

化工设备设计参考资料

卅万吨乙烯废热锅炉强度分析

~卅万吨乙烯废热锅炉强度课题组~

化学工业部设备设计技术中心张

一九七六年以来，我国对三十万吨乙烯废热锅炉的扁圆集流管强度问题开展了不少理论和实验研究工作。

〔2〕根据曲梁理论给出了无套管支承时，光扁圆集流管的应力计标公式。〔3〕给出了相应的设计公式。〔4〕~〔6〕进一步考虑了双套管的影响，把双套管的支承作用沿整个集流管长度均匀化，而集流管简化为在平直边受这连续弹性基础支承的扁圆环，并导出了相应的应力计标公式。

〔7〕和〔8〕总结了带双套管的全尺寸金属模型电测应力试验和爆破试验结果。

一九七六年北京石化总厂引进的三十万吨乙烯装置所用的急冷废热锅炉采用了扁圆集流管的结构形式。它的强度是根据西德西贝尔 (Sibel) 教授提供的公式计标的，其中包含了两条来沅不明的曲线〔11〕。为了搞清公式的来沅和适用性，通过对引进技术的研究提高我们自己的技术水平，更好地“洋为中用”。北京金属结构厂、北京石油化工总厂设计院、清华大学力学系和兰州石油机械研究所于一九七七年八月至一九七八年五月又联合进行了有关的理论和实验工作。现在对已完成的工作做阶段总结。

本文介绍的理论分析方法，将按实际情况，把双套管对集流管的支承作用看作是不连续的局部弹性约束。最后导出的计标公式指出：受双套管约束的扁圆集流管的应力和挠度值，可简单地由相应的光管值乘上修正系数 $(1-e)$ 来求得。这里“约束比” e 是反映双套管约束影响的重要参数。

