

轴伸贯流式水轮机 CFD 计算的性能分析

齐学义, 张 庆

(兰州理工大学 流体动力与控制学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 针对某水电站 GD008—WZ—140 轴伸贯流式水轮机运行中存在着出力不足, 并伴随有振动和噪声等导致不能正常运行的问题, 运用 CFD 数值模拟技术分析并找出了其问题产生的主要原因, 依据最终模拟与性能预测的结果对其翼型与叶片作了修形, 并对整个转轮作了改造, 设计出了 LGD08—WZ—140 型转轮。对 LGD08—WZ—140 型转轮配以原过流通道进行了全流道的 CFD 数值模拟。对其进行的性能预测与试运行结果表明: 机组出力和效率达到并可超出原设计指标要求; 噪声明显减弱, 已由 95 dB 降低为 83 dB, 震动亦基本消除。因此, 转轮叶片的改造是成功的。

关键词: 贯流式水轮机; 流场; 叶片; 翼形; CFD; 性能预测

中图分类号: TK733.8 文献标志码: A 文章编号: 1005—6254(2008)05—0009—05

Shaft extension tubular turbine performance analysis based on CFD calculation

QI Xue-yi ZHANG Qing

(College of Fluid Power and Control Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

Abstract Considering for GD008—WZ—140 shaft extension tubular turbine in some hydropower station which has serious problems such as less effort vibration and noise, CFD was used to study the main reason of the problems. Based on the simulation results and performance prediction, the LGD08—WZ—140 runner was designed. The flow in the new runner coupled with the original fw passage was stimulated. The results of performance prediction and trial operation show that the power can exceed the original design standard requirements, the noise reduces from 95 dB to 83 dB, and the vibration is basically eliminated. Therefore, the transformation of this runner is a success.

Key words tubular turbine; fw; blade; wing profile; CFD; performance prediction

轴伸贯流式水力发电机组由于其比转速高、过流能力大、水力效率高、结构简单、土建工程量少等优点, 被广泛应用于低水头、小型水力资源开发的水电站中。贯流式水轮机从结构上与其他反击式水轮机的最大区别是其流道平直且没有蜗壳形式的引水装置^[1,2]。整台水轮机的性能取决于所有过流部件的性能。为了提高水轮机的性能, 更多地了解每个部件改进的可能性是非常必要的。在水电站设备改造

和更新的情况下, 电站某些旧的部件仍为原来的形状和尺寸, 新的水轮机部件必须与原有的部件相匹配, 由于这些原因, 了解水轮机的损失分布是非常重要的。

CFD 用于水力机械的模拟和分析已得到认可^[3—5], 故用 CFD 进行数值分析是可行的。本研究针对某水电站 GD008—WZ—140 轴伸贯流式水轮机存在着出力严重不足, 振动、噪声大等问题, 依据

收稿日期: 2008—04—28

作者简介: 齐学义(1945—), 男, 辽宁台安人, 教授, 博士生导师(qixy@lut.edu.cn), 主要从事流体机械的内部流动分析及其性能研究, 可逆式水力机械、中小型水电站机组增容改造的研究。

张 庆(1983—), 女, 湖北石首人, 硕士研究生(zhangqing99998@163.com), 主要从事流体机械的内部流动分析及其性能的研究。

© 1994—2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

CFD 数值分析进行翼型与叶片的修形、改进, 设计出了 LGD08—WZ—140 型转轮。然后对 LGD08—WZ—140 型转轮配以原过流通道进行全流道模拟, 采用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型计算, 并对其作出性能预测。

1 计算区域

本流场数值模拟的计算域确定为从引水室进口至尾水管出口(包括机组进口的引水锥管段、导叶、转轮室、转轮、尾水管等), 对其进行全流道模拟。计算区域的实体造型利用 Pro/E 完成^[6-7], 如图 1 所示。

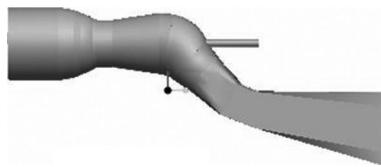


图 1 计算区域

Fig. 1 Computational domain

2 工况选取

为了预估该水轮机的水力性能, 针对水头为

6.2 m, 转速为 300 r/m in 的轴伸贯流式水轮机进行流场计算分析。计算工况的选取分别在 3 个不同叶片安放角即 20°、22.5°、25°下, 选取 5 个导叶开度即最小流量、最大流量、最优工况, 以及在最小工况与最优工况之间和最优工况与最大工况之间各取一个工况。

