

水泵试验台汽蚀筒内部流场数值模拟

马新华, 韩 璐, 刘厚林

(江苏大学 流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013)

摘 要: 根据某多功能试验台闭式试验装置中参数测量范围的要求设计了一个汽蚀筒. 以叶片角为 -2° , 型号为 M-211 的混流泵为例, 在其设计工况点 $Q = 2\ 200\ \text{m}^3/\text{h}$ 下, 采用雷诺平均 N-S 方程和标准 $k-\varepsilon$ 紊流模型结合隐式修正 SMPLEC 算法, 运用 FLUENT 软件对此汽蚀筒进行了内部流场数值计算, 并与试验值进行了对比分析. 数值计算得到了汽蚀筒内部的速度矢量图、两层稳流栅(整流器)附近横截面的压力分布图, 以及出口速度、压力分布图. 分析结果表明, 两层稳流栅后流速稳定, 压力分布较为均匀, 压差减小为 $250\ \text{Pa}$. 泵进口压力试验值与计算所得的汽蚀筒出口压力值非常接近, 压力预测误差仅为 1.79% . 因此, 该汽蚀筒进出口和稳流栅的设计达到了试验所要求的泵进口压力且压力稳定.

关键词: 汽蚀筒; 稳流栅; 出口速度; 出口压力; 容积

中图分类号: TH3 文献标志码: A 文章编号: 1005-6254(2008)05-0023-04

Numerical simulation of flow in cavitation-tank of pump test-bed

MA Xin-hua, HAN Lu, LIU Hou-lin

(Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract A cavitation tank was designed based on the range of measuring parameters for a multi-functional test-bed. As regard to the M-211 mixing-flow pump with -2° blade angle, the cavitation-tank was simulated at the design point $Q = 2\ 200\ \text{m}^3/\text{h}$ by using the software FLUENT. The Reynolds Average N-S Equations, standard $k-\varepsilon$ turbulence model and SMPLEC algorithm were adopted. The distributions of velocity and pressure in the cavitation-tank, the rectifiers and the exit were analyzed. The calculation results were compared with those from experiments. The calculated results indicate that the distributions of velocity and pressure after the rectifiers are well-proportioned and the decreased pressure difference was $250\ \text{Pa}$. The pressures of the pump inlet and outlet of the cavitation-tank were close, and the error of predicted pressure was merely 1.79% . The design of inlet and rectifiers of the cavitation-tank can achieve the required steady pressure at the pump inlet.

Key words cavitation-tank; rectifiers; exit velocity; exit pressure; volume

汽蚀筒对水泵试验(尤其是汽蚀试验)有着重要的作用. 汽蚀筒的出口紧接试验水泵的进口管路, 汽蚀筒出口处流体的速度、压力直接影响着水泵试验的精度, 影响到泵汽蚀性能的确切评定^[1]. 笔者根据某多功能试验台闭式试验装置设计一个汽蚀

筒, 并采用 CFD (Computational Fluid Dynamics) 对能量性能试验时其内部流场进行数值模拟和分析^[2], 为进一步提高水泵试验台的稳定性提供参考, 进而提高水泵试验精度.

在进行能量性能试验时, 汽蚀筒上部与大气相

收稿日期: 2008-04-18

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50509009)

作者简介: 马新华 (1956-), 男, 江苏常州人, 副研究员 (mxh@uj.su.edu.cn), 主要从事流体机械理论设计及试验研究.

韩璐 (1982-), 女, 河北唐山人, 硕士研究生 (hanlu716@sohu.com), 主要从事流体机械理论设计及试验研究.

