

基于ANSYS的特殊螺纹接头结构设计与分析

周晓君, 魏 波

(上海大学 机电工程与自动化学院, 上海 200072)

摘要: 针对API螺纹接头泄漏等问题,进行了螺纹接头密封机理的研究。建立了螺纹接头密封性能与受力情况、温度载荷变化情况之间的关系;提出了一种双台肩、三锥度的新型特殊螺纹接头的密封形式,利用ANSYS软件对新型特殊螺纹接头分别在两种受力工况和不同温度载荷下进行了分析,得出了特殊螺纹接头各扣牙的接触应力变化曲线、各扣牙齿顶齿根受力变化情况曲线及其抗泄漏能力随温度载荷变化情况曲线。研究表明:基于ANSYS的新型特殊螺纹接头受力分布呈“W”型,其值变化范围为150 MPa~350 MPa,未超过材料强度极限,整体受力较为均匀;并且螺纹接头的接触应力变化相对值范围为-25~0,符合防泄漏机理要求。

关键词: 特殊螺纹接头; ANSYS; 密封泄漏机理; 结构设计; 有限元分析

中图分类号: TH131.3; TH122

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)09-1002-05

Structure design and analysis of premium-connection thread joint based on ANSYS

ZHOU Xiao-jun, WEI Bo

(School of Mechatronics Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

Abstract: Aiming at the leakage problem of the API thread joint, the sealing mechanism about the thread joint was analyzed, the relationship between the sealing ability of the thread joint and the force/temperature loads was established. A premium connection (PC) with new sealing structure was brought forward which was equipped with double-shoulder/three-taper. ANSYS was introduced to analyze the PC structure, the relationship of different forces and temperature loads with the deformation was studied, and the PC connect stress curves, teeth top and root stress curves, and anti-leakage ability with temperature loads changing curves were obtained. The results show that the PC force distribution is “W” type, and the values change from 150 MPa to 350 MPa, do not exceed the material strength limits, the overall force is more fluent in PC. The relative values of the PC contact stress change from -25 to 0, which meets the proposed requirements in the anti-leakage mechanism.

Key words: premium-connection(PC) thread joint; ANSYS; sealing and disclosure mechanism; structure design; finite element analysis (FEA)

0 引 言

油田固井时,套管柱被悬挂在几千米深度的油井中,每个接头都必须承受下面悬挂的套管柱的质量^[1]。油井的寿命决定了油田的寿命,而套管的寿命决定了油井的寿命,因此,套管质量好坏情况是各油田遇到的主要问题之一。据统计,套管失效事故有80%以上发生在螺纹连接处^[2],因此,提高套管螺纹的连接质量是防止套管失效的关键^[3]。

引起套管接头螺纹损坏的因素是多方面的,包括接头结构和扣牙的形状、材料属性、设计、加工误差和精度以及套管柱设计方法等。近年来,随着深井和复杂开采地形的大量出现,恶劣的井下工况对套管接头提出了更高的要求,普通API套管螺纹接头已经很难满足此种油田开采需要,急需设计一种特殊的螺纹接头连接结构^[4],也称非API螺纹接头或优质螺纹接头(Premium Connections)^[5-6],来改善套管螺纹连接性能,提高套管螺纹连接的密封可靠性,使螺纹各扣牙

收稿日期: 2012-04-20

作者简介: 周晓君(1963-),男,江苏宜兴人,工学博士,教授,博士生导师,主要从事水介质液压传动系统、离心分离理论及其应用、非牛顿流体流动及多相流动技术等方面的研究。E-mail: sdzhouxj@shu.edu.cn

的受力均匀分布,进而延长油田的开采期。在结构设计中,密封的完整性是特殊螺纹接头的研究重点,不少文献对特殊螺纹接头的密封性能进行了研究。文献[7]对特殊螺纹接头的不同密封结构进行了详细的研究,提出拉伸载荷对螺纹接头密封性能的影响要大于弯曲载荷的影响;文献[8]介绍了特殊螺纹接头的主密封优化研究,提出变锥面密封结构的构想;文献[9]利用有限元概率分布研究了螺纹接头参数匹配对密封面接触压力的影响规律。

本研究将根据提出的螺纹接头密封机理,采用ANSYS软件对设计的新型特殊螺纹接头进行分析,以得到合理的螺纹接触应力曲线及其接触应力相对变化值曲线,通过理论分析验证设计结构的合理性,可为油气田的油井管螺纹接头的实际应用提供技术参考。

