

非均匀椭圆载荷下套管抗外挤能力分析

周雄¹, 何世明¹, 郭元恒², 段玲³

(1. 西南石油大学石油与天然气工程学院, 四川 成都 610500; 2. 中石化石油工程技术服务有限公司, 北京 100101; 3. 西南油气田分公司低效油气开发事业部, 四川 成都 610017)

摘要:目前大多数油井套管的损坏很大程度上是由非均匀载荷引起的, 外载荷的非均匀性等因素大大降低了套管的承载能力, 为此, 揭示这些因素对套管抗挤能力的影响具有重要的实际意义。根据非均匀椭圆载荷作用下套管的受力特点, 利用材料力学理论建立了理想套管的环向应力计算模型, 分析了套管的应力分布规律, 结果表明: 套管承载的危险点为圆周方向与最大水平地应力成 90° 夹角的内壁上, 与有限元数值模拟结果有着很好的一致性。并以危险点应力状态为依据, 得到了套管在不同的非均匀载荷下的等效外挤压力计算的新公式。计算结果表明, 椭圆载荷中的非均匀部分对套管等效外挤压力影响极大; 外载荷非均匀度越大, 径厚比越大, 套管承受外挤载荷能力越差, 越容易发生挤毁失效。

关键词: 椭圆载荷; 环向应力; 危险点; 等效外挤压力; 抗外挤能力

中图分类号: TE931⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1627-7428(2014)07-0016-04

Analysis on Collapse Resistance of Casing under Non-uniform Elliptic Load/ZHOU Xiong¹, HE Shi-ming¹, GUO Yuan-heng², DUAN Ling³ (1. College of Petroleum Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu Sichuan 610500, China; 2. SINOPEC Oilfield Service Corporation, Beijing 100101, China; 3. Low-efficiency Hydrocarbon Development Department of Southwest Oil & Gas Field Company, Chengdu Sichuan 610017, China)

Abstract: Most of the damage of oil well casing is caused by non-uniform load, the non-uniform of external load and some other factors greatly reduce the bearing capacity of the case. There is important practical significance to reveal the influence of these factors on the collapse resistance of casing. According to the characteristics of hoop stress on casing under non-uniform elliptic load condition, a calculation model of hoop stress for ideal casing is established by the theory of material mechanics. Analysis is made on the regularity of stress distribution, the results show that the dangerous point is on the inner wall of casing by 90 angle between circumferential direction and the maximum horizontal stress, which has good consistency with the finite element numerical simulation result. Based on the stress state at the dangerous point, the new formula is proposed to calculate the equivalent external pressure on casing in different non-uniform loading. The calculation shows that non-uniform of elliptic load has great influence on casing equivalent external pressure; the more the non-uniform and the larger diameter-thickness ratio are, the poorer the bearing capacity of external load is and more easily collapse failure of casing happen.

Key words: elliptic load; hoop stress; endangered point; equivalent external pressure; collapse resistance

在油气井钻井、完井和开采过程中, 由于套管挤毁失效造成的经济损失十分严重。造成套管损坏的原因主要是地层对套管产生异常高的非对称性载荷, 使套管承受非均匀挤压作用, 从而导致套管损坏^[1,2]。在非均匀载荷作用下的套管强度特性与均匀外挤力作用下的强度特性存在巨大差别, 目前国内外套管载荷和力学模型的研究多数基于套管受均匀载荷作用的假设, 对于非均匀载荷下套管承载能力大多限于有限元的数值模拟结果。笔者试图以套管环向应力分布规律为依据, 揭示了套管破坏失效机理, 用均匀外挤载荷来等效非均匀载荷, 来分析非

均匀载荷下套管的抗外挤能力, 为非均匀载荷下套管抗挤强度设计提供依据。

1 力学分析模型建立与求解

1.1 模型的建立和基本假设

由于地下岩层非均匀地应力的存在, 使得套管周围的外载荷呈非均匀性分布, 其表现为在最大地应力方向外载增加, 最小地应力方向外载减小, 如图 1(a) 所示。套管非均匀外载的模拟试验结果表明: 套管周围外载的分布为椭圆形, 其分布规律可近似用余弦函数来表示^[3], 即:

收稿日期: 2014-03-03; 修回日期: 2014-05-11

基金项目: 国家自然科学基金项目“智能井井下流量控制系统机理研究”(50674077)

