

# 探针式铣锥结构参数优化设计

韩中轩<sup>1</sup> 练章华<sup>1</sup> 蔺恒利<sup>2</sup> 贾春萍<sup>3</sup> 李孝军<sup>1</sup> 吴欣袁<sup>2</sup>

(1. 西南石油大学 油气藏地质及开发工程国家重点实验室, 四川 成都 610500; 2. 华北油田分公司 采油工艺研究院, 河北 任丘 062552; 3. 吐哈油田分公司 井下技术作业公司, 新疆 鄯善 838200)

**摘 要:**针对套管大修时没有锥孔的铣锥其铣削效率低的问题, 根据流体力学理论, 对探针式铣锥结构进行了流体力学分析, 推导出了流体对铣锥锥孔所产生周向力和扭矩的计算公式, 计算了流体对 6 孔和 8 孔铣锥所产生的周向力和扭矩。对比计算结果得知, 在相同条件下流体对 8 孔铣锥所产生的扭矩大于 6 孔铣锥。分析流体对铣锥锥孔所产生的周向力和扭矩的计算公式可知, 存在一个流体对铣锥产生最大扭矩的锥孔流体入口角度, 计算得这个最佳锥孔流体入口角度为  $45^\circ$ 。为有效增加流体对铣锥所产生的扭矩, 提高铣削效率, 可将 6 孔铣锥改为 8 孔铣锥, 且将锥孔流体入口角度设计为  $45^\circ$ 。这为优化铣锥结构, 设计新型、高效的套管修复工具提供了依据。

**关键词:** 套管修理; 铣锥; 结构参数; 优化设计

**中图分类号:** TE935 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-0890(2009)03-0065-04

目前, 华北油田套管损坏的主要形式为径向变形、弯曲和错断等<sup>[1-8]</sup>。导致套管损坏的原因很多, 最基本的是以下几类: 1) 地层应力变化、破坏地质结构平衡及出砂; 2) 长期注水, 泥页岩体积膨胀; 3) 套管腐蚀损坏; 4) 各种不当作业措施; 5) 固井质量差, 射孔、大修作业等<sup>[9-14]</sup>。近年来随着华北油田的不断开发, 油井套管变形、损坏现象日趋严重, 直接影响了油井的产量和作业措施的实施, 套管的补贴和修复技术在油田已得到越来越广泛的应用。磨铣工具探针式铣锥在套管修复作业中应用非常广泛, 但没有锥孔的铣锥铣削效率比较低。为此, 笔者对有锥孔探针式铣锥的结构参数进行了优化设计。

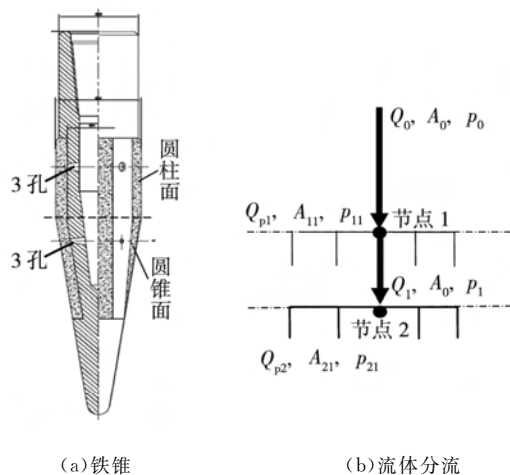


图 1 探针式铣锥结构示意图

## 1 铣锥周向力及扭矩公式的推导

铣锥的结构如图 1(a) 所示。图 1(a) 中, 铣锥圆柱面和圆锥面上径向各开 3 个孔, 即 6 孔铣锥。笔者主要对铣锥随锥角、流体流量变化以及所产生的扭矩进行理论推导, 为铣锥结构优化设计提供理论依据。图 1(b) 为流体从钻柱内流入、从 6 孔铣锥中流出的示意图, 节点 1 为锥柱入口的断面, 节点 2 为铣锥斜面入口处断面。

为便于研究, 笔者做了以下假设: 1) 不考虑局部损失; 2) 腔内流体为定常流动; 3) 铣锥匀速转动; 4) 不考虑摩擦阻力。由于径向力对整个铣锥对称分布, 合力最后为零, 对扭矩不产生影响, 因此不考虑此方向的力。从节点 1 处取单孔进行研究(如图 2