1 特殊螺纹接头的密封机理

对于API圆螺纹来说,螺纹之间的密封靠的是螺纹牙之间的啮合密封,但由于机械加工误差的存在及其螺纹牙型加工工艺的安排,会在螺纹齿顶与齿底之间存在一条螺旋线的间隙,这就构成了API圆螺纹的泄漏通道,并且这一泄漏间隙属于API圆螺纹的物理特性,是无法避免的。避免API圆螺纹接头泄漏的传统方法就是在螺纹牙之间充填螺纹脂或者在螺纹牙表面进行局部密封处理,如镀一层金属等,但这些方式都大大降低了螺纹密封连接的可靠性^[10-11]。

对于API偏梯形螺纹来说,其泄漏通道不仅存在与齿顶与齿底之间,在齿侧之间也有一定的间隙,泄漏也就不可避免地存在。

对于金属/金属密封结构而言,一般认为,防止流体泄漏的条件为“密封面上的接触压力大于内部流体的压力”。许多API螺纹和特殊螺纹的研究者把这一条件作为密封设计的依据。美国石油学会在研究API螺纹的密封问题时,也是基于这一原则。但是,上述密封判据是建立在密封面完全光滑的基础上的,实际上,由于加工的原因,密封面的光洁度只能维持在一定水平,不可能完全光滑。由于表面粗糙的原因,使得密封面配合后仍存在微小的间隙。根据流体力学可知,流体通过间隙时产生的局部阻力取决于间隙的截面积和泄漏路径的长度,可表示为:

$$\Delta R \propto \frac{\Delta L}{S} \quad (1)$$

式中: S —间隙的截面积, ΔL —泄露路径的最小长度。

由式(1)可知,接触面上的接触压力越大,间隙的截面积就越小。若两者成比例关系,则:

$$\Delta R \propto P_i \Delta L \quad (2)$$

式中: P_i —接触压力。

也就是说,当气体或液体通过间隙时,产生的阻力是:

$$\Delta R \propto \int P_i dL \quad (3)$$

该阻力相当于沿泄漏路径 L 累积的接触压力。因此,该接触面的等效接触压力 P_{ec} 和临界密封压力 P_{cr} 可以分别表示为:

$$P_{ec} = \int P_i dL \quad (4)$$

$$P_{cr} \leq K \int P_i dL \quad (5)$$

式中: K —常数。

当等效接触压力 P_{ec} 确定后,可用上式确定其临界泄漏压力。

其次,对于螺纹接头的泄漏而言,为了防止内部流体泄漏,环绕其内部流体的接触压力须高于内压力,防止泄漏条件如图1(a)所示。

泄漏开始时,可假设内部流体渗入接触表面的间隙,泄漏机理如图1(b)所示,接触表面对流体的移动有阻力。

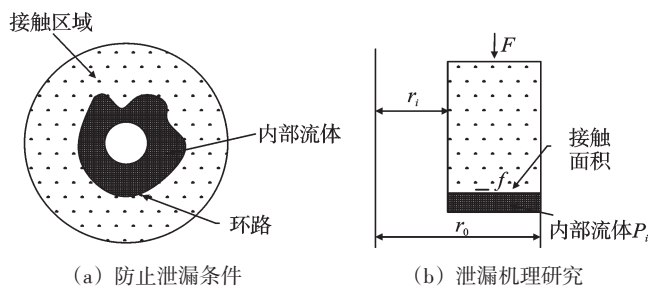


图1 防泄机理研究

根据流体膜在间隙中移动时的能量平衡,可以得出金属密封系数 m 与形状系数 F_s 成正比,即用下式表示:

$$m = \frac{C \sqrt{r_0^2 + r_i^2}}{\sqrt{2} \cdot f (r_0^2 - r_i^2)} = \frac{C}{\sqrt{2} \cdot f} F_s \quad (6)$$

$$F_s = \frac{\sqrt{r_0^2 + r_i^2}}{r_0^2 - r_i^2} = \frac{\sqrt{r_0^2 + r_i^2}}{b(r_0 + r_i)} \quad (7)$$

式中: m —金属密封圈系数; C —常数; f —单位接触面积上的摩擦力,MPa; r_i —金属密封位置的内圆弧的半径,mm; r_0 —金属密封位置的外圆弧半径,mm; F_s —现状系数,1/mm; b —接触宽度。