作者简介: 周雄(1988-), 男(汉族), 湖北荆州人, 西南石油大学在读硕士研究生, 石油工程专业, 主要从事油气工程管柱力学研究工作, 四川省成都市新都区新都大道 8 号, zxcqs2010@126.com。

$$p(\theta) = p_0 + p_1 \cos 2\theta \quad (1)$$

式中: $p(\theta)$ ——套管所受径向外挤载荷,MPa; θ ——与水平方向 x 轴的夹角, $(^\circ)$; p_0 ——椭圆载荷的均匀部分,MPa; p_1 ——载荷的非均匀部分,均与地层性质、地层含水及地应力大小相关,MPa。

令 $k = 1 - (p_{\min}/p_{\max})$, 即载荷的非均匀系数,其中 p_{\min}, p_{\max} 为椭圆载荷的最小值和最大值,MPa; 当 $k = 0$ 时,表示套管受到均匀的挤压力作用, k 越大,表示外载荷的非均匀程度越大。

根据结构分析,套管的横截面分析可按平面应变问题处理,受力分析可简化为 1/4 结构模型,为了研究方便,现作出如下假设:(1)套管为壁厚均匀的理想圆管,套管轴向尺寸为单位长度;(2)套管为中等厚度单位长度的圆管,套管纵切面内的剪切应力相对较小,可以忽略不计;(3)圆管 A 截面上仅有轴向力 N_A 和弯矩 M_A ,A、B 处转角为零,A 处仅有沿 x 方向位移,B 处仅有沿 y 方向位移;受力情况如图 1 (b)所示。

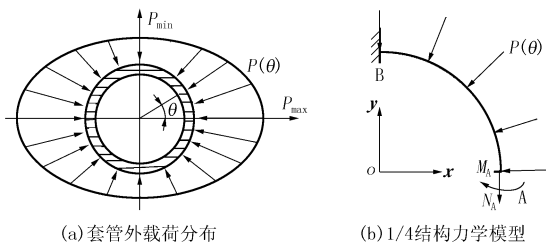


图 1 非均匀载荷下套管外载荷分布及力学模型

1.2 力学模型求解

有限元分析和现有的研究表明,环向应力是影响石油套管破坏的主要因素^[4~6],因此模型求解和分析主要围绕套管环向应力进行研究。

由于圆管 A 截面上不存在剪切内力,仅有轴向力 N_A 和弯矩 M_A ,则根据平衡方程 $\sum F_y = 0$,可求得:

$$N_A = -[p_0 - (1/3)p_1]R_0 \quad (2)$$

式中: R_0 ——圆环任一截面形心轴的曲率半径,mm。

在单位长度圆环上截取任意角 θ 的截面,其受力情况如图 2 所示,由 A 截面处转角为零的变形协调条件,可得到正则方程^[7]为:

$$\int M_p(s) ds + M_A \int ds = 0 \quad (3)$$

式中: $ds = R_0 d\theta$; $M_p(s)$ ——除 M_A 以外的其他所有力对 θ 截面的弯矩之和,其可以表示为:

$$M_p(\theta) = \int_0^\theta p(\varphi) \sin(\theta - \varphi) R_0^2 d\varphi + N_A R_0 (1 - \cos\theta)$$

由公式(3)可以求得 A 截面的弯矩为:

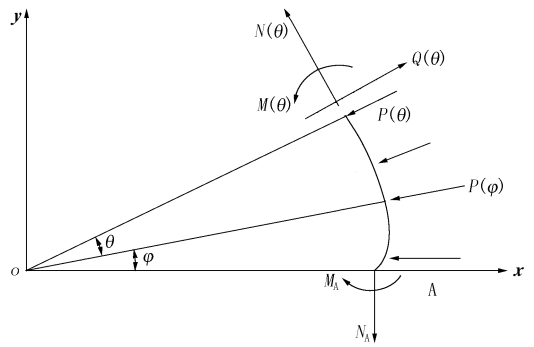


图 2 任意截面内力分布

$$M_A = -\frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} M_p(\theta) d\theta = -\frac{1}{3} p_1 R_0^2 \quad (4)$$

对图 2 所示分离体列平衡方程,则截面 θ 上的弯矩和法向拉力可求为:

$$M(\theta) = M_p(\theta) + M_A = -\frac{1}{3} p_1 R_0^2 \cos 2\theta \quad (5)$$

$$N(\theta) = -\int_0^\theta p(\varphi) \sin(\theta - \varphi) R_0 d\theta + N_A \cos\theta$$

$$= -p_0 R_0 + (1/3) p_1 R_0 \cos 2\theta \quad (6)$$

式中: $M(\theta)$ ——任意 θ 截面上的弯矩, $N \cdot \text{mm}$,
 $N(\theta)$ ——任意截面 θ 上的法向拉力, N 。

