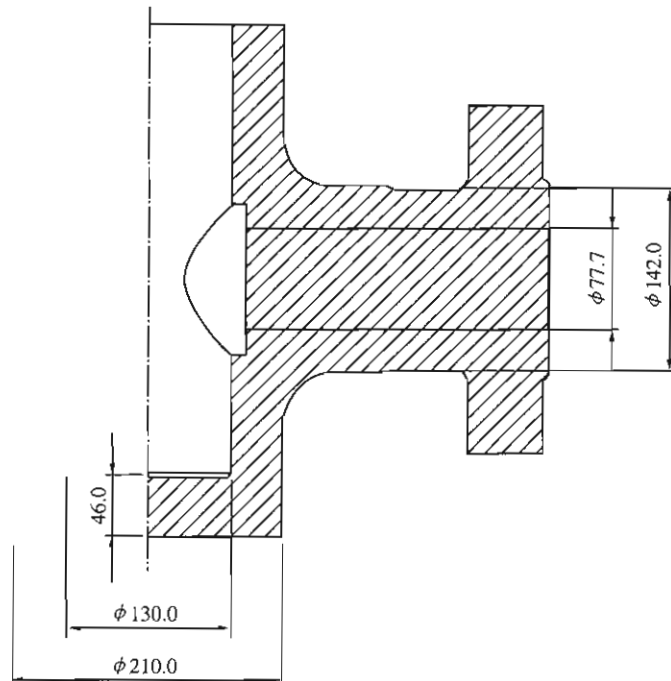


图 A.1 阀体结构尺寸

表 A.1 阀体材料及力学性能

承压件	材料	屈服强度 $\sigma_s$	静水压试验下, 最大许用一次总体薄膜应力强度 $S_t = 0.9\sigma_s$	设计应力强度 $S_n = \frac{2}{3}\sigma_s$	弹性模量 $E$
阀体	低合金钢	517MPa	465MPa	345MPa	206GPa

## A.2.2 弹性分析

### A.2.2.1 解析方法

#### A.2.2.1.1 阀腔计算

沿圆筒形壳体厚度上的一次总体薄膜应力强度  $S_t$  按公式 (A.1) 计算:

$$S_t = \frac{pR}{t} + \frac{p}{2} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

$p$ ——内压, MPa;

$R$ ——内径, mm;

$t$ ——圆筒体壁厚, mm。

将  $p = 103.5 \text{ MPa}$ ,  $t = 0.5 \times (D_{q0} - D_{q1}) = 40 \text{ mm}$ ,  $R = 0.5 D_{q0} = 65 \text{ mm}$  代入公式 (A.1), 得到静水压试验时阀腔沿厚度上的一次总体薄膜应力强度  $S_{t1} = 220 \text{ MPa}$ 。

圆筒形壳体沿厚度的一次加二次应力强度  $S_{th}$  发生在内表面处, 按公式 (A.2) 计算:

$$S_{th} = \frac{2pY^2}{Y^2 - 1} \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

式中:

$p$ ——内压, MPa;

$Y$ ——外径与内径之比。

将  $p = 69.0 \text{ MPa}$ ,  $Y = D_{q0}/D_{q1} = 210.0 \text{ mm}/130.0 \text{ mm}$  代入公式 (A.2), 得到额定压力下的阀腔一次加二次应力强度  $S_{th} = 223.7 \text{ MPa}$ 。

#### A.2.2.1.2 端部法兰计算

将  $p = 103.5 \text{ MPa}$ ,  $t = 0.5 \times (D_{f0} - D_{f1}) = 32.15 \text{ mm}$ ,  $R = 0.5 \times 77.7 \text{ mm} = 38.85 \text{ mm}$  代入公式 (A.1), 得到静水压试验条件下端部法兰的一次总体薄膜应力强度  $S_{t1} = 176.8 \text{ MPa}$ 。

将  $p = 69.0 \text{ MPa}$ ,  $Y = D_{f0}/D_{f1} = 142.0 \text{ mm}/77.7 \text{ mm}$  代入公式 (A.2), 得到额定压力下端部法兰的一次加二次应力强度  $S_{th} = 197 \text{ MPa}$ 。

#### A.2.2.1.3 应力强度评定

应力强度评定见表 A.2。

#### A.2.2.2 有限元法

额定工作压力下, 有限元计算结果如图 A.2 所示, 应力校核路径如图 A.3 所示, 应力分类结果见表 A.3, 评定见表 A.4。

1.5 倍额定工作压力下，有限元计算结果如图 A.4 所示，一次总体薄膜应力计算结果及强度评定见表 A.5。

表 A.2 阀体应力强度评定（解析方法计算）

单位为兆帕

类别	位置	符号	计算值	许用值	强度评定
一次总体薄膜应力强度	阀腔	$S_{t1}$	220	$S_t = 465$	$S_1 < S_t$
	端部法兰	$S_{t1}$	176.8		
一次加二次应力强度	阀腔	$S_{tB}$	223.7	$3S_m = 1034$	$S_1 < 3S_m$
	端部法兰	$S_{tB}$	197		