所示)。根据图 2 的几何关系可推导出流体对铣锥所产生的周向力和扭矩的计算公式:

$$R_{C1} = (p_{11} A_{11} + \rho Q_{p1}^2 / A_{11}) \sin \alpha_1 \quad (1)$$

$$R_{C2} = (p_{21} A_{21} + \rho Q_{p2}^2 / A_{21}) \sin \alpha_2 \quad (2)$$

$$M = \sum M_C = M_1 + M_2 = 3(R_{C1} \overline{OC_1} + R_{C2} \overline{OC_2}) \quad (3)$$

其中:

收稿日期: 2008-07-20; 改回日期: 2009-03-16

基金项目: 国家自然科学基金项目“基于数值模拟的复杂地层地应力场反演研究”(编号: 50774063) 资助

作者简介: 韩中轩(1981—), 男, 2005 年毕业于燕山大学机械工程专业, 在读硕士研究生。

联系电话: (028) 83032210

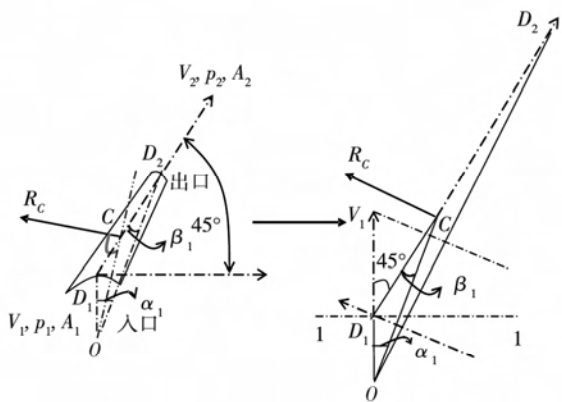


图 2 流体单孔流入和流出的几何关系示意

$$Q_{p1} = \frac{A_{11}}{3A_{11} + A_0} Q_0 \quad (4)$$

$$Q_{p2} = \frac{Q_1}{3} \quad (5)$$

$$Q_1 = \frac{A_0}{3A_{11} + A_0} Q_0 \quad (6)$$

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{4} - \beta_1 = \frac{\pi}{4} - \arcsin \frac{d_{C11}}{\sqrt{2}d_{C0}} \quad (7)$$

$$\overline{OC_1} = \sqrt{D_1^2 C^2 + \left(\frac{d_{C11}}{2}\right)^2} + \frac{\sqrt{2}}{2} D_1 C d_{C11} \quad (8)$$

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{4} - \beta_2 = \frac{\pi}{4} - \arcsin \frac{d_{C12}}{\sqrt{2}d_{C0}} \quad (9)$$

$$\overline{OC_2} = \sqrt{D_1^2 C^2 + \left(\frac{d_{C12}}{2}\right)^2} + \frac{\sqrt{2}}{2} D_1 C d_{C12} \quad (10)$$

$$\overline{D_1 C} = \frac{D_1 D_2}{3} = \frac{d_{C0} \sin \alpha}{3 \sin 135^\circ} = \frac{\sqrt{2} d_{C0} \sin \alpha}{6} \quad (11)$$

式中,  $R_{C1}$  为节点 1 的锥孔对铰锥产生的周向力, N;  $R_{C2}$  为节点 2 的锥孔对铰锥产生的周向力, N;  $Q_0$  为铰锥内腔的流量, L/min;  $Q_{p1}$  为节点 1 处铰锥单孔分流道的流量, L/min;  $\rho$  为流体的密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$  分别为节点 1、2 的夹角, (°);  $p_{11}$  为节点 1 处的流压, MPa;  $p_{21}$  为节点 2 处的流压, MPa;  $p_0$  为油压, MPa;  $A_0$  为铰柱腔过流截面的面积, mm<sup>2</sup>;  $A_{11}$  为节点 1 处柱面锥孔的截面面积, mm<sup>2</sup>;  $A_{21}$  为节点 2 柱面锥孔的截面面积, mm<sup>2</sup>;  $M_1$ 、 $M_2$  分别为节点 1、2 处的扭矩, N·m;  $\overline{OC_1}$  为节点 1 处  $M_1$  的力臂, m;  $\overline{OC_2}$  为节点 2 处  $M_2$  的力臂, m;  $d_{C0}$  为铰锥外径, m;  $d_{C11}$  为节点 1 处的铰柱内径, m;  $d_{C12}$  为节点 2 处的铰锥斜面的内径, m。

## 2 周向力和扭矩计算结果分析

在套管内径为 124 mm,  $d_{C0}$  为 114 mm,  $d_{C1}$  为 50 mm,  $p_0$  为 15 MPa, 锥角为 45°, 排量  $Q_0$  从 600~800 L/min 间变化时, 根据式(1)~(11)计算 6 孔铰锥流体对铰锥的周向力和扭矩, 结果见表 1。