当接触宽度 b 较窄时, F_s 与接触宽度几乎成反比关系,因此,金属密封系数 m 随接触宽度 b 的增大而减小。考虑到由内压力引起的接触压力增大,特殊螺纹接触金属密封部分的泄漏条件可用金属密封系数或线压缩载荷来评价。

此外,对于密封性能的研究,研究者也可以利用温度或力变化情况下接触应力变化相对值来进行分析,该方法只要利用ANSYS有限元法就可以从理论上得

出结论,对于理论分析有一定的指导意义。分析公式如下:

$$\delta = \frac{F_1 - F_0}{F_0} \quad (8)$$

式中: δ —接触应力变化相对值, F_1 —下一个螺纹牙扣接触应力变化值, F_0 —接触应力变化基数值。

综上所述,从提高密封性的角度出发,设计特殊螺纹接头的金属/金属密封结构时,应尽量满足以下5个条件:

① 接触压力尽可能大,以使泄漏路径的面积尽可能小;② 接触面积尽可能大,以使泄漏路径的长度尽可能长;③ 加工时它保证密封面的光洁度较高;④ 考虑用金属密封系数或线压缩载荷来评价特殊螺纹接触金属密封部分的泄漏情况^[12];⑤ 考虑使用力或温度的相对变化值曲线,来分析密封部分的泄漏情况。取值应为负值且变化平稳。

2 特殊螺纹接头的密封设计

螺纹接头结构采用双台肩三锥度的形式,如图2所示。它由管体外螺纹件1和管接箍内螺纹件2组成。外螺纹和内螺纹均采用改进的API偏梯形螺纹结构形式;特殊螺纹接头管体部分螺纹或者管接箍部分螺纹的锥度采用三段式锥度($L_1/L_2/L_3$),外螺纹部分直径方向(L_3)锥度为1/15,密封部分(L_2)锥度为1/16,尾部(L_1)锥度为1/20,不同的锥度之间光滑曲线过渡。内螺纹与外螺纹锥度相同。

这样,通过改变螺纹的始端和末端锥度,可使螺纹两端的接触压力降低,防止螺纹齿面粘扣。

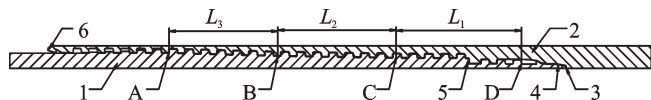


图2 特殊螺纹接头的结构形式

主密封结构采用锥面—球面的金属密封结构,这样即使过盈量很小,也能获得很高的接触压力。辅助密封部分采用 -20° 的反向扭矩台肩结构。虽然金属/金属密封结构^[13-14]已具有很高的密封可靠性,但由于套管为薄壁圆筒,辅助密封结构的设计还可以进一步提高接头密封的可靠性,尤其是采用负角度的扭矩台肩,由于楔形作用增强了接头密封性能,能够很好地控制上扣扭矩。螺纹接头在热采井中受到热冲击作用会产生很大的拉伸和压缩热应力,因此公母扣反向扭矩台肩之间要有一定的轴向接触,并在直角扭矩台肩之间预留一定的间隙。这样可以进一步地提高接头的抗复合载荷能力,并且能够很好地防止螺纹的滑脱,避免出现跳扣。此种结构还能够提高接头抗压

缩、弯曲变形的能力,并且在热采井中还可以吸收拉伸、压缩热应力产生的变形能作用。

此外,距离管体外螺纹接头端部 $L/3$ 处,有一高度 h 的台肩结构,构成了该设计的第二辅助密封结构。因为两级螺纹入扣深,装接迅速,连接稳定,能够有效消除错扣现象。因此,在总扣数相同的情况下,上扣所需转数可减少50%,进一步增加结构密封性能,并且螺纹受力情况得到了进一步的改善。

3 特殊螺纹套管接头有限元数值计算结果分析

建模中,模型的基本结构尺寸基于API偏梯形扣的基本尺寸,套管尺寸为P110级177.8 mm (7in)×12.65 mm,其屈服强度为890 MPa,抗拉强度为970 MPa。ANSYS二维模型分析时定义单元类型为PLANE42,根据模型的具体形状,选择三角形单元类型,采用自由网格进行划分,并对牙型部分进行网格细化。调整合适的实常数来控制接触单元的接触行为,使最后的结果既精确又收敛。

