

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.08.002

## 叶轮口环间隙对并用潜水泵性能的影响

施卫东<sup>1</sup>, 高雄发<sup>1</sup>, 张德胜<sup>1</sup>, 陆伟刚<sup>1</sup>, 张启华<sup>1</sup>, 张霄<sup>2</sup>

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013; 2. 湖北合强机械发展有限公司, 湖北 鄂州 436004)



施卫东

**摘要:** 并用潜水泵的口环间隙大小对泵性能及流场具有较大影响, 基于200QJ80-22并用潜水泵, 通过CFD软件对泵全流场进行了数值计算, 并与试验结果进行对比分析, 研究了不同口环间隙大小对泵外特性和内部流场的影响. 数值模拟结果表明, 整泵的扬程和效率都随着间隙值的增大而减小, 特别是口环间隙值增大到0.70 mm, 减小更为明显, 但功率变化较小. 当间隙值达到1.00 mm时, 效率从最高点的77.2%减小为68.7%, 同时扬程也随之减小了约3.5 m. 口环间隙为0.20 mm时, 第一、二级叶轮前盖板腔体内以及叶轮出口与前盖板区域间产生回流, 泄漏量较小, 对叶轮进口流动和流场影响也较小, 当口环间隙值增大至0.50 mm时, 第一、二级叶轮前盖板腔体内以及叶轮出口与前盖板区域间回流逐渐消失, 但更大的泄漏量冲击叶轮进口处, 使叶轮进口过流面积减小, 严重影响了泵的水力性能.

**关键词:** 并用潜水泵; 叶轮口环; 间隙; 数值计算; 效率

**中图分类号:** S277.9; TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2013)08-0651-05

施卫东, 高雄发, 张德胜, 等. 叶轮口环间隙对并用潜水泵性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(8): 651-655, 687.

## Influence on performance of submersible well pump changing clearance of wear-rings

Shi Weidong<sup>1</sup>, Gao Xiongf<sup>1</sup>, Zhang Desheng<sup>1</sup>, Lu Weigang<sup>1</sup>, Zhang Qihua<sup>1</sup>, Zhang Xiao<sup>2</sup>

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 2. Hubei Heqiang Machinery Development Co., Ltd., Ezhou, Hubei 436004, China)

**Abstract:** The whole flow field of the submersible well pump 200QJ80-22 was numerically simulated with CFD. By comparing the calculation results with experimental results, the influence of clearance of wear-rings on the external characteristic and internal flow field was analyzed. The results of the numerical simulation shows that the head and efficiency of the pump decrease as the size of clearance increases. Especially, when the size of clearance reaches 0.7 mm, the decreasing becomes very obvious yet the pump power almost remains constant; when the size of the clearance reaches 1.00 mm, the efficiency decreases from the highest point of 77.2% to 68.7%, and the head of pump decreases by about 3.5 m; when the size of clearance is 0.2 mm, reverse-flow will appear in the front shroud cavity of the first stage impeller and second stage impeller and in the area between the impeller outlet and the front shroud, which has a small influence on the flow of the impeller inlet and flow field, because there is little leakage flow; reverse-flow gradually disappears when the size of clearance increases to 0.5 mm, but more leakage flow could impact on the impeller inlet, which results in the area of passage of impeller inlet decreasing, and thus seriously affecting the hydraulic performance of the pump.

**Key words:** submersible well pump; wear-rings of impeller; clearance; numerical simulation; efficiency

收稿日期: 2012-11-05; 网络出版时间: 2013-07-20

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20130720.0929.004.html>

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51079063, 51109093); 江苏省科技成果转化专项基金资助项目(BA2011126)

作者简介: 施卫东(1964—), 男, 江苏南通人, 研究员, 博士生导师(wdshi@ujs.edu.cn), 主要从事流体机械及工程研究.

高雄发(1984—), 男, 海南东方人, 博士研究生(gaofangjia@163.com), 主要从事水泵技术及理论研究.