3 边界条件的设置

计算中采用了 Realizable $k-\varepsilon$ 紊流模型, 利用 SIMPLEC 方法进行速度-压力的耦合。由于水轮机的设计工作水头为定值, 所以, 计算中的边界条件设定为压力进口和压力出口。在固体壁面上采用无滑移边界条件, 近壁处采用壁面函数法处理^[8-11]。

4 运转特性

水轮机的水力效率

$$\eta_e = \frac{M \omega}{\Delta p \cdot Q} \quad (1)$$

式中 M 为转轮输出的扭矩; ω 为转轮旋转的角速度; Δp 为引水端进口与尾水管出口的总压差; Q 为水轮机的流量。

按上述公式计算所得的水轮机水力效率见表 1

表 1 选定工况计算结果表
Tab. 1 Results of selected conditions Table

$\beta_2 / (\circ)$	导叶开度 / (\circ)	$Q / (m^3 / min)$	$\Delta p / Pa$	$M / (N \cdot m)$	$\eta / %$	P / kW
20	55	9.873	58 753.225	16 298.11	88.24	511 760.62
	65	10.914	58 607.962	18 822.47	92.40	591 025.40
	68	11.192	58 554.997	19 283.32	92.39	605 496.22
	70	11.457	58 254.687	19 356.52	91.07	607 794.63
	80	12.137	58 023.454	19 471.56	86.82	611 406.92
22.5	55	10.437	58 340.439	16 456.51	84.86	516 734.38
	65	11.696	58 133.140	19 540.23	90.24	613 563.25
	68	12.024	58 199.471	20 254.93	90.89	636 004.90
	70	12.255	58 130.823	20 483.25	90.28	643 174.05
	80	13.135	57 649.372	20 588.37	85.37	646 474.85
25	55	10.997	57 888.093	16 319.37	80.50	512 428.12
	65	12.446	57 735.580	19 923.66	87.06	625 602.86
	68	12.844	57 793.030	20 908.39	88.45	656 523.45
	70	13.105	57 734.706	21 165.56	87.84	664 598.68
	80	14.180	57 236.497	21 673.71	83.85	680 554.62

其中, 原水轮机设计参数为引用流量 $11.6 m^3 / s$, 装机容量 500 kW, 设计效率 87%。由上述计算结果可知, 各计算工况下水轮机输出的功率均已达到并超出原设计功率; 设计工况点的效率均较原设计效率要高, 在叶片安放角为 20°时高出 5%, 在叶片安放角为 22.5°时高出 3%, 在叶片安放角为 25°也高出了 1%。

另外, 经试运行结果表明: 原 GD008—WZ—140 水轮机在运行中噪声达 95 dB 且明显感觉震动, 而新 LGD08—WZ—140 水轮机在运行中噪声达 83 dB

