

泵反转液力透平速度滑移的计算与分析

王晓晖^a 杨军虎^b 夏正廷^a 郭艳磊^b

(兰州理工大学 a 能源与动力工程学院; b 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

摘要 针对离心泵反转液力透平(PAT),采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流数值模拟分析了泵工况(正转)与透平工况(反转)的速度滑移特性,揭示了滑移系数的变化规律,提出了考虑滑移系数时计算 PAT 泵工况与透平工况扬程换算关系的新方法.结果表明:随着流量增加,泵工况滑移系数增大,透平工况滑移系数减小.速度滑移引起叶轮内的附加水力损失,透平工况流量大于额定流量时,其滑移系数小,叶轮内附加水力损失小,这是液力透平大流量时效率高的原因之一.采用 PAT 换算关系新方法计算了不同转速下的 6 个 PAT 算例的扬程换算值,并将结果与未考虑滑移系数的方法比较,经实验验证该方法的平均误差约减小 5%~20%.

关键词 离心泵;液力透平;速度滑移;滑移系数;换算关系

中图分类号 TH311;TK79 文献标志码 A 文章编号 1671-4512(2017)09-0064-05

Calculation and analysis on velocity slip of pump as turbine

Wang Xiaohui^a Yang Junhu^b Xia Zhengting^a Guo Yanlei^b

(a School of Energy and Power Engineering; b Key Laboratory of Fluid Machinery and System, Gansu Province, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract Focus on the pump as turbine (PAT), the slip phenomenon was analyzed based on RNG (renormalization group) $k-\epsilon$ simulation, the distribution of slip factor was revealed for pump mode and turbine mode, and a new method of head relationship between pump and turbine mode was proposed considering slip factor. Results show that slip factor is increasing with the increase of discharge in pump mode but inversely in turbine operation. Relevant hydraulic loss in impeller passage is induced by slip phenomenon. Slip strengthened in part-load region, as a consequence, hydraulic efficiency is low, on the contrary, it weakened in over-load region, therefore, hydraulic efficiency of PAT is high relatively. Then the head relationship between pump mode and turbine mode for 6 selected PATs were calculated based on the proposed new method, and results were compared with those without considering the slip coefficient, which shows that the average error is reduced by 5%~20% using proposed new method.

Key words centrifugal pump; pump as turbine (PAT); velocity slip; slip factor; head relationship

离心泵是可逆式旋转机械,正转时可将旋转机械能转换为液体的压力能,实现对液体的增压作用,其反转可作液力透平(pump as turbine, PAT)使用,将高压液体的能量转换为轴的旋转机械能,从而实现液体余压能量的回收.离心泵反转作液力透平具有结构简单、体积小、造价低、维

修方便、适用广泛、运行可靠等优点^[1-2],目前在石油化工、煤化工、钢铁冶金、海水淡化等行业中得到广泛应用^[1-3].

无论是离心泵还是 PAT,由于叶片数有限,叶轮内均会产生不同程度的速度滑移(其量化指标为滑移系数),造成欧拉扬程和理论扬程的差

收稿日期 2017-04-18.

作者简介 王晓晖(1986-),男,博士研究生, E-mail: wangxiaohui5718@163.com.

基金项目 国家自然科学基金资助项目(51569013).

异.这是影响其设计理论与水力性能预测的关键因素.国内外很多学者研究了离心泵的速度滑移现象并得到滑移系数的计算方法.当泵反转作液力透平时,Ardizzon等^[4]认为PAT叶轮内存在速度滑移,并通过数值计算建立了滑移系数与叶片进口角和叶片数的关系.Ventrone等^[5]预测PAT透平工况的扬程时考虑了滑移系数,与其他未考虑滑移系数的结果对比发现,扬程误差在30%~40%.史广泰等^[6]研究发现,比转速越小,透平叶轮出口的滑移系数越大.PAT大都属于低比转速水力机械,滑移系数对其理论扬程的影响不可忽略.离心泵反转作液力透平时,扬程、流量、效率等水力参数与泵工况存在一定换算关系^[7-8],滑移系数对该换算关系有影响^[9].Derakhshan等^[10]在计算PAT泵工况和透平工况扬程换算关系 H_t/H_p 时,仅考虑了泵工况的滑移系数,未考虑透平工况的滑移系数,导致PAT水力性能预测值与实验值误差达到了22.9%.

