

# C 型环试验的加载应力计算

赵华莱<sup>1</sup>, 姜 放<sup>2</sup>, 李 燕<sup>2</sup>, 曹晓燕<sup>2</sup>

(1 四川大学, 四川 成都 610065

2. 中国石油工程设计有限公司西南分公司, 四川 成都 610017)

**摘 要:** 推导了 C 型环的挠度—应力关系式, 对 NACE TM 0177 和 GB/T 15970.5 中的加载应力计算公式进行了比较和讨论; 进行了 C 型环应力与加载挠度的测试, 通过公式计算应力值与实际应力值的比较, 对加载应力误差进行了分析和讨论, 进一步确定了这两个标准各自的适用范围, 推荐了对试件进行合理加载的方式。

**关键词:** C 型环; 加载应力计算; 应力腐蚀开裂

**文章编号:** 1006 5093(2007)02 0021-04 **文献标识码:** A

## 0 前言

硫化物应力开裂 (SSC) 是酸性油气田金属材料腐蚀的一种严重失效形式, 事先没有任何预兆, 一旦发生往往会造成灾难性事故。

美国腐蚀工程师协会 (NACE) 总结了实验室的 SSC 评价结果和现场实践的经验, 颁布了 NACE TM 0177 含 H<sub>2</sub>S 环境中金属材料抗硫化物应力开裂实验室试验<sup>[1]</sup>。该标准中有四种方法, 其中的方法 C——C 型环试验, 主要用于评价金属在环向应力作用下的抗应力腐蚀破裂敏感性能, 特别适用于直径较小的管、棒腐蚀试验。国标 GB/T 15970.5 金属和合金的腐蚀——应力腐蚀试验<sup>[2]</sup>第 5 部分: “C 型环试样的制备和应用”也包括了 C 型环试样的设计、制备、加载、暴露及检查等方面, 提供了 C 型环试样应力状态和分布的分析。

对于应力腐蚀试验, 最重要的两个因素是腐蚀环境和加载应力。在试验中对试件进行合理的加载, 以得到准确的试验应力, 是科学进行应力腐蚀试验的关键之一。但这两个标准中, 关于确定试验应力的加载挠度计算公式却不同。本文通过对挠度—应力关系式的推导, 以及公式计算应力值与实际应力值的比较, 对加载应力误差进行了分析和讨论, 确

定了这两个标准各自的适用范围, 并推荐了对试件进行科学加载的方式, 以得到更准确的试验应力。

## 1 公式推导

C 型环试样的加载方法有多种, 通常采用横位移加载, 即沿环直径中央方向扭紧螺栓。C 型环受到的主要应力是周向应力, 此应力是沿厚度方向梯度变化的不均匀应力, 即从某一表面上的最大拉应力变化到相反表面上的最大压应力。应力也围绕着 C 型环周向变化, 从每个螺孔处的零值变到加载螺栓对面圆弧中央的最大值<sup>[2]</sup>, 见图 1。

计算图 1 中 C 型环外表面最大应力值与 C 型环沿螺栓方向挠度之间的关系时, 有如下基本假设: C 型环发生平面弯曲时符合平面假设, 即变形前的横截面在变形后仍然为平面; 不考虑材料层间相互作用的正应力, C 型环处于单向受拉 (压) 应力状态。

### 1.1 C 型环外表面弯曲应力 $\sigma$ 与作用力 $F$ 之间的关系推导

根据材料力学, 曲梁 (杆) 在外载荷作用下, 横截面上往往同时存在弯矩  $M$ 、轴力  $N$  和剪力  $Q$ 。与剪力  $Q$  对应的剪应力一般很小, 可以不考虑<sup>[3]</sup>。因此应力计算公式为:

收稿日期: 2006 12 27

作者简介: 赵华莱 (1982), 女, 重庆南川人, 硕士, 就读于四川大学化工学院, 主要从事油气田材料腐蚀研究。电话: (028) 86014533

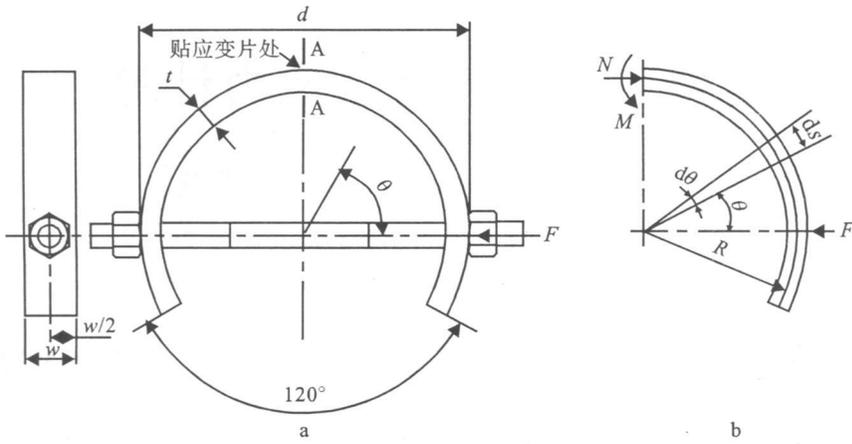


图1 C型环加载及受力示意图

$$\sigma = \sigma_1 \pm \sigma_2 = \frac{N}{A} \pm \frac{My}{\rho S} \quad (1)$$

式中  $N$ ——应力计算点受到的轴力,  $N$ ;  
 $A$ ——截面积,  $\text{mm}^2$ ;  
 $M$ ——应力计算点受到的弯矩,  $N \cdot \text{mm}$ ;  
 $y$ ——应力计算点到中性轴的距离,  $\text{mm}$ ;  
 $\rho = r + y$ ;  $r$ 为中性层的曲率半径,  $\text{mm}$ ;  
 $S = A \cdot e$ 为整个截面对中性轴的静矩,  $\text{mm}^3$ ,  
 $e$ 为形心到中性轴距离,  $\text{mm}$ .

对于C型环,拉应力的最大值在图1中A-A截面C型环外表面处。A-A截面所受内力如图1中b所示。该截面在C型环外表面处的参数为: $N = -F, M = F \cdot R, A = w \cdot t, y = \frac{d}{2} - r, \rho = \frac{d}{2}, S = wt(R - r)$ 。

式中  $t$ ——C型环壁厚,  $\text{mm}$ ;  
 $w$ ——C型环宽度,  $\text{mm}$ ;  
 $d$ ——C型环加载前外径,  $\text{mm}$ ;  
 $R$ ——轴线曲率半径,  $\text{mm}$ 。

将这些参数代入(1)式可得,C型环外表面所受最大拉应力为:

$$\sigma = \frac{F(d-t)(d-2r)}{wt(d-t-2r)} - \frac{F}{wt} \quad (2)$$

该C型环为矩形截面,其中性层曲率半径  $r$  的公式为<sup>[3]</sup>:

$$r = \frac{t}{\ln \left( \frac{d}{d-t} \right)}$$

曲梁形状的特征可通过曲梁轴线曲率半径  $R$  与截面形心到截面内侧面边缘距离  $e$  的比值来表示。

为简化计算,对于小曲率梁 ( $R/e > 10$ 时),弯曲正应力  $\sigma_2$  可以近似用以下直梁公式计算<sup>[3]</sup>,且中

心轴通过截面形心。

$$\sigma_2 = \frac{My'}{I}$$

式中  $I$ ——截面惯性矩,  $\text{mm}^4$ 。对于矩形截面,  $I = \frac{wt^3}{12}$ ;  
 $y'$ ——由于中性轴通过形心截面,对C型环,  $y' = t/2$ 。

则C型环外表面的最大应力为:

$$\sigma = \frac{6FR}{wt^2} - \frac{F}{wt} = \frac{F(6R-t)}{wt^2}$$

当截面厚度  $t$  远小于  $R$  时,  $(6R-t) \approx 6R$ , 则此时C型环外表面的最大应力可简化为:

$$\sigma = \frac{6FR}{wt^2} = \frac{3F(d-t)}{wt^2} \quad (3)$$

### 1.2 变形量 $\Delta$ 与作用力 $F$ 之间的关系推导

忽略曲率的影响,采用能量法计算变形量与作用力之间的关系<sup>[4]</sup>。如图1,在与螺栓轴线成  $\theta$  角的截面上弯矩  $M$ 、剪切力  $F_Q$  和轴向力  $F_N$  分别为: $M = FR \sin \theta, F_Q = F \cos \theta, F_N = F \sin \theta$ 。

令图1中  $F=1$  即得虚拟状态,于是虚拟状态的内力为  $\bar{M} = R \sin \theta, \bar{F}_Q = \cos \theta, \bar{F}_N = \sin \theta$ 。计算位移时,对于曲杆应令  $dx = ds$  由图1知  $ds = R d\theta$  所以有:

$$\begin{aligned} \Delta &= \sum \int \frac{\bar{M}M ds}{EI} + \sum \int \frac{\bar{F}_Q F_Q ds}{GA} + \sum \int \frac{\bar{F}_N F_N ds}{EA} \\ &= \frac{FR^3}{EI} \int_0^\pi \sin^2 \theta d\theta + k \frac{FR}{GA_0} \int_0^\pi \cos^2 \theta d\theta + \frac{FR}{EA_0} \int_0^\pi \sin^2 \theta d\theta \\ &= \frac{\pi}{2} \left[ \frac{FR^3}{EI} + k \frac{FR}{GA} + \frac{FR}{EA} \right] \end{aligned}$$

