

叶轮流速系数对泵正反转性能参数比的影响

王晓晖, 杨军虎, 夏正廷, 苗森春, 史凤霞
(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050)

摘 要: 为研究叶轮流速系数对离心泵反转作液力透平(PAT)泵工况和透平工况水力性能参数比的影响,采用 renormalization group(RNG) $k-\epsilon$ 湍流模型,通过计算流体动力学软件 CFX 计算了比转速为 23~225 的 20 个 PAT 叶轮单流道模型的流速系数,揭示了泵工况和透平工况流速系数的分布规律,建立了考虑流速系数的 PAT 泵工况与透平工况扬程比和流量比。结果表明: PAT 透平工况叶轮流速系数大于泵工况。通过对不同比转速的 6 台工业 PAT 的外特性实验表明:与 Stepanoff 等提出的方法相比,考虑流速系数时 PAT 水力性能参数比与实验结果最为接近,其扬程比平均误差为 5.38%,流量比平均误差为 5.16%。该成果为 PAT 的选型设计和性能预测提供理论支撑。

关 键 词: 余压回收; 离心泵; 离心泵反转作液力透平; 叶轮; 流量; 流速系数

中图分类号: V21; TH311

文献标志码: A

Effect of impeller velocity coefficient on parameters ratios between pump and its reverse mode

WANG Xiaohui, YANG Junhu, XIA Zhengting,
MIAO Senchun, SHI Fengxia

(School of Energy and Power Engineering,
Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to study the head ratio and flow rate ratio between pump and turbine mode of pump as turbine (PAT) based on the impeller velocity coefficient, 20 single passage impellers with specific speed 23—225 were analyzed based on renormalization group (RNG) $k-\epsilon$ simulation by CFX. The distribution of velocity coefficient was revealed for pump mode and turbine mode, and new head ratio and flow rate ratio between pump and turbine mode based on impeller velocity coefficient were proposed. Results showed that the impeller velocity coefficient of turbine mode was higher than the pump mode. Then 6 industrial PATs were experimented in experiment rig, indicating the result by the this method had less error than the results of Stepanoff, et al. The average errors of head ratio and flow rate ratio were just 5.38% and 5.16%, respectively. The study provides a theoretical basis for the selection and performance prediction of PAT.

收稿日期: 2018-04-12

基金项目: 国家自然科学基金(51569013)

作者简介: 王晓晖(1986—),男,博士生,主要从事液力透平流体动力学研究。E-mail: wangxiaohui5718@163.com

通讯作者: 杨军虎(1962—),男,教授、博士生导师,硕士,主要从事液力透平及特殊泵的理论与设计。E-mail: lzyangjh@lut.cn

引用格式: 王晓晖,杨军虎,夏正廷,等. 叶轮流速系数对泵正反转性能参数比的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(2): 495-502.

WANG Xiaohui, YANG Junhu, XIA Zhengting, et al. Effect of impeller velocity coefficient on parameters ratios between pump and its reverse mode[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(2): 495-502.

Key words: pressure-energy recovery; pump; pump as turbine (PAT); impeller; flow rate; velocity coefficient

离心泵反转可作液力透平(pump as turbine, PAT)回收液体余压能量,将其转换为轴的旋转机械能,用来驱动泵/风机、辅助电动机做功或者发电。该装置结构简单、体积小、造价低、维修方便、使用广泛、运行可靠^[1-2],目前在石油化工、煤化工、钢铁冶金、海水淡化等行业得到广泛应用^[3]。

PAT 选型设计与性能预测的关键技术,是建立泵工况和透平工况水力性能参数之间的关系^[4],即泵工况和透平工况最优效率点流量比和扬程比。不少学者通过理论分析、数值模拟及实验等方法提出了 PAT 泵工况和透平工况的水力性能参数比^[5-12],但其结果相差较大。以 Stepanoff、Alatorre-Frenk、Sharma 等提出的方法为例,对比 Williams 统计的 35 台 PAT 的水力性能参数比实验结果发现,以上 3 种方法的误差在 20%~40%之间^[13]。以某厂的 SM73-50-10 离心泵为例,其反转作液力透平运行时,采用 Sharma 方法计算的透平工况和泵工况的扬程比为 1.74,流量比为 1.45,而 Alatorre-Frenk 方法的扬程比为 2.13,流量比为 2.04。在液力透平选型设计或性能预测时,难以确定该比例关系。若液力透平选型不合理或性能预测不准确,会引起回收效率低、机组达不到额定转速、运行不稳定等问题^[14]。影响 PAT 水力性能参数比的机理和因素尚需深入研究。

离心泵叶轮流道是扩散流道,内部流动为逆压梯度,其反转作透平后,叶轮流道为收缩流道,内部流动为顺压梯度。两种工况叶轮流道特征及内部流态不同,流体相对运动的流速系数不同,这将导致 PAT 泵工况和透平工况最优效率点水力性能参数不同。本文分析了 PAT 泵工况和透平工况叶轮相对运动流速系数的分布规律,建立了考虑流速系数时泵与透平水力性能参数比的理论关系,进一步通过外特性实验验证了该理论关系的可靠性。