通, 试验开始时液面波动, 最后趋于稳定. 因此可用单相流模型、VOF 两相流模型^[2, 3]或动网格方法对此模型进行数值分析. 鉴于 VOF 两相流模型和动网格方法对计算机硬件要求较高且耗时较长, 不具有推广应用价值, 故采用单相流模型进行数值模拟, 即只模拟水的流动而不对筒顶部的大气进行模拟. 假设气水分离面为一壁面, 但是若假设成普通壁面, 将忽略液面波动且筒内部水流压力失真, 故不妥. 因此此试验台为闭式试验台, 自由表面变化平缓, 波动很小, 故对自由液面采用刚盖假定. 刚盖假定假设自由表面是一个可移动的固体壁面, 其边界条件为不可入边界条件, 即法向流速为零. 但这种自由表面的处理方法比较粗糙, 仅仅适用于自由表面变化平缓, 波动很小的情况^[3-5].

1 汽蚀筒设计

汽蚀筒是水泵试验的重要部件, 作用是储存液体, 起阻尼波动作用, 便于排气和调节泵进口水位、压力. 筒内装有稳流栅; 上部设有气水分离罩, 可将水和逸出的气泡分开, 避免气体在水翻转时卷入泵内, 造成汽蚀. 筒顶部通过管路与真空泵相连, 通过真空泵可改变汽蚀筒内的压力, 从而改变试验系统的压力, 满足汽蚀试验的要求^[6].

本闭式试验装置参数测量范围为: $Q = 0 \sim 2\,500 \text{ m}^3/\text{h}$, $p = -0.1 \sim 1 \text{ MPa}$, $P \leq 220 \text{ kW}$, $n = 132 \sim 6\,000 \text{ r/min}$

汽蚀筒应有足够的容积, 使整个系统有足够的循环介质, 不至于因循环介质不够而引起断流、温升. 断流使测量数据波动, 测量结果产生误差; 介质温升使介质物理性质随试验过程的进行而发生变化. 温升越快, 引起的测量误差也就越大. 汽蚀筒容积确定的主要依据是试验介质某质点在试验回路中循环一周的时间. 一般规定为 60 s 循环一次, 温升在 $0.5 \sim 1 \text{ }^\circ\text{C/h}$ 范围内.

汽蚀筒容积 V 分为贮水容积 V_1 和贮气容积 V_2 . 汽蚀筒贮水容积 V_1 应满足下式^[7, 8]:

$$V_1 \geq 70\,588 \times \frac{(1 - \eta)QH}{\eta c}$$

式中 V_1 单位为 m^3 ; η 为试验泵效率, %; Q 为试验泵流量, m^3/s ; H 为试验泵扬程, m ; c 为水的比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$.

考虑到试验在不同流量点间必需的时间间隔、真空泵的抽气率, 汽蚀筒承受的压力等, 一般取汽蚀

筒的贮气容积为

$$V_2 = \left[\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4} \right] V$$

考虑上述公式和实际空间等因素, 取汽蚀筒容积为 20 m^3 , 表面积为 32 m^2 , 筒直径为 $2\,000 \text{ mm}$, 高为 $6\,500 \text{ mm}$ (含进口和顶部真空泵接口); 上下封头直径均为 $2\,000 \text{ mm}$.

汽蚀筒中最高压力为试验泵进口最高压力, 筒中最低压力为绝对真空. 筒壁厚按筒中最高压力和抗腐蚀性等因素来确定, 取为 8 mm .

当筒内液体流速大于 0.25 m/s 时, 应设置隔板稳流栅. 筒内设有两层高度均为 400 mm 的稳流栅, 稳流栅上布有直径 300 mm , 壁厚 5 mm 的管子若干.

循环系统主管路直径为 500 mm , 故进、出口直径均为 500 mm . 筒顶部真空泵接口直径 80 mm ; 气水分离罩上开有 50 mm 的小孔若干.