基于此,评估了不同湍流模型对PAT水力性能的敏感性,对比实验结果选择高效的湍流模型对一台工业离心泵反转作液力透平进行数值计算.分析了泵工况与透平工况的速度滑移特性,得到滑移系数随流量的变化规律.进一步提出考虑滑移系数时计算PAT泵工况与透平工况扬程换算关系 H_t/H_p 的新方法.

1 几何模型和网格划分

以一台工业离心泵反转作液力透平为研究对象,该泵的流量 $Q_p=25\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H_p=32\text{ m}$,转速 $n_p=1\,450\text{ r}/\text{min}$ (为方便区分,文中泵工况的性能参数用下标 p 表示,液力透平工况性能参数用下标 t 表示),主要结构参数如下:泵进口直径 $D_s=80\text{ mm}$,泵出口直径 $D_d=50\text{ mm}$,叶轮进口直径 $D_1=80\text{ mm}$,叶片进口安放角 $\beta_{b1}=38^\circ$,叶轮出口直径 $D_2=312\text{ mm}$,叶片出口宽度 $b_2=10\text{ mm}$,出口安放角 $\beta_{b2}=32^\circ$,叶片数 $Z=6$,叶片包角 $\theta=150^\circ$.对该实验用工业离心泵的叶轮、蜗壳及吸入室进行三维建模,然后采用ICEM CFD划分网格,根据六面体网格可很好地控制流向型分布以及边界层方向的正交性^[11],因此对叶轮、蜗壳及吸入室均采用六面体结构化网格,并对近壁区进行加密处理,如图1所示.

计算域的网格对计算结果有至关重要的影响,因此构建了4种不同密度的网格,进行了网格无关性检查.通过比较PAT扬程 H_t 随网格数 N

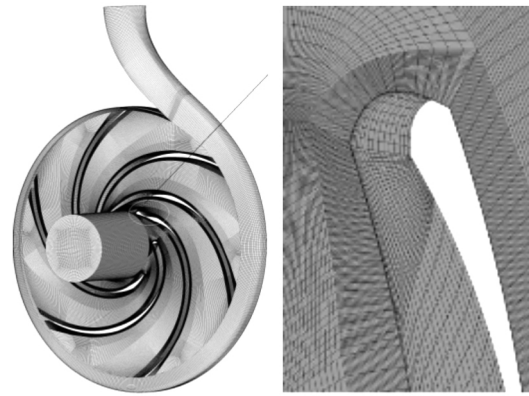
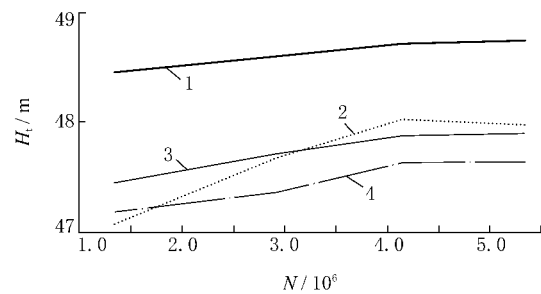


图1 PAT计算域及网格

的变化,选择合适的网格数,不同网格数和对应的计算结果见图2.由图可见:当网格数大于 $4.154\,084\times 10^6$ 时,随着网格数的增加,PAT扬程的变化很小,在综合考虑网格尺度和计算机计算能力基础上,采用网格数为 $4.154\,084\times 10^6$,其中叶轮网格数 $3.045\,624\times 10^6$,蜗壳 $8.652\,60\times 10^5$,吸入室 $2.432\,00\times 10^5$.



1—RNG $k-\epsilon$ 模型; 2—SST $k-\omega$ 模型;
3—标准 $k-\epsilon$ 模型; 4—标准 $k-\omega$ 模型.

图2 网格无关性检查

2 数值计算方法

2.1 数值模拟方法

PAT内部流动是一种复杂的三维非稳态不规则湍流流动,目前基于雷诺时均纳维-斯托克斯方程的湍流模型分为雷诺应力模型和涡黏模型,雷诺应力模型过于复杂,须求解的微分方程数目较多,计算机耗时较长^[12],因此选用涡黏模型中常用的4种双方程模型,分别为标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG(renormalization group) $k-\epsilon$ 模型、标准 $k-\omega$ 模型及SST(shear stress transport) $k-\omega$ 模型,通过对比找出能较准确计算PAT水力性能的湍流模型,进而分析PAT内部的速度滑移现象并计算滑移系数.