且感觉平稳, 由此可见噪声明显减弱、震动基本消除。这说明的新转轮的性能较原转轮要好, 即转轮叶片的改造是成功的。

5 流场显示

考虑到流量、效率及功率兼顾最优问题, 最终将

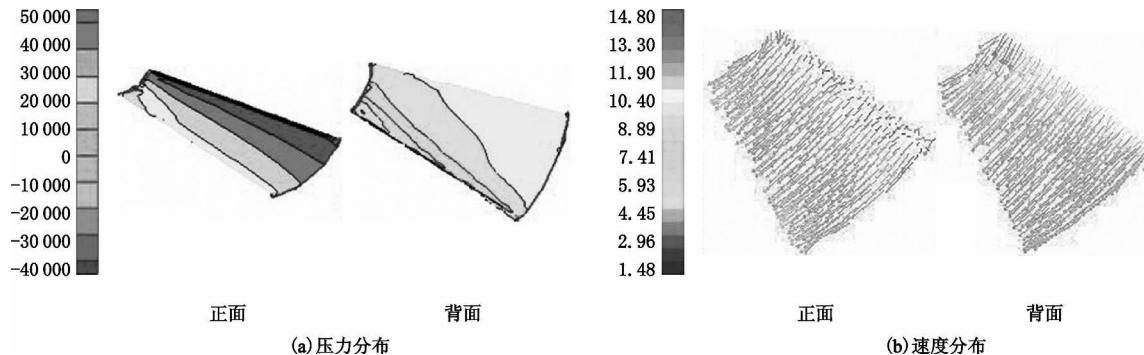


图 2 小流量下导叶的压力分布和速度分布

Fig 2 Guide vanes pressure distribution and velocity distribution in small flow

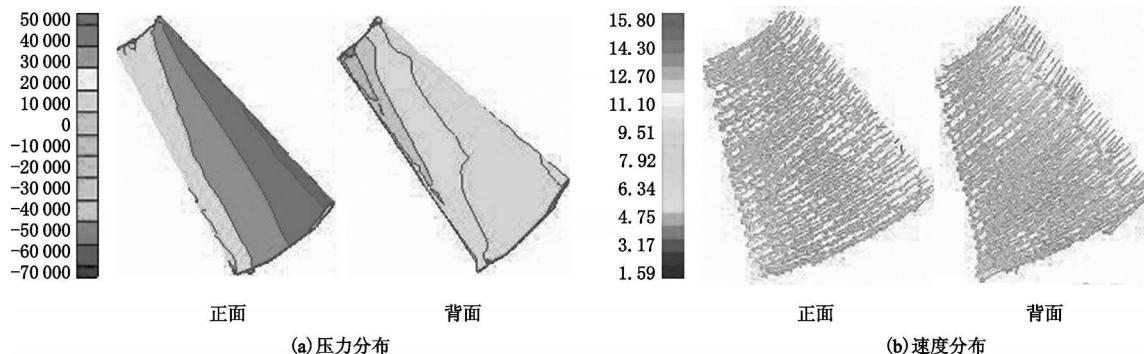


图 3 设计工况下导叶的压力分布和速度分布

Fig 3 Guide vanes pressure distribution and velocity distribution in performance calculation

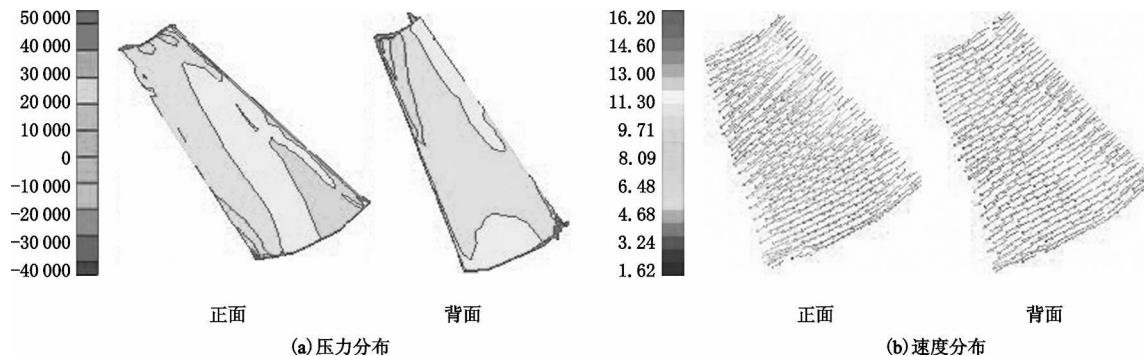


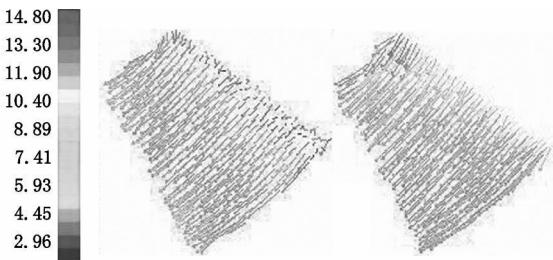
图 4 大流量下导叶的压力分布和速度分布

Fig 4 Guide vanes pressure distribution and velocity distribution in big flow

2)叶片在小流量工况点、设计工况点、大流量工况点的压力分布和速度分布, 分别见图 5 图 7。

叶片安放角定为 22.5° 。笔者将给出叶片安放角为 22.5° 时在 3 个特定工况下(即小流量工况点、设计工况点、大流量工况点), 导叶、叶片及尾水管的流场分布。

