

文章编号:1673-5005(2011)01-0106-04

基于能量平衡方法的套管抗挤规律分析

闫相祯¹, 刘复元¹, 王同涛¹, 杨秀娟¹, 王建军²

(1. 中国石油大学 储运与建筑工程学院, 山东 青岛 266555; 2. 中国石油天然气集团公司 管材研究所, 陕西 西安 710065)

摘要:根据套管受到外挤载荷时的受力和变形特点,将套管变形分为弹性和塑性变形两个阶段,建立套管弹、塑性变形受力计算模型,利用能量平衡方程推导出套管抗挤强度计算公式,分析初始椭圆度、屈服强度和径厚比对套管抗挤强度的影响。通过对 6 根 V140 套管进行室内全尺寸试验和三维有限元数值模拟计算得到其抗挤毁强度,并与计算结果进行对比。结果表明:利用能量平衡方程推导的套管抗挤强度计算公式与试验、ISO/TR104002007(E)标准和有限元计算结果相比具有很高的精度,可以满足工程需求;初始椭圆度和径厚比越大,套管抗挤强度越小;屈服应力越大,套管抗挤强度越大。

关键词:套管; 能量平衡; 全尺寸试验; 抗挤压力; 初始椭圆度

中图分类号:P 618. 11 **文献标志码:**A doi:10. 3969/j. issn. 1673-5005. 2011. 01. 021

Analysis of casing collapse pressure based on energy balance method

YAN Xiang-zhen¹, LIU Fu-yuan¹, WANG Tong-tao¹, YANG Xiu-juan¹, WANG Jian-jun²

(1. College of Storage & Transportation and Architectural Engineering in China University of Petroleum, Qingdao 266555, China;
2. Tubular Goods Research Center, CNPC, Xi'an 710065, China)

Abstract: The mechanics model was built up to calculate the collapse pressure of casing according to the force state and deformation behaviors of casing subjected to external pressure, based on energy balance method. The deformations of casing were divided into elastic and plastic deformations. The collapse pressure calculating equations of casing were deduced by the mechanics model. The influences of initial ovality, yield stress and diameter-thickness ratio on collapse pressure of casing were discussed. The collapse pressures of six V140 casings were tested and calculated by full-scale experiments and available method respectively to verify the calculating results. And also, the finite models (FM) were set up to simulate the casing subjected to external pressure. The comprehensive results indicate that the mechanics model agrees well with the experiment testing data, ISO/TR104002007(E) code and FM results. The mechanics model is satisfied with the engineering demands. The elastic and plastic collapse pressures of casing decrease with the initial ovality and diameter-thickness ratio increasing. The collapse pressures of casing increase with the yield stress increasing.

Key words: casing; energy balance; full-scale experiments; collapse pressure; initial ovality

为了适应油气田开发的需要,尤其是深井、超深井等复杂井的开发,高抗挤强度套管的设计与开发成为一个热点,国内外已经开发了多种钢级和规格的高抗挤套管。现阶段使用的套管抗挤设计准则主要依据美国石油工程协会发布的 API 规范和 ISO 标准^[1-2],对抗挤计算公式适用的套管径厚比、管材和壁厚等都做了严格的规定^[1-7],计算公式中经验系数

繁多,给实际使用造成了很大的不便。同时,利用传统的平衡微分方程法求解套管塑性抗挤强度比较复杂,对求解边界条件要求苛刻,尤其对含有初始椭圆度套管。因此,笔者根据套管受挤过程中的受力变形特点,将套管受力变形分为弹性和塑性两个阶段,利用能量平衡方程建立套管受力变形的力学模型,推导出带有初始椭圆度的套管受力变形计算公式,

收稿日期:2010-07-22

基金项目:国家科技重大专项大型油气田及煤层气开发(2008ZX05017);国家“973”项目(2010CB226706)