湍流模型的选择和近壁区网格质量密切相关,近壁区边界层网格和拓扑块的生成方法均对模拟结果有影响.考虑到不同湍流模型对壁面函

数的适用性及对近壁区网格节点 Y^+ 值的要求, 将 $k-\epsilon$ 湍流模型近壁区网格节点 Y^+ 值控制在 200 左右, $k-\omega$ 湍流模型 Y^+ 值控制在 100 以内^[13]. 表 1 是 PAT 近壁区网格 Y^+ 值的设置方案.

表 1 近壁区网格 Y^+ 值

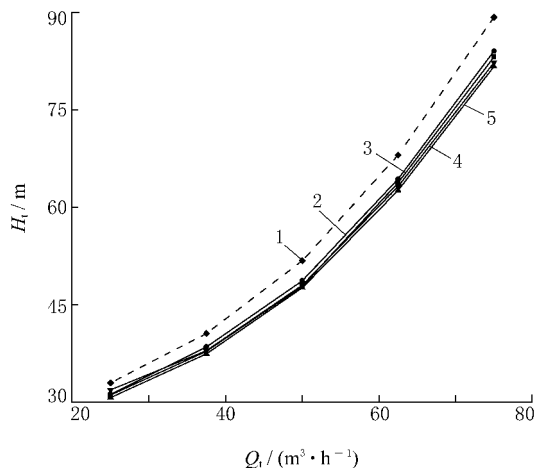
结构	叶轮	蜗壳	吸入室
标准 $k-\epsilon$	3.7~194.3	7.6~184.2	26.3~31.4
RNG $k-\epsilon$	3.7~194.3	7.6~184.2	26.3~31.4
标准 $k-\omega$	2.3~98.7	5.2~87.5	26.3~31.4
SST $k-\omega$	2.3~98.7	5.2~87.5	26.3~31.4

采用 ANSYS CFX17.0 对 PAT 计算域进行数值计算, 控制方程的离散基于有限体积法, 速度压力解耦采用 SIMPLEC 算法, 收敛精度为 1×10^{-5} , 计算域的进口设为速度进口条件, 出口设为压力出口, 壁面采用无滑移边界条件, $k-\epsilon$ 湍流模型选用可升级的壁面函数, $k-\omega$ 模型选用自动壁面处理模型^[14].

2.2 湍流模型验证与评估

为了评估不同湍流模型对 PAT 水力性能数值计算的适用性, 分别采用 4 种湍流模型计算 PAT 的水力性能参数, 并与实验结果进行对比. PAT 试验台实验精度为 B 级, 实验中须要测量的参数有 PAT 扬程、流量、转速和扭矩. 采用 ABG-1151/3351DP7S23B-M2 压差传感器测量 PAT 进出口压力, 量程范围是 0~2 MPa, 测量精度 $\pm 0.1\%$; MF200-101 电磁流量计测量流量, 可测流量范围为 0.904 4~217.03 m^3/h , 精度为 $\pm 0.1\%$; NJ1 扭矩传感器测量转速和扭矩, 其额定转矩为 100 $\text{N} \cdot \text{m}$, 转速范围为 0~6 000 r/min , 定系数为 8 522, 精度等级为 0.2 级.

如图 3 所示, 考虑到滑移系数实际表征的是叶轮欧拉扬程与理论扬程的差异, 只影响扬程而



1—实验值; 2—RNG $k-\epsilon$ 模型; 3—标准 $k-\epsilon$ 模型; 4—SST $k-\omega$ 模型; 5—标准 $k-\omega$ 模型.

图 3 液力透平水力性能 CFD 与实验结果

与其他水力性能参数无关, 因此仅给出了 PAT 的扬程-流量 (H_t-Q_t) 曲线. 由于数值模拟未考虑 PAT 进出口管路、阀门等处的水力损失以及口环、平衡孔的泄漏损失, 因此数值计算扬程低于实验扬程, 但结果仍处于可接受的范围^[15-16]. 为评估湍流模型对 PAT 水力性能影响的敏感性, 比较了不同湍流模型模拟值与实验值之间的误差, 发现标准 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型、标准 $k-\omega$ 模型及 SST $k-\omega$ 模型与实验值间的平均误差分别为 6.62, 5.53, 7.82, 6.46. 可见 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型的误差最小, 采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型预测 PAT 的水力性能具有较高的可信度.