井泵是抽取地下水的主要设备,在农村、工厂、矿山、自来水公司、地质勘探、铁路、地热开发和油田等地或领域都有广泛的应用.井用潜水泵的叶轮口环间隙对泵的性能具有重要影响,口环间隙的大小直接影响泵效率的高低<sup>[1-2]</sup>.装在泵体上的静止口环与叶轮盖板上的旋转口环之间留有径向间隙<sup>[3-4]</sup>,这一间隙的存在不仅产生了容积损失,还改变了泵内部的流动结构,从而影响井用潜水泵的整机性能.但是口环间隙尺寸较小,流动复杂,研究较为困难,并且由于井用潜水泵是在有限的空间里工作,用试验方法获取密封口环的流动特性对设备要求高、费用大,且无法在产品阶段获得可靠性分析的数据,因此,用试验的方法获取密封口环流动特性具有一定难度<sup>[5-7]</sup>.

Baskharone 等<sup>[8]</sup>采用有限元分析方法对多级泵内部间隙泄漏流动及其影响进行了数值模拟,并与现有的叶轮泄漏分析模型进行对比分析.李文广等<sup>[9]</sup>通过分别改变离心油泵叶轮前后口环间隙值对其进行水力性能试验研究,并研究不同黏度下口环间隙对性能影响的情况.赵伟国等<sup>[10]</sup>采用基于 CFD 的数值计算方法,对不同密封口环间隙的离心泵进行性能分析,同时分析比较了离心泵的外特性曲线和内部流场结构.王洋等<sup>[11]</sup>则从口环间隙泄漏与容积损失和圆盘摩擦损失的关系来探讨口环间隙对效率的影响.吴大转等<sup>[12]</sup>通过试验和数值计算来分析比较前后口环的泄漏量对性能的影响.

文中对井用潜水泵 200QJ80-22 原型机的试验结果与数值模拟结果进行比较分析,并且对 5 个不同口环间隙进行数值模拟,而每个方案分 7 个工况点进行数值计算,分析不同口环间隙对井用潜水泵外特性和内部流场的影响,在工程实践上为井用潜水泵口环和间隙结构设计提供借鉴.由于后口环的泄漏量对泵性能的影响不大,导叶是空间导叶,级间泄漏对内流场和外特性影响较小,因此,鉴于数值计算和网格划分的方便,本次计算只考虑前口环泄漏.

## 1 物理模型与数值计算方法

### 1.1 物理模型

文中所用物理模型是 200QJ80-22.额定流量为  $80 \text{ m}^3/\text{h}$ ,额定扬程为 22 m,额定转速为  $2\ 850 \text{ r}/\text{min}$ ,叶轮外径为 124 mm,叶轮进口直径为 79 mm,级数为 2 级,出口安放角为  $25^\circ$ ,叶片数为 6 片,叶轮

口环处直径为 89.7 mm.

口环间隙流动主要是间隙的进出口存在压差而产生流动,此流动成为压差流;又因为在井用潜水泵中,叶轮做旋转运动,并且液体存在一定的黏性,因此口环间隙流中除了有压差流外还会形成一个圆周方向的剪切流.考虑口环间隙的井用潜水泵内部流动是复杂的三维黏性紊流流动,应用 CFD 软件对整泵内部流场进行数值计算并分析内部流动机理已成为主流方法<sup>[13]</sup>.

### 1.2 造型与数值模拟方法

图 1 为模型泵二维和三维图.通过 Pro/E 软件平台对进口段、叶轮、空间导叶、出口段、口环间隙等进行三维造型,进口段、叶轮、空间导叶、出口段等采用四面体的非结构化网格.而口环间隙水体的间隙值太小,用非结构化网格很难划分,并为了提高关键研究部分的数值计算准确度,采用六面体的结构化网格.