1 叶轮流速系数

1.1 流速系数计算方案与模型

叶轮内流体质点的运动是相对速度和牵连速度的合成。若不考虑叶轮旋转,PAT 叶轮内相对流动为贯通流,可认为是体型不规则的管道流动。相对速度引起叶轮内流体的流动损失,如下式所示:

$$w = k\sqrt{2g\Delta H} \quad (1)$$

式中 w 为叶轮通道内相对速度, k 为叶轮流速系数,与叶轮流道内的阻力系数有关, g 为重力加速度, ΔH 为叶轮内流动损失。理论上,PAT 泵工况和透平工况叶轮内沿程损失相同,因流动方向相反,局部阻力系数不同,这导致两种工况下叶轮流速系数不同。

近年来,许多研究采用 CFD 方法对特定的管道体型进行流动计算,突破实验条件限制,在预测流场信息方面取得了成功^[15-18]。基于此,为求解叶轮内相对运动的流速系数,以叶轮单流道模型为研究对象,采用 CFD 对其内部相对运动进行数值模拟。根据式(1),对于某一叶轮流道,若给定相对速度,计算出该速度下叶轮内的流动损失,可得叶轮流速系数。

以比转速 $n_s=33$ 的离心叶轮单流道模型为研究对象,图 1 为该叶轮的网格及内流监测位置示意图。该叶轮进口直径为 80 mm,出口直径为 312 mm,出口宽度为 10 mm,叶片数为 5,叶轮进出口面积比为 1.95。图中 R 为半径, ω 为叶轮旋转角速度,下标 p 表示泵工况,下标 t 表示透平工况。采用 ANSYS CFX 17.0 计算该模型泵工况和透平工况时叶轮的流速系数,对比标准 $k-\epsilon$ 、renormalization group (RNG) $k-\epsilon$ 、标准 $k-\omega$ 及 shear stress transport (SST) $k-\omega$ 湍流模型计算结果与实验结果发现,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^[19],因此采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型进行求解。控制方程的离散基于有限体积法,速度压力解耦采用 SIMPLEC (semi-implicit method for pressure-linked equation consistent) 算法^[20],收敛精度为 10^{-5} ,计算域的进口设为速度进口条件,出口设为自由出流,近壁区采用壁面函数法,考虑到网格节点 Y^+ 在 200 左右基本能满足 $k-\epsilon$ 湍流模型对近壁区网格质量要求^[21],本文对比转速 $n_s=33$ 的叶轮流道网格设置 5 种不同方案,在保证 Y^+ 的基础上进行网格无关性检查,如表 1 所示,表中 N 为网格数, ΔH 为叶轮内流动损失, k 为叶轮流速系数。当网格数大于 261 973 时,叶轮流道内的流速系数变化极小,综合考虑计算机能力及计算结果可靠性,该叶轮流道的网格尺度采用方案 5,网格总数为 453 854,图 2 为比转速 $n_s=33$ 叶轮流道网

格的 Y^+ 云图。下文其余模型的网格密度接近于该叶轮流道。

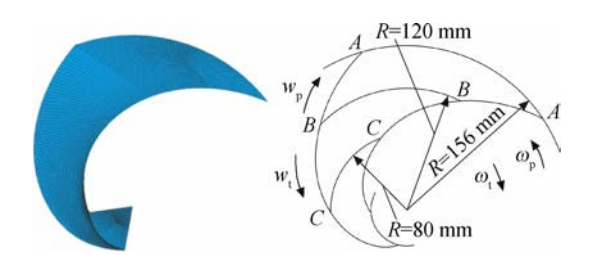


图 1 计算模型及监测位置

Fig. 1 Computational model and monitoring location

表 1 网格无关性分析
Table 1 Grid independence analysis

方案编号	N	Y^+	$\Delta H/\text{m}$	k
1	68 700	0~404	0.829	0.258
2	129 371	0~397	0.846	0.255
3	261 973	0~245	0.829	0.258
4	340 714	0~216	0.834	0.257
5	453 854	0~169	0.831	0.258

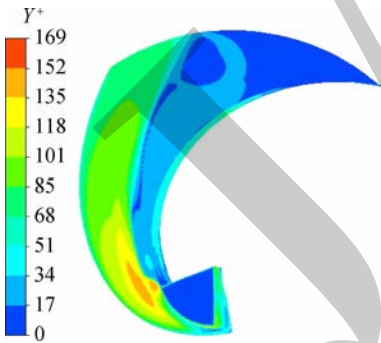


图 2 叶轮网格 Y^+ 云图

Fig. 2 Y^+ contour of impeller mesh

1.2 流速系数的特征与分布

以比转速为 33、66、128 的 3 个叶轮流道为研究对象(几何参数见表 2,表中 D_j 为叶轮进口直径, d_h 为轮毂直径, D_2 为叶轮外径, b_2 为叶轮出口宽度, Z 为叶片数, F_2/F_1 为叶轮进出口面积比),分析了不同相对速度 w 时泵工况和透平工况叶轮流速系数 k 间的关系,以及流速系数的变化规律,如图 3 所示。从该图可发现两个现象:①当叶轮内相对速度大于 0.6 m/s 时,两工况流速系数均趋于稳定,随流速变化非常微小,透平工