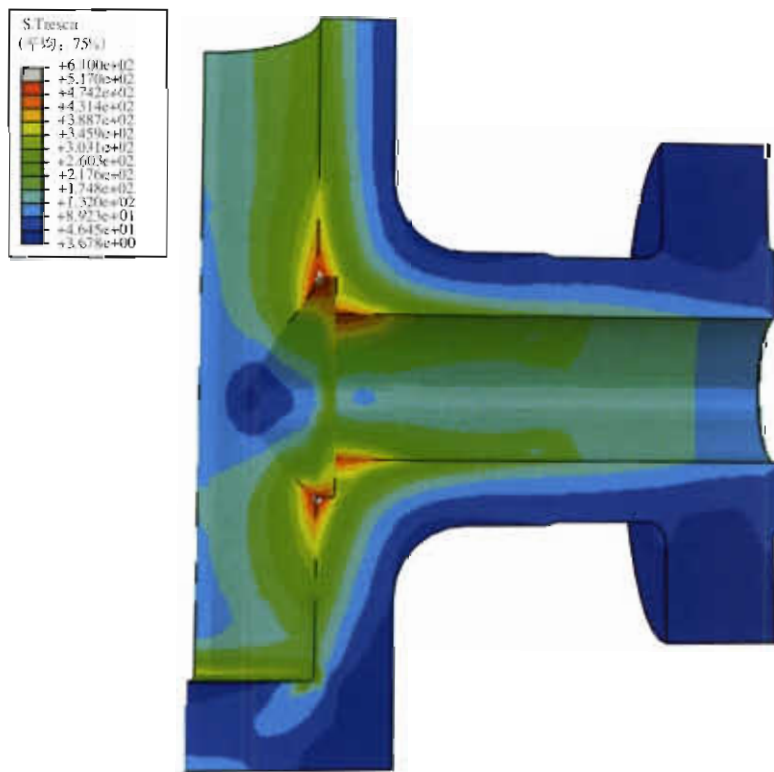
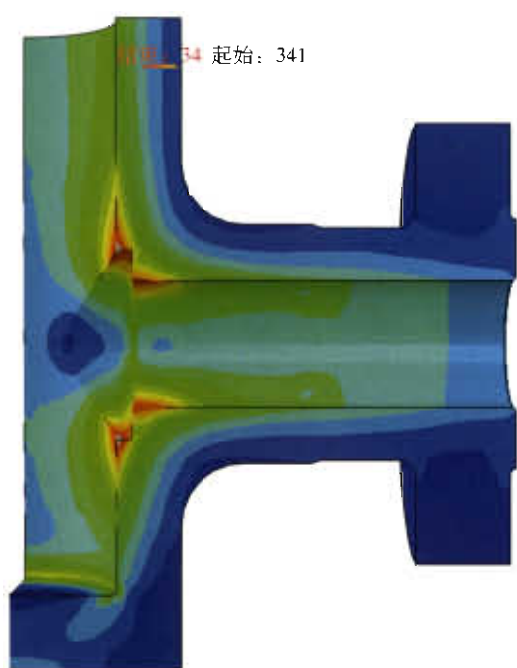


图 A.2 阀体有限元计算结果（额定工作压力下）

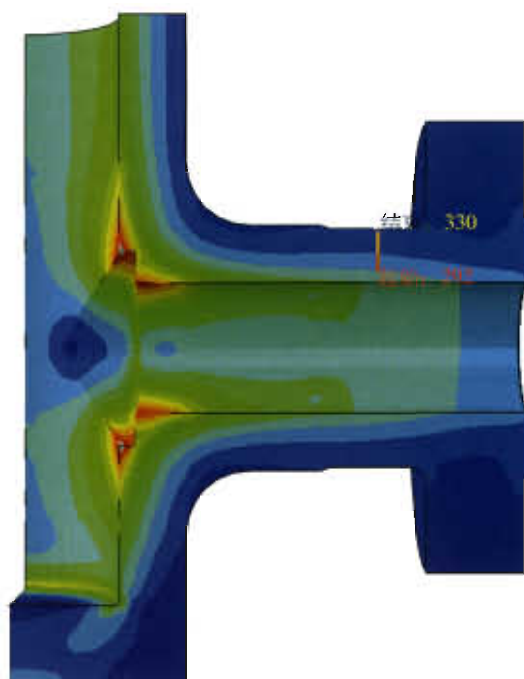
表 A.3 阀体额定工作压力下应力分类

单位为兆帕

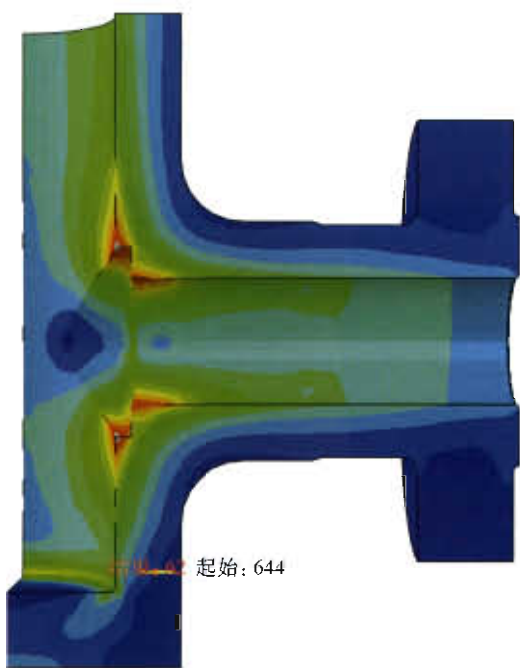
路径	一次应力									二次应力 Q		
	总体薄膜应力 $P_m$			局部薄膜应力 $P_1$			弯曲应力 $P_2$			$\sigma_\theta$	$\sigma_r$	$\sigma_t$
	$\sigma_\theta$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_\theta$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_r$	$\sigma_\theta$	$\sigma_r$			
a-A	116.1	58.9	-22.7	0	0	0	0	0	0	84.3	5	-49.3
b-B	77.5	20.6	-24.3	0	0	0	0	0	0	30.7	-16.3	-26.5
c-C	0	0	0	54.4	51.3	-20.2	-	-	-	58.9	52.1	-30.1
d-D	-	-	-	130	11.3	-8.2	-	-	-	146.7	1	-12.6