1)导叶在小流量工况点、设计工况点、大流量工况点的压力分布和速度分布, 分别见图 2 图 3 图 4



正面

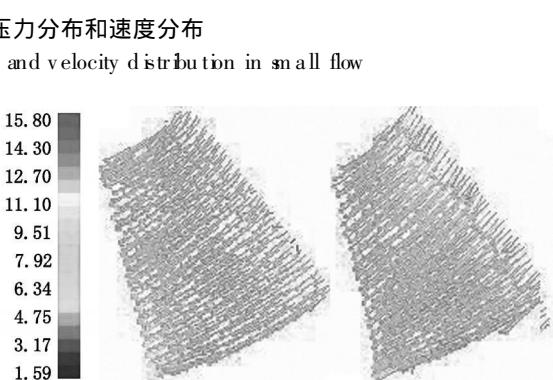
背面

(a) 压力分布

正面

背面

(b) 速度分布



正面

背面

(a) 压力分布

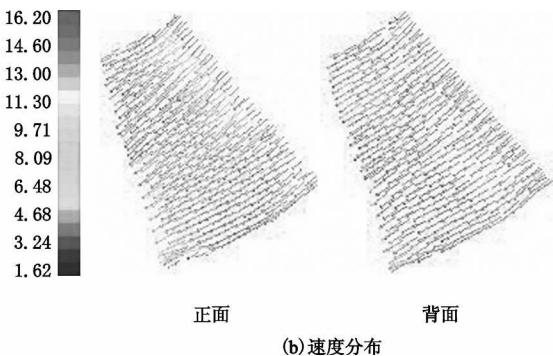
正面

背面

(b) 速度分布

图 5 叶片在小流量工况点的压力分布

Fig 5 Blade pressure distribution in small flow



正面

背面

(a) 压力分布

正面

背面

(b) 速度分布

图 7 叶片在大流量工况点的压力分布

Fig 7 Blade pressure distribution in big flow

3)尾水管在小流量工况点、设计工况点、大流量工况点时, 管内水流流动轨迹如图 8 所示。

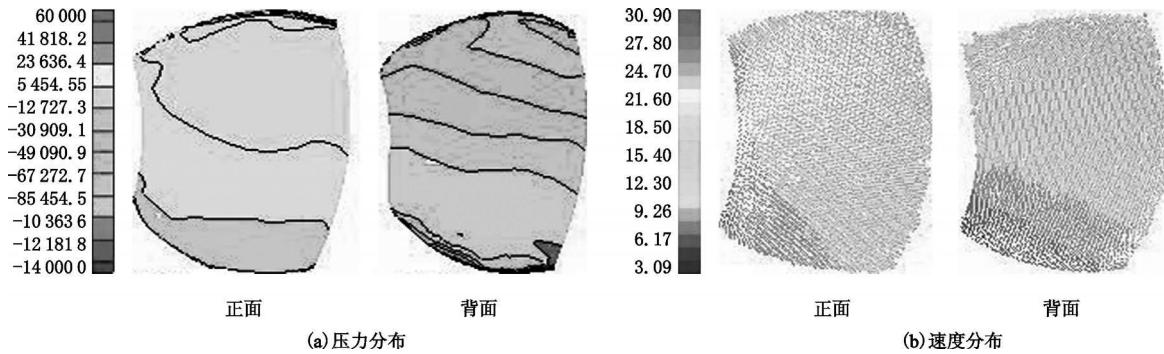


图 5 小流量下叶片的压力分布和速度分布

Fig 5 Blade's pressure distribution and velocity distribution in small flow

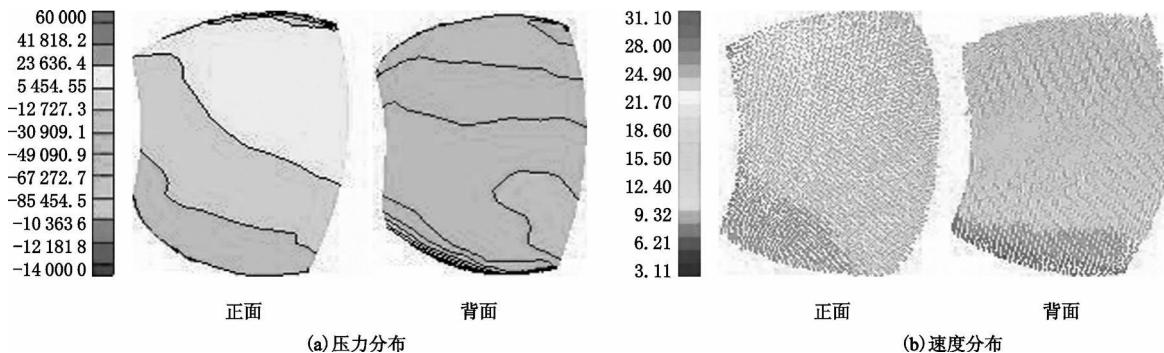


图 6 设计工况下叶片的压力分布和速度分布

Fig 6 Blade's pressure distribution and velocity distribution in performance calculation