关于全尺寸金属模型电测应力试验的详细总结见〔1〕。本文把理论和实验的结果进行了比较讨论。对设计应用和西贝尔公式也作了初步讨论。

~

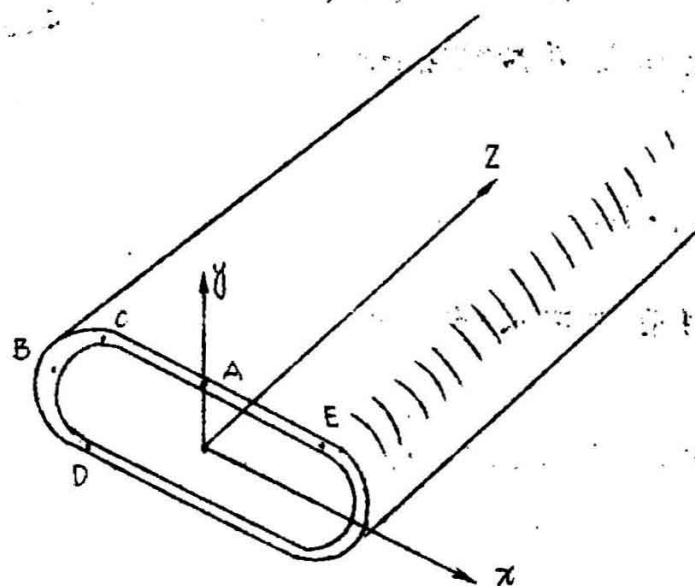
三十万吨乙烯废热锅炉强度课题组

执笔：清华大学力学系 陆明万
北京石化总厂设计院 陈 罕

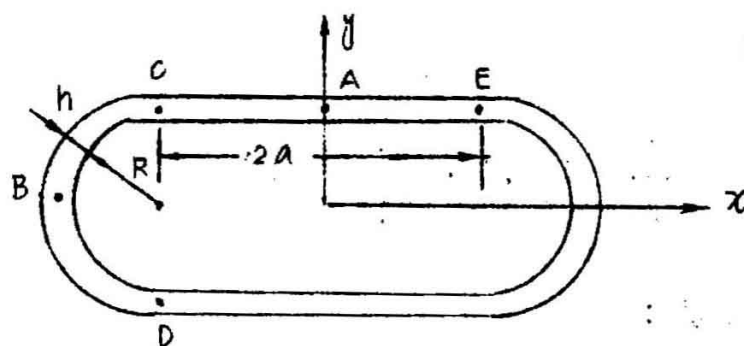
1978年10月

一 无套管的 情况

无套管扁圆集流管，简称“光管”，是一个受内压的无限长扁圆柱壳。它的变形和应力状态仅是坐标 x 和 y 的函数，与 z 无关（图1），并可借用材料力学的曲梁理论来进行计标。垂直于 z 轴取出单位宽度的扁圆环，如图 1(b)，根据对称性可以只考虑左圆弧 CBD 和止平直段 CAE 。



(a) 无限长扁圆柱壳



(b) 扁圆环截面

图 1 无套管扁圆集流管

半圆环 CBD 受内压 P 和未知内力 N_C , M_C 和 Q_C 的作用, 如图 2。内力 N_C 和内压 P 构成了理想的薄膜应力状态。由 X 方向的平衡条件求得:

$$N_C = PR \quad (1)$$

内力 M_C 和 Q_C 引起环的弯曲变形。弧段上任意点处的弯矩为:

$$\widehat{M} = M_C + Q_C \cdot R \sin \theta \quad (2)$$

其中 θ 是该点相应的中心角 (图 2)。

为了求 C 点的径向位移 $\widehat{w}_C$, 按图 3 (a) 加“单位虚载荷”, 利用莫尔积分:

$$\begin{aligned} 2\widehat{w}_C &= \int_0^\pi \frac{\widehat{M} M_0}{D} \cdot R d\theta \\ &= \frac{1}{D} \int_0^\pi (M_C + Q_C \cdot R \sin \theta) \cdot R \sin \theta \cdot R d\theta \end{aligned}$$

积分后得:

$$\widehat{w}_C = \frac{1}{D} \left(M_C R^2 + \frac{\pi}{4} Q_C R^3 \right) \quad (3)$$

其中抗弯刚度:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-u^2)} \quad (4)$$

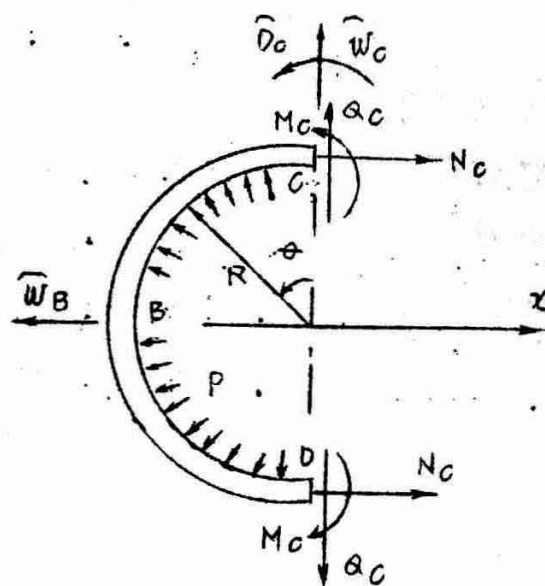
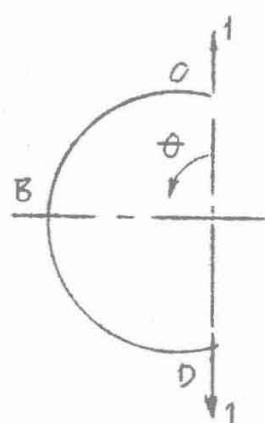