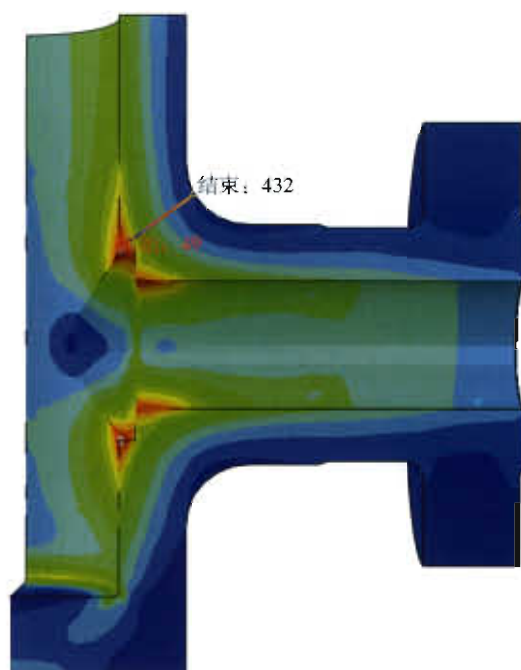
a) 路径a-A



b) 路径b-B



c) 路径c-C



d) 路径d-D

图 A.3 阀体应力校核路径

表 A.4 阀体应力强度评定 (有限元法计算)

单位为兆帕

路径	应力分类	$\sigma_0$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$S = \sigma_{II} - \sigma_r$	$S_m$	$1.5S_m$	$3S_m$	评定结果
a-A	$P_m$	116.1	58.9	-22.7	$S_I = 138.8$	345	517	1034	$S_I < S_m$
	$P_I$	0	0	0	0				—
	$P_I + P_b$	0	0	0	0				—
	$P_I + P_b + Q$	200.2	63.9	-72	$S_{II} = 272.2$				$S_{II} < 3S_m$
b-B	$P_m$	77.5	20.6	-24.3	$S_I = 101.8$				—
	$P_I$	0	0	0	0				—
	$P_I + P_b$	0	0	0	0				—
	$P_I + P_b + Q$	108.2	4.3	-50.8	$S_{II} = 159$				$S_{II} < 3S_m$
c-C	$P_m$	0	0	0	0				—
	$P_I$	54.4	51.3	-20.2	$S_{II} = 74.6$				$S_{II} < 1.5S_m$
	$P_I + P_b$	0	0	0	0				—
	$P_I + P_b + Q$	113.3	103.4	-50.3	$S_{II} = 163.6$				$S_{II} < 3S_m$
d-D	$P_m$	0	0	0	—				—
	$P_I$	130	11.3	-8.2	$S_{II} = 138.2$				$S_{II} < 1.5S_m$
	$P_I + P_b$	0	0	0	—				—
	$P_I + P_b + Q$	276.7	12.3	-20.8	$S_{II} = 297.3$				$S_{II} < 3S_m$

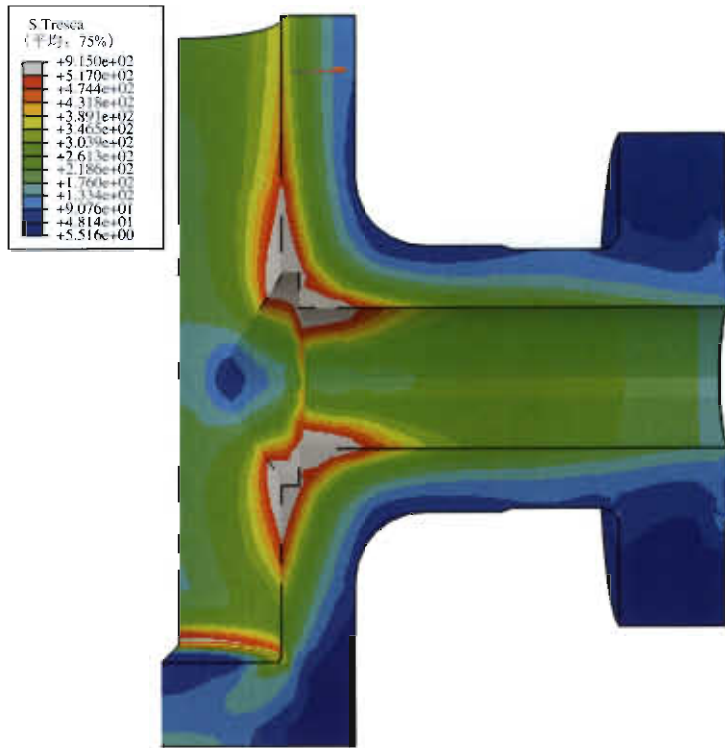


图 A.4 阀体有限元计算结果 (1.5 倍额定工作压力下)

表 A.5 阀体静水压试验下应力强度评定

单位为兆帕

路径	一次总体薄膜应力 $P_m$			应力强度	极限值	评定结果
	$\sigma_0$	$\sigma_z$	$\sigma_r$	$S = \sigma_0 - \sigma_r$	$S_l$	
a-A	174.1	88.3	-34	$S_l = 208.1$	465	$S_l < S_l$
b-B	116.2	30.9	-36.5	$S_l = 152.7$		$S_l < S_l$