式中  $k$  为截面的切应力分布不均匀系数, 对于矩形截面,  $k=1.2$  另外,  $G=0.4E^{[4]}$ , 于是:

$$\Delta = \frac{\pi FR^3}{2EI} \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{t}{R} \right)^2 + \frac{1}{12} \left( \frac{t}{R} \right)^3 \right] = \frac{\pi FR^3}{2EI} \left[ 1 + \frac{1}{3} \left( \frac{t}{R} \right)^3 \right] \quad (4)$$

截面厚度  $t$  一般远较  $R$  为小, 因此上式方括号中第二项远小于 1, 由此可见剪切变形及轴向变形的影响甚微, 在受弯杆件中通常可以略去<sup>[4]</sup>。因此, 在只计弯曲变形时, C 型环沿螺栓轴向的挠度值为:

$$\Delta_D = \frac{\pi FR^3}{2EI} = \frac{3}{4} \frac{\pi F(d-t)^3}{Ewt^3} \quad (5)$$

### 1.3 C 型环外表面最大应力值 $\sigma$ 与挠度 $\Delta_D$ 之间的关系推导

结合 (3) 式和 (5) 式, 得到挠度  $\Delta_D$  与 C 型环外表面最大应力值  $\sigma$  之间的近似关系

$$\Delta_D = \pi (d-t)^2 \sigma A E \quad (6)$$

对于 (6) 式, 由于变形量计算过程中忽略了轴向变形和剪切变形, 应力计算过程又采用直梁公式近似计算, 所以由式 (6) 所得的挠度对 C 型环进行加载, C 型环所受的实际应力值与计算应力值存在一定的差距。若要取得精确的挠度—应力关系式, 应将 (2) 式和 (4) 式结合进行计算。

## 2 试验及数据分析

进行 C 型环应力与挠度测量, 通过试验数据对加载应力误差进行分析和讨论, 推荐对试件进行科学加载的方式, 以得到更准确的试验应力。

### 2.1 试验材料

采用 L245NB 钢管, 加工成 C 型环, C 型环外形尺寸见表 1。

表 1 C 型环外形尺寸

C 型环编号	外径 $d$ / mm	厚度 $t$ / mm	宽度 $w$ / mm
I	58.08	1.85	15
II	57.06	1.85	15
III	58.08	1.85	15

### 2.2 试验方法

C 型环应变的测量和计算参照标准 GB/T

15970.5 应变片采用 BH 120-3 18AA(11) 型号, 应变测量采用 YJ-31 型静态电阻应变仪。C 型环挠度的测量采用外径千分尺。对 I、II、III 3 个 C 型环进行加载, 同时测量相应的应变值和挠度值, 各个环每次测量 5 个点 (加载应力均在弹性极限范围之内), 重复测量 4 次。其加载方法及应变片的粘贴位置见图 1。

GB/T 15970.5 标准中提及: 最精确的加载方法是在受拉应力的表面贴上周向和横向电阻应变片。而在单向应力状态下, 沿主应力方向贴片测量应变, 采用单轴应变片<sup>[5]</sup>, 通过应变仪测得主应变。该试验中只在周向贴上电阻应变片, 测量主应变  $\epsilon$ 。根据虎克定律, 应力与应变的关系为:

$$\sigma = E \epsilon \quad (7)$$

式中  $\epsilon$ ——周向应变;

$E$ ——弹性模量, Pa

### 2.3 结果分析及讨论

#### 2.3.1 两种标准中的应力计算公式比较

标准 NACE TM 0177 和 GB/T 15970.5 中关于确定 C 型环试验应力的加载挠度计算公式存在区别, 适用范围也不一样。

NACE TM 0177 第十章中给出的 C 型环应力的计算公式为:

$$\Delta_D = \pi d(d-t) \sigma A E \quad (8)$$

该标准中对 C 型环试样给出了要求, 宽度与厚度比  $w/h$  应在 2~10 之间, 直径与厚度比  $d/h$  应在 10~100 之间, 这与变形量计算过程中忽略轴向变形和剪切变形以及应力计算过程采用直梁公式近似计算的条件基本相符, 不过, 这一公式限制了使用范围, 当 C 型环的宽度、厚度、直径不在其范围内时不能采用该方法进行试验。

