

泵及泵用作透平时的数值模拟与外特性实验

杨孙圣, 孔繁余, 宿向辉, 陈浩

(江苏大学流体机械及工程技术中心, 212013, 江苏镇江)

摘要: 针对泵及泵用作透平时的内部流动规律等问题展开了研究, 并建立了一种开式泵用作透平时的实验台, 同时对一单级单吸离心泵的正反工况进行了外特性实验研究, 从而得到了相应比转速的泵在正反工况下的外特性曲线, 进而验证了泵在反运转时可用作透平且具有较高的效率. 采用全流场和结构化网格技术对泵及泵用作透平时进行了数值计算, 计算结果与实验结果吻合良好; 对泵及泵用作透平时的内部速度场和压力场进行了分析.

关键词: 离心泵; 泵作透平; 实验研究; 数值模拟; 流场分析

中图分类号: TH322 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)03-0036-06

Numerical Simulation and Performance Experiment on Pump and Pump as Turbine

YANG Sunsheng, KONG Fanyu, SU Xianghui, CHEN Hao

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

Abstract: An open pump as turbine (PAT) test rig was built to examine the relations between pump and PAT performance characteristics, and its two models' internal flow field. The experiment on a single stage centrifugal pump was conducted to study its performance characteristics under normal and reverse operating conditions. The results show that the reverse operating centrifugal pump has high efficiency. The numerical simulation on the pump and the PAT was performed by adopting all domain and structural mesh technique, and the simulation results are in reasonable consistency with the experimental data. Additionally the analyses were performed on the pressure field and the velocity field inside the pump and the PAT.

Keywords: centrifugal pump; pump as turbine; experimental research; numerical simulation; flow field analysis

泵是完全可逆式旋转机械, 其正向运行时可将旋转机械能转化为液体的压力能, 从而实现对液体增压的作用, 其反向运行用作透平时, 将高压液体的压力能转化为泵轴的旋转机械能, 从而实现高压液体能量的开发和利用. 泵用作透平时的运行原理与水轮机相似, 具有结构简单、体积小、造价低、维修方便、使用广泛、运行可靠等优点, 目前在化工领域的余压液体能量回收和小型水利水电资源的开发、利用等广泛应用^[1].

泵与泵用作透平时的水力特性有所不同, 选择合适的泵用作透平还存在一定的难度^[2-7]. 随着计算机技术的发展, 应用计算流体动力学(CFD)技术来预测泵在透平工况下的水力特性已成为可能, 但已有研究表明, 泵在透平工况下的外特性预测与实验结果误差较大^[8-10]. 因此, 本文对泵及泵用作透平时的区别和联系进行了研究, 并应用CFD技术预测了泵在透平工况下的外特性.

1 实验台

泵工况的测试在江苏大学流体机械质量技术检验中心进行,实验台精度等级为一级.图1a为开式泵实验台,图1b为江苏大学流体机械实验室建设的开式泵用作透平(下文中称透平)时的实验台.高压泵可为输送液体增压,高压液体冲击透平叶轮使之旋转,而负载泵会消耗透平回收的能量,所以调节负载泵的流量可以控制透平的转速,使之在额定转速的范围内.通过测量透平的进出口压力、扭矩、转速、流量等参数,可以计算出透平的扬程、轴功率和效率.扭矩仪和流量计的测量误差分别为 $\pm 0.2\%$ 和 $\pm 0.5\%$,压力表精度等级为0.4级.

2 泵的主要参数

研究对象为普通蜗壳式清水离心泵,其泵工况设计参数为:流量 $50\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 18 m ,转速 $1\,500\text{ r/min}$,比转速 78 .表1列出了泵的主要几何参数.图2为实验现场和实验叶轮.

