

上扣扭矩对圆螺纹套管连接强度的影响^{*}

高连新¹ 史交齐² 金 焯¹

(1. 上海交通大学 2. 中国石油天然气集团公司石油管材研究所)

高连新等. 上扣扭矩对圆螺纹套管连接强度的影响. 天然气工业, 2005; 25(2): 87~89

摘 要 文章针对目前普遍存在的 API 圆螺纹套管易于发生滑脱失效的现象, 分析了这种套管在拉伸载荷作用下滑脱失效的特点, 并通过弹塑性有限元方法研究了各牙螺纹的受力。在此基础上, 系统地研究了上扣扭矩对这种套管连接强度的影响, 并利用全尺寸试验验证了有限元计算结果的可靠性。研究表明, 上扣扭矩对圆螺纹套管的连接强度有较大影响, 在 API 推荐扭矩的基础上, 适当增大上扣扭矩, 将上扣扭矩从 API 最佳值提高到最佳值的 1.5 倍, 可明显提高圆螺纹套管的连接强度。

主题词 套管 圆螺纹 上扣扭矩 连接强度 丝扣 有限元方法

目前, 石油工业用量最大的套管是 API 圆螺纹套管。这种套管技术成熟, 成本较低, 但其最大的缺点是连接性能不可靠, 很容易在接头部位发生滑脱失效。一般来讲, API 圆螺纹套管的连接效率为 60%~80%, 但在实际使用中, 有些套管的连接效率仅为 40%, 甚至更低。这给钻井设计、失效预防带来了许多困难。确定圆螺纹套管的连接强度一直是管柱力学研究的重点。目前普遍认为, 接头的上扣扭矩、几何尺寸及材料性能是影响圆螺纹套管连接强度的关键因素。但由于造成圆螺纹套管滑脱的原因是多方面的, 受到了生产厂和油气田使用环境的共同制约, 加之螺纹本身的结构比较复杂, 力学分析涉及材料、几何和接触边界的三重非线性问题, 研究起来较为困难, 至今仍有许多问题需要解决。本文以 $\varnothing 244.5 \times 10.03$ mm, J55 钢级的 LTC 套管为例, 利用弹塑性有限元分析与全尺寸试验相结合的方法, 研究了上扣扭矩对圆螺纹套管连接强度的影响, 为提高这种套管的连接质量、减少失效事故提供了参考。

一、圆螺纹套管滑脱的特点

圆螺纹套管由带外螺纹的管体和带内螺纹的接箍拧接在一起组成, 见图 1。这种套管之所以被称为圆螺纹套管, 是因为其连接螺纹采用了 API 圆螺纹

形式。圆螺纹为锥度 1:16 的锥管螺纹, 适用于 $\varnothing 114.3 \sim \varnothing 508.0$ mm 的石油套管, 其尺寸和公差在 API SPEC 5B^[1] 中有详细规定。圆螺纹套管的材料为低碳微合金钢, 含碳量一般在 0.2%~0.5% 之间, 对套管材料成分的具体要求见 API SPEC 5CT^[2]。

圆螺纹套管使用时, 通过螺纹接头将一根根的套管拧接在一起。接头拧紧以后, 由于内、外螺纹之间的过盈, 螺纹的承载面与导向面上将分别受到力 F_L 和 F_S 的作用, 见图 1。当接头受到轴向拉伸载荷后, 导向面上的力 F_S 减小, 承载面上的力 F_L 增大。同时, 力 F_S 和 F_L 也会由于泊松效应而略微减小。当拉伸载荷继续增大时, 内、外螺纹的导向面逐渐分离, 力 F_S 变为零, 仅承载面受力。当拉伸载荷增大到一定程度后, 逐步可以克服内、外螺纹承载面之间的摩擦力, 这时承载面之间就会发生相对滑动, 进而发生滑脱失效。

从圆螺纹套管滑脱失效的过程可见: ①接头的

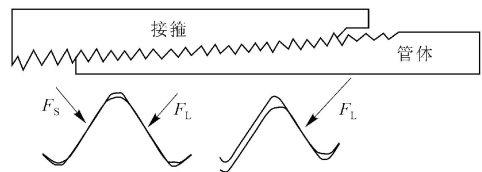


图 1 圆螺纹套管接头滑脱失效示意图

^{*} 本文系中国石油天然气集团公司“九五”科技攻关项目(970409—05)的研究成果。

作者简介: 高连新, 1970 年生, 1996 年毕业于西安石油学院机械工程专业, 现为上海交通大学在读博士研究生, 主要从事石油套管力学分析与有限元仿真研究。地址: (200030) 上海交通大学 A0106091 号信箱。电话: (021) 62933555 转 208。E-mail: gaolianxin@163.com