根据材料力学理论,任意 θ 截面的环向应力表达式为:

$$\sigma_\theta = -\frac{M(\theta)y}{S_p} + \frac{N(\theta)}{A} \quad (7)$$

式中: y ——截面上某点到中性轴距离,mm,见图 3;
 ρ ——该点的曲率半径,mm;因计算所取的是单位长度的圆管,所以 $A = Hl, \text{mm}^2$; S ——截面对中性轴 z 的静矩, $S = Ae$; e ——截面形心轴 z' 与纯弯曲时的中性轴 z 的距离,mm,且 $e = R_0 - r$; r ——纯弯曲时截面的中性轴 z 的曲率半径, $r = h/\ln[\lambda/(\lambda - 2)]$;
 λ ——套管径厚比, $\lambda = D/h$; D ——圆管外径,mm;
 h ——圆管的壁厚,mm。

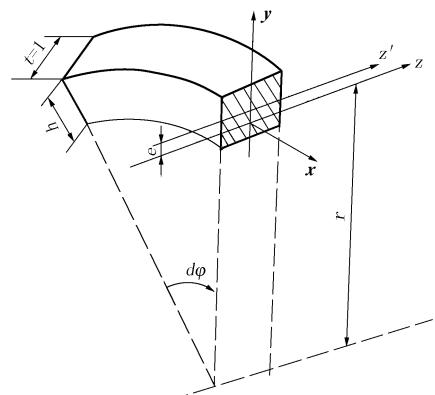


图 3 套管某一截面示意图

在外载荷作用下,对套管来说,内壁和外壁是容

易发生屈服破坏的区域,因此套管内、外壁的应力是人们尤其关心的,由(7)式可得套管内壁和外壁的应力分别为:

$$\sigma_{\theta_i} = -\frac{M(\theta)(r-R_0+h/2)}{S(R_0-h/2)} + \frac{N(\theta)}{A} \quad (8)$$

$$\sigma_{\theta_o} = -\frac{M(\theta)(R_0+h/2-r)}{S(R_0+h/2)} + \frac{N(\theta)}{A} \quad (9)$$

式中: $\sigma_{\theta_i}, \sigma_{\theta_o}$ ——分别为套管内壁和外壁的环向应力,MPa。

2 套管环向应力分布规律分析

为了研究套管在非均匀载荷下的危险截面和危险点,根据套管环向应力公式对套管内、外壁应力进行了计算分析,并与有限元软件计算的数值解进行了对比。有限元建立的力学模型如图4所示,采用1/4结构模型,选取的单元类型为8节点Plane 82四边形单元,套管左边和下边分别施加x方向和y方向的约束,套管直径为177.8 mm,壁厚为12.65 mm,弹性模量为210 GPa,泊松比为0.3,非均匀椭圆载荷分布为 $p_0 = 50$ MPa, $p_1 = 3$ MPa。解析式和有限元方法求得的套管环向应力分布结果如图5所示(拉应力为负,压应力为正,为研究方便,取应力绝对值)。