表 1 6 孔铰锥流体对铰锥的周向力和扭矩计算结果

排量 $Q_0$ /L·min <sup>-1</sup>	液流对铰柱 周向力/N	液流对铰锥 周向力/N	$R_{C1}$ 产生 扭矩/N·m	$R_{C2}$ 产生 扭矩/N·m	铰锥受 合扭矩/N·m
600	567.99	370.77	50.31	26.00	76.31
800	568.55	423.95	51.22	28.18	79.40

从表 1 可看出, 随排量  $Q_0$  的增大, 周向力  $R_C$  增大, 扭矩  $M$  也随之增大, 即排量  $Q_0$  的增大对铰锥产生的扭矩  $M$  将增大。

由于 6 孔铰锥受到的冲击力比较小, 产生的扭矩也比较小, 因而须对铰锥进行改进, 将铰锥上部圆柱面和其锥面上各开 4 孔, 即设计为 8 孔铰锥, 流体对其所产生周向力和扭矩的计算公式与 6 孔铰锥相同, 将式(3)~(6)改为:

$$M = \sum M_C = M_1 + M_2 = 4(R_{C1} \overline{OC_1} + R_{C2} \overline{OC_2}) \quad (12)$$

$$Q_{p1} = \frac{A_{11}}{4A_{11} + A_0} Q_0 \quad (13)$$

$$Q_{p2} = \frac{Q_1}{4} \quad (14)$$

$$Q_1 = \frac{A_0}{4A_{11} + A_0} Q_0 \quad (15)$$

根据式(1)~(2)和式(7)~(15)计算可得流体对 8 孔铰锥所产生的周向力和扭矩(见表 2)。从表 2 可看出, 随着排量  $Q_0$  的增大, 铰柱和斜面上的周向力  $R_C$  增大, 扭矩  $M$  也随之增大。对比表 1 和表 2 可看出, 适当多开孔可使液流对铰锥产生的冲击力有所降低, 扭矩有所增大而扭矩增大, 可提高铰削效果。

## 3 锥孔流体入口最佳角度

前面分析了铰锥内部结构优化及流体流量的变化对扭矩产生的影响, 在此分析产生最大扭矩时的

表 2 8 孔铣锥液流对铣锥的周向力和扭矩计算结果

排量 $Q_0/\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	液流对铣锥 周向力/N	液流对铣锥 周向力/N	$R_{C1}$ 产生 扭矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$	$R_{C2}$ 产生 扭矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$	铣锥受 合扭矩/ $\text{N} \cdot \text{m}$
600	567.31	336.57	68.52	29.83	98.35
800	567.82	363.35	68.58	32.20	100.78

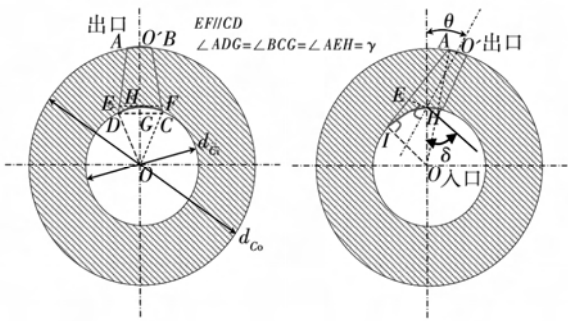
锥角,结合铣锥周向力公式——式(1)和式(2)可知,锥孔产生最大扭矩的角度是,在锥孔长边与铣锥内腔圆周相切时,锥孔轴线与圆周线交点切线的夹角,如图 3 所示。图 3(a)中锥孔流体入口角度为  $0^\circ$  时,扭矩为零,根据图 3 在边  $AB$  和  $CD$  已知情况下,根据几何关系,锥孔流体入口角  $\delta$  为:

$$\delta=\frac{\pi}{2}-\theta$$

(16)