表1 泵的主要几何参数		
叶轮	叶轮进口直径 D_1/mm	102
	叶轮口环长度 L/mm	15
	叶轮口环间隙 γ/mm	0.95
	进口安放角 $\beta_1/(\text{^\circ})$	39
	出口安放角 $\beta_2/(\text{^\circ})$	25
	叶片形状	圆柱形
	叶片数 z	6
	叶轮出口直径 D_2/mm	235
	叶轮轮毂直径 D_h/mm	30
	叶轮出口宽度 b_2/mm	15.14
蜗壳	蜗壳基圆直径 D_4/mm	266
	蜗壳进口宽度 b_3/mm	26
	蜗壳出口直径 D_5/mm	65
	蜗壳断面形状	圆形

3 数值计算

3.1 几何造型

在数值计算中,通常不考虑离心泵前后泵腔中的流体(见图3a),因此数值计算结果不包括容积损失和圆盘摩擦损失.容积效率和机械效率是先用经验公式来估算,再对计算结果进行修正^[11].文献[8-9]利用这种方法对透平进行了数值计算,但未得到理想的结果,因此本文采用全流场进行了数值计算(见图3b).

3.2 网格生成

离心泵前后腔存在着较小的间隙,用非结构网格很难加以处理,因此本文采用结构化网格对过流部件进行了六面体结构划分,边界层网格 $y^+ \geq 40$.图4为叶轮流道及全流场网格.

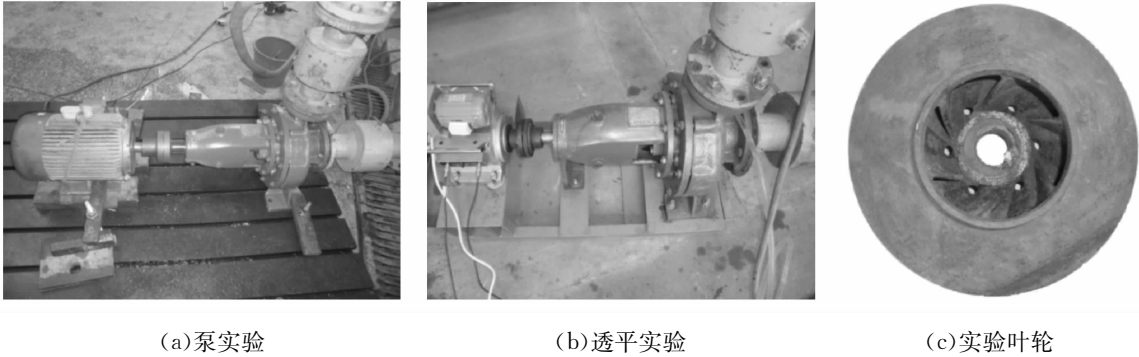
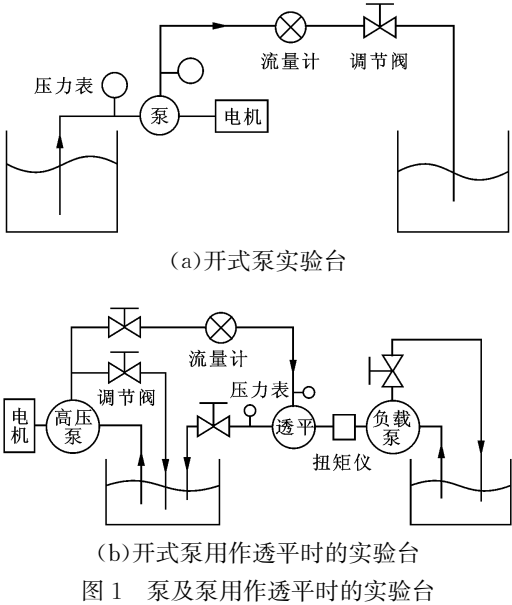