而 GB/T 15970.5 附录 A 中 C 型环应力的计算公式为:

$$\Delta_D = \pi (d-t)^2 \sigma A E Z \quad (9)$$

式中  $Z$ ——弯梁的校正系数。

该式与 (6) 式相比, 引入了弯梁的校正系数  $Z$ ,  $Z$  为不大于 1 的值, 与 C 型环的  $d/h$  值有关。该修正值包括了变形量计算过程中忽略轴向变形和剪切变形以及应力计算过程采用直梁公式近似计算引起的误差。通过  $Z$  值的修正, 使 (9) 式中通过挠度  $\Delta_D$  计算所得的应力值和 C 型环所受的实际应力更接近。该标准中 C 型环尺寸可在很宽的范围变化, 除

不推荐外径小于 15 mm 的 C 型环外,对其它尺寸没有限制,因此适用范围很广。唯一的问题是:Z 值需要足够的精确,且适用于各种尺寸的金属和合金。

### 2.3.2 实验数据分析及讨论

由表 1 中 C 型环的外形尺寸可知,这三个环均在 NACE TM 0177 和 GB/T 15970.5 的规定范围内。

分别取 3 个 C 型环测量数据中具有代表性的一组进行应力计算。在 GB/T 15970.5 标准中明确认为最精确的应力加载是通过应变片测量应变所得的应力。因此,将 GB/T 15970.5 中的公式 (9) 和 NACE TM 0177 中的公式 (8) 计算所得的应力值  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  与通过应变测量所得的较为精确的应力值  $\sigma$  进行比较。本实验中视  $\sigma$  为实测值,作为分析讨论时的准确值。C 型环 I、II、III 的比较结果见图 2~4。

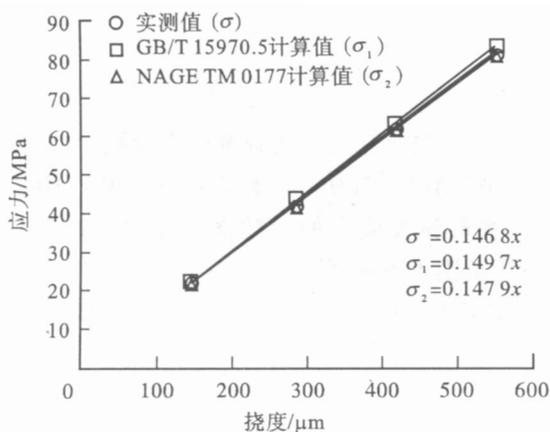


图 2 C 型环 I 的计算应力值比较

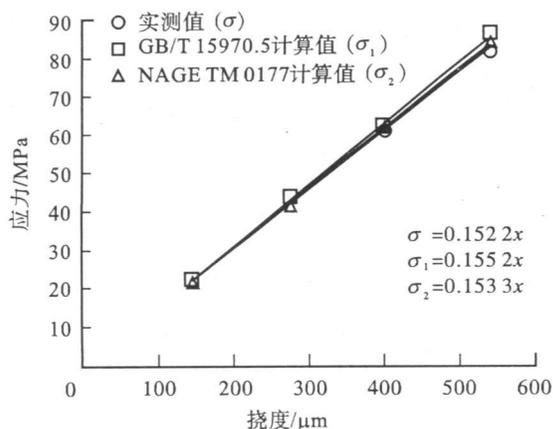


图 3 C 型环 II 的计算应力值比较

如图 2~4 所示, C 型环 I、II、III 的应力计算值  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  与实测值  $\sigma$  基本相符,这表示,采用 GB/T 15970.5 中的计算式 (9) 和 NACE TM 0177 中的计

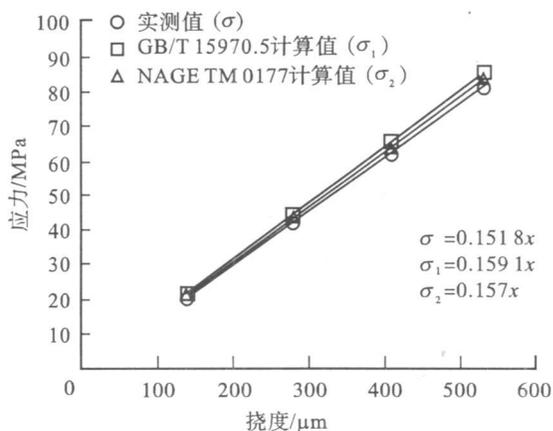


图 4 C 型环 III 的计算应力值比较

算式 (8) 进行加载时, C 型环所受的实际应力与计算应力存在偏差,对于以上进行试验的 C 型环,其偏差基本上在 5% 以下。

出现这一偏差有两种可能的原因。一种可能是计算公式的误差。由于在推导过程中忽略了轴向变形和剪切变形以及使用直梁公式近似计算应力,两个标准中的应力计算公式采用了各自的方式来修正这些误差,所以对于不同外形尺寸的 C 型环进行应力计算时,误差大小会有不同。

