

# HYX90 海洋修井机井架力学分析\*

何霞<sup>1</sup> 刘清友<sup>1</sup> 金迅<sup>1</sup> 欧阳隆绪<sup>2</sup>

(1. “油气藏地质及开发工程”国家重点实验室 2. 中海石油有限公司)

何霞等. 海洋修井机井架应力场分布研究. 天然气工业, 2004; 24(2): 59~60

**摘要** 由于修井机井架在海洋和陆地工作环境的不同决定了海洋修井机井架与陆地修井机井架失效形式的不同, 文章以国产 HYX90 海洋修井机为例, 采用国际上先进的机械设计及自动化软件 Pro/E 完成了海洋修井机井架在各种危险工况下的应力场分布研究, 找到了该修井机井架应力的分布规律, 对该修井机井架结构提出了改进意见。该设计理论及方法为石油钻采装备及工具的改造和研制新产品提供了一种新的方法。

**关键词** 海洋修井机 井架 现代设计 应力分布

在海洋上进行钻、修井作业与陆地上的作业有很大的差别, 原因主要在于海上气候环境恶劣。因此, 海洋修井机的设计和制造与陆上修井机的设计制造显著不同。在海洋修井机的设计中, 除了考虑陆上修井机设计时需考虑的因素外, 还应重点考虑风载和腐蚀问题。由于目前海洋修井机井架的设计大都采用传统的设计方法, 即采用增大安全系数等措施来提高产品的可靠性, 从而造成修井机尺寸和重量偏大, 使产品的生产成本和运输、安装、调试费用增加。随着我国加入世贸组织, 我国将面对越来越激烈的市场竞争。为此, 迫切需要改变传统的设计方法, 采用现代设计方法实现对国内修井机井架结构的优化, 从而降低重量和成本, 提高海洋修井机的市场竞争实力。

美国 PTC 公司开发的 CAD/CAE/CAM 软件 Pro/Engineer(Pro/E) 是基于参数化、特征化、全相关同一数据库及采用三维参数化特征造型技术的机械实体设计软件, 以参数尺寸的方式定义物体模型, 为快速实现设计变化奠定基础。本文针对国内海洋修井机的设计现状, 采用 Pro/E 软件对国产 HYX90 海洋修井机井架进行了各种危险工况下的应力场分布研究, 在此基础上对其结构提出了改进意见, 使其应力场分布更加合理化, 减轻其重量的同时提高了可靠性。

## 计算工况研究

海洋修井机井架在修井、安装、搬迁和停修期间

的荷载变化比较大, 因此, 在分析计算时应考虑井架所受各种荷载在不同工况下出现的概率, 按对结构作用最不利的情况合理地把可能同时出现的荷载组合起来进行分析计算, 这对于设计经济合理的井架是很重要的。文献〔1〕在划分工况时没有考虑立根载荷和工作绳作用力对井架的影响, 文献〔2〕在划分工况时则出现有些不必要的情况, 如风从左后 45 度往右前方向吹, 这种工况应比风从左往右或从后往前吹的任一种工况安全。针对以上情况以及海洋修井机井架荷载出现的概率, 确定 HYX90 型海洋修井机井架在进行应力场分析时的实际工况为: 最大钩载工况, 其载荷主要有: 恒载, 最大钩载; 严重修井工况, 其载荷主要有: 恒载, 1.5 倍最大钻柱重量, 工作绳作用力, 0.6 倍立根荷载, 8 级风荷载(风荷载选背面和侧面二种风向); 正常修井工况, 其载荷主要有: 恒载, 最大钻柱重量, 工作绳作用力, 0.6 倍立根荷载, 8 级风荷载(风荷载选背面和侧面二种风向); 等待天气工况, 即非工作状态, 其载荷主要有: 恒载, 立根荷载, 14 级风荷载(风荷载选背面和侧面二种风向); 保全设备工况, 即遇飓风情况, 其载荷主要有: 恒载, 16 级风荷载(风荷载选背面和侧面二种风向)。

## 修井机井架力学模型

(1) 实体建模: Pro/E 的特征之一是参数化和基于特征的建模, 具有智能化的工艺过程, 并且容易使用, 同时具有很强的倒角、圆角、外壳甚至极复杂的几何特征处理能力。这些特征包括非几何的信息如

\* 本文系渤海油田资助项目“海洋修井机风动实验方案研究及结构优化”的部分研究成果。

作者简介: 何霞, 女, 1976 年生, 毕业于西南石油学院; 现从事 CAD/CAE, 机电一体化等方面的教学科研工作。地址: (610500) 四川省成都市新都区。电话: (028) 83032037。