图2 实验现场和实验叶轮

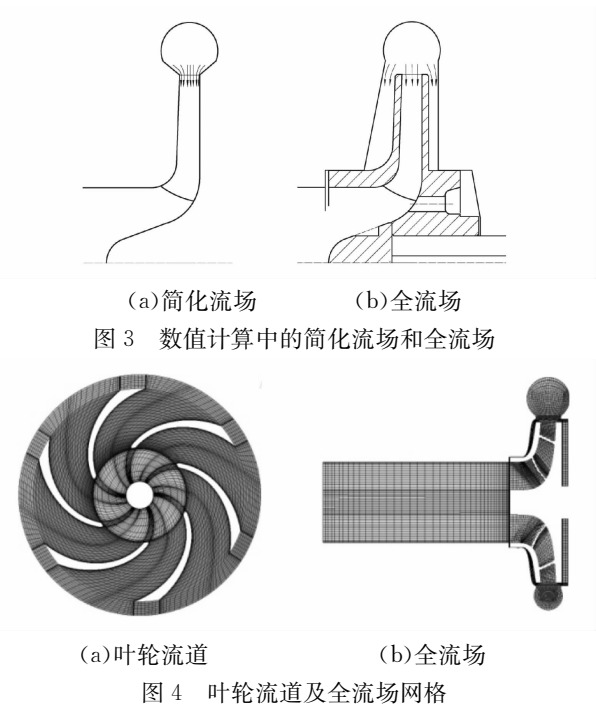


图 5 为透平的效率与网格数的关系. 从图 5 可以看出,随着网格数的增加,透平的效率逐渐增大,当网格数大于 100 万时,效率的变动范围小于 0.5%,因此网格数大于 100 万时较为合适. 本文计算时的蜗壳、叶轮、前腔、后腔、出水管的网格数分别为 479 710、378 222、134 956、129 700、174 720,网格总数为 1 297 308.

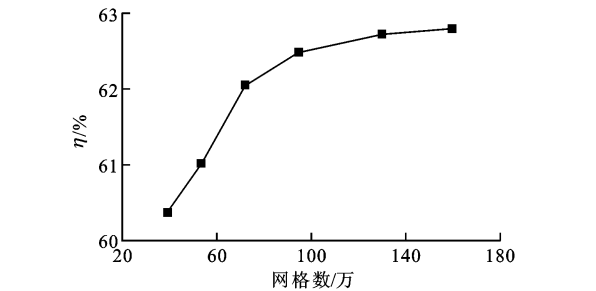


图 5 透平的效率与网格数的关系

3.3 参数设置

采用 ANSYS-CFX 流场分析软件对泵及透平的内部流动进行了求解和分析.

进口边界条件为静压进口,出口条件边界为质量出口^[12]. 通过调节出口的质量流量可以获得泵及透平的外特性曲线. 计算时,计算收敛精度为 10^{-6} ,壁面粗糙度为 $50\text{ }\mu\text{m}$,输送介质为 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的水,湍流模型为 $k\text{-}\epsilon$ 湍流模型,分析类型为稳态分析,过流部件的动静结合部位采用转子-定子接口 (rotor-stator interface) 连接,静止过流部件采用通用网格接口

(general grid interface) 连接.

4 泵及透平的实验结果比较

图 6 为泵及透平的实验结果比较. 表 2 为泵及透平在最高效率时的特性参数. 从图 6 可以看出:泵的扬程随着流量的增加逐渐减小,轴功率随着流量的增加逐渐增大;透平的扬程和轴功率均随流量的增加逐渐增大;透平的流量效率曲线在最高效率点之前比较陡峭,在最高效率点之后比较平坦. 根据透平的流量效率曲线可知,透平最好在大流量区域运行,当系统流量减少时,透平的效率不会迅速下降,甚至成为负载. 由表 2 可知,最高效率点透平的流量、扬程、轴功率、比转速分别是泵的 1.66、1.89、1.19、0.8 倍,透平的效率比泵降低了 3.1%.

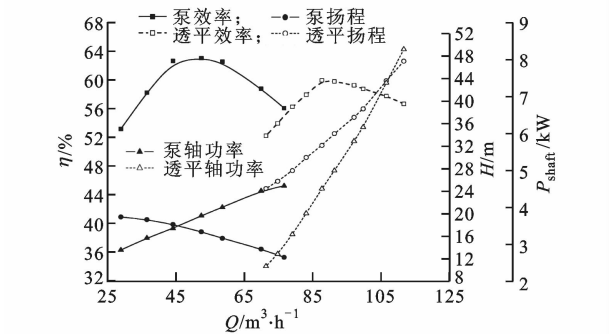


图 6 泵及透平的实验结果比较

表 2 泵及透平在最高效率时的特性参数

实验对象	$Q/\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	H/m	$P_{\text{shaft}}/\text{kW}$	$\eta/\%$	n_s
泵	51.71	17.17	3.83	63.08	77.79
透平	86.14	32.40	4.56	59.98	62.36

注: n_s 为比转速.