图 2 圆弧段 CBD

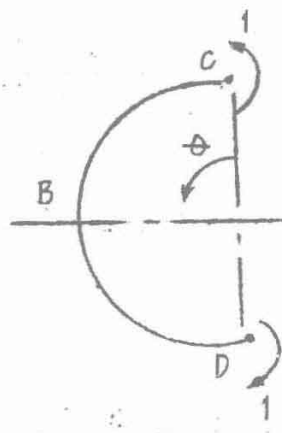
同样，按图 3 (b) 和 (c) 加单位虚载荷就能求得 C 点的转角 $\widehat{V}_C$ 和 B 点的径向位移 $\widehat{W}_B$ ：

$$\widehat{V}_C = \frac{1}{D} \left[\frac{\pi}{2} M_C \cdot R + Q_C \cdot R^2 \right] \quad (5)$$

$$\widehat{W}_B = \frac{1}{D} \left[M_C \cdot R^2 \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{1}{2} Q_C R^3 \right] \quad (6)$$



(a)



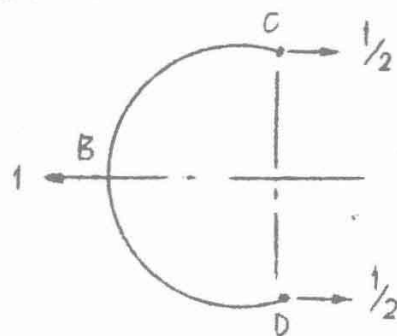
(b)

虚弯矩： $M_0 = R \sin \theta$

相应位移： $2\widehat{W}_C$

虚弯矩： $M_0 = 1$

相应位移： $2\widehat{V}_C$



(c)

$$\text{虚弯矩：} M_0 = \begin{cases} -\frac{R}{2} (1 - \cos \theta) & 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2} \\ -\frac{R}{2} (1 + \cos \theta) & \frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \pi \end{cases}$$

相应位移： $\widehat{W}_B$

图 3 单位载荷法

平直段 CAE 支承在左、右圆弧段的 C、E 两点上。除了应考虑它将随 C、E 点发生 y 方向的刚体位移 $\bar{w}_c$ 外，它的受力情况和图 4 的简支梁完全相同。由 y 方向的力平衡求得：

$$Q_c = Pa \quad (7)$$

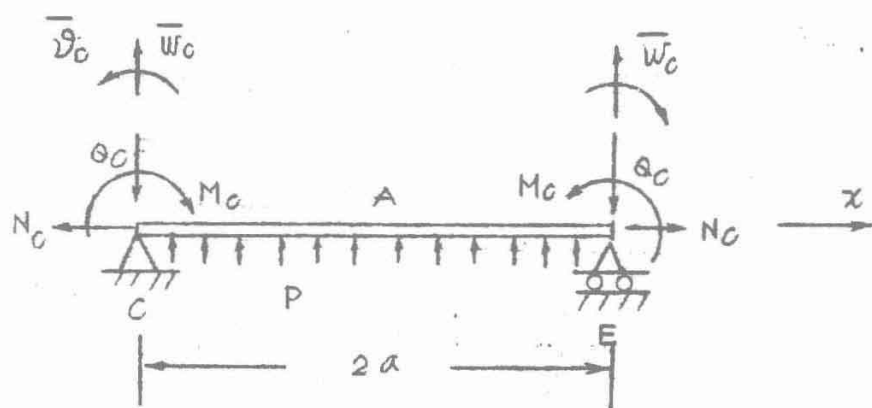


图 4 平直段 CAE

按材料力学可直接给出 C 点转角 $\bar{V}_c$ 、A 点相对于 C 点的挠度 $\bar{w}_A$ 以及梁内任意点上的弯矩 $\bar{M}$ ：

$$\bar{V}_c = \frac{Pa^3}{3D} - \frac{M_c \cdot a}{D} \quad (8)$$

$$\bar{w}_A = \frac{5}{24} \frac{Pa^4}{D} - \frac{M_c \cdot a^2}{2D} \quad (9)$$

$$\bar{M} = M_c - P(x \cdot a - \frac{x^2}{2}) \quad (10)$$

(10) 式中的坐标 x 是从 C 点起向右量的。

根据 C 点处圆弧段和平直段转角连续的条件 $\bar{V}_c = \bar{V}_c$ 以及方程 (5)、(7)、(8) 解得 C 点弯矩为：

$$M_C = pa^2 \frac{\frac{1}{3} - \left(\frac{R}{a}\right)^2}{1 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{R}{a}\right)} \quad (11)$$