3 PAT 滑移系数计算与分析

如图 4 所示, 图中: n 为叶轮转速; ω 为相对速度; Δu 为滑移速度; 下标 ∞ 表示无穷叶片数. 离心泵正转以及反转作透平时叶轮内均会产生速度滑移现象, 导致叶片高压边相对液流角小于叶片安放角 ($\beta_1 < \beta_{b1}$), 使叶轮理论扬程低于欧拉扬程. 离心泵设计时需精确计算滑移系数; PAT 叶轮大都属于低比转速向心叶轮, 叶片数远少于径流式水轮机, 且流道窄长, 滑移系数对扬程的影响不可忽略, 其计算也不能采用类似径流式水轮机的简单修正方法.

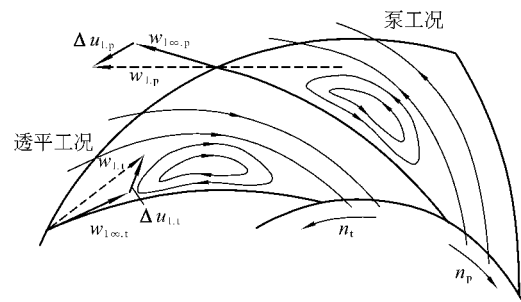


图 4 PAT 泵工况与透平工况速度滑移机理

根据欧拉方程, 叶片数无穷多时, 叶轮产生的欧拉扬程为

$$H_{\text{Euler}} = (u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2}) / g,$$

式中: 下标 1 和 2 分别表示叶轮高压边和叶轮低压边; g 为重力加速度; u 为叶轮进出口圆周速度; v_u 为绝对速度圆周分量.

为计算滑移系数, 还须知道叶轮的理論扬程. 泵工况与透平工况的理論扬程分别为

$$H_{p, \text{th}} = H_p / \eta_{\text{hp}}; \tag{1}$$

$$H_{t, \text{th}} = H_t \eta_{\text{ht}}, \tag{2}$$

式中: η_{h} 为水力效率; H 为实际扬程.

速度滑移导致叶轮理论扬程 H_{th} 低于欧拉扬

程 H_{Euler} , 其差值为 $\Delta H_{slip} = H_{Euler} - H_{th}$.

为表征速度滑移大小, 定义滑移系数 s . 对于泵工况

$$s_p = \Delta H_{p, slip} / H_{Euler} = 1 - H_{p, th} / H_{Euler}; \quad (3)$$

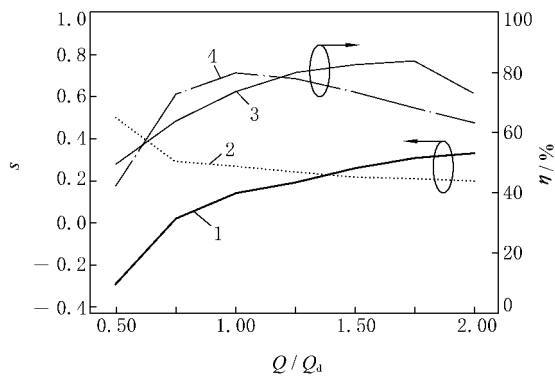
对于透平工况

$$s_t = \Delta H_{t, slip} / H_{Euler} = 1 - H_{t, th} / H_{Euler}. \quad (4)$$

计算 PAT 的欧拉扬程, 通过数值模拟得到泵工况与透平工况的扬程和水力效率, 可由式 (3) 和 (4) 分别计算泵工况与透平工况任一工作点的滑移系数.