5 实验与数值计算结果比较

图 7 为泵特性的实验和数值计算结果. 表 3 为不同流量下泵的效率、扬程和轴功率.

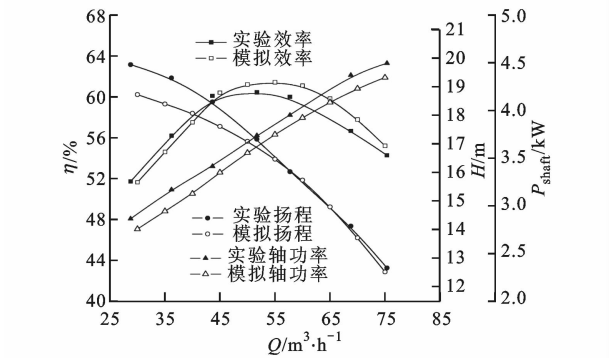


图 7 泵特性的实验与数值计算结果

表 3 不同流量下泵的效率、扬程和轴功率

$Q \cdot Q_{\text{BEP}}^{-1}$		0.70	0.84	1.00	1.11	1.33
$\eta/\%$	实验	58.27	62.68	63.08	62.59	58.82
	模拟	59.13	62.64	64.07	64.14	60.81
	相对误差	1.48	-0.06	1.57	1.64	3.28
H/m	实验	19.31	18.47	17.17	16.03	14.13
	模拟	18.32	17.74	16.89	16.09	14.01
	相对误差	-5.13	-3.95	-1.63	0.02	-0.85
$P_{\text{shaft}}/\text{kW}$	实验	3.23	3.48	3.83	4.05	4.49
	模拟	3.05	3.36	3.71	3.94	4.31
	相对误差	-5.57	-3.45	-3.13	-2.72	-4.01

注: Q_{BEP} 为最高效率点流量.

从图 7 和表 3 可以看出, 泵的计算结果与实验结果比较接近. 从中还可以看出: 效率在大流量时的相对误差较大, 最大值为 3.28%; 扬程在小流量时的相对误差较大, 最大误差为 5.13%; 轴功率在小流量和大流量时的相对误差均比较大, 最大值为 5.57%. 可见, 效率和扬程的计算结果较为准确, 特别是在最优工况附近, 计算值的相对误差最小, 而在小流量和大流量附近, 计算值的相对误差较大.

图 8 为透平特性的实验与数值计算结果. 表 4 为不同流量时透平在全流场下的效率、扬程和轴功率.

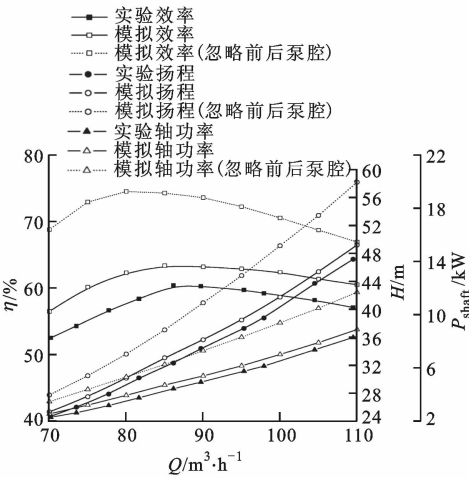


图 8 透平特性的实验与数值计算结果

从图 8 可以看出, 忽略前后泵腔时的数值计算结果与实验结果差异较大, 全流场的数值计算结果与实验结果比较接近, 这说明, 进口流动状态对透平性能的影响较大, 因此在数值计算过程中必须考虑

前后泵腔中的流体, 这样才能较为准确地预测透平的特性.