式中, $\delta$  为锥孔流体入口角,  $(^\circ)$ ;  $\theta$  为锥孔轴线旋转角,  $(^\circ)$ ;  $\theta=\phi-\arccos\left(\frac{\overline{IO}^2-\overline{EH}^2-\overline{IE}\overline{EH}\cos\gamma}{X}\right)$ ;  $\gamma=\arctan\left(\frac{2\overline{OG}}{\overline{CD}-\overline{AB}}\right)$ ,  $\phi=\arccos\left(\frac{\overline{IO}^2\cos\gamma}{X}\right)$ ;  $\overline{OG}=\sqrt{\overline{OD}^2-\overline{CD}^2}/4$ ;  $\overline{HG}=d_{C1}/2-\overline{OG}$ ;  $\overline{OG}=d_{C0}/2-\overline{OG}$ ;  $\overline{EH}=\overline{FH}=\frac{\overline{CD}}{2}-\frac{\overline{HG}}{\tan\gamma}$ ;  $X=\sqrt{(\overline{EH}\overline{IO}+\overline{IO}^2\sin\gamma)^2+(\overline{IO}^2\cos\gamma)^2}$ ;  $\overline{IO}=\overline{HO}=\overline{OD}=d_{C1}$ ;  $\overline{OO'}=d_{C0}/2$ ;  $\overline{IE}=\overline{IA}-\overline{EA}=\sqrt{d_{C0}^2-d_{C1}^2}/2-$

$$\overline{HO'}/\sin\gamma=\sqrt{d_{C0}^2-d_{C1}^2}/2-(d_{C0}-d_{C1})/2\sin\gamma.$$



(a) 流体入口角度为  $0^\circ$  (b) 任意流体入口角度

图 3 锥孔截面几何结构示意

在分析锥孔角的几何关系后,将  $45^\circ$  锥孔角的锥孔进出口长度反算至锥孔角为  $90^\circ$  时  $AB$  边和  $CD$  边的折算长度。由于  $CD$  边相对较短,可近似使用  $45^\circ$  锥孔角的锥孔出口长度,如图 3 所示。基本几何数据见表 3。

通过计算得出,8 孔探针式铣锥锥孔能产生最

表 3 8 孔探针式铣锥基本几何参数

参数	铣锥 外径/mm	铣锥 内径/mm	$45^\circ$ 锥孔 入口边长/mm	$45^\circ$ 锥孔 出口边长/mm	$AB$ 边折 算长度/mm	$CD$ 边折 算长度/mm
柱面	84	50	15	8	11	8
锥面	68	34	12	6	8	6

大扭矩的柱面和锥面锥孔角分别为  $43.4^\circ$  和  $43.3^\circ$ 。8 孔探针式铣锥产生最大扭矩时,铣锥柱面和锥面的锥孔角均视为  $45^\circ$ 。锥孔角从  $0^\circ\sim 45^\circ$ ,铣锥扭矩逐渐增大,在  $45^\circ$  达到最大,因此,最佳锥角为  $45^\circ$ 。

综上所述,增加开孔流道(将 6 孔改为 8 孔)、将铣锥锥孔流体入口角设计为  $45^\circ$ ,或增加排量,可以使铣锥产生的扭矩比较大,铣削效果会更好。

4 结 论

1) 推导出了探针式铣锥周向力和扭矩与流体流量、油压和锥孔几何结构尺寸的定量关系式,为铣锥周向力和扭矩计算提供了简便的方法。

2) 在相同油压下,对 6 孔铣锥和 8 孔铣锥的周

向力和扭矩的定量数据进行比较,得出 8 孔铣锥的铣削效果更好。

3) 探针式结构铣锥的最终优化结果为:将原 6 孔铣锥结构改为 8 孔铣锥结构,且将铣锥锥孔流体入口角设计为  $45^\circ$ 。

参 考 文 献

[1] 练章华,韩建增,董事尔,等.基于数值模拟的复杂地层套管破坏机理研究[J].天然气工业,2002,22(1):48-51.  
[2] 练章华,赵国珍,董范,等.双层组合套管内充填液体介质的力学分析[J].石油钻采工艺,1997,19(5):1-5.  
[3] 舒干,李现东,赵志超,等.套管损坏机理研究[J].江汉石油学报,1999,21(1):60-63.  
[4] 王仲茂,李文阳.油田注水开发区套管变形机理及预防[J].石油钻采工艺,1989,11(2):11-22.