根据实际条件对3种石油套管螺纹接头FEM模型进行以下假设^[15]:

- (1) 材料为各向同性;
- (2) 由于螺旋升角小于 2° ,可忽略螺旋升角的影响,作为轴对称问题处理;
- (3) 假设管体和接箍在变形前是圆形。

油套管接头在上、卸扣及其实际工作的过程当中所受到的载荷主要有两种类型,即上扣扭矩、拉伸载荷。因此本研究对特殊螺纹套管接头做两种工况分析:

- (1) 装配工况,即上扣扭矩状态下,此时螺纹牙主要受力面是导向面;
- (2) 装配+200 kN轴向载荷工况。

3.1 上扣扭矩状态下各扣牙受力分布

本研究对特殊螺纹套管接头进行模拟上扣状态下的扣牙受力分布情况分析,根据ANSYS分析结果,上扣扭矩下各扣牙的受力曲线图如图3所示,其横坐

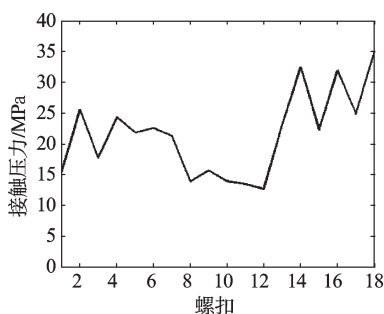


图3 上扣扭矩下各扣牙受力曲线

标代表扣牙顺序,纵坐标代表接触应力。

由图3可得,在上扣扭矩的作用下,特殊螺纹接头的导向面承受一定的载荷,从第1扣牙至第12扣牙受力在25 MPa以下,第14扣牙受力出现一个明显的上升,之后曲线呈“W”型受力状况。由于在第12扣牙与第14扣牙之间的第二台肩的存在,并且其受力要大于螺纹接头的两端的螺纹受力,第16扣牙至第18扣牙表示的为螺纹接头的主密封面 and 负角度台肩,受力在台肩处最大,在这个阶段受力较为均匀。整个螺纹中,第12扣牙受力最小,为13.42 MPa;第15扣牙受力最大,为31.9 MPa,其最大的承载力是最小的2.4倍左右,大大地减少了螺纹的受力差距,使得上扣状态下螺纹的寿命得到了改善,也保证了特殊螺纹接头上扣速度的提高。

3.2 装配+200 kN轴向载荷工况共同作用下扣牙的受力分布

通过修改螺纹的受力状态,本研究可以得到特殊螺纹套管接头加上200 kN轴向载荷情况下的ANSYS分析情况。

复合工况下螺纹扣牙3个位置的受力曲线情况如图4、图5所示。

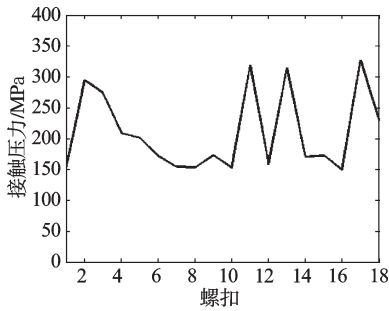


图4 复合应力下接触应力曲线

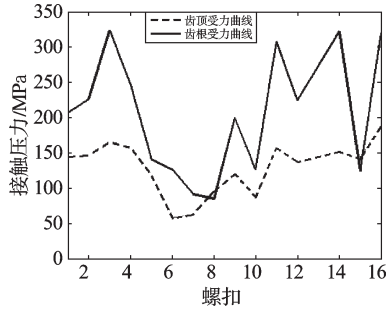


图5 复合应力下扣牙齿顶和齿根受力曲线

螺纹接头的扣牙分布与在上扣扭矩下的扣牙分布一样,从图4、图5中可容易看出(横坐标均表示扣牙顺序),螺纹接头在受轴向拉力的情况下,螺纹的接触应力、齿顶及其齿根受力在第12扣牙都出现一个下降,之后迅速上升,并且在图4中第12扣牙前后螺纹接触力曲线呈现双“M”型,接触应力在300 MPa以下;其中在螺纹部位的第12扣牙与第14扣牙之间的第2台肩起到了改善螺纹受力的作用,从螺纹中部的台肩