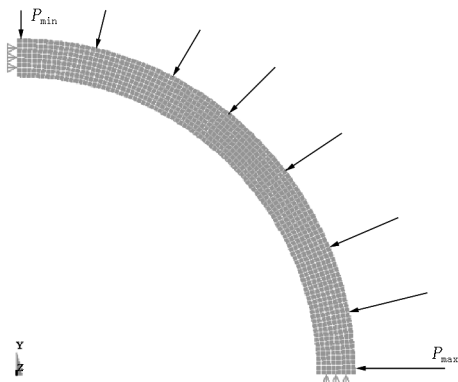


图4 有限元模型

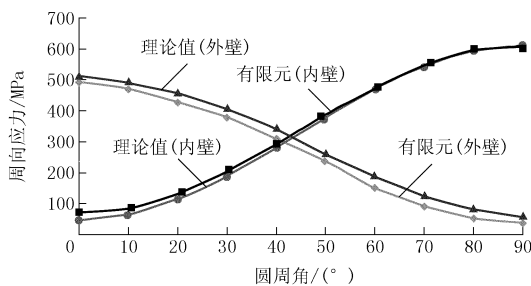


图5 非均匀载荷作用下套管环向应力变化规律

由图5可知,由理论分析计算的套管应力的分

布规律和有限元计算的数值解有着很好的一致性,从而验证了上述理论的可靠性。另外理论计算和有限元模拟结果都表明,在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 范围内,套管外壁应力最大值在 $\theta = 0$ 位置,该点为套管外壁危险点;套管内壁应力最大值在 $\theta = 90^\circ$ 处,该点为套管内壁危险点,通过比较,内壁上应力最大值显然要大于外壁上应力最大值。因此,在非均匀载荷下,套管承载的危险点应发生在圆周方向与最大水平地应力成 90° 夹角的内壁上,工程中可以用该危险点的应力状态判断套管是否达到挤毁(屈服)失效条件,从而为非均匀载荷下套管抗挤强度设计提供依据。

3 非均匀载荷下等效外挤压力计算

工程实际和理论研究表明,套管有以下两种外压挤毁模式:一是稳定性不够,套管呈现弹性失稳破坏;二是强度不够,套管发生材料屈服破坏,此时服从Von Mises屈服准则,对于油井套管的径厚比 D/t 在10~25之间,Von Mises屈服准则更具有代表性^[8,9]。现有套管挤毁(屈服)公式是针对均匀外挤载荷而言的,实际上大多数油井套管的损坏是由非均匀外挤载荷引起的,因而不能直接使用。因此在得到套管环向应力分布规律后,可以将非均匀载荷等效为均匀载荷。

当理想圆管承受均匀载荷作用时,在套管内壁环向应力达到最大值,是均匀载荷下的套管承载的危险区,均匀载荷 p 与套管内壁的最大环向应力 σ_{\max} 的关系为:

$$p = [2(\lambda - 1)/\lambda^2] \sigma_{\max} \quad (10)$$

由前面分析可知,在非均匀载荷作用下套管危险点也是在套管内表面,由公式(8)计算可得

$$\sigma_{\max} = \frac{p_0}{2}(\lambda - 1) + \frac{p_1}{12} [2(\lambda - 1) + \frac{(\lambda - 1)^2 (\frac{1}{\ln \frac{\lambda}{\lambda - 2}} - \frac{\lambda}{2} + 1)}{(\frac{\lambda - 1}{2} - \frac{1}{\ln \frac{\lambda}{\lambda - 2}})(\frac{\lambda}{2} - 1)}] \quad (11)$$

将式(11)代入式(10),即可得到套管在非均匀载荷下的等效外挤压力为:

$$p_e = \frac{p_0(\lambda - 1)^2}{\lambda^2} + \frac{p_1(\lambda - 1)^2}{6\lambda^2} [2 + \frac{(\lambda - 1)(\frac{1}{\ln \frac{\lambda}{\lambda - 2}} - \frac{\lambda}{2} + 1)}{(\frac{\lambda - 1}{2} - \frac{1}{\ln \frac{\lambda}{\lambda - 2}})(\frac{\lambda}{2} - 1)}] \quad (12)$$

式中: p_c ——非均匀载荷下套管等效外挤压力,MPa。

上式给出了等效外挤压力与径厚比、椭圆载荷的关系,可表征套管在非均匀载荷下的抗外挤能力,当套管径厚比一定时,等效外挤压力随载荷 p_0 和 p_1 的增加呈单调增加,抗外挤能力下降;当套管环向应力达到管材的屈服强度时,该式即为理想套管发生挤毁(屈服)时的理论临界挤毁压力计算公式。

以钢级为 P110 套管为例,基本参数如下:直径 177.8 mm,壁厚 12.65 mm,屈服强度为 758 MPa,理论抗挤强度 100.2 MPa。通过应用本文理论公式对不同非均匀载荷下套管的环向应力、等效外挤压力计算,计算结果如表 1 所示。

表 1 非均匀布载荷下套管等效外挤压力计算

椭圆载荷			环向应力/MPa			等效外挤压力/MPa
p_0 /MPa	p_1 /MPa	载荷非均匀系数	理论解	有限元解	相对误差/%	
50	0	0	331.41	335.59	1.24	43.50
50	2	0.08	515.70	517.11	0.27	67.69
50	4	0.15	702.49	695.63	0.98	92.21
50	6	0.21	889.29	882.43	0.77	116.74