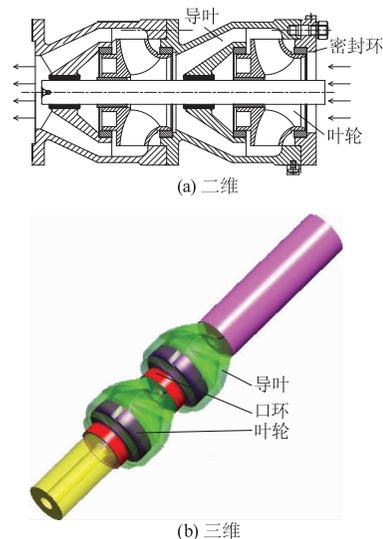


图 1 两级井泵二维和三维装配图

Fig. 1 2D and 3D assembly drawing of a two-stage submersible well pump

基于 Fluent 软件,整个计算区域分为旋转和静止 2 个部分,旋转部分为首级和次级叶轮,剩下的区域部件水体为静止部分,不同的子区域之间通过交界面进行连接.采用多参考坐标系模型对旋转部分和静止部分进行耦合.设整个流道内部流场为三维不可压稳态黏性湍流场,用标准  $k-\varepsilon$  双方程湍流模型来封闭.压力-速度耦合采用半隐式 SIMPLER 算法.首级叶轮进口设为无旋流动,进口截面中心处压力设为参考压力点,其相对压力为 0;出口流动设为自由出流.假设固壁面为无滑移,即壁面上各

向速度均为0. 近壁面的湍流流动按标准壁面函数法处理. 设定收敛精度为  $10^{-6}$ , 转速为 2 850 r/min.

## 2 数值计算与试验结果分析比较

整泵性能的好坏与叶轮口环间隙的大小有密切关系, 其影响主要表现在外特性上, 因此对整泵的外特性分析十分重要. 本次以 200QJ80-22 原型泵口环间隙  $b$  为 0.5 mm 进行试验, 并与数值计算进行分析比较.

图2为原泵 200QJ80-22 口环间隙为 0.5 mm 时试验结果与数值模拟结果的对比图, 其中  $\eta, H, P$  为试验值,  $\eta', H', P'$  为模拟值. 由图可看出, 小流量工况差别较小, 而其他工况点差别较大, 但是数值计算结果与试验结果吻合, 趋势一致, 图中的数值计算结果高于试验结果, 主要是数值计算没有考虑轴承等处的机械损失. 另外, 后口环和级间间隙的泄漏造成少量的容积损失, 使扬程和效率的数值计算值高于试验值, 总体而言, 数值计算结果与试验结果的对比表明了数值计算的准确性和可行性.

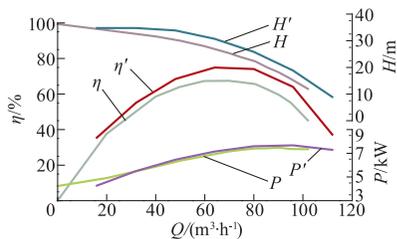


图2 试验与数值模拟对比 ( $b = 0.50$  mm)  
Fig. 2 Comparison between simulation results and experimental ones ( $b = 0.50$  mm)

图3为设计工况下不同间隙值  $b$  对外特性的影响, 从图中可以看出, 泵的效率随着间隙值的增大而减小, 当间隙值达到 1.00 mm 时, 减小幅度更明显, 总效率从最高点的 77.2% 减小为 68.7%, 减小了将近 10%. 扬程也因间隙的增大而明显减小, 在 1.00 mm 的间隙时减为 23.5 m. 而少量的泄漏量对功率影响不大, 基本在 7.4 ~ 7.6 kW 的范围内. 图中功率呈现先增大再减小的变化趋势, 可能是因为随着间隙的增大, 泄漏量增大, 导致扭矩增大, 轴功率增大, 而扬程减小不明显, 使得轴功率有较小的下降. 此时泄漏量对轴功率的影响占主要地位; 随着间隙增大到一定值后, 扬程明显减小, 扬程的减小对轴功率的影响大于泄漏流量对轴功率的影响, 同时计算也存在一定误差, 所以轴功率有上升波动趋势.

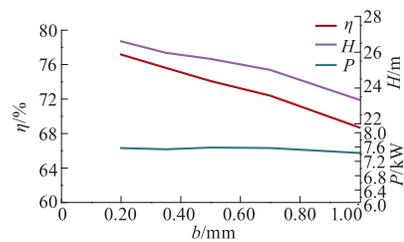


图3 设计工况下外特性变化曲线  
Fig. 3 External characteristic curve under designed condition

图4为不同间隙下泵的效率、扬程曲线对比. 从图可以看出, 间隙值越小, 泵的效率 and 扬程越大, 而随着间隙值的增大, 各个工况下的扬程和效率都在以一定的趋势减小, 间隙达到 0.70 mm 左右时减小不是很明显, 但是当间隙达到 1.00 mm 时, 泵的扬程和效率在对应的工况下减小很明显.