根据上述参数要求及设计标准设计汽蚀筒, 采用 Pro/ENGINEER 对其进行三维造型, 结构图见图 1a

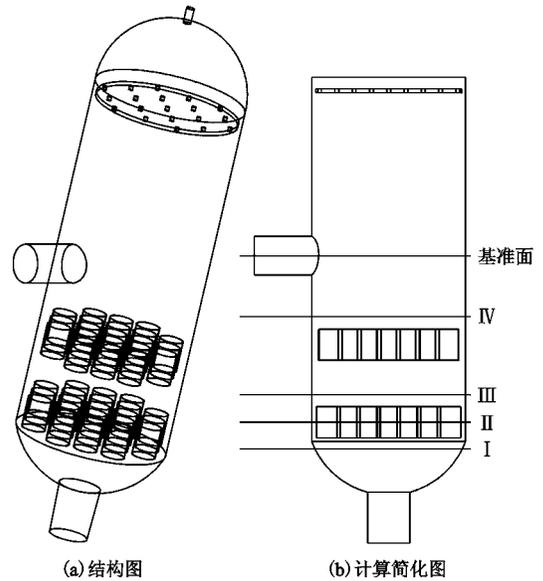


图 1 汽蚀筒结构图及计算简化图

Fig 1 Configuration of the water tank and the sketch

2 内部流场数值模拟

2.1 计算对象及模型结构

图 1b 为计算简化模型, 略去了充满空气的顶部封头. 图中 I, II, III, IV 面为下文分析用截面, I, II, III, IV 面距汽蚀筒出口截面 (基准面) 分别为 $2\,400$, $2\,000$, $1\,850$ 和 850 mm .

2.2 控制方程

对于不可压流体, 相对定常流动, 雷诺平均控制

方程 (RANS) 可表示为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0$$

$$u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right)$$

式中 ρ 为液体密度; u_i 为 i 方向的雷诺平均速度; p 为雷诺平均静压; u'_i 为脉动量。

标准 $k - \varepsilon$ 方程如下:

$$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \rho (p_k - \varepsilon)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] = \rho \frac{\varepsilon}{k} (C_{1p} p_k - C_{2\varepsilon} \varepsilon)$$

$$p_k = \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

式中 μ_t 为涡粘性系数, p_k 为湍动能 k 的生成项, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $C_{1p} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$

2.3 网格划分

汽蚀筒轴向尺寸为 6 500 mm, 径向尺寸为 2 000 mm, 外形尺寸相当大, 但内部稳流栅和气水分离罩结构尺寸比较小。稳流栅所用管道直径为 300 mm, 气水分离罩上的小孔直径为 50 mm。外形结构和内部结构尺寸相差如此之大, 给网格划分带来了很大的困难, 不能简单地体网格划分, 故进行了分区划分并采用了结构化六面体网格和非结构化四面体混合格网。整个计算区域共有 8×10^5 多个网格单元。经检查, 网格的等角斜率和等尺寸斜率都小于 0.87, 网格质量好。计算收敛精度为 10^{-5} 。网格如图 2 所示。

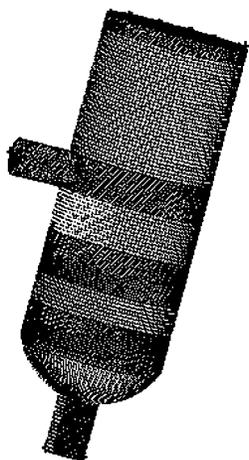


图 2 计算区域网格图
Fig 2 Grid of calculation extent

2.4 边界条件

计算中采用二阶迎风差分格式计算方法, 速度压

力修正采用 SIMPLEC 算法; 考虑重力影响; 参考压力为标准大气压, 参考压力位置为自由液面上方^[9]。

进口条件: 采用均匀入流条件, 沿轴向入流, 给定汽蚀筒进口断面轴向速度; 湍动能 k 和湍动能耗散率 ε 分别由下列经验公式确定:

$$k_{in} = 0.005 u_{in}^2$$

$$\varepsilon_{in} = C_\mu^{3/4} k_{in}^{3/2} / l, \quad l = 0.07L$$

式中 u_{in} 为进口处的平均速度; L 为特征长度, $L = 0.5D$, D 为等效管径。

出口条件: 计算前出口速度和压力未知, 采用自由出口边界条件。由于全部流场只有一个出口, 其出流权重设为 1

固壁条件: 在固壁处采用无滑移边界条件, 在近壁区采用标准壁面函数^[10]。

3 模拟计算结果及分析

本研究以型号为 M-211, 叶片角度为 -2° 的混流泵为例, 对其设计工况点 $Q = 2\ 200\ m^3/h$, $H = 8.50\ m$, $\eta = 86.00\%$ 下实验时的汽蚀筒进行了模拟。模拟结果如下。