## A.2.3 极限分析

采用的理想弹塑性材料特性如图 A.5 所示，屈服强度为 517MPa。

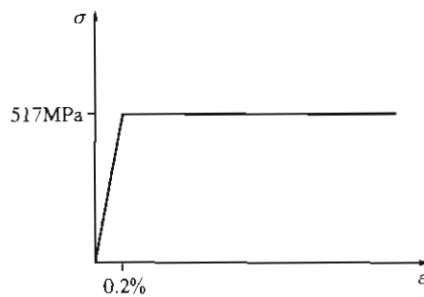


图 A.5 理想弹塑性材料的应力—应变曲线

通过增加承压件的压力，当压力增加到 216MPa 时，模型出现了不收敛，如图 A.6 所示。可以看到，整个承压件壁厚都出现了屈服，表明此时载荷为极限载荷的下限。因此求解出承压件的最大许用压力  $P_{max} = 2/3 \times 216 = 144$  (MPa)。

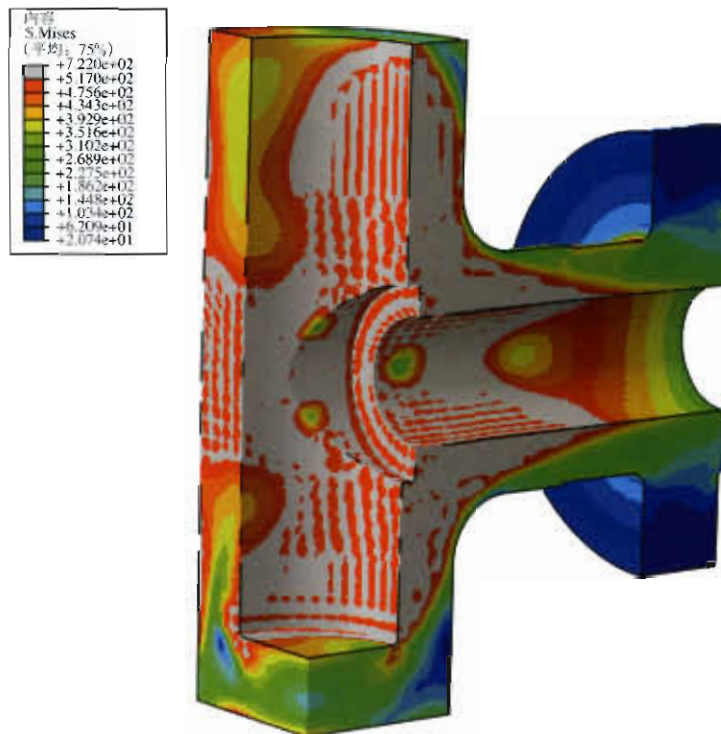


图 A.6 阀体极限分析结果



## A. 2. 4 塑性分析

### A. 2. 4. 1 真实应变—应力曲线

依据 2013 年版 ASME 锅炉和压力容器规范第 II 卷 D 篇查得，该材料的工程屈服强度和工程抗拉强度分别为 485MPa 和 825MPa，25℃ 下弹性模量为  $204 \times 10^3$  MPa。

使用 2013 年版 ASME 锅炉和压力容器规范 VII - 2 附件 3D 提供的方法估计的真实应变—应力曲线如图 A. 7 所示。点 (0.2525, 1056) 对应工程抗拉强度，当真实应力超过 1056MPa 后，材料为理想塑性状态。

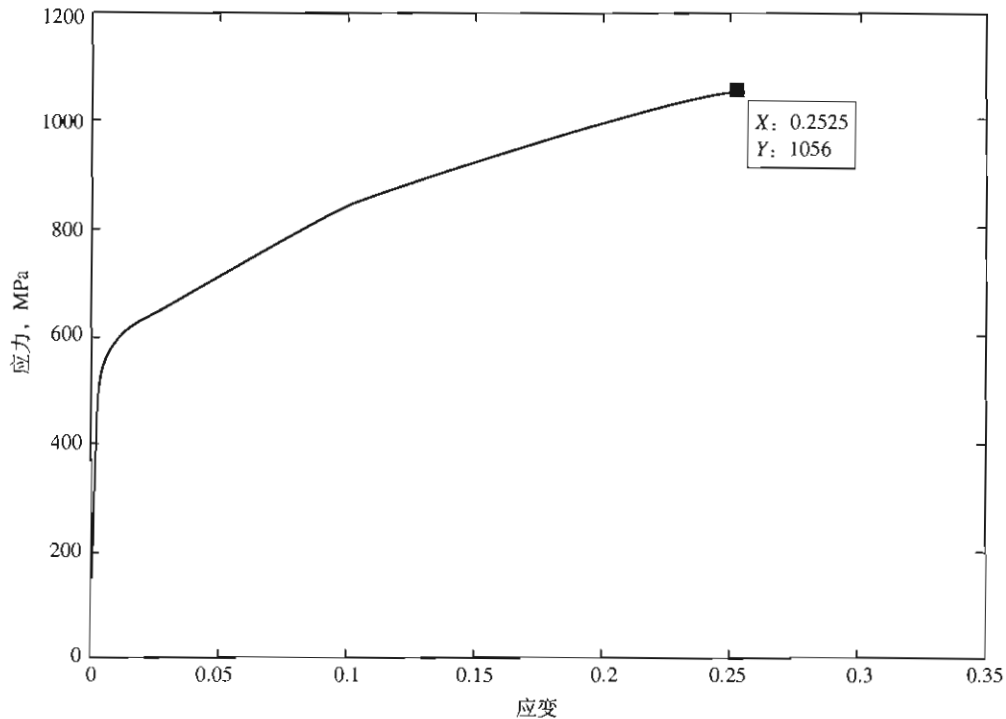


图 A. 7 真实弹塑性材料的应力—应变曲线

### A. 2. 4. 2 分析结果

通过增加承压件的压力，当压力增加到 345MPa 时，模型出现了不收敛，如图 A. 8 所示。可以看到，整个承压件壁厚都出现了屈服，此时载荷为爆破压力的下限。取安全系数为 2.4，则承受的最大内压  $P_{\max} = 345/2.4 = 144$  (MPa)。