可以把整个螺纹分成两个螺纹来分析,第1扣牙至第12扣牙为第1段螺纹,第14扣牙至第16扣牙为第2段螺纹,这样每一段的螺纹受力都会呈现“前后几个螺纹受力较大,中间螺纹受力较小”的状态,这样有助于延长螺纹接头的使用寿命,并且最大的螺纹受力是最小的螺纹受力的两倍,接触力的变化不是很大。第16扣牙至第18扣牙表示的是螺纹接头主密封面及其负角度台肩,受复合应力状态下,中间锥面/球面接触部位应力较大,往两侧逐渐降低,此时主密封面起到了主要的密封作用。

此外,从图5看出(实线代表齿根受力情况,虚线代表齿顶受力情况),同样由于中间第2台肩的存在,对于特殊螺纹接头的齿顶和齿根部位的受力状态出现“W”的形状,其中齿顶的受力比齿根的受力较为平缓,中间螺纹的齿根受力与螺纹接头两端的齿根受力较为相似,分担了一部分整体的受力,这样就增加了螺纹齿的使用寿命,同时也在一定程度上提高了油井的寿命。

4 特殊螺纹接头抗泄漏能力随温度载荷的变化分析

当内压为55 MPa,温度区间在25 ℃~150 ℃之间变化时,螺纹最大的Von-Mises应力变化情况如表1所示。

表1 特殊螺纹接头最大等效应力计算结果

温度载荷/℃	25	55	85	115	150
最大 Von-Mises 应力/MPa	864.3	672.9	810.5	699.6	855.3
抗内压泄漏能力降低值/(%)	0	-22.1	-6.2	-19.1	-1

当内压为55 MPa时,从表1中特殊螺纹接头的最大Von-Mises应力数值可以看出,特殊螺纹接头的最大等效应力没有超出材料屈服极限,说明该螺纹接头能够适应高温下的工作环境。

抗泄漏能力与温度载荷变化曲线如图6所示。从图6中可以看出,其抗泄漏能力随温度的变化而发生变化,其接触应力变化相对值 δ 曲线呈“W”型,并且整体处在零线以下,说明其螺纹接头在上述的温度变化

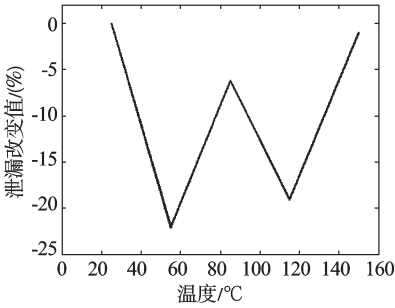


图6 抗泄漏能力与温度载荷的关系曲线

范围内的抗泄漏能力良好,并且比较稳定。温度在25℃~150℃之间变化时,随着温度载荷的增加,特殊螺纹接头的第二辅助密封台肩受热膨胀,但因为位移受到限制,此时的Von-Mises力只是慢慢增大,这为良好密封提供了保证,可减小泄漏情况的发生。

5 结束语

考察螺纹接头的防泄漏能力是特殊螺纹接头是否具备良好性能的一个重要指标,其泄漏情况直接反映在螺纹之间的受力大小上。本研究采用ANSYS对特殊螺纹接头的结构进行了理论分析,通过分析结果曲线得出了在上扣扭矩、有一定的载荷的两种工况情况下,特殊螺纹接头的接触应力分布呈现双“M”或“W”型的结论,指出了螺纹中间第2台肩合理承担受力分布的作用。此外,当温度在25℃~150℃区间变化时,新型特殊螺纹接头的接触应力变化相对值为 δ 负值,并且呈“W”型变化,符合防泄漏机理。

分析结果表明,本研究设计的特殊螺纹接头各扣牙的受力分布较为均匀,减小了泄漏情况的发生,具有一定的可行性,并能够延长螺纹接头的使用寿命,可为实际工程应用提供一定的理论指导。

参考文献(References):

- [1] 王 俐. 套管接头螺纹滑脱失效有限元模拟[J]. 北京科技大学学报,2001,32(2):137-139.
- [2] 龚伟安. 略论套管螺纹密封性能与紧扣扭矩和圈数的关

系[J]. 石油机械,1995,23(1):17-24.