表 4 不同流量时透平在全流场下的效率、扬程和轴功率

$Q \cdot Q_{\text{BEP}}^{-1}$		0.81	0.90	1.00	1.14	1.27
$\eta/\%$	实验	52.25	56.31	59.98	58.80	56.70
	模拟	56.14	60.67	63.03	62.18	60.13
	相对误差	7.44	7.74	5.09	5.74	6.05
H/m	实验	24.79	27.96	32.40	38.85	47.27
	模拟	25.42	29.16	33.71	40.43	49.24
	相对误差	2.54	4.29	4.04	4.07	4.17
$P_{\text{shaft}}/\text{kW}$	实验	2.47	3.33	4.56	6.20	8.29
	模拟	2.72	3.74	4.98	6.70	8.87
	相对误差	10.12	12.31	9.21	8.06	7.00

注: Q_{BEP} 为最高效率点流量.

从表 4 可以看出, 采用全流场计算时, 透平在最高效率点的效率、扬程、轴功率的 CFD 预测值与实验值的相对误差分别为 5.09%、4.04%、9.21%. 小流量时的效率相对误差较大, 最大为 7.74%, 扬程的最大相对误差为 4.29%, 轴功率的最大相对误差为 12.31%. 可见: 数值计算可以较为准确地预测透平的流量效率和扬程, 在设计工况附近, 预测值的相对误差最小, 而在小流量和大流量附近, 预测值的相对误差较大. 数值计算结果大于实验结果的原因是, 计算中忽略了轴承和机械的密封摩擦引起的损失, 也未考虑平衡孔泄露引起的容积损失.

6 内部流场分析

6.1 压力场分布

图 9、图 10 分别为不同流量下泵和透平在 $z=0$ 平面上的静压力 p_s 分布.

从图 9 可以看出: 泵的静压力从叶轮进口到蜗壳出口是逐渐增加的, 泵的压力最低点出现在叶轮进口的背面; 叶轮进口与蜗壳出口的压差随着流量的增加逐渐减小, 这与泵的扬程随着流量的增加而降低相吻合; 蜗壳的几何结构不对称造成了叶轮各个流道内的压力分布不对称, 这种压力分布的不对称性是叶轮径向力产生的原因.