现在，未知内力 M_C 、 Q_C 和 N_C 已全部确定，代回上述(2)、(3)、(6)、(9)、(10)各式就可求得弯矩和挠度。它们的最大值将发生在 A 点或 B 点。

A 点的弯矩是：

$$M_A = M_C - \frac{1}{2} pa^2 = -pa^2 \frac{\frac{1}{6} + \frac{\pi}{4} \left(\frac{R}{a}\right) + \left(\frac{R}{a}\right)^2}{1 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{R}{a}\right)} \quad (12)$$

A 点的弯曲应力是：

$$\tilde{\sigma}_{A \begin{smallmatrix} W \\ N \end{smallmatrix}} = \mp \frac{6}{h^2} M_A = \pm P \left(\frac{a}{h}\right)^2 \frac{1 + \frac{3}{2} \pi \left(\frac{R}{a}\right) + 6 \left(\frac{R}{a}\right)^2}{1 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{R}{a}\right)} \quad (13)$$

这里，角标“W”表示外壁应力，用(13)式的上符号；“N”是内壁应力，用下符号。下面(17)、(18)、(19)式的角标意义相同。

A 点的薄膜应力是：

$$\bar{\sigma}_A = P \cdot \frac{R}{h} \quad (14)$$

A 点的挠度是：

$$w_A = \widehat{w}_C + \overline{w}_A$$

$$= \frac{Pa^4}{D} \left\{ \frac{5}{24} + \frac{\pi}{4} \left(\frac{R}{a} \right) - \frac{\left(\frac{1}{2} - \left(\frac{R}{a} \right)^2 \right) \left(\frac{1}{3} - \left(\frac{R}{a} \right)^2 \right)}{1 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{R}{a} \right)} \right\} \quad (15)$$

B 点的弯矩是：

$$M_B = M_C + Q_C \cdot R = Pa^2 \frac{\frac{1}{3} + \left(\frac{R}{a} \right) + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \left(\frac{R}{a} \right)^2}{1 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{R}{a} \right)} \quad (16)$$

B 点的弯曲应力是：

$$\begin{aligned} \sigma_B \frac{w}{N} &= \mp \frac{6}{h^2} M_B \cdot k(R, h) \\ &= \mp P \left(\frac{a}{h} \right)^2 \frac{2 + 6 \left(\frac{R}{a} \right) + 6 \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \left(\frac{R}{a} \right)^2}{1 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{R}{a} \right)} \cdot k(R, h) \quad (17) \end{aligned}$$

其中， $k(R, h)$ 为考虑曲梁大曲率效应时的修正系数（参看〔2〕）：

$$k(R, h) \frac{w}{N} = -\frac{h}{6R} \left(\frac{1}{K} \frac{h}{2R \pm h} \pm 1 \right) \quad (18)$$

而

$$K = \frac{R}{h} \ln \frac{2R+h}{2R-h} - 1$$

利用如下级数展开式：

$$\ln\left(\frac{2R+h}{2R-h}\right) = \ln \frac{1 + \frac{h}{2R}}{1 - \frac{h}{2R}}$$

$$= \frac{h}{R} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{h}{2R} \right)^2 + \frac{1}{5} \left(\frac{h}{2R} \right)^4 + \frac{1}{7} \left(\frac{h}{2R} \right)^6 + \dots \right]$$

取前四项得：

$$K = \frac{1}{3} \xi^2 + \frac{1}{5} \xi^4 + \frac{1}{7} \xi^6$$

$$k(R, h) \frac{W}{N} = \frac{1}{\left(1 + \frac{3}{5} \xi^2 + \frac{3}{7} \xi^4\right) (1 \pm \xi)} \pm \frac{\xi}{3} \quad (19)$$