3.1 流场分布

图 3 为汽蚀筒纵截面的速度分布。可以看出, 在筒底部封头处和筒上半部均存在漩涡。

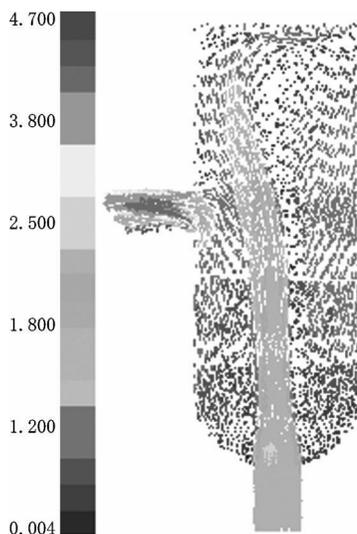


图 3 汽蚀筒纵截面速度分布 (m/s)

Fig 3 Velocity distribution on vertical section of water-tank

流体进入汽蚀筒, 空间突然扩大, 在封头处形成较弱漩涡; 经封头进入第一层稳流栅, 大部分流体流动均匀, 并充满整个汽蚀筒和稳流栅; 之后, 流体进入两层稳流栅之间的空筒内, 在此流体进一步稳定,

并形成较弱漩涡;流体进入第二层稳流栅,进一步稳流,为出口处稳定流动提供条件。

流体的高速区主要集中在沿进口的轴向,受出口压力的影响,流体向出口方向偏移,导致汽蚀筒上半部的左右两侧均形成漩涡;气水分离罩下面的流体沿筒壁向上流动,因液面为标准大气压,受压力影响,流体由气水分离罩的小孔向下回流。

3.2 筒内压力分布规律

图 4a 为 I 面流体的压力分布,可以看出压力分布极不均匀,存在着许多高压区和低压区,并且分布范围广,无规律性。高压为 45 000 Pa 低压为 44 500 Pa 压差为 500 Pa 压差较大,这样势必造成流动紊乱。图 4b 为 II 面流体的压力分布,可以看出较稳流栅前压力低且分布较均匀,高压区和低压区压力均减小,压差减小为 400 Pa 图 4c 为 III 面流体的压力分布,压差为 300 Pa 高压区集中分布于远离汽蚀筒出口的一边。这与图 3 中存在的漩涡形成对应。若两层稳流栅合为一层,即没有此处流体整合的空间,则出口处流体的流动必然会存在漩涡或混乱等流动不均匀现象,影响泵试验结果。图 4d 为 IV 面流体的压力分布,此处压力进一步降低,分布较为均匀,压差减小为 250 Pa 表明两层稳流栅对流体的稳流起到了很好的效果。

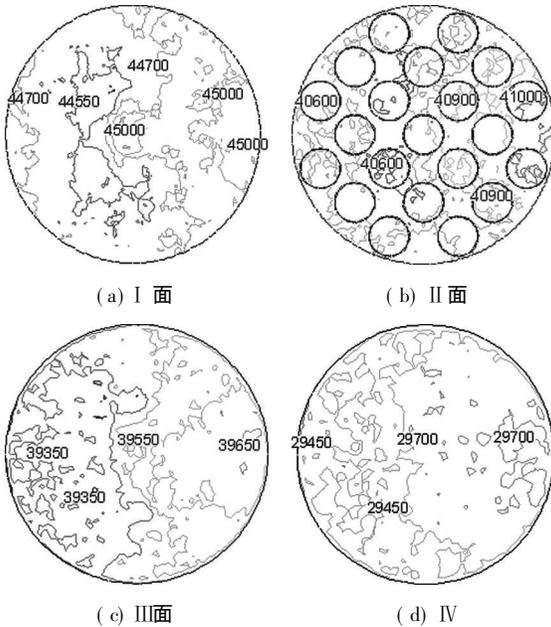


图 4 I ~ IV 面静压分布 (单位: Pa)