- [3] 高连新. 优化套管螺纹载荷分布特性的方法[J]. 机械科学与技术,2003,22(7):28-30.
- [4] 周 星,高学仕,李文勇. 双级套管螺纹连接有限元分析[J]. 管道技术与设备,2009(5):31-32.
- [5] 白 鹤,何石磊,党 涛,等. 我国油套管特殊螺纹接头研究现状分析[J]. 焊管,2011,34(11):30-34.
- [6] 李瑞涛,杨美金,王耀峰,等. 特殊螺纹接头的研究现状分析[J]. 焊管,2009,32(1):11-20.
- [7] 王建国,冯耀荣,林 凯,等. 特殊螺纹接头密封结构对比分析[J]. 中国石油大学学报:自然科学版,2010,34(5):126-130.
- [8] 步玉环,孔 华,国安平,等. 特殊螺纹接头主密封优化研究[J]. 润滑与密封,2011,36(4):15-20.
- [9] 申昭熙,王 鹏,李 磊. 特殊螺纹接头密封可靠性数值分析[J]. 石油矿场机械,2012,41(1):10-13.
- [10] OGASAWARA M. 新日铁特殊螺纹接头的开发[J]. 吕栓录,译. 石油专用管,1991(3):1-14.
- [11] MATSUKI N. 特殊螺纹接头设计条件的评价[J]. 杨思明,译. 石油专用管,1991(3):26-45.
- [12] 高连新. 石油套管特殊螺纹接头的密封设计[J]. 机械工程学,2005,41(3):216-219.
- [13] 张占国,方 文,孙灵丽,等. 油套管特殊螺纹接头的技术现状 & 结构形式[J]. 石油机械,2011,39(10):179-182.
- [14] 孔 华,步玉环,马明新. 特殊螺纹接头锥面/锥面结构密封特性研究[J]. 石油机械,2011,39(4):14-17.
- [15] 袁光杰. API圆螺纹接头力学性能的数值仿真与实验研究[D]. 上海:上海交通大学机械与动力工程学院,2004.

[编辑:罗向阳]

(上接第996页)

息规整为方便AutoLISP语言处理的专用外部数据文件;工序图绘制过程中研究者只需进行选择与参数输入,操作方便;通过对预处理零件进行逆序修改自动保存输出而获得与各道工序对应的系列工序图;提供多种标注符号块库的快速插入,能较好地实现轴类零件工序图生成的自动化,对其他类型零件的工序图自动生成也具有一定的参考价值。

参考文献(References):

- [1] 范海涛,张树生,黄 瑞,等. 基于三维工序模型重建的基准获取技术[J]. 计算机集成制造系统,2011,17(11):2351-2358.
- [2] 罗小燕,罗会铭. 回转类零件CAD/I-CAPP集成专家系统研究[J]. 机械设计与制造,2007(10):67-69.
- [3] 范晓斌,陈 桦. 基于特征的三维CAD/CAPP集成系统设计技术研究[J]. 组合机床与自动化加工技术,2009(12):86-89.
- [4] 吕俊林,江平宇. 智能三维CAPP的发展方向及核心技术

[J]. CAD/CAM与制造业信息化,2009(11):93-95

- [5] 张雪荣. Pro/ENGINEER环境下的三维CAPP系统研究与开发[D]. 武汉:武汉理工大学机电工程学院,2008.
- [6] 彭 志,徐世新,彭巧玲. 基于Pro/E二次开发的CAPP工序图生成系统[J]. 制造技术与机床,2005(3):17-20.
- [7] 李大磊,李瑞珍,陈松涛. 基于SolidWorks配置功能的工序图自动生成方法的研究[J]. 机床与液压,2010,38(22):13-15.
- [8] 屠 立,王建林. 基于参数式数据的CAPP系统设计和实现[J]. 机械制造,2008,46(4):60-63.
- [9] 李 斌. 基于SolidWorks机加工工艺规程的工序图自动生成的研究[J]. 机械传动,2010,34(12):37-39.
- [10] 谢志俊,欧阳华兵. CAPP中基于特征的加工工艺相似性研究[J]. 轻工机械,2010,28(4):99-102.
- [11] 于 明. 基于特征信息和推理机制的齿轮类零件CAPP系统设计[J]. 机械,2010,37(11):28-32.
- [12] 陈伯雄,冯 伟. Visual LISP程序设计技巧与范例[M]. 北京:人民邮电出版社,2002.

[编辑:罗向阳]