上扣扭矩越大,螺纹的啮合长度就越长,在拉伸载荷作用下,分担载荷的螺纹也就越多,接头就越不容易发生滑脱;②同时,如果接头的上扣扭矩较大,导向面与承载面上的接触压力和摩擦力就较大,螺纹之间就越不容易发生相对滑动。从这两个方面来讲,增大上扣扭矩有利于提高套管的连接强度。但是,由于圆螺纹为锥管螺纹,加之螺纹承载面角和导向面角较大(均为 30°),上扣扭矩较大时,增加了对螺纹强度有害的径向应力,从这一方面来讲,增大上扣扭矩又不利于连接强度的提高。另外,上扣扭矩增大必然会增大螺纹粘扣的可能性。因此,上扣扭矩不能无限制地增加。鉴于此,美国石油学会对圆螺纹套管的上扣扭矩给出了一定的范围^[3],该扭矩范围目前被广泛采用。但是,美国石油学会确定的上扣扭矩范围是在试验基础上得出的经验值,也存在可靠性的问题,国外许多圆螺纹套管生产厂和用户往往根据自己的实际情况,制订出更加合理的上扣扭矩标准,而将 API 的扭矩范围作为参考。

二、弹塑性有限元分析

利用有限元法,首先研究圆螺纹接头上扣后各个螺纹上的受力,然后研究上扣扭矩对连接强度的影响。进行有限元分析时,考虑到圆螺纹的螺旋升角很小,忽略其影响,将套管接头视为轴对称结构。建立有限元模型时充分考虑接头的几何非线性、材料非线性和边界条件非线性,计算时选用库仑摩擦模型来模拟螺纹牙之间的接触。螺纹之间的摩擦系数与螺纹脂有关,一般为 $0.015\sim 0.025$ ^[4,5],本计算的摩擦系数选为 0.02 。选用大型非线性有限元分析软件 MSC/MARC 进行建模和分析。以 $\varnothing 244.5\times\varnothing 10.03$ mm J55 钢级的 LTC 套管为例。为了便于对比,有限元模型的材料性能取试验样品的实测值,接头的几何参数包括壁厚、内外径及螺纹参数等都取名义值。根据 API RP 5C1 标准^[3],这种套管上扣的最小、最佳、最大扭矩分别是 $5290\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $7050\text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $8810\text{ N}\cdot\text{m}$ 。在上扣扭矩取最佳推荐值的情况下,将套管接头上扣,然后继续施加 1500 kN 和 2300 kN 的拉伸载荷,螺纹导向面和承载面上所受的力 F_s 和 F_L 见图1。可见,圆螺纹套管上扣后(载荷为0的情况),导向面和承载面上就已经产生了较高的接触力,而且接触力的分布很不均匀,啮合螺纹的两端尤其是大端(靠近接箍端面的一端)受力较大,中间部分的螺纹受力较小。继续施加拉伸载荷 1500

kN 和 2300 kN ,根据分析,可知拉伸载荷对大端螺纹的影响较大,对中间部分及小端螺纹的影响较小。就承载面上的载荷而言,大端第1、2牙螺纹的载荷增大较快,尤其是第1牙螺纹增长最快,最先失效。与此同时,导向面上的载荷逐渐减小,直至为0(脱离接触)。说明滑脱失效首先发生大端的第1牙螺纹上,一旦该处的螺纹失效,其余螺纹也不可能承受更高的载荷,于是瞬间滑脱。因此,设法提高大端第1牙啮合螺纹的承载能力,有助于提高圆螺纹套管的连接强度,一味增加啮合螺纹数量并不见得有效。增大上扣扭矩对连接强度的影响,主要是通过增大导向面与承载面上的接触压力和摩擦力来实现的。利用有限元方法,研究不同上扣扭矩对圆螺纹套管连接强度的影响。对有限元模型施加不同的上扣扭矩,然后在不同的上扣扭矩下拉伸至失效。计算时将啮合螺纹大端第1牙螺纹对应的管体内壁上的等效总应变随轴向载荷的变化率达到一定值时对应的载荷作为接头失效的极限载荷。计算得到的失效载荷值见表1。从计算结果可见,上扣扭矩对圆螺纹套管的连接强度有明显影响。上扣扭矩越大,连接强度越高,但上扣扭矩过大时,对套管的连接强度也不利。