Fig 4 Static pressure distribution on face of I ~ IV

3.3 出口横截面速度、压力分布规律

图 5 为汽蚀筒出口总压分布图和速度矢量图,可以看出汽蚀筒出口压力、速度分布均匀。型号为

M-211 叶片角度为 -2° 的混流泵在 $Q = 2\ 245.55\ \text{m}^3/\text{h}$ 的泵进口压力试验值为 17.84 kPa FIUENT 计算所得汽蚀筒出口压力为 18.16 kPa 出口压力预测误差为 1.79%, 预测值和试验值非常接近。可见,采用刚盖假设进行计算是可行的,所得到的外特性理论值与试验值很接近,对工程实践具有一定的参考价值。

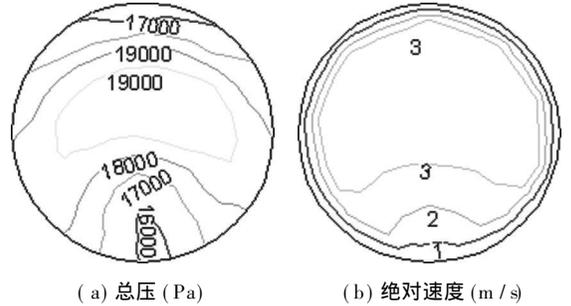


图 5 出口总压和速度矢量分布

Fig 5 Pressure and velocity distribution on exit

4 结 论

本研究根据某多功能试验台闭式试验装置参数的测量范围要求设计了一个汽蚀筒。对此汽蚀筒的自由液面采用刚盖假设,以叶片角度为 -2° 、型号为 M-211 的混流泵为例,在其工况点 $Q = 2\ 200\ \text{m}^3/\text{h}$ 下运用 CFD 软件 Fluen t6.2 对此汽蚀筒进行了流场计算,得到了汽蚀筒的速度矢量图、各横截面的压力分布图和出口速度、压力分布图。

通过分析表明,稳流栅对流体的稳流起到了很显著的作用,而两层稳流栅对流体稳流的作用更是不可忽视。通过两层稳流栅的稳流,汽蚀筒出口压力稳定,流速均匀,为更好地进行水泵试验提供了良好的条件。计算所得的外特性理论值与试验值很接近,证明该汽蚀筒的设计合理,能够达到试验所要求的泵进口压力,且压力稳定。同时,验证了刚盖假设适用于自由表面变化平缓、波动很小的情况。

笔者首次对汽蚀筒内部流场进行数值研究,对以后的研究具有一定的指导意义和参考价值。但此模型有一定的局限性,存在一定的误差,以后将采用 VOF 两相流模型或动网格作进一步的研究。

参考文献 (References)

[1] 姚志青. 多功能水泵综合试验台测控系统研究 [D]. 镇江: 江苏理工大学, 2005.