作者简介:闫相祯(1956-),男(汉族),山东昌乐人,教授,博士生导师,主要从事油气工程力学等方面的教学和科研工作。

并与全尺寸试验、ISO/TR104002007(E)标准中套管抗挤计算的 KT 公式和有限元计算结果进行对比。

1 套管弹性变形阶段抗挤分析

套管在受到均匀外压作用时,载荷是轴对称的,相对轴向力为零,故可取套管的 1/4 作为研究对象。在弹性变形阶段,套管受力可以简化为图 1(a),取微元段 PQ ,得到套管微元受力示意图(图 1(b))。考虑到研究系统为弹性小变形系统,则有

$$\theta = \frac{1}{a} \left(u + \frac{dv}{d\alpha} \right). \quad (1)$$

由套管微元变形几何关系可以得到

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{a} \left(\frac{du}{d\alpha} - v \right), \quad (2)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + z \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{a} \right). \quad (3)$$

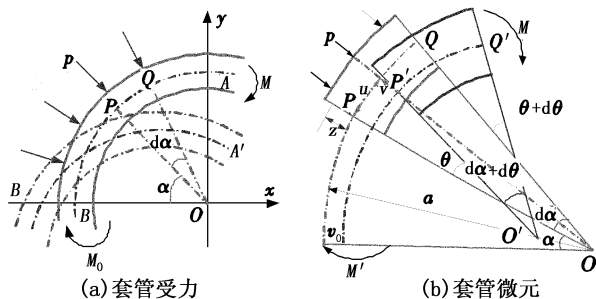


图 1 套管弹性变形示意图

Fig. 1 Schematic diagram of casing elastic deformation

微元段 $P'Q'$ 的长度可以由下式计算得到:

$$(1 + \varepsilon_0) a d\alpha = \rho (d\alpha + d\theta). \quad (4)$$

即

$$\frac{d\theta}{a d\alpha} = \frac{1 + \varepsilon_0}{\rho} - \frac{1}{a}. \quad (5)$$

把式(1)和(2)代入式(5),则可以得到

$$(1 + \varepsilon_0) \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{a} \right) = \frac{1}{a^2} \left(\frac{d^2 v}{da^2} + v \right). \quad (6)$$

由弹性力学理论可知 A 点受到的弯矩 $M = \int \sigma z dz$, 则

式(6)可以转化为

$$\frac{d^2 v}{da^2} + v = a^2 \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{a} \right) = 12Ma^2 / (Et^2). \quad (7)$$

假设 B 点初始轴向变形量为 v_0 , 弯矩为 M_0 , 则可以得到

$$M = -M_0 + pa(v_0 - v). \quad (8)$$

由式(7)和(8)可以得到带有初始椭圆度套管的弹性屈服抗挤强度及轴向变形量分别为

$$p_{e0} = p_e (1 - v_0/v), \quad (9)$$

$$v = v_0 / (1 - p/p_e), \quad (10)$$

其中

$$p_e = \frac{E}{4(1 - \nu^2)} \left(\frac{t}{a} \right)^3.$$

式中, θ 为微元段 PQ 在外挤压力作用下旋转的角度, ($^\circ$); a 为套管平均半径, m; u 和 v 分别为套管中一点垂直于径向及沿着径向的变形, m; ε_0 和 ε 分别为套管平均半径位置处的应变及距离中轴线 z 处的应变; ρ 为微元段 $P'Q'$ 的曲率半径, m; α 为微元段 PQ 与 x 轴夹角, ($^\circ$); M_0 和 M 分别为 B 点初始弯矩和 A 点弯矩, $\text{kN} \cdot \text{m}$; v_0 为套管的初始径向变形量, m; p 为套管受到的均匀外挤压力, MPa; p_e 为套管弹性屈服抗挤强度, MPa; p_{e0} 为带有初始椭圆度的套管抗挤强度, MPa; t 为套管壁厚, m; E 为弹性模量, MPa; ν 为泊松比。