## A. 3 油管头四通的设计计算

### A. 3. 1 计算输入

采用油管头四通，如图 A. 9 所示。额定工作压力为 69.0MPa，试验压力为 103.5MPa，材料等级为 75K，力学性能见表 A. 1。

### A. 3. 2 弹性分析

#### A. 3. 2. 1 解析方法

将相关尺寸代入公式 (A. 1)，得到壳体静水压试验时，a-A 壳体厚度上的一次总体薄膜应力强

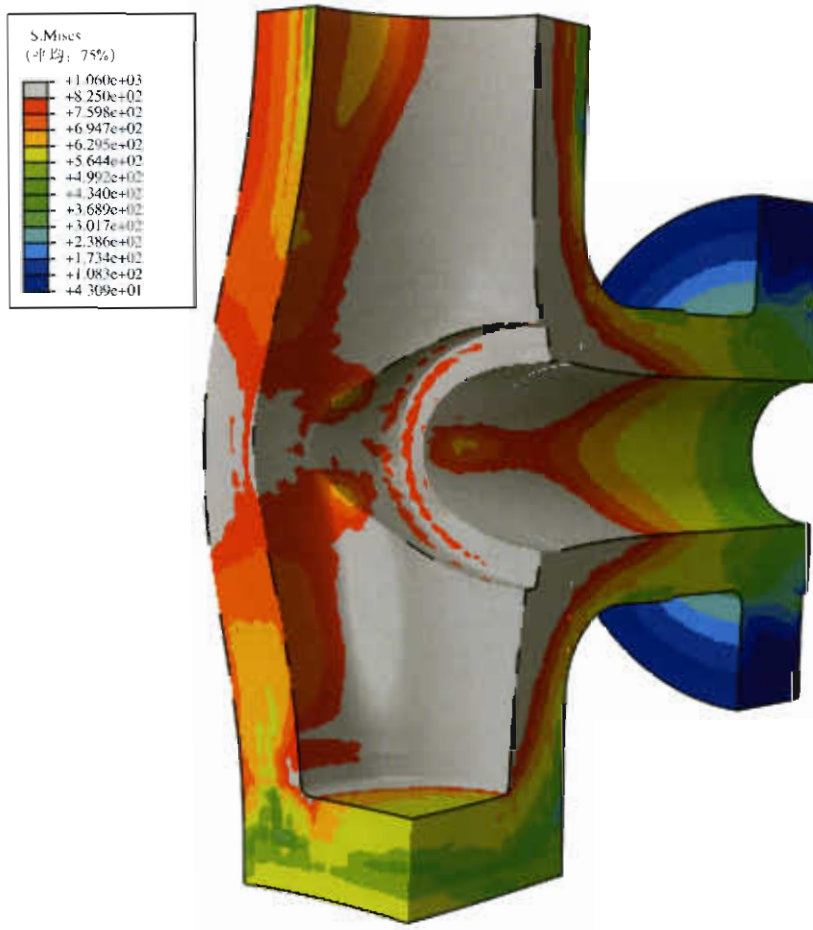


图 A.8 阀体塑性分析结果 (1:1 变形情况)

度  $S_{a-v} = 200.4 \text{ MPa}$ 。

将相关尺寸代入公式 (A.2), 得到额定工作压力下, 各段壳体内表面的一次加二次应力强度如下:

- a)  $a-A$  段壳体:  $S_{a-A} = 211.5 \text{ MPa}$ 。
- b)  $b-B$  段壳体:  $S_{b-B} = 176.4 \text{ MPa}$ 。
- c)  $c-C$  段壳体:  $S_{c-C} = 159.2 \text{ MPa}$ 。

应力强度评定见表 A.6。

表 A.6 油管头四通应力强度评定 (解析方法计算)

单位为兆帕

类别	位置	符号	计算值	许用值	强度评定
一次总体薄膜应力强度	$a-A$	$S_{a-A}$	220	$S_1 = 465$	$S_1 < S_1$
一次加二次应力强度	$a-A$	$S_{a-A}$	211.5	$3S_m = 1034$	$S_R < 3S_m$
	$b-B$	$S_{b-B}$	176.4		$S_R < 3S_m$
	$c-C$	$S_{c-C}$	159.2		$S_R < 3S_m$