表1 不同上扣扭矩时的连接强度

上扣扭矩(kN·m)	0	5.29	7.05	8.81	14.1	17.6
连接强度(kN)	2022	2523	2747	2810	2896	2844

三、全尺寸试验

用专用螺纹车床加工出 $\varnothing 244.5\times\varnothing 10.03$ mm J55 钢级的 LTC 套管试样8根,分别编号为1号~8号。这些试样的材料均出自同一炉钢,因而具有相同的机械性能。所有试样的几何参数包括套管壁厚、内外径及螺纹参数等都加工成名义值。试样分别按照手紧(扭矩为0)及 API 推荐的最佳上扣扭矩值的 0.6 倍、 0.75 倍、 1 倍、 1.25 倍、 1.5 倍、 1.75 倍、 2 倍和 2.5 倍上扣。试样上扣前,在内、外螺纹上均匀涂抹适量同一类型的 API 螺纹脂。上扣试验设备采用从美国 H.O. MOHR 工程设计公司引进的上、卸扣试验机,该设备可以精确控制上扣扭矩,并可记录扭矩曲线。试样以不同的扭矩上扣后,再分别安装到拉伸试验机上进行拉伸至失效试验,最后记录拉伸失效的载荷值。试验结果见表2和图2。

表 2 试验结果

试样编号	控制上扣扭矩 (kN·m)	实际上扣扭矩 (kN·m)	连接强度 (kN)	试验值/API 规定的最低值
1	0	0	2137	0.923
2	4.23	4.3	2413	1.043
3	5.29	5.3	2413	1.043
4	7.05	7.1	2597	1.122
5	8.81	8.9	2582	1.116
6	10.6	10.9	2648	1.144
7	14.1	14.4	2693	1.164
8	17.6	17.9	2777	1.200

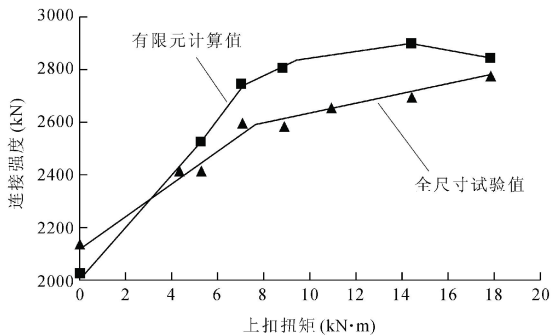


图 2 连接强度与上扣扭矩的关系

可见,对圆螺纹套管来讲,上扣扭矩与接头的连接强度有很大关系。总的看来,随上扣扭矩的增大,接头的连接强度也有所提高,但上扣扭矩过高,对连接强度的提高不明显,甚至有害。从试验结果来看,即使套管以 API 推荐最佳扭矩的 2 倍上扣,卸扣后也没有发生粘扣。而目前的圆螺纹套管在现场使用和工厂内的上扣扭矩一般取 API 最佳扭矩,最多不

超过最大扭矩(最佳扭矩的 1.25 倍),因此,可以适当增加上扣扭矩,将上扣扭矩取 API 最大扭矩或最佳扭矩的 1.5 倍,这样做可明显提高圆螺纹套管的连接强度。

四、结 论

(1)上扣扭矩对圆螺纹套管的连接性能有较大影响,一般来讲,上扣扭矩越大,连接强度越高,但过高的扭矩对连接强度不利。

(2)目前套管生产厂和油田用户对圆螺纹套管上扣时,一般采用 API 最佳扭矩,该值偏低。在保证套管螺纹不发生粘扣的前提下,建议将圆螺纹套管的上扣扭矩,提高到 API 最佳扭矩的 1.5 倍。

参 考 文 献

- 1 American Petroleum Institute: SPEC 5B. specification for threading, gauging, and thread inspection of casing, tubing, and line pipe thread. API, USA, 1996:5—15
- 2 American Petroleum Institute: SPEC 5CT. specification for casing and tubing. API, USA, 2001:12—20
- 3 American Petroleum Institute RP 5C1. recommended practice for care use of casing and tubing. API, USA, 1994:1—25
- 4 Kwon W Y, Klementich E F, Ko I K. An efficient and accurate model for the structural analysis of threaded tubular connections. SPE Production Engineering, 1990;5(4):261—264
- 5 Michael J, Manuel A D. how to evaluate and select premium casing connections. IADC/SPE 35037, 1996

(收稿日期 2004-06-23 编辑 钟水清)