2 套管塑性变形阶段抗挤分析

套管进入塑性变形阶段后,产生了非线性的弹塑性变形,使得套管变形已经不再满足小变形假设,利用传统力学平衡微分方程求解变得十分复杂。同时,在求解弹塑性变形力学问题过程中还要对求解条件进行一些等效和假设,使得求解误差增大。能量平衡法认为外力做的功等于物体因变形而产生的变形能与变形过程中消散能量之和,不考虑具体受力变形过程,使得计算过程变得更加简捷有效。根据现场试验将套管在塑性阶段的变形简化为图 2(a)所示的力学模型,套管发生挤毁破坏时在位置 A 和 B 处仍保持一定的刚度,可以承受一定弯矩载荷作用。由对称性可以得到套管塑性变形过程中的受力计算简图(图 2(b)),套管变形前在位置 AB 处,在外挤载荷作用下发生变形,到达位置 $A'B'$ 。外挤载荷对套管做的功主要转换为套管的变形能和变形过程中消耗的能量,根据能量平衡法可以得到

$$E_p = W_p - W_h. \quad (11)$$

式中, E_p 为套管发生塑性变形后保存的能量, kJ; W_p 为外挤载荷做功产生的能量, kJ; W_h 为单位长度套管柱在塑性变形中消耗的能量, kJ。

由图 2(b)可以得到外挤载荷在套管塑性变形过程中做的功为

$$W_p = 4p(A_{OAB} - A_{OA'B'}) = 2pa^2(1 - \cos 2\beta). \quad (12)$$

根据能量平衡方法可以求解得到单位长度套管柱在塑性变形中消耗的能量 W_h 为

$$W_h = 8M_p \beta. \quad (13)$$

把式(12)和(13)代入式(11)可得

$$E_p = 2pa^2(1 - \cos 2\beta) - 8M_p \beta. \quad (14)$$

对式(14)两端分别对 β 求导数,并利用能量平衡条

件 $dE_p/d\beta=0$, 则可得

$$p=2M_p/(a^2\sin 2\beta). \tag{15}$$

利用图 2(b) 中的几何关系可以得到

$$\sin 2\beta=v(2a-v)/a^2. \tag{16}$$

将式(16)代入式(15)得

$$p=2M_p/[v(2a-v)]. \tag{17}$$

对于某种特定套管, M_p 的数值可以由下式求解得到:

$$M_p=M_{p0}[1-(p/p_y)^2], \tag{18}$$

其中

$$M_{p0}=\frac{1}{4}\sigma_y t^2, p_y=\sigma_y t/a.$$

将式(18)代入式(15)可得

$$p_{pc}=p_y\left[-4\frac{a}{t}\left(1-\frac{v}{2a}\right)\frac{v}{2a}+\sqrt{1+4\left(\frac{2a}{t}\right)^2\left(1-\frac{v}{2a}\right)^2\left(\frac{v}{2a}\right)^2}\right]. \tag{19}$$

式中, A_{OAB} 和 $A_{OA'B'}$ 分别为 ΔOAB 和 $\Delta OA'B'$ 的面积, m^2 ; β 为变形角度, $(^\circ)$; M_p 和 M_{pc} 分别为单位长度套管柱的塑性铰承受的弯矩及临界弯矩, $kN \cdot m$; σ_y

为套管屈服强度, MPa; p_y 和 p_{pc} 分别为套管屈服临界外挤压力及套管塑性挤毁的临界外挤压力, MPa。

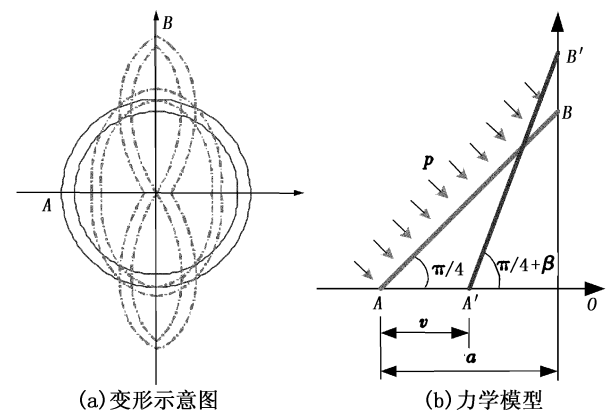


图 2 套管在外挤载荷作用下塑性变形及力学模型
Fig. 2 Plastic deformation and mechanics model of casing subjected to external pressure