从图 10 可以看出: 透平的静压力从蜗壳到叶轮是逐渐减小的, 压力最低点出现在叶轮出口的背面; 透平内部压差随着流量的增加逐渐增大, 这与透平

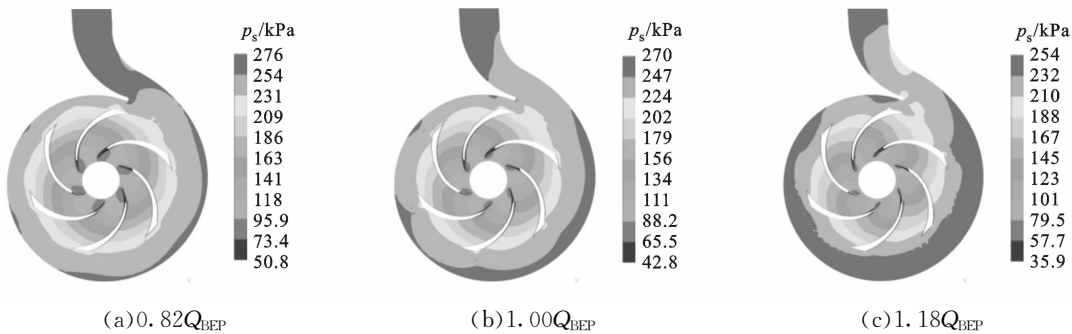


图 9 不同流量下泵在 $z=0$ 平面上的静压力分布

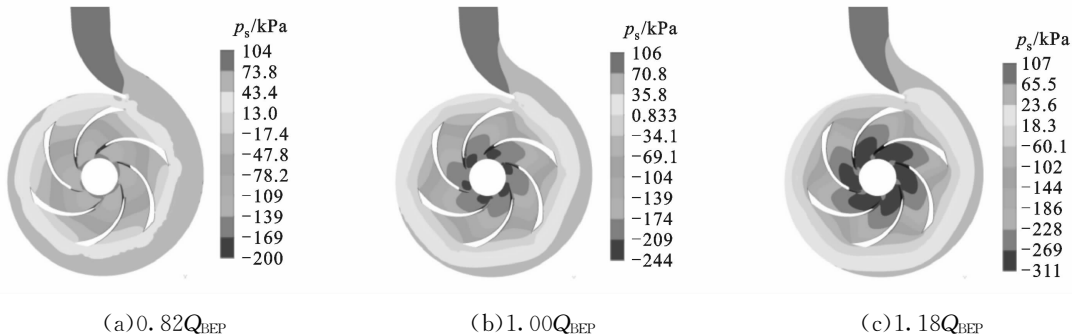


图 10 不同流量下透平在 $z=0$ 平面上的静压力分布

的扬程随着流量的增加而增加相吻合;叶轮各流道的压力分布不完全相同,这种压力分布的不对称性也会对透平叶轮产生径向力,因此蜗壳几何结构的不对称性造成了蜗壳式离心泵在正反工况下均存在径向力。

6.2 速度场分布

图 11 为泵及透平的速度场分布.从图 11 可以看

出:泵的速度分布比较均匀,叶轮出口位置存在射流尾迹现象;透平的流场分布较为紊乱,在叶轮的背面和工作面进口处分别存在着 2 个旋涡区域.靠近叶轮背面的旋涡,其旋转方向与叶轮相同;靠近叶轮工作面进口处的旋涡,其旋转方向与叶轮相反。

7 结 论

本文采用数值计算与实验相结合的方法对一台单级、单吸离心泵用作泵和用作透平时进行了研究,并为此建立了开式泵用作透平的实验台,从而验证了离心泵完全可以在透平工况下稳定运行且具有较高效率的事实,同时获得了比转速为 78 的泵在透平工况下的特性曲线,以及在最高效率点的扬程、流量和轴功率换算系数,其可为泵用作透平时的设计和性能预测提供参考。

采用全流场和结构化网格对泵在正反工况下进行了数值计算与分析,结果表明:数值计算对泵效率的预测较为准确,最大相对误差小于 3.5%;对透平效率的预测误差较大,最大相对误差小于 8%;数值模拟对泵和透平在最优工况下的特性预测较为准确。

在正反工况下,对泵的压力场随流量的变化进行了分析,根据压力场分布规律对泵及泵用作透平时的外特性进行了合理的解释.由透平速度场分析表明,透平叶轮的速度分布较为紊乱,在透平的叶片

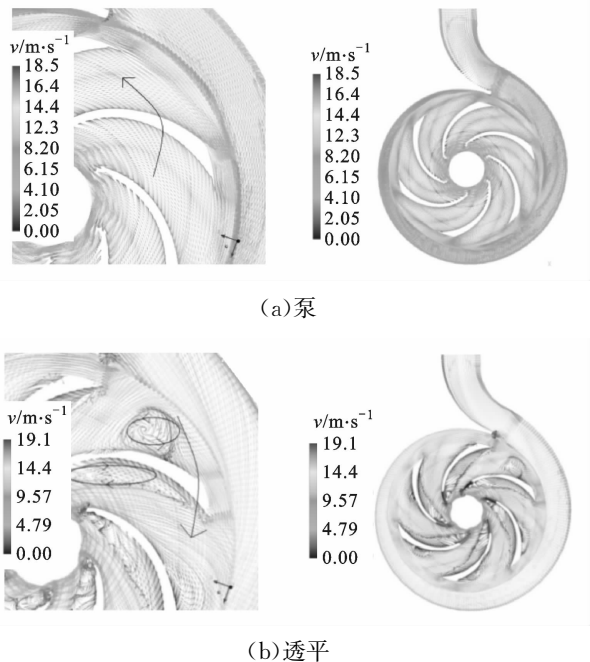


图 11 泵及透平的速度场分布

背面和工作面均存在旋涡区域,靠近叶轮背面的旋涡,其旋转方向与叶轮相同,靠近叶轮工作面进口处的旋涡,其旋转方向与叶轮相反。

参考文献:

- [1] WILLIAMS A. Pumps as turbines used with induction generations of stand-alone micro-hydroelectric power plants [D]. Nottingham, UK: Nottingham Polytechnic, 1992.
- [2] AMELIO M, BARBARELLI S. A one-dimensional numerical model for calculating the efficiency of pumps as turbines for implication in micro-hydro power plants [C]//7th Biennial ASME Conference Engineering Systems Design and Analysis. New York, USA: ASME, 2004:1-8.
- [3] DERA KHSHAN S, NOURBAKHSH A. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32 (3):800-807.
- [4] WILLIAMS A A. The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of prediction methods [J]. Proc Instn Mech Engrs, 1994, 208:59-66.
- [5] SINGH P, NESTMAN F. An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(2):152-164.
- [6] CHAPALLAZ J M, EICHENBERGER P, FISCHER G. Manual on pumps used as turbines [M]. Berlin, Germany: Verlag, 1992:21-29.
- [7] 杨军虎,袁亚飞,蒋云国,等. 离心泵反转作为能量回收透平的性能预测 [J]. 兰州理工大学学报, 2010, 36 (1):54-56.
YANG Junhu, YUAN Yafei, JIANG Yunguo, et al. Performance predictions of reversed centrifugal pumps working as energy recovery turbines [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2010, 36 (1): 54-56.
- [8] DERA KHSHAN S, NOURBAKHSH A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32 (5):1620-1627.
- [9] SINGH P. Optimization of the internal hydraulics and of system design for pumps as turbines with field implementation and evaluation [D]. Karlsruhe, Germany: University of Karlsruhe, 2005.
- [10] WILLIAMS A. Pumps as turbines users guide [M]. London, UK: International Technology Publications,

1995:35-62.

- [11] 杨孙圣,孔繁余,周水清,等. 离心泵汽蚀性能的数值计算与分析 [J]. 华中科技大学学报, 2010, 38(10): 93-95.
YANG Sunsheng, KONG Fanyu, ZHOU Shuiqing, et al. Numerical simulation and analysis of centrifugal pump cavitation characteristics [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Natural Science Edition, 2010, 38(10):93-95.
- [12] SPENCE R, AMARAL-TEIXEIRA J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests [J]. Computer and Fluids, 2008, 37(6):690-704.

[本刊相关文献链接]

- 离心泵四面体网格质量衡量准则及优化算法. 2011, 45 (11):100-105.
- 同步回转式混输泵端面的相对运动及摩擦分析. 2011, 45 (9):90-93.
- 多模式定位系统接收机中的分数频率综合器. 2011, 45(8): 85-91.
- 轴流式血泵水动力特性和生物相容性的数值模拟. 2011, 45 (8):118-122.
- 液压混合动力挖掘机回转装置控制方式的研究. 2011, 45 (7): 30-33.
- 环境参数对空气源热泵蒸发器表面霜层影响研究. 2011, 45 (3):30-34.
- R41 跨临界单级压缩带回热器热泵系统研究. 2011, 45(3): 35-39.
- 三作用多泵多马达输出转速和转矩的理论分析. 2011, 45 (3):81-84.
- 轴流式血泵黏弹性流体水动力特性数值模拟. 2010, 44 (11):28-32.
- 具有中间压力调节功能的新型自复叠热泵. 2010, 44(9): 43-47.
- 三腔蠕动式主动阀压电泵设计与实验研究. 2010, 44(9): 78-81.
- 室外换热器流路布置对热泵空调器的性能影响分析. 2010, 44(7):33-37.
- 同步回转式混输泵的工作原理与动力特性研究. 2010, 44 (5):60-65.
- 系列 $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ 结构陶瓷的耐冲蚀磨损性能. 2010, 44(5):71-74.
- 输送流体双腔并联压电泵性能分析与试验研究. 2010, 44 (3):82-85.
- 动态概率模型跟踪性能退化的实时可靠性评估方法. 2010, 44(1):46-50.

(编辑 苗凌)