另一种可能是试验中的测量误差。测量工具本身存在精度范围,再加上挠度测量采用手动测量, C 型环与千分尺相对位置未固定,每次测量不能保证完全在同一点上。

### 3 结论

本文通过对挠度—应力关系式的推导,认为 NACE TM 0177 和 GB/T 15970.5 中关于 C 型环的应力计算公式在推导过程中忽略了轴向变形和剪切变形以及使用直梁公式近似计算应力,而采用了其它方式来修正这些误差。由于其修正方式的不同,两种标准的适用范围也不一样。当 C 型环宽度与厚度比  $w/t$  在 2~10 之间,直径与厚度比  $d/t$  在 10~100 之间时,可以采用 NACE TM 0177 中的试验方法,该方法较为简洁;也可以采用 GB/T 15970.5 标准方法。当 C 型环外形尺寸不在该范围之内时,采用 GB/T 15970.5 标准方法。

试验测量数据分析发现,通过 NACE TM 0177 和 GB/T 15970.5 中公式计算所得的应力值与通过

(下转第 32 页)

素,鹤壁煤电公司研发的煤层气发电技术,有效地减弱了瓦斯对矿井生产的威胁。该项目发电成功,为河南省同类矿井利用煤层气发电提供了新的经验。

随着世界对能源需求的不断增长,非常规天然气资源及其利用必将日受重视。

#### 参考文献:

- [ 1 ] 钱伯章. 当代天然气市场及发展前景[ N ]. 世界能源导报, 2003 5-30
- [ 2 ] Jouson k Asia oil and gas stutas[ J ]. A sia Oil & Gas 2003 7( 4 ): 8-9.
- [ 3 ] BP Statistical Review of World Energy[ M ]. BP company London June 2004 June 2003 June 2002
- [ 4 ] SierK. Running Low on Gas[ J ]. Chemical & Engineering News 2003 81( 28 ): 19-21
- [ 5 ] GeberK J Running Low on Gas Chemical & Engineering News 2003 81( 28 ): 19-21
- [ 6 ] RadlerM. OGJ200 List Shrinks Following More Consolidation[ J ]. Oil & Gas Journal 2003 101( 35 ): 44-51
- [ 7 ] SaferH. Assessing Long term Fundamentals for Natural Gas Supports Higher price Outlook[ J ]. Oil & Gas Journal 2003 101( 37 ): 22-28
- [ 8 ] Clark J CERA: Natural Gas Poised to Overtake Oil Use By 2025[ J ]. Oil & Gas Journal 2004 102( 9 ): 20-21.
- [ 9 ] Hoerir S World Offshore Oil Gas Production Has Risen Steadily[ J ]. Oil & Gas Journal 2004 102( 14 ): 30-32
- [ 10 ] BCG World Gas Demand to Reach 116.9 tcf in 2008 [ J ]. Oil & Gas Journal 2004 102( 14 ): 33
- [ 11 ] Khalid A. Saudi Arabia's Gas Sector: Its Role and Growth Opportunities[ J ]. Oil & Gas Journal 2004 102( 23 ): 18-22
- [ 12 ] Inan A. Multicyclic Hubbert Model Shows Global Conventional Gas Output Peaking in 2019[ J ]. Oil & Gas Journal 2004 102( 31 ): 20-25
- [ 13 ] Wood D. Creating an Effective Gas Supply Network to Europe[ J ]. Petroleum Review 2005 59( 696 ): 42-44
- [ 14 ] Fletcher S. Unconventional Gas Vital to US Supply[ J ]. Oil & Gas Journal 2005 103( 8 ): 20-24
- [ 15 ] Soria E. Economic Study Examines Middle East Gas Pipeline to Europe[ J ]. Oil & Gas Journal 2005 103( 26 ): 55-58
- [ 16 ] SaerG. Forces Beyond Demand Growth Reshaping Trade in Oil and Gas[ J ]. Oil & Gas Journal 2005 103( 29 ): 18-23
- [ 17 ] Herier K. Struggling to Slow North Sea Depletion[ J ]. Petroleum Review 2005 59( 704 ): 12-13