3 参数敏感性分析

根据上述分析和理论推导可知初始椭圆度、径厚比和屈服强度对套管抗挤影响比较显著, 分别讨论这 3 个参数对套管抗挤的影响, 计算结果见图 3。

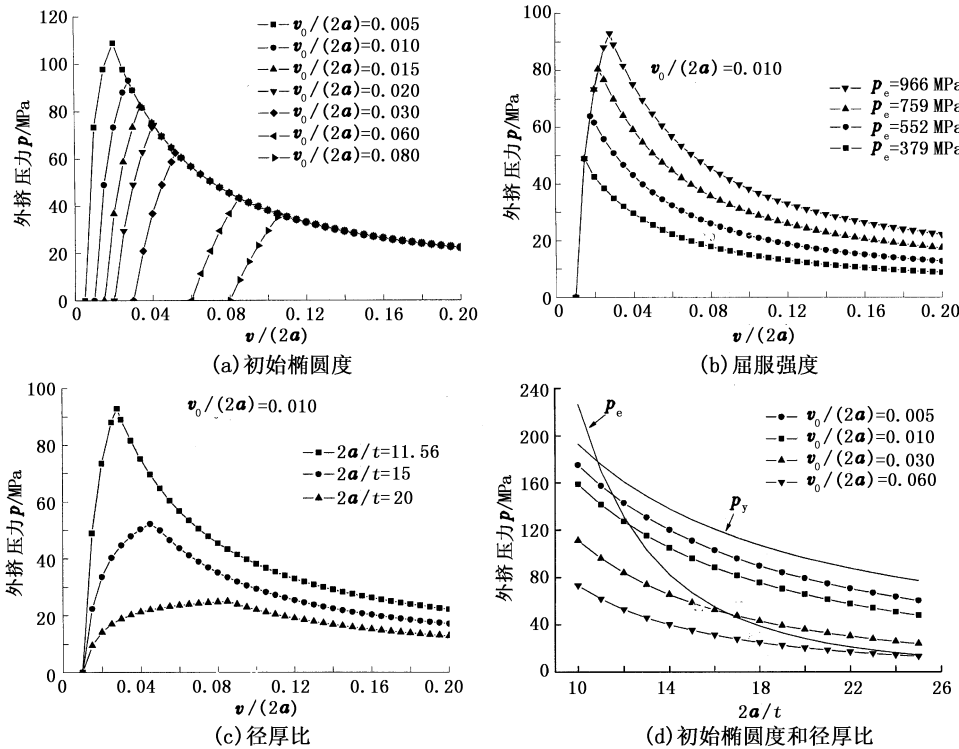


图 3 不同参数对套管抗挤的影响

Fig. 3 Influence of different parameters on collapse pressure of casing

从图 3 中可以看出: 套管在外挤压力作用下首先发生弹性变形, 套管的变形量随着外挤压力增加而增加; 当套管变形进入塑性阶段后, 套管的变形量

急剧增加, 抗外挤载荷能力显著下降, 发生挤毁破坏。套管弹性、塑性抗挤毁压力随着初始椭圆度增加而显著减小(图 3(a))。例如, 套管初始变形量

为直径的 0.5% 时,套管临界挤毁压力为 109.4 MPa,而变形量为直径的 1% 时,临界挤毁压力为 93.3 MPa,降低了 14.72%。这也是大部分生产厂家把高钢级套管的椭圆度控制为不大于 0.8% 或不大于 0.6% 的主要原因。套管材料屈服应力的增加改变了套管的塑性挤毁曲线,提高了套管弹、塑性挤毁强度(图 3(b))。套管径厚比的改变对套管弹、塑性挤毁曲线的分布均有较显著的影响,随着径厚比的增加套管抗挤毁不断降低,弹性阶段变形量逐渐增加(3(c)),通常在深井中通过增加壁厚或缩小直径以增加套管的抗挤强度。从图 3(d)中可以看出:当径厚比较小时,套管抗挤毁强度随着初始椭圆度的减小而增加,逐渐接近套管屈服挤毁强度极限;当径厚比较大时,套管抗挤毁强度随着初始椭圆度的增加而降低,逐渐接近套管弹性挤毁强度极限。