制造过程中有关定位及其相关的信息等。因而,可快速方便地建立修井机的三维实体模型。

(2)简化模型:为了减少计算量、节约工作时间,在不影响计算结果精确性的情况下对模型做了以下几点基本假设:①井架各杆之间焊接可靠,为刚性连接;②井架工作时底部与支座间不发生相对移动或转动,为固定支座;③井架上下体在工作时连接可靠,上下体连接处不发生相互窜动现象。

(3)有限元网格划分:井架划分为265个梁单元,3个板单元,2个弹簧单元,共117个节点。

(4)边界约束:因为井架与底座间的连接为销,但在工作时不允许发生相对转动和移动,所以在模型中将井架与底座间的连接处理成固定支座,限定其三个方向的平动和转动。人字架支撑处简化为两个弹簧支座。

(5)载荷施加:根据修井机井架的实际工况给出载荷大小,再根据力作用在井架上的部位将算得的力加在力学模型相应的部位上。实际载荷的具体计算可以参见文献[3]。

## 计算及结果分析

载荷施加并定义井架的材料及型钢截面之后,运用Pro/E软件里的Mechanic部分对以上工况进行分析计算。下面仅列举最大钩载工况的计算结果进行说明。大腿:该工况下的最大Von Mises应力为206 MPa,发生在上体第二前大腿与下体固结处和上体前第三、四腿处,但这几根大腿应力达到206 MPa的长度很短,其余部分的应力都逐渐减小。下体倒数前第二大腿处应力较大,最大达到183 MPa。其余下体前大腿的应力一般在140 MPa左右。井架后大腿的应力一般在100 MPa以下,上下体大腿的应力基本相等,但前后腿应力相差较大。横杆:横杆应力较小,Von Mises应力均在80 MPa以下。下体大部分横杆表现为被压,其主应力值为负;而上体横杆表现为被拉,其主应力值为正。该工况下最大主应力值为133 MPa,发生在井架上体侧面第三根横杆处,即井架四条大腿从这层开始向上收拢。另外,上体背面第一、三根横杆最大主应力值较大,达到70 MPa以上。斜杆:斜杆应力较小,Von Mises应力基本上在70 MPa以下,只有上体背面第三层的两根斜杆的应力达到75 MPa;斜杆大部分表现为被压,但也有一部分上体斜杆表现为被拉。

综上所述,井架大腿最大Von Mises应力为206 MPa,小于其许用应力210 MPa(大腿和一部分横杆的材料为16 Mn),横斜杆最大Von Mises应力不超过80 MPa,小于其许用应力150 MPa(材料为20钢)。最大Von Mises应力出现在第二前大腿与下体固结处,因为井架上下体结合处是井架上体和下体的重合部分,其截面面积、抗弯模量、刚度等均增大,故连接部分的合成应力有所减小,从而导致连接处上下边界处应力较大。上体前第三、四腿处Von Mises应力也较大,是因为井架上体在此向上收拢,井架出现拐角,从而使大腿的轴向压力在此门框上产生了一个向两边撑开的水平分力,同时该截面处出现较大的力矩,造成此部位的合成应力增大。井架前面两个大腿的应力适中,其余部位的应力偏小,设计较保守,可以适当减小梁的截面尺寸,在应力较大的部位加角钢,提高其承受能力,从而既能减轻井架的总体重量,又能满足工况要求。

## 结 论

本文采用Pro/E软件完成了海洋修井机井架的应力场分布研究。利用该技术设计海洋修井机,具有设计周期短、设计结果准确直观、工作量大等优点,有着传统设计不可比拟的优势。随着目前石油开采的不断进行,要求降低石油机械产品的开发周期、降低成本、提高可靠性。这就对石油机械的设计师们提出了更高的要求,Pro/E是目前比较优秀的CAD/CAM软件,采用该软件设计石油机械产品,必将提高我国石油机械的技术水平和产品的综合工作性能。

## 参 考 文 献

- 1 曲守平,赵登峰等. 40t修井机井架强度的有限元分析. 长春大学学报,2000;12:1~4
- 2 何军国等. 无缆绳海洋修井机井架的有限元计算结果分析. 石油矿场机械,2000;29(3):30~32
- 3 常玉连,刘玉泉. 钻井井架、底座的设计计算. 北京:石油工业出版社,1994
- 4 林清安. Pro/ENGINEER零件设计基础篇(上). 北京:北京大学出版社,2000
- 5 陈如恒,沈家骏. 钻井机械的设计计算. 北京:石油工业出版社,1995

(收稿日期 2003-06-16 编辑 钟水清)