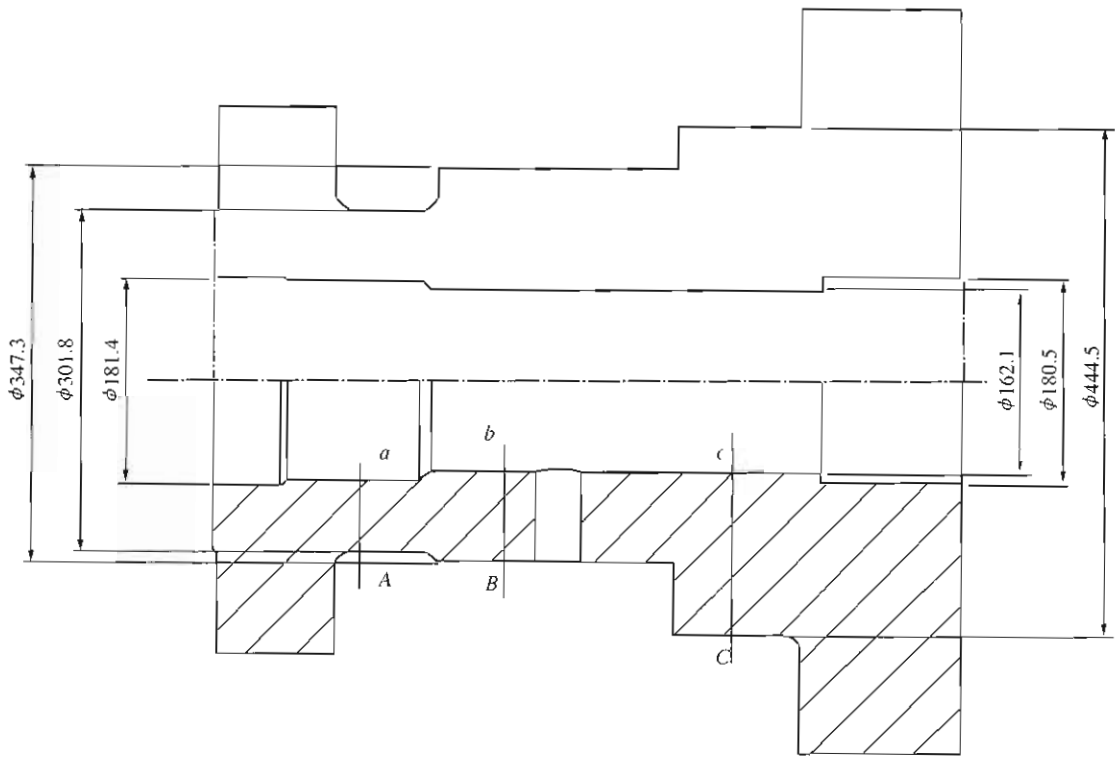


图 A.9 油管头四通结构尺寸

### A.3.2.2 有限元法

额定工作压力下，有限元计算结果如图 A.10 所示，应力校核路径如图 A.11 所示，应力分类结果见表 A.7，评定见表 A.8。

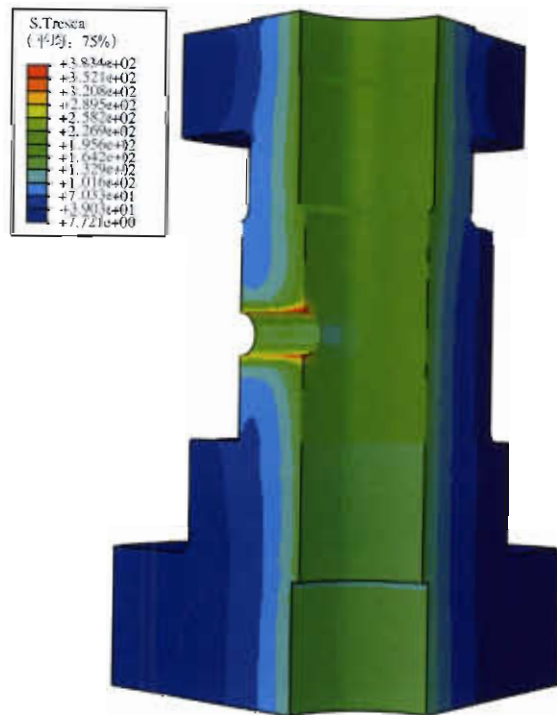
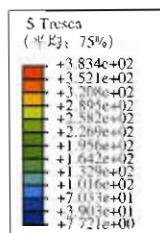
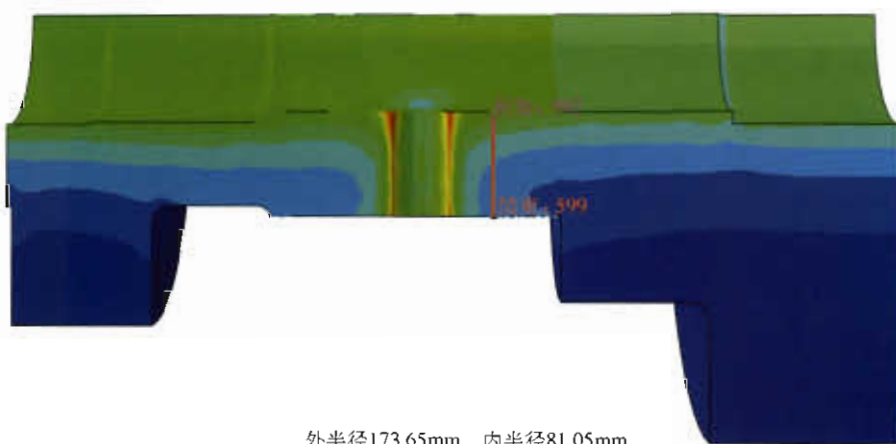