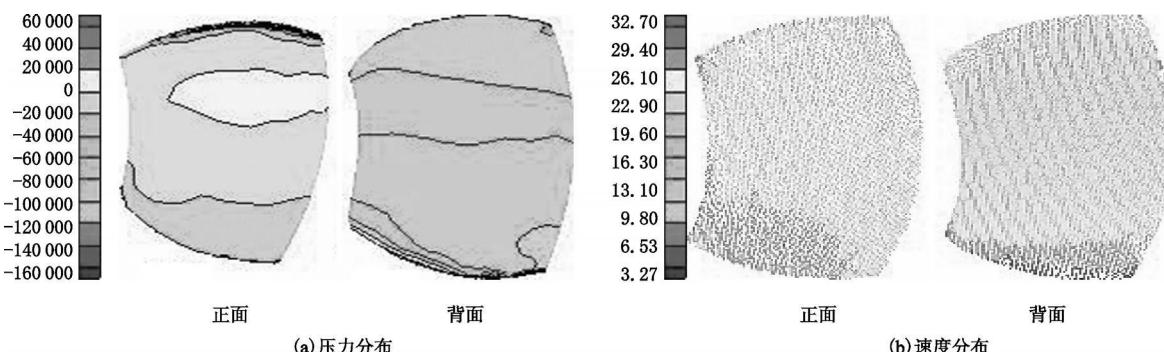


图 7 大流量下叶片的压力分布和速度分布

Fig 7 Blade's pressure distribution and velocity distribution in big flow

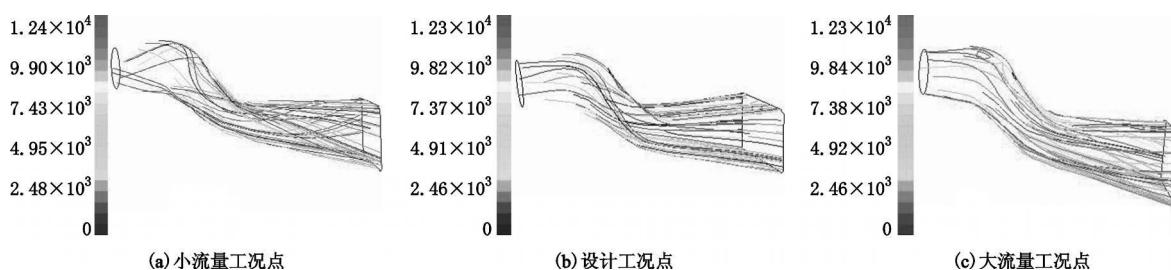


图 8 尾水管内的水流流动轨迹

Fig 8 Draft tube's water flow trace

6 流场计算结果及分析

1) 由图 2~图 4 可见, 在小流量工况和设计工况

下, 导叶的压力分布和速度分布较合理; 在大流量工况下压力分布不均匀, 在出水边存在着明显的脱流现象, 这是因为在该工况下, 导叶翼形及导叶安放位置与液流方向匹配不相适应, 导致导叶出水边脱流。

© 1994-2012 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. <http://www.cnki.net>

2)由图 5~图 7 可见, 在小流量工况和设计工况下, 叶片正面和背面的压力分布合理, 即压力分布是从进水边到出水边逐渐变小; 在大流量工况下, 叶片背面分布合理, 但在叶片正面的进水侧出现明显的低压区, 这是由于该工况下导叶开度大, 使得导叶出水边与叶片进水边匹配不相适应, 从而产生负冲角。其中, 在 3 个特定工况下, 叶片正、背面的速度分布均较合理。