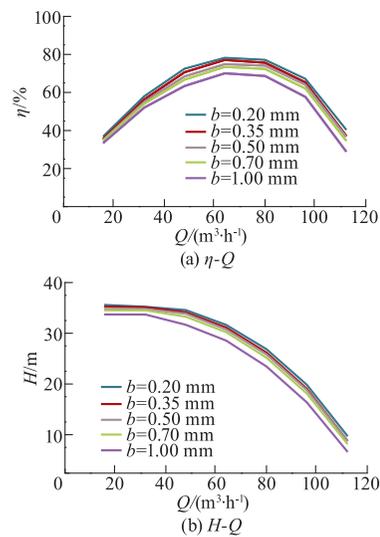


图4 不同间隙下泵的效率、扬程曲线对比  
Fig. 4 Comparison of head and efficiency with different clearances

## 3 内部流场分析

口环间隙的变化会影响泵内部流动, 因此, 为了讨论不同间隙内部流场的变化, 取面  $x = 0$  (通过轴线的截面) 作为研究对象, 由于数值计算工况点有 35 个, 文中仅分析设计工况点处的流场情况.

图5, 6为第一和第二口环间隙处的流线图, 由图可看出, 0.20 mm 的间隙时前盖板腔体内水流在做旋转运动, 叶轮出口处靠近前盖板腔体区域也有一定的回流, 这都会产生水力损失, 但是对叶轮进口过流面积基本没有产生影响. 第二级叶轮间隙也是如此. 随着间隙的增大, 前盖板腔体和叶轮出口

处靠近前盖板腔体区域的回流逐渐消失,间隙值达到 0.70 mm 时前盖板腔体基本没有回流,但是水流从叶轮进口流入经前泵腔,再经过间隙回到叶轮进

口,反而形成一个大回流,并且对叶轮进口冲击很大,水力损失更加严重,间隙泄漏量使叶轮进口过流面积变小,水力效率下降,从而使总效率下降.

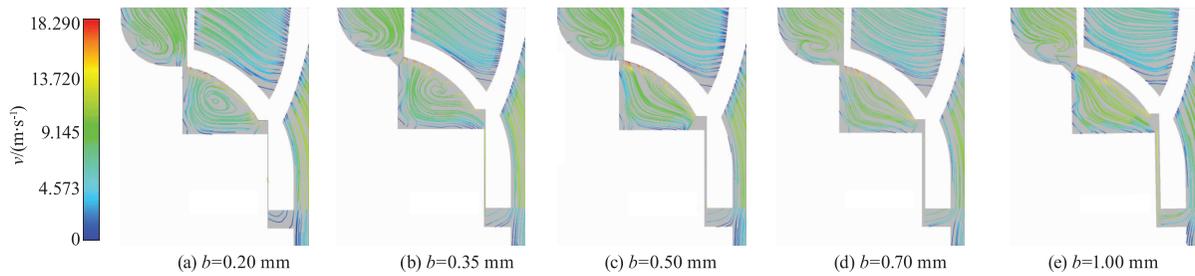


图5 第一级口环间隙流线图

Fig. 5 Streamline diagram in clearance of first-stage wear-ring

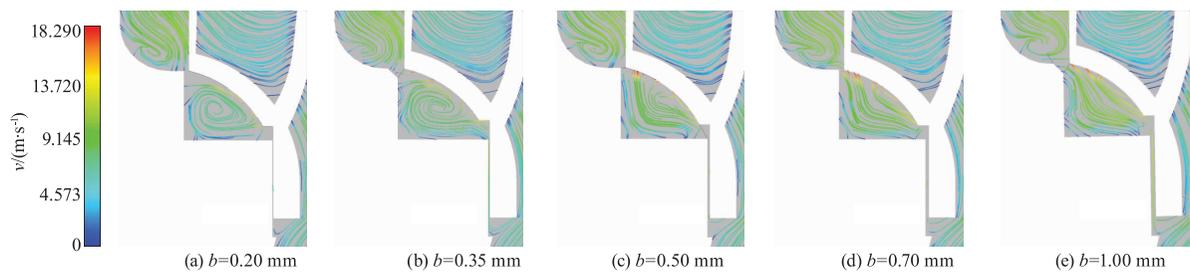


图6 第二级口环间隙流线图

Fig. 6 Streamline diagram in clearance of second-stage wear-ring

图7,8 分别为不同间隙下第一级和第二级口环 间隙处压力云图.