图 A.10 油管头四通有限元计算结果



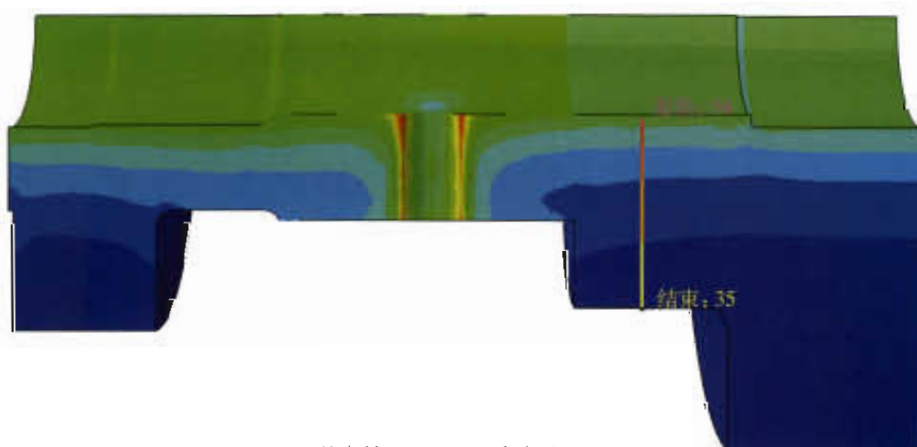
外半径150.9mm, 内半径88.95mm

a) 路径a-A



外半径173.65mm, 内半径81.05mm

b) 路径b-B



外半径222.25mm, 内半径81mm

c) 路径c-C

图 A.11 油管头四通应力校核路径

1.5 倍额定工作压力下, 有限元计算结果如图 A.12 所示, 一次总体薄膜应力计算结果及强度评定见表 A.9。

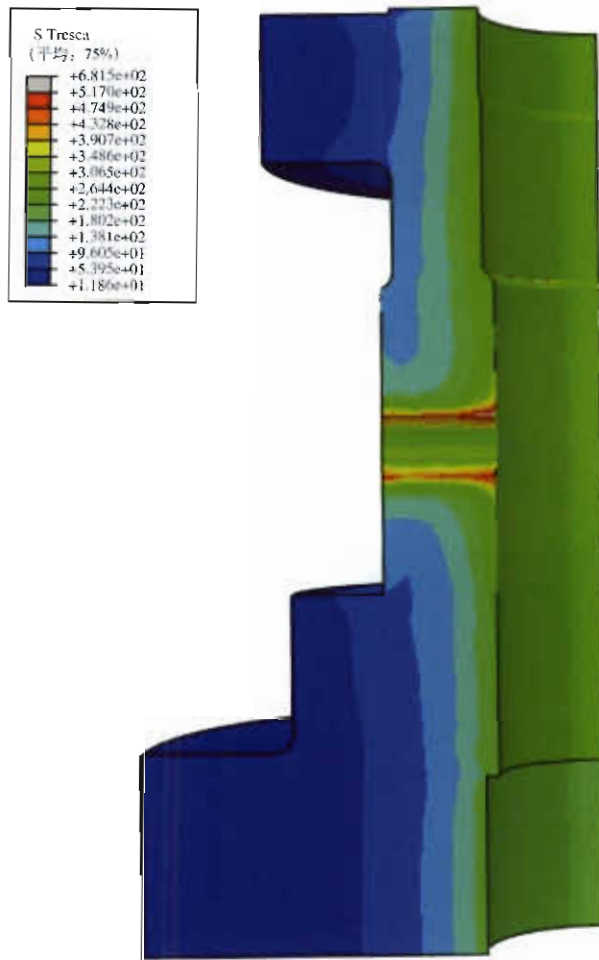


图 A.12 油管头四通有限元计算结果 (1.5 倍额定工作压力下)

表 A.7 油管头四通额定工作压力下应力分类

单位为兆帕

路径	一次应力									二次应力 Q		
	总体薄膜应力 $P_m$			局部薄膜应力 $P_L$			弯曲应力 $P_b$			$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$
	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_z$	$\sigma_{\theta}$	$\sigma_{\phi}$	$\sigma_c$	$\sigma_{\theta}$	$\sigma_{\phi}$	$\sigma_c$			
a-A	90	37.5	-26	0	0	0	0	0	0	23.8	-14.7	-33.6
b-B	91.2	18.2	-20.9	0	0	0	0	0	0	14.4	-6.5	-32.8
c-C	43.8	7.9	-16.7	0	0	0	0	0	0	32.1	9.3	-26.6

### A.3.3 极限分析

采用的理想弹塑性材料特性如图 A.5 所示，设屈服强度为 517MPa。

通过增加承压件的压力，当压力增加到 351MPa 时，模型出现了不收敛，如图 A.13 所示。可以看到，整个承压件壁厚都出现了屈服，表明此时载荷为极限载荷的下限。因此求解出承压件的最大许用压力  $P_{\text{YMP}} = 351 \times 2/3 = 234$  (MPa)。

## A.3.4 塑性分析

材料的真实应变—应力曲线见 A.2.4.1。

通过增加承压件的压力，当压力增加到 590MPa 时，模型出现了不收敛，如图 A.14 所示。可以看到，整个承压件壁厚都出现了屈服，此时载荷为爆破压力的下限。取安全系数为 2.4，则承受的最大内压  $P_{max} = 590/2.4 = 245$  (MPa)。

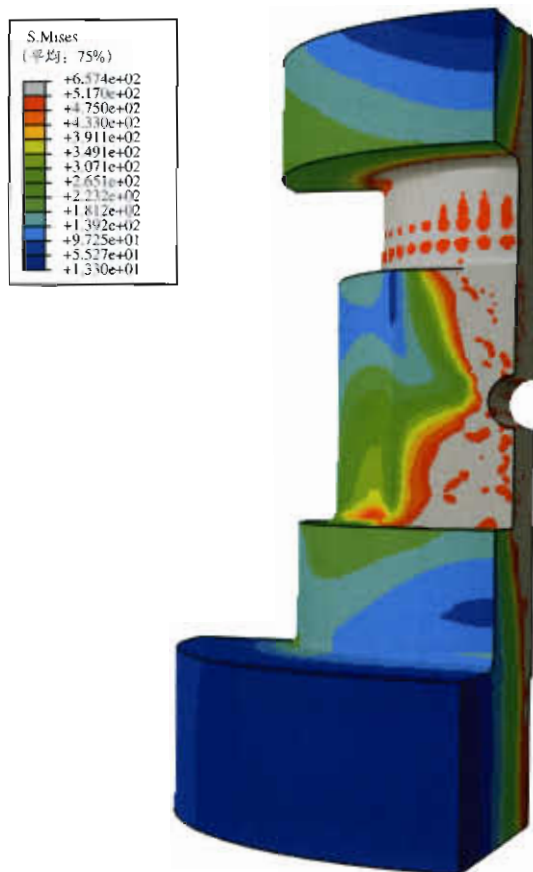


图 A.13 油管头四通极限分析结果

表 A.8 油管头应力强度评定 (有限元法计算)