其中： $\xi = \frac{h}{2R}$

(19)式比(18)式计标方便，误差为 $\frac{1}{3} \xi^6$ ，通常分母中的 $\frac{3}{7} \xi^4$ 项也可略去。

B 点的薄膜应力是：

$$\bar{\sigma}_B = p \frac{a + R}{h} \quad (20)$$

B 点的挠度是：

$$W_B = \frac{pa^4}{D} \left\{ \frac{\left(\frac{R}{a}\right)^2 \left(1 - \frac{\pi}{2}\right) \left(\frac{1}{3} - \left(\frac{R}{a}\right)^2\right)}{1 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{R}{a}\right)} - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{a}\right) \right\} \quad (21)$$

三 受双套管约束的情况

受双套管约束的扁圆集流管，简称“受约管”，是30万吨乙烯废热锅炉中实际采用的结构形式（图4）。双套管对集流管起了有利的支承作用，大大降低了集流管在内压作用下的弯曲应力。此外，在工作温度下内外套管的膨胀差将使集流管产生附加热应力。必须修正上节的光管公式来适应带套管的新情况。

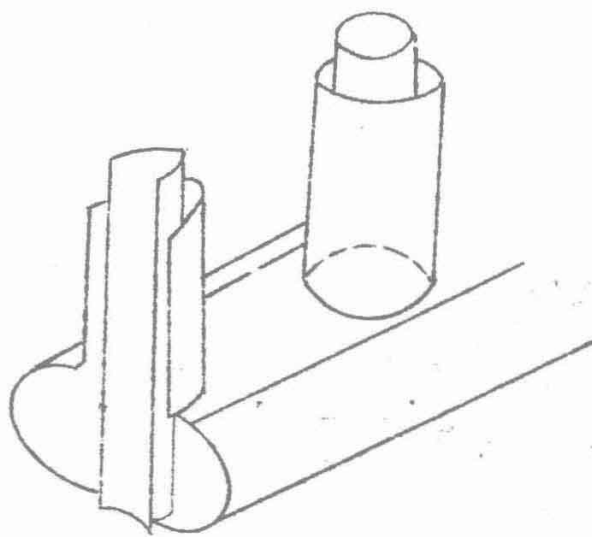


图4 受约管

1. 简化计标模型：

如图5把集流管分解成约束段和自由段。

约束段

取约束段长度等于套管中径 d 。由于套管强有力的约束，可认为

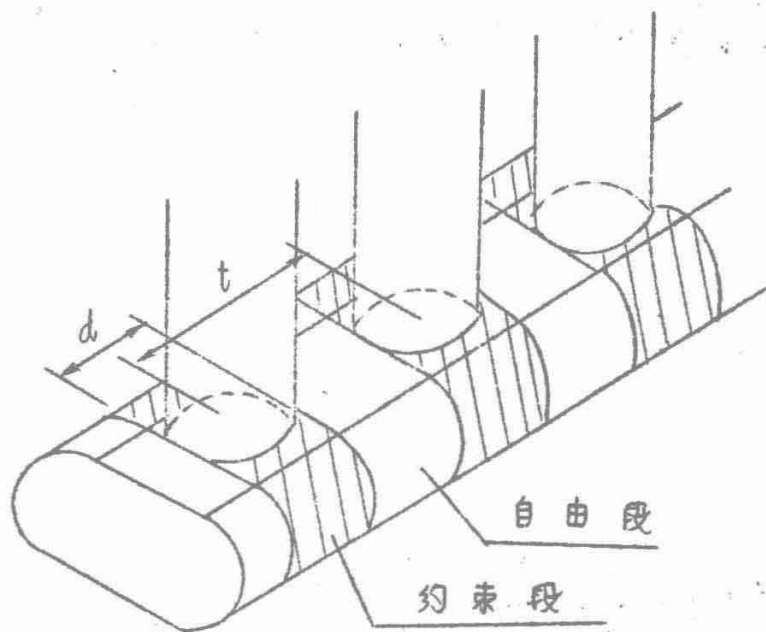


图5 自由段和约束段

约束段沿 Z 轴无弯曲变形。作用在约束段上的载荷有（见图 6）：