图 5 为泵工况和透平工况滑移系数及效率的变化规律. 由图可见: 在泵工况, 随着流量增加, 滑移系数逐渐增大. 滑移系数曲线在小流量下比较陡峭, 大流量下比较平坦, 其值较小. 当流量小于 $0.5Q_d$ (Q_d 为设计流量) 时, 滑移系数出现负值, 这是由于湍流模型在低比转速离心泵极小流量工况下数值模拟适用性差, 计算的水力效率出现较大偏差导致的. 在透平工况, 随着流量增加, 滑移系数缓慢下降. 类似于泵工况, 滑移系数曲线在小流量下比较陡峭, 大流量下比较平坦, 其值较小. 当流量小于 $0.75Q_d$ 时, 滑移系数急剧增加. 无论泵工况或透平工况, 其运行的高效区滑移系数都较小, 且变化缓慢.

速度滑移造成叶轮内速度场畸变, 势必引起附加的水力损失. 流量大于额定流量时速度滑移减弱, 叶轮内由其引起的附加水力损失减小; 小流



1—泵工况 s ; 2—透平工况 s ;
3—泵工况 η ; 4—透平工况 η .

图 5 泵工况与透平工况的滑移系数及效率

量时速度滑移加剧, 叶轮内附加水力损失增加. 这是液力透平大流量时效率较高且高效区较宽的原因之一.

4 考虑滑移系数时泵与透平扬程的换算关系

PAT 选型设计和性能预测的关键问题是研究相同转速下泵工况和透平工况最优效率点性能参数间的换算关系, 即 $H_t/H_p, Q_t/Q_p$. 目前还不能从理论上得到 PAT 换算关系的准确值, 文献 [17] 给出了 Stepanoff, Alatorre-Frenk, Sharma 等人采用不同方法计算的离心泵反转作液力透平时泵工况与透平工况性能换算关系, 经实验验证, 其结果与实验值均存在较大偏差, 最大偏差高达 40%. 为此, 本研究通过理论推导建立了考虑滑移系数时计算 PAT 泵工况与透平工况扬程换算关系 H_t/H_p 的新方法. 根据式 (1) 和 (3) 可得

$$H_p = \eta_{hp} (1 - s_p) H_{Euler}; \quad (5)$$

由式 (2) 和 (4) 可得

$$H_t = (1 - s_t) H_{Euler} / \eta_{ht}. \quad (6)$$

根据式 (5) 和 (6) 则有

$$H_t/H_p = [(1 - s_t) / (1 - s_p)] / (\eta_{ht} \eta_{hp}). \quad (7)$$

由式 (7) 可以发现: 影响 PAT 扬程换算关系的因素除了效率, 还有泵工况与透平工况的滑移系数. 目前, 泵工况的滑移系数可由 Stodola, Pfeleiderer 等多种方法计算出来, 而透平工况的滑移系数无法确定. 已报道的泵与透平扬程换算关系均未考虑透平工况的滑移系数, 导致换算关系不准, PAT 选型设计误差较大.

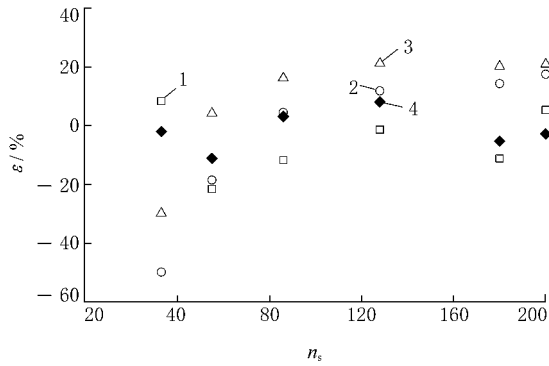
基于此, 在得到 PAT 透平工况滑移系数前提下, 提出了考虑滑移系数时计算 PAT 泵工况与透平工况扬程换算关系 H_t/H_p 的新方法. 以比转速 n_s 分别为 33, 55, 86, 128, 180, 200 的 6 台工业离心泵为研究对象, 在正、反工况转速相同情况下, 采用本文方法计算最优效率点的 H_t/H_p , 并与 Stepanoff, Alatorre-Frenk, Sharma 等人的方法比较, 结果见表 2.