从表 1 可以看出,由理论计算和有限元计算的最大环向应力误差很小,证明了公式(12)的可靠性。另外椭圆载荷中非均匀部分 p_1 值虽然很小,但对套管等效外挤压力影响很大;随着 p_1 的增加,外载非均匀系数增大,套管危险点环向应力增加,套管越容易发生挤毁失效,当套管等效外挤压力超过理论抗挤强度,套管即发生挤毁失效。

4 径厚比对套管抗外挤能力的影响

根据式(12)等效外挤压力与径厚比、椭圆载荷的关系,以钢级为 P110 套管,直径 177.8 mm 为例,绘制不同载荷下(a: $p_0 = 50$ MPa, $p_1 = 3$ MPa;b: $p_0 = 40$ MPa, $p_1 = 3$ MPa;c: $p_0 = 30$ MPa, $p_1 = 3$ MPa)套管等效外挤压力 p_c 与径厚比 λ 关系曲线如图 6 所示。

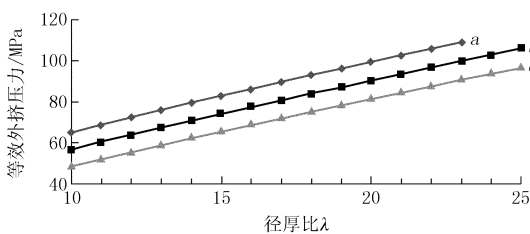


图 6 套管的等效外挤压力与径厚比关系

从图 6 可看出,在套管所受载荷一定的情况下,随着径厚比的增加,等效外挤压力增加,套管抗外挤

能力降低,这是因为在同样的套管外径下,增加径厚比,套管壁厚减小,则圆管截面面积变小,单位面积上所能承受的力(屈服应力)就小,这样套管抵抗破坏的能力就差。因此,为了提高套管的抗挤能力,一方面可减小外载荷非均匀度来改善套管所受载荷环境,但实际工程中套管的外载荷环境是客观存在的,这种方法一般难以实现;另一方面,在符合工程要求的基础上,可以通过增大套管壁厚,减小径厚比来满足套管强度要求,这种方法比较切实可行。

5 结论

(1)建立了套管承受非均匀载荷的力学模型,由理论计算的套管环向应力分布和有限元计算的数值解结果表明,两者有着很好的一致性,从而验证了理论的可靠性。

(2)套管的环向应力分布研究表明,在非均匀载荷作用下,套管承载的危险点应发生在圆周方向与最大水平地应力成 90°夹角的内壁上,这与前人研究结论也相符合,工程中一般也用该点的应力状态衡量套管是否处于挤毁(屈服)失效状态。

(3)给出了套管在非均匀载荷下的等效外挤压力计算的新公式,可为套管在非均匀载荷下套管强度设计和安全性评价提供一定的理论基础;椭圆载荷中的非均匀部分,对套管等效外挤压力影响很大,是造成套管挤毁失效的重要因素;为了提高套管的抗挤能力,工程实际中可以通过增大套管壁厚来满足套管强度要求。

参考文献:

- [1] 殷有泉,李志明,张广清,等.蠕变地层套管载荷分析研究[J].岩石力学与工程学报,2004,23(14):2381-2384.
- [2] 申昭熙,马耀荣,解学东,等.外压作用下套管抗挤强度研究[J].石油矿场机械,2007,36(11):5-9.
- [3] 闫相祯,杨秀娟,冯耀荣,等.蠕变地层套管外载计算的位移反分析法[J].中国石油大学学报(自然科学版),2006,30(1):102-106.
- [4] 练章华,刘干,唐波,等.塑性流动地层套管破坏的有限元分析[J].天然气工业,2002,22(6):55-57.
- [5] 蔡正敏,张树佳,陈香凯,等.非均匀布载荷下石油套管抗挤强度问题研究[J].石油矿场机械,2009,38(12):31-34.
- [6] 韩建增,张先普.非均匀载荷作用下套管抗挤强度初探[J].钻采工艺,2001,24(3):48-50.
- [7] 师俊平,刘协会,宋莉.椭圆形截面管受内压作用的环向应力分析[J].西安理工大学学报,1995,11(1):72-76.
- [8] 何世明,刘崇建,张玉隆,等.套管柱强度设计计算[J].西南石油学院学报,1997,19(1):53-59.
- [9] 申昭熙,李东风,杨鹏,等.套管抗挤强度统计分析研究[J].西安石油大学学报(自然科学版),2008,22(6):89-92.