(下转第 33 页)

不同的导流器与叶轮的组合;

2) 同一个导流器与不同的叶轮组合, 只要保持面积比不变, 同样可以得到一种高效率的泵。试验证明了该方法的正确性。用此种方法可扩大泵的规格和使用范围。

参考文献 (References)

- [1] Anderson H H. Mine pumps [J]. *Journal of Mining Society*, 1984 (6): 34- 38
- [2] 郭自杰. 蜗壳面积比原理讨论 [J]. *排灌机械*, 1989, 7 (2): 1- 4
GUO Zì-jie. Discussion on the principle of scroll area ratio [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 1989, 7 (2): 1- 4 (in Chinese)
- [3] 关醒凡. 现代泵技术手册 [M]. 北京: 宇航出版社, 1995 84- 86
- [4] 袁寿其, 曹武林, 陈次昌, 等. 面积比原理和泵的性能 [J]. *农业机械学报*, 1993, 24 (2): 36- 40
YUAN Shou-qi, CAO Wu-ling, CHEN Ci-chang et al. Area ratio principle and pump performance [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 1993, 24 (2): 36- 40 (in Chinese)
- [5] 杨军虎, 张人会, 王春龙, 等. 计算离心泵面积比和蜗壳面积的方法 [J]. *机械工程学报*, 2006, 42 (9): 67- 70
YANG Jun-hu, ZHANG Ren-hui, WANG Chun-long et al. Calculation way of area ration and volute cross area for centrifugal pump [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42 (9): 67- 70 (in Chinese)
- [6] 刘在伦, 齐学义, 郑小荣. 叶轮出口叶片间面积对潜水泵性能的影响 [J]. *甘肃工业大学学报*, 2002, 28 (2): 62- 64
LIU Zai-lun, QI Xue-yi, ZHENG Xiao-rong. Exports of impeller outlet area on performance of submersible pumps [J]. *Journal of Gansu University of Technology*, 2002, 28 (2): 62- 64 (in Chinese)
- [7] 刘在伦, 梁森, 魏清顺. 基于面积比原理的水泵设计方法 [J]. *农业机械学报*, 2007, 38 (6): 196- 198
LIU Zai-lun, LIANG Seng, WEI Qing-shun. Design of pumps based on the principle of area ratio [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38 (6): 196- 198 (in Chinese)
- [8] Keller J D H, Dijkers R T H, van Esch B P M, et al. Experimental and theoretical study of the flow in the volute of a low specific-speed pump [J]. *Fluid Dynamics Research*, 2001, 28 (4): 267- 280
- (责任编辑 张文涛)
- (上接第 26 页)
- [2] Khayat R E. A three-dimensional boundary element approach to confined free-surface flow as applied to die casting [J]. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 1998, 22 (2): 83- 102
- [3] Cheo W oo Park, Sang-Joon Lee. Free end effects on the near wake flow structure behind a finite circular cylinder [J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2000, 88 (2/3): 231- 246
- [4] Robertson I, Shewin S J, Graham J M R. Comparison of wall boundary conditions for numerical viscous free surface flow simulation [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2004, 19 (4): 525- 542
- [5] Layton A T. An efficient numerical method for the two-fluid Stokes equations with a moving immersed boundary [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2008, 197 (25- 28): 2147- 2155
- [6] 关醒凡. 现代泵技术手册 [M]. 北京: 宇航出版社, 1995
- [7] 贾国方. 水泵试验台汽蚀筒容积的选取 [J]. *排灌机械*, 1988, 6 (4): 53- 54
JIA Guo-fang. Cubage selection of water-tank of pump test-bed [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 1988, 6 (4): 53- 54 (in Chinese)
- [8] 贾国方. 泵试验用汽蚀筒的设计研究 [J]. *排灌机械*, 1996, 14 (3): 55- 56
JIA Guo-fang. Design of water-tank in pump examination [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 1996, 14 (3): 55- 56 (in Chinese)
- [9] 陈为博, 杨敏. 带有自由表面紊流场的数值模拟 [J]. *水利水电技术*, 2004, 35 (9): 67- 69
CHEN Wei-bo, YANG Min. Numerical simulation of free surface turbulence flow [J]. *Water Resources and Hydropower Engineering*, 2004, 35 (9): 67- 69 (in Chinese)
- [10] 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 Wei-dong, ZHANG Qi-hua, LU Wei-gang. 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)
- (责任编辑 张文涛)