(1) 内压载荷（扣除开孔部分内压）；(2) 套管支承力 q ；(3) 自由段的支承效应 Q_0 ；(4) 双套管的膨胀差。为计算方便，套管支承力和开孔扣除内压都简化为作用在 $d \times d$ 正方形面积上的均布载荷。自由段的支承效应用均布在约束段两端平直边上的横剪力 Q_0 来表示。

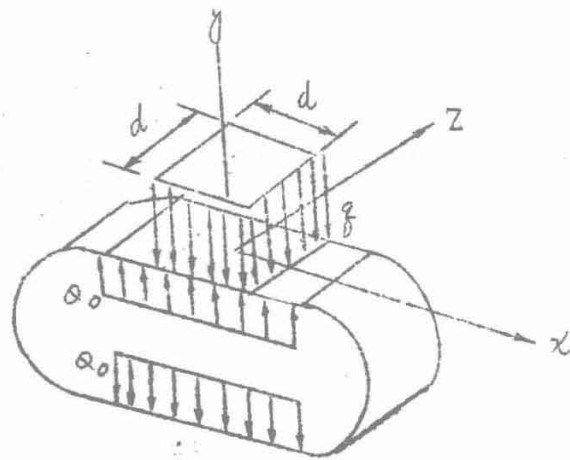


图 6 约束段

自由段

自由段的截面形状和受载情况都和上节中讨论的光管相同。但它是长度为 $t - d$ 的有限长管段（ t 是套管间距），应考虑两端的边界条件。〔9〕用弹性基础梁理论有效地处理了有限长的圆柱壳问题。我们现在也来考虑连结各截面 A 点的一根梁 A—A（图 7）。它承受内压，以扁圆集流管为弹性基础，两端满足和约束段之间的连续条件。

内压 P 作用下 A 点的挠度已由(15)式给出，所以梁 A—A 的“弹性基础常数 k ”为：

$$k = \frac{p}{w_A} = \frac{D}{a^4 \left\{ \frac{5}{24} + \frac{\pi}{4} \left(\frac{R}{a} \right), - \frac{\left(\frac{1}{2} - \left(\frac{R}{a} \right)^2 \right) \left(\frac{1}{3} - \left(\frac{R}{a} \right)^2 \right)}{1 + \frac{\pi}{2} \left(\frac{R}{a} \right)} \right\}} \quad (22)$$

上式同样适用于只在平直段受均布横剪力 Q_0 的情况，因为它和内压情况的差别只是圆弧段没有均布力，而关于(1)式的讨论已指出，圆弧段的均布压力并不引起弯曲挠度。自由段除承受内压 P 和传递剪力 Q_0 外，别无其他载荷，所以(22)式是通用的。