图 6 为采用 Stepanoff, Alatorre-Frenk,

表 2 PAT 泵工况与透平工况扬程换算关系

n_s	$\eta_p / \%$	D_2 / m	$n / (r \cdot \min^{-1})$	H_t/H_p				
				Stepanoff	Alatorre-Frenk	Sharma	本文方法	实验值
33	56.0	312	1 450	1.42	2.32	2.01	1.58	1.55
55	69.0	272	2 900	1.98	1.93	1.56	1.81	1.63
86	81.0	210	2 900	1.72	1.47	1.29	1.49	1.54
128	82.4	216	2 900	1.62	1.41	1.26	1.47	1.60
180	84.5	143	2 900	1.70	1.31	1.22	1.61	1.53
200	87.5	246	1 485	1.40	1.22	1.17	1.52	1.48

Sharma 等人及本文的方法计算的 H_t/H_p 与实验值相对误差 ϵ 的分布. 本文方法计算的泵工况和透平工况下的扬程换算值与实验值最接近, 最大误差不超过 10%, 平均误差较以上 3 种方法约减小 5%~20%. 这说明当离心泵反转作液力透平时, 考虑滑移系数时泵工况与透平工况的扬程换算关系更加准确. 本文方法可为 PAT 的选型设计和性能预测提供理论依据.



1—Stepanoff 方法; 2—Alatorre-Frenk 方法;
3—Sharma 方法; 4—本文方法.

图 6 不同方法 H_t/H_p 相对误差

5 结论

a. 随着流量增加, 泵工况滑移系数增大, 透平工况滑移系数减小. 无论泵工况或透平工况, 流量小于 $0.75Q_d$ 时, 滑移系数急剧增加, 大流量时, 滑移系数较小且变化平缓.

b. 速度滑移引起叶轮内的附加水力损失, 透平工况流量大于额定流量时, 其滑移系数小, 叶轮内附加水力损失小, 这是液力透平大流量时效率高的原因之一.

c. 提出了考虑滑移系数时计算 PAT 泵工况与透平工况扬程换算关系 H_t/H_p 的新方法, 与其他未考虑滑移系数的方法相比, 该方法的平均误差约减小 5%~20%.

参 考 文 献

[1] 王晓晖, 杨军虎, 史凤霞. 能量回收液力透平的研究现状及展望[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(9): 742-747.
[2] 杨孙圣, 孔繁余, 宿向辉, 等. 泵及泵用作透平时的数值模拟与外特性实验[J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(3): 36-41.
[3] 杨军虎, 王晓晖. 叶片形状对能量回收水力透平性能的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(4): 287-291.

[4] Ardizzon G, Pavesi G. Optimum incidence angle in centrifugal pumps and radial inflow turbines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 1998, 212(2): 97-107.
[5] Ventrone G, Ardizzon G, Pavesi G. Direct and reverse flow conditions in radial flow hydraulic turbomachines [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2000, 214(6): 635-644.
[6] 史广泰, 杨军虎. 离心泵用作液力透平叶轮出口滑移系数的计算方法[J]. 农业工程学报, 2014, 30(13): 68-77.
[7] Jain S V, Swarnkar A, Motwani K H, et al. Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89(4): 808-824.
[8] Giosio D R, Henderson A D, Waiker J M, et al. Design and performance evaluation of pump-as-turbine microhydro test facility with incorporated inlet flow control [J]. Renewable Energy, 2015, 78(1): 1-6.
[9] Wang X H, Yang J H, Shi F X, et al. Theoretical and numerical study of performance prediction of centrifugal pump as turbine[J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 444-445: 579-587.
[10] Derakhshan S, Nourbakhsh A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008(32): 1620-1627.
[11] 刘厚林, 刘东喜, 王勇, 等. 三种空化模型在离心泵空化流动计算中的应用评价[J]. 农业工程学报, 2012, 28(16): 54-59.
[12] 董亮, 刘厚林. 叶片泵 CFD 数值计算实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.
[13] 李晓俊, 袁寿其, 潘中永, 等. 离心泵边界层网格的实现及应用评价[J]. 农业工程学报, 2012, 28(20): 67-72.
[14] 谢龙汉, 赵新宇. ANSYS CFX 流体分析及仿真 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2013.
[15] 周水清, 孔繁余, 王志强, 等. 基于结构化网格的低比转数离心泵性能数值模拟[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 66-69.
[16] 赵斌娟, 袁寿其, 陈汇龙, 等. 基于滑移网格研究双流道泵内非正常流动特性[J]. 农业工程学报, 2009, 25(6): 115-119.
[17] Williams A A. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 1994, 208(1): 59-66.