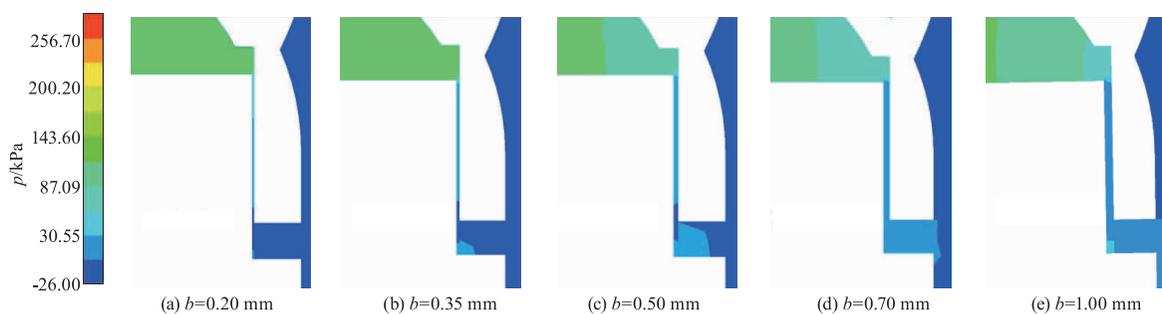


图7 第一级口环间隙处压力云图

Fig. 7 Static pressure contour diagram in clearance of first-stage wear-ring

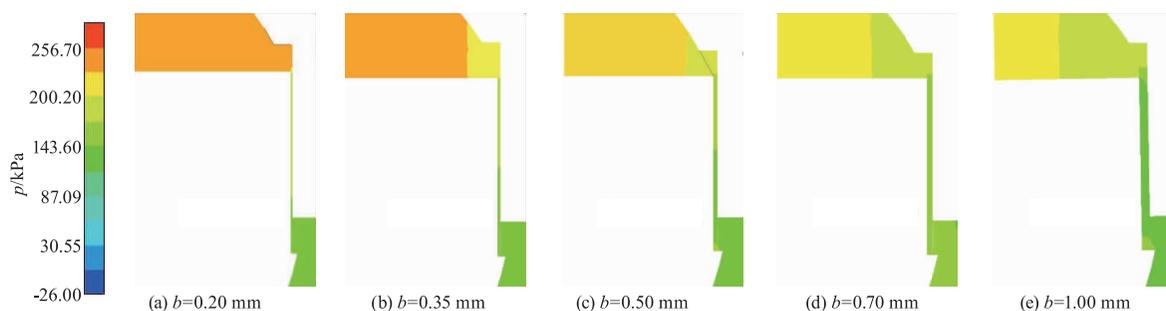


图8 第二级口环间隙处压力云图

Fig. 8 Static pressure contour diagram in clearance of second-stage wear-ring

从图7,8中可以看出,不同间隙值间隙处及进出口处压力的变化.间隙值越大,间隙中的压力梯度越明显,腔内的低压区向导叶方向扩散;而在间隙的出口(与进口相接处)压力随着间隙的增大而向外扩散,不仅容积损失严重,而且影响泵内部流场的均匀分布.这与设计工况下扬程随间隙变化曲线是一致的.这说明,在可加工的范围内,间隙值越小越好,因为越小的间隙可以减少水力损失,增大水力效率,从而提高泵的效率.

## 4 结 论

1) 对原型泵的间隙值分别取0.20,0.35,0.50,0.70,1.00 mm这5个不同口环间隙,每个间隙模型取流量为0.2Q,0.4Q,0.6Q,0.8Q,1.0Q,1.2Q,1.4Q等7个工况点进行数值计算,从结果对比图中可以看出,模拟值与试验结果一致.数值计算没有考虑机械损失和容积损失,因此试验值略低于数值模拟值.