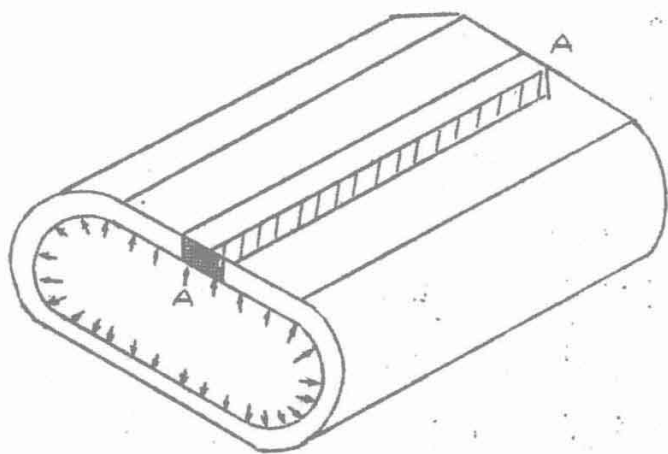


图 7. 自由段

2. 公式推导：

自由段

考虑两端受剪力、弯矩作用的有限长弹性基础梁 A—A (图 8)。在 $Z=0$ 处的位移和转角为 (参看 [9])：

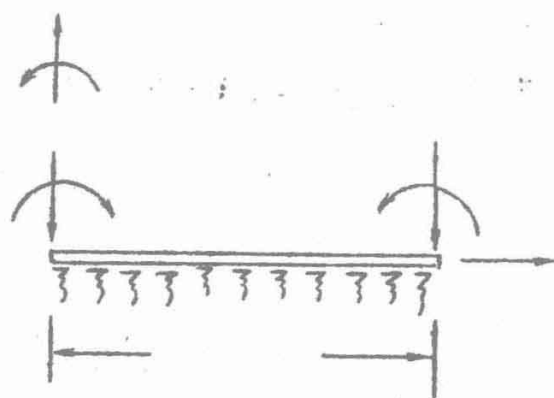


图 8 有限长弹性基础梁

$$W_0 = -\frac{Q_0}{2\beta^3 D} \frac{\operatorname{Ch}\beta l + \cos\beta l}{\operatorname{Sh}\beta l + \sin\beta l} + \frac{M_0}{2\beta^2 D} \frac{\operatorname{Sh}\beta l - \sin\beta l}{\operatorname{Sh}\beta l + \sin\beta l} \quad (23)$$

$$V_0 = \frac{Q_0}{2\beta^2 D} \frac{\text{Sh}\beta\ell - \sin\beta\ell}{\text{Sh}\beta\ell + \sin\beta\ell} - \frac{M_0}{\beta D} \frac{\text{Ch}\beta\ell - \cos\beta\ell}{\text{Sh}\beta\ell + \sin\beta\ell} \quad (24)$$

其中： $\ell = t - d$ ； $\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4D}}$ (25)

利用(22)式得：

$$\beta\ell = \frac{t-d}{a} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{5}{6} + \pi\left(\frac{R}{a}\right)^2 - \frac{4\left(\frac{1}{2} - \left(\frac{R}{a}\right)^2\right)\left(\frac{1}{3} - \left(\frac{R}{a}\right)^2\right)}{1 + \frac{\pi}{2}\left(\frac{R}{a}\right)}}} \quad (26)$$