4 算例分析及结果讨论

为了验证本文计算结果的正确性和可靠性,利用本文中给出的模型和文献[8]中的计算公式以及 ISO/TR10400 2007(E) 标准中套管强度计算 KT 公式对西部油田某深井使用的 6 根 $\Phi 139.7\text{ mm} \times 12.09\text{ mm}$ V140 套管进行了计算,并与全尺寸挤毁试验结果进行了对比(表 1)。试验测试的 6 根套管(试件编号分别为 1~6)初始椭圆度平均值分别为 0.119%、0.156%、0.116%、0.121%、0.133% 和 0.130%。同时考虑到实际试验过程中的一些不确定因素及误差,分别对不同初始椭圆度的 V140 和 Q125 套管进行数值模拟计算,并与本文计算结果进行对比(图 4)。

从表 1 中的计算结果可以看出:新模型计算结果与试验测得值最大相对误差为 2.219%,与文献[8]计算值最大误差为-0.123%,与 ISO/TR10400 2007(E) 标准中套管强度 KT 公式计算结果最大相对误差为 1.282%,计算结果满足工程计算精度要求,说明了本文计算模型是准确可靠的。同时,也可以发现本文计算结果及试验值均高于 API 规定的 $\Phi 139.7\text{ mm} \times 12.09\text{ mm}$ V140 套管抗挤设计值 152.7 MPa,主要因为 API 取值为套管弹性抗挤毁压力,没有考虑到套管的塑性变形。数值模拟计算得到的套管塑性挤毁临界值要大于本文的计算结果,主要因为数值模拟计算中考虑到了套管材料的屈服硬化,而本文在建立力学模型中假定套管材料是弹塑性的,没有考虑屈服硬化。由于在建立套管受到外挤载荷作用的力学模型过程中,没有考虑到塑性铰形成过程的渐变性,导致本文计算得到的弹塑性临界抗挤毁压力出现了尖点(图 4)。

表 1 抗挤毁压力计算结果对比
Table 1 Comparison of calculation results of collapse pressure

试件 编号	抗挤毁压力 p/MPa				相对误差 $e/\%$		
	本文 公式	文献 [8]	ISO10400 2007(E) KT 公式	试验 值	与 文献 [8]	与 ISO10400 2007(E) KT 公式	与 试验
1	162.6	162.8	164.7	162.7	-0.123	1.282	-0.062
2	161.2	161.3	162.2	159.3	-0.062	0.614	1.179
3	162.7	162.9	164.9	161.4	-0.123	1.356	0.799
4	162.5	162.7	164.5	159.7	-0.123	1.255	1.723
5	162.1	162.2	163.7	163.2	-0.062	0.983	-0.679
6	162.2	162.4	163.9	158.6	-0.123	1.048	2.219

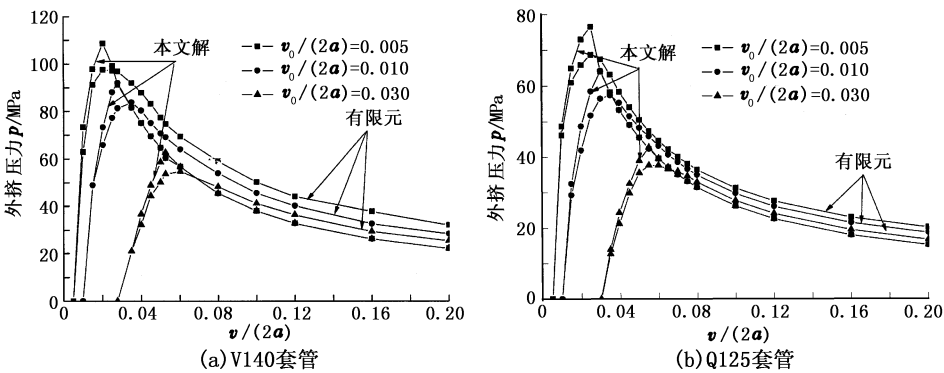


图 4 本文计算结果与有限元解对比
Fig. 4 Comparison of this result and finite element solution