3)由图 8 可见, 在小流量工况下, 靠近尾水管出口的上侧有涡带, 这可能是因为在此工况下, 通过的流量较小, 相对尾水管出口的流速偏小而发生回流所致。在设计工况下, 尾水管内没有明显的涡带, 分布合理。在大流量工况下, 在尾水管弯肘段上侧有明显的涡带, 在尾水管出口也出现了小面积的涡带。这表明导叶和叶片的匹配关系对尾水管的性能有较大的影响, 同时也与尾水管本身的型式、形状有关。

7 结 论

性能分析、预测的结果表明, 该水轮机不仅完全能达到额定出力, 而且还具有一定超发能力, 且振动基本消除, 噪声明显减弱。因此, 对该转轮所实施的技术改造完全达到了改造的目的和技术、性能指标的要求, 改造是成功的。同时, 计算表明, 同一转轮叶片安放角时, 与之匹配的导叶开度直接关系着水轮机效率和性能。

参考文献 (References)

- [1] 汤毅强. 灯泡贯流式和轴伸贯流式水轮机的发展现状 [J]. 东方电气评论, 1990, 4(4): 274–278
TANG Y i-qiāng The development of bulb tubular turbine and shaft extending tubular turbine[J]. *Dongfang Electric Review*, 1990, 4(4): 274–278. (in Chinese)
- [2] 梁章堂, 胡斌超. 贯流式水轮机的应用与技术发展探讨 [J]. 中国农村水利水电, 2005(6): 89–90
LIANG Zhang-tang, HU Bin-chao Discussion on the application and technique development of tubular turbine in China[J]. *China Rural Water and Hydropower*, 2005(6): 89–90. (in Chinese)
- [3] 魏显著, 刘万江, 韩秀力. 基于现代 CFD 过程的轴流式水轮机通道的改进设计 [J]. 东方电气评论, 2005, 19(1): 1–7.
WEI Xiu-zhū, LIU Wan-jiang, HAN Xiu-li Improving design based on CFD procedure in kaplan turbine[J]. *Dongfang Electric Review*, 2005, 19(1): 1–7. (in Chinese)
- [4] 齐学义, 冯俊豪, 李纯良, 等. 三维湍流流动计算在混流式转轮水力设计中的应用 [J]. 兰州理工大学学报, 2006, 32(5): 48–52
Q I Xue-yi, FENG Jun-hao, LI Chun-liang, et al Application of 3-D viscous flow calculation to hydraulic design of francis turbine[J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2006, 32(5): 48–52. (in Chinese)
- [5] 柴胜凯, 罗兴锜, 廖伟丽. 轴流泵叶轮内部三维流动分析 [J]. 排灌机械, 2004, 22(1): 16–19
CHAI Sheng-kai, LUO Xing-qi, LIAO Wei- li Three-dimensional flow investigation of axial pump impeller[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2004, 22(1): 16–19. (in Chinese)
- [6] 齐学义, 阎晓伟, 张 庆. 基于 Pro/E/Engineer 的双流道式叶轮三维实体造型 [J]. 兰州理工大学学报, 2008, 34(1): 40–44
Q I Xue-yi, YAN Xiao-wei, ZHANG Qing 3-D entity modeling of double-channel impeller based on Pro/E/Engineer[J]. *Journal of Lanzhou University of Technology*, 2008, 34(1): 40–44. (in Chinese)
- [7] 侯祐华, 齐学义, 常一乐, 等. 基于 Pro/E 水轮机转轮三维造型 [J]. 排灌机械, 2006, 24(1): 14–16
HOU Yuhua, Q I Xue-yi, CHANG Yile, et al 3-D design of hydro turbine's runner based on Pro/E[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2006, 24(1): 14–16. (in Chinese)
- [8] Aschenbrenner T, Otto A, Moser W. Classification of vortex and cavitation phenomena and assessment of CFD prediction capabilities [C] // *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, IAHR, Yokohama, Japan, October 17–21, 2006
- [9] Bogey C, Bailly C. Large eddy simulations of round free jets using explicit filtering with/without dynamic Smagorinsky model[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2006, 27(4): 603–610
- [10] Richard S, Colin O, Vemorel O, et al Towards large eddy simulation of combustion in spark ignition engines [J]. *Proceedings of the Combustion Institute-31st International Symposium on Combustion (S1540 – 7489)*, 2007, 31(2): 3059–3066
- [11] Benhanadouche S, Laurence D. LES coarse LES, and transient RANS comparisons on the flow across a tube bundle [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow (S0142-727X)*, 2003, 24(4): 470–479

(责任编辑 张文涛)