可见衰减参数 $\beta\ell$ 仅和两个无量纲参数 $\frac{R}{a}$ 和 $\frac{t-d}{a}$ 有关。

在内压作用下梁 A—A 还有刚体位移：

$$W_A = \frac{P}{k} \quad (27)$$

约束段

把图 6 的两端横剪力 $2Q_0$ 沿 Z 轴均布，化成集度为 $\frac{2Q_0}{d}$ 的内压。由于前

面已假设约束段沿 Z 方向无弯曲变形，这样做并不引起新的误差。这样，内压 P 和自由段支承效应 Q_0 引起的 A 点挠度为：

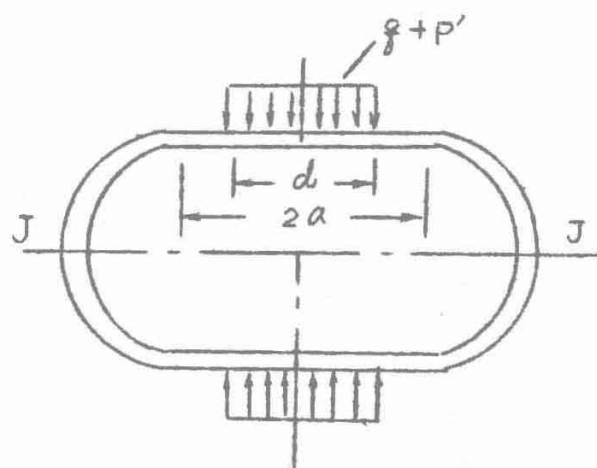


图 9 中心局部受载情况

$$\bar{w}_{A1} = (p + \frac{2Q_0}{d}) / k \quad (28)$$

由套管支承力 q 和开孔扣除内压 p' 引起的 A 点挠度应按图 9 所示的中心局部受载情况来计标：

$$\bar{w}_{A2} = -(q + p') / k' \quad (29)$$

其中： $p'_{\text{外}} = \frac{\pi}{4} (1 + \frac{S}{d})^2 \cdot p$ (30)
 内

D

$$a^4 (\frac{d}{2a}) \left\{ \left[\frac{1}{3} - \frac{1}{6} (\frac{d}{2a})^2 + \frac{1}{24} (\frac{d}{2a})^3 \right] + \frac{\pi}{4} (\frac{R}{a})^3 - \frac{[\frac{1}{2} - (\frac{R}{a})^2] [\frac{1}{2} - \frac{1}{6} (\frac{d}{2a})^2 - (\frac{R}{a})^2]}{1 + \frac{\pi}{2} (\frac{R}{a})} \right\} \quad (31)$$

(30) 式中角标“外”、“内”分别表示外套管和内套管， S 和 d 是套管的壁厚和中径。(29)、(31)式的推导过程和(15)、(22)式相同，只是平直段筒支梁的(7)、(8)、(9)各式应改用如下中心局部受载公式：

$$Q_c = -q \left(\frac{d}{2} \right)$$

$$\bar{V}_c = -\frac{qa^3}{6D} \left(\frac{d}{2a} \right) \left[3 - \left(\frac{d}{2a} \right)^2 \right] - \frac{M_c \cdot a}{D}$$

$$\bar{w}_A = -\frac{qa^4}{24D} \left(\frac{d}{2a} \right) \left[8 - 4 \left(\frac{d}{2a} \right)^2 + \left(\frac{d}{2a} \right)^3 \right] - \frac{M_c \cdot a^2}{2D}$$

可看到，当 $d = 2a$ 时， $k' = k$ 。

约束段的 A 点总挠度为：

$$\bar{W}_A = \bar{W}_{A_1} + \bar{W}_{A_2}$$

$$= \left\{ p \left(1 - \frac{\pi}{4} \left(1 + \frac{s}{d} \right)^2 \cdot \frac{k}{k'} \right) - \frac{k}{k'} \cdot q + \frac{2Q_0}{d} \right\} / k \quad (32)$$

这里， q 和 Q_0 都是待定的未知量。

应该指出：由于内、外套管的直径 d 和壁厚 S 不同，(31)式中的 k' 和(29)式中的 q 以及以后的挠度和应力等量都有内、外套管之区别。即实际上图 9 J-J 面之上半环和下半环的变形是不同的。但我们假设，这种区别主要发生在和套管相联的中心部分，而在连接面 J-J 附近仍近似满足对称条件。这样(29)、(31)及以后挠度，应力各式都同时适用于内、外套管的情况。但具体计算时应注意代入相应的内或外套管的数据。

连续条件

自由段两端应满足和约束段相连续的要求，即：

$$\text{位移相等：} \quad W_0 + W_A = \bar{W}_A \quad (33)$$

$$\text{转角相等：} \quad V_0 = \bar{V} \quad (34)$$

等式右侧都是约束段的量。需要着重讨论一下转角条件 $\bar{V}$ 。从整体来看，套管对 Z 方向弯曲的抗弯刚度极大，因而能假设约束端 Z 方向无弯曲，而 $\bar{V} = 0$ ，但当套管间距较小时，开孔削弱影响严重，套管端部的局部抗弯刚度成为控制自由段（A—A 梁）两端转角的主要因素。可以用无限长圆柱壳在端部均布弯矩 M_0 作用下的端部转角来代表这局部刚度，它是：

$$\bar{V} = M_0 \frac{\sqrt{ds}}{\sqrt{12(1-u^2)}} \cdot \frac{12(1-u^2)}{ES^3}$$

$$\text{或} \quad \bar{V} = K \frac{M_0}{\beta D} \quad (35)$$