单位为兆帕

路径	应力分类	$\sigma_0$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$S = \sigma_1 - \sigma_3$	$S_m$	$1.5S_m$	$3S_m$	评定结果
$\alpha - A$	$P_m$	90	37.5	-26	116	345	517	1034	$S_1 < S_m$
	$P_l$	0	0	0	0				—
	$P_l + P_b$	0	0	0	0				—
	$P_l + P_b + Q$	113.8	22.8	-59.6	173.4				$S_1 < 3S_m$
$b - B$	$P_m$	91.2	18.2	-20.9	112.1	345	517	1034	$S_1 < S_m$
	$P_l$	0	0	0	0				—
	$P_l + P_b$	0	0	0	0				—
	$P_l + P_b + Q$	105.6	11.7	-53.7	159.3				$S_1 < 3S_m$

表 A.8 (续)

路径	应力分类	$\sigma_{\theta}$	$\sigma_r$	$\sigma_z$	$S = \sigma_1 - \sigma_3$	$S_m$	$1.5S_m$	$3S_m$	评定结果
c-C	$P_m$	43.8	7.9	-16.7	60.5	345	517	1034	$S_1 < S_m$
	$P_i$	0	0	0	0				—
	$P_i + P_{li}$	0	0	0	0				—
	$P_i + P_{li} + Q$	75.9	21.1	-45.3	121.2				$S_R < 3S_m$

表 A.9 油管头四通静水压试验下应力强度评定

单位为兆帕

路径	一次总体薄膜应力 $P_m$			应力强度	极限值	评定结果
	$\sigma_{\theta}$	$\sigma_r$	$\sigma_z$	$S = \sigma_1 - \sigma_3$	$S_i$	
a-A	135.1	56.3	-39.1	$S_1 = 174.2$	465	$S_1 < S_i$
b-B	136.8	27.3	-31.4	$S_1 = 168.2$		$S_1 < S_i$
c-C	65.7	11.8	-28	$S_1 = 93.8$		$S_1 < S_i$

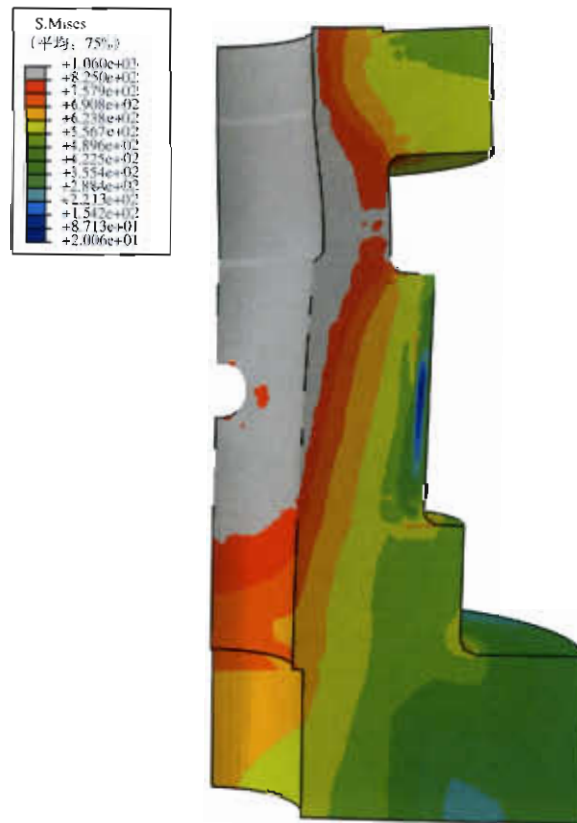


图 A.14 油管头四通塑性分析结果 (1:1 变形情况)

## 参 考 文 献

- [1] API Spec 6A 井口装置和采油树规范
  - [2] API Spec 16A 钻通设备规范
  - [3] API Spec 16C 节流和压井系统规范
  - [4] API Spec 17D 水下井口装置和采油树规范
  - [5] ASME 锅炉和压力容器规范 (2013 年版) 第Ⅷ卷压力容器 第 2 册: 另一规则 附录 5. A
  - [6] ASME 锅炉和压力容器规范 (2013 年版) 第Ⅷ卷压力容器 第 2 册: 另一规则 附录 3. D
  - [7] ASME 锅炉和压力容器规范 (2013 年版) 第Ⅱ卷材料 D 篇: 性能
-



中华人民共和国  
石油天然气行业标准  
承压设备的设计计算  
SY/T 7085—2016

石油工业出版社出版  
(北京安定门外安华里二区一号楼)  
北京中石油彩色印刷有限责任公司排版印刷  
新华书店北京发行所发行

880×1230 毫米 16 开本 1 75 印张 47 千字 印 1—1000  
2016 年 5 月北京第 1 版 2016 年 5 月北京第 1 次印刷  
书号：155021·7397 定价：24.00 元  
版权专有 不得翻印