- [5] 张志友,周云璋,杨华,等.套管整形修复技术研究及应用[J].油气井测试,2001,10(4):51-54.
- [6] 贾选红,刘玉.辽河油田稠油井套管损坏原因分析与治理措施[J].特种油气藏,2003,10(2):69-71.
- [7] 王振华,张系斌,张百龙,等.套管变形的初步研究[J].石油机械,1987,15(11):11-12.
- [8] 吴晓东,李远超,马焕英,等.二连油田阿11断块油水井套损原因分析及治理对策研究[J].石油钻探技术,2005,33(1):9-11.
- [9] 刘子晋,孙纪昌.油水井套管损坏的地质条件研究[J].大庆石油地质与开发,1990,9(4):57-63.
- [10] 曾德智,林元华,李双贵,等.非均匀地应力下水泥环界面应力分布规律研究[J].石油钻探技术,2007,35(1):32-34.
- [11] 练章华,陈小榆,唐波,等.荆丘油田沙二组Ⅱ油组构造地应力探讨[J].天然气工业,2001,21(4):106-108.
- [12] 魏文忠,赵金海,范兆祥,等.胜利油田深井技术套管损坏原因分析及对策研究[J].石油钻探技术,2005,33(4):1-3.
- [13] 杨良杰,王喜茅,崔占东,等.冀东油田套管损坏现状及综合治理措施[J].石油钻采工艺,2003,25(2):79-82.
- [14] 张辉,曲桂亮,韩红霞,等.临南油田油水井套损分析及防治对策[J].石油钻探技术,2004,32(6):21-24.

[审稿 屈文涛]

## Design of Parameter Optimization of Probing Milling Cones

Han Zhongxuan<sup>1</sup> Lian Zhanghua<sup>1</sup> Lin Hengli<sup>2</sup> Jia Chunping<sup>3</sup> Li Xiaojun<sup>1</sup> Wu Xinyuan<sup>1</sup>

(1. State Key Lab of Oil & Gas Reservoir Geology and Exploitation, Southwest Petroleum University, Chengdu, Sichuan, 610500, China; 2. Oil Production Engineering & Technology Research Institute, Huabei Oilfield Company, Renqiu, Hebei, 062552, China; 3. Downhole Service Company, Tuha Oilfield Branch Company, Shanshan, Xinjiang, 838200, China)

**Abstract:** Based on fluid dynamics theory, the casing repairing tools was analyzed, the equation to calculate the radial direction force and torque on cone hole caused by fluid was derived, the force and torque of 6-hole and 8-hole cones were calculated. The calculation indicates that the torque of 8-hole cone is higher than that of 6-hole cone under same condition. The analysis shows that there is a fluid entry degree which can create maximum torque, and the calculation shows that the 45° is the optimized entry degree. Therefore in order to increase the torque, the 6-hole cone can be modified into 8-hole and the entry degree should be 45°. This paper provides references for cone structure optimization, design and effect casing repairing tools.

**Key words:** casing repair; milling cone; structure parameter; optimizing design

SPE112421, 2008

### Formation Damage Induced by Various Water-Based Fluids Used To Drill HP/HT Wells

## 应用不同水基钻井液钻高温高压井时的储层伤害

在沙特钻进 Unayzah-B 储层一般应用 KCl/BaSO<sub>4</sub>/CaCO<sub>3</sub> 钻井液和甲酸钾/CaCO<sub>3</sub> 钻井液(密度约为 1.52 kg/L)来稳定页岩和平衡地层压力。但是 BaSO<sub>4</sub> 不溶于酸,需要用螯合剂清除;而低固相甲酸盐钻井液的成本高,并且在 pH 值低于 7~8 时具有腐蚀性。为此,沙特阿拉伯国家石油公司用 Mn<sub>3</sub>O<sub>4</sub> 配制出了水基钻井液,来钻进该储层。

该文的目的是确定密度 1.52 kg/L KCl/Mn<sub>3</sub>O<sub>4</sub> 钻井液对地层造成的伤害。使用小型的循环装置模拟井底条件,采用储层岩心评价 3 种钻井液对地层造成的伤害。使用动态高温高压釜进行另一组试验,来确定滤饼的厚度和组分、滤液喷射损失并进行化学分析。使用透明釜在 150 ℃和 3.5 MPa 条件下进行了钻井液滤液和产出水之间的配伍试验。

KCl/Mn<sub>3</sub>O<sub>4</sub> 钻井液与其他 2 种钻井液相比,对地层的伤害最小,渗透率恢复率要高得多,甲酸钾钻井液的滤液与 Unayzah-B 地层盐水不配伍,尽管其固相含量低,渗透率恢复率依然很低(42%)。BaSO<sub>4</sub>/CaCO<sub>3</sub> 钻井液的渗透率恢复率仅为 40%,这是因为重晶石滞留在岩心里。KCl/Mn<sub>3</sub>O<sub>4</sub> 钻井液滤液和地层盐水配伍性好,渗透率恢复率高达 70%,其主要原因为 Mn<sub>3</sub>O<sub>4</sub> 颗粒形状为球形,且尺寸小,流动的油气可以将其清除。

[闫循彪 译]