2) 整泵的效率 and 扬程都随着口环间隙的增大而减小,而功率随间隙的变化不明显.

3) 间隙值越大,间隙中的压力梯度越不明显,腔内的低压区向导叶方向扩散,并且前腔内小间隙时形成回流,但是对性能影响不大,并且可以平衡一部分轴向力的作用.在间隙的出口(与进口相接处)压力随着间隙的增大而向外扩散.随着口环间隙的逐渐增大,叶轮前腔内的回流逐渐消失,但经过口环间隙的泄漏量增多,对叶轮的入口冲击加大,对叶轮进口通过性能有一定的阻碍作用.大的泄漏量使得前泵腔内的压力减小,前泵腔水体对叶轮前盖板压力减小.从而叶轮产生的轴向力增大,使整泵运行发生一定程度的振动,在很大程度上影响了泵的性能和稳定性.因此,在可加工铸造的范围内尽量控制间隙值在2.00 mm左右,这样泵的效率 and 扬程较高,内部流动较稳定.

### 参考文献 (References)

- [1] 施卫东,张启华,陆伟刚.新型井泵水力设计及内部流动的数值模拟[J].江苏大学学报:自然科学版,2006,27(6):528-531.  
Shi Weidong, Zhang Qihua, Lu Weigang. Hydraulic design of new-type deep well pump and its flow calculation [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2006, 27(6): 528-531. (in Chinese)
- [2] 关醒凡.现代泵技术手册[M].北京:宇航出版社,1995:11.
- [3] Kurokawa J, Matsumoto K, Matsui J, et al. Performance improvement and peculiar behavior of disk friction and leakage in very low specific-speed pumps [C]// Proceedings of the 20th IAHR International Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Charlotte, USA: [s. n.], 2000.
- [4] 刘在伦,王东伟,梁森.离心泵叶轮平衡孔液体泄漏量特性试验[J].农业机械学报,2012,43(7):84-88.  
Liu Zailun, Wang Dongwei, Liang Sen. Fluid leakage characteristic test on balance aperture of centrifugal pump impeller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 84-88. (in Chinese)
- [5] 施卫东,周岭,陆伟刚.高扬程深井离心泵的正交试验与优化设计[J].江苏大学学报:自然科学版,2011,32(4):400-404.  
Shi Weidong, Zhou Ling, Lu Weigang. Orthogonal test and optimization design of high-head deep-well centrifugal pump [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2011, 32(4): 400-404. (in Chinese)
- [6] Gülich J F. Disk friction losses of closed turbomachine impellers [J]. Forschung in Ingenieurwesen/Engineering Research, 2003, 68: 87-95.
- [7] 陈鱼,费振桃,蔡永雄,等.输送清水时口环间隙对离心油泵性能的影响[J].流体机械,2006,34(1):1-5.  
Chen Yu, Fei Zhentao, Cai Yongxiong, et al. Effect of the clearance of wear-rings on the performance of centrifugal oil pump while handling water [J]. Fluid Machinery, 2006, 34(1): 1-5. (in Chinese)
- [8] Baskharone E J. Primary/leakage flow interaction in a pump stage [J]. Journal of Fluid Engineering, 1999, 121(3):133-138.
- [9] 李文广,费振桃,蔡永雄.离心油泵叶轮口环间隙对性能的影响[J].水泵技术,2004(5):7-13.  
Li Wenguang, Fei Zhentao, Cai Yongxiong. Effect of clearance of wear-ring on the centrifugal oil pump [J]. Pump Technology, 2004(5): 7-13. (in Chinese)
- [10] 赵伟国,孙建平.基于CFD的离心泵口环间隙流动研究[D].武汉:华中科技大学能源与动力工程学院,2006:4,27-28,47-49.
- [11] 王洋,张翔.叶轮口环间隙对低比转数离心泵效率的影响[J].排灌机械,2008,26(6):27-30.  
Wang Yang, Zhang Xiang. Effect of clearance of impeller wear-rings on efficiency of low specific speed centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2008, 26(6): 27-30. (in Chinese)