表 2 离心叶轮几何参数
Table 2 Geometric parameters of centrifugal impellers

n_s	D_j/mm	d_h/mm	D_2/mm	b_2/mm	Z	F_2/F_1
23	65	0	308	8	4	2.33
33	80	0	312	10	5	1.95
47	80	0	252	6.5	5	1.02
48	175	45	547	17	7	1.30
55	98	0	272	10	6	1.13
58	100	50	290	11	6	1.70
66	75	0	202	8.5	6	1.22
86	90	0	210	16	6	1.66
90	110	25	255	18	7	1.27
93	76	0	168	13	4	1.51
114	240	48	440	42	6	1.31
128	125	0	216	26	6	1.47
130	76	0	137	14	6	1.33
131	190	0	345	35	6	1.22
151	162	35	262	34	6	1.28
180	86	0	143	24	6	1.86
187	89	0	140	26	6	1.84
200	157	0	246	39	6	1.56
205	450	0	640	120	5	1.17
225	700	0	965	186	5	1.20

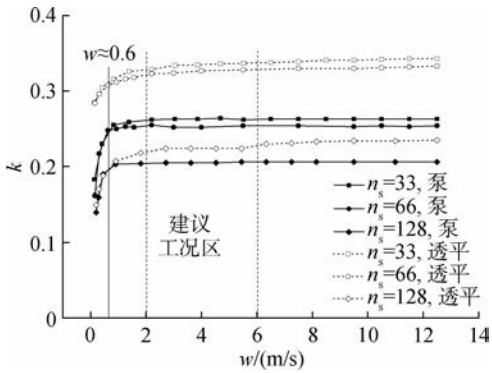


图 3 流速系数与相对速度的关系曲线

Fig. 3 Relationship curve of velocity coefficient and relative velocity

况的流速系数均大于泵工况;②相对速度低于 0.6 m/s 时,两工况流速系数均急剧减小。为准确得到泵与透平两种工况下叶轮内流速系数的特

征,数值模拟仅以叶轮单流道内流体为研究对象,两工况进口均按无冲击入流给定相对速度方向。因此可充分肯定,泵与透平流速系数的差异完全是由于两工况叶轮流道特征及内部流动状况引起的。

对于现象 1,无论泵工况或透平工况,在一定雷诺数范围内,流道内流动损失与相对速度平方成正比,流速系数是一个常数。而两工况叶轮流道特征不同导致流速系数的差异。泵工况叶轮流道是扩散的,内部流动为逆压梯度,沿流动方向主流相对速度不断降低,由于边界层中速度本来就低,减速后可能出现速度负值,使流体质点倒流而造成流动分离。反之,透平工况叶轮流道是收缩的,内部流动为顺压梯度,沿流动方向相对速度升高,有效抑制了流动分离现象,使流场相对速度分布均匀,阻力系数小,流速系数大。

图 4 为比转速为 33 的叶轮在泵与透平最优工况时叶轮内相对速度的分布(图中 A-A、B-B、C-C 具体位置见图 1),图中横坐标 l 为所监测断面圆周方向的相对长度,纵坐标 w 为相对速度。由图可见,透平工况时,叶轮内相对速度变化均匀,而泵工况时,相对速度出现 S 型分布,变化不均匀。

图 5 直观地显示了该模型在两工况最优效率率

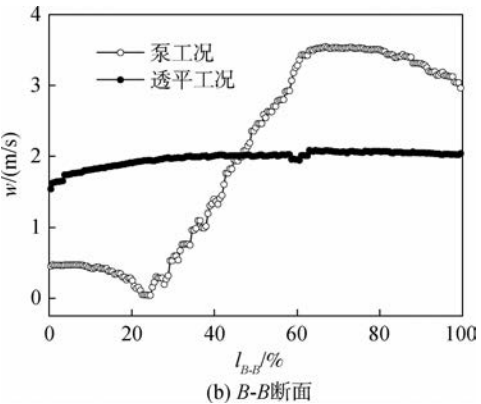
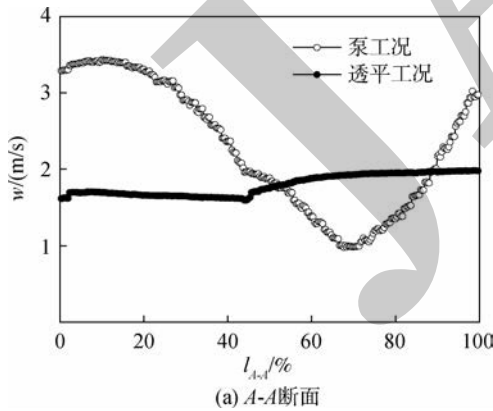


图 4 叶轮相对速度分布
Fig. 4 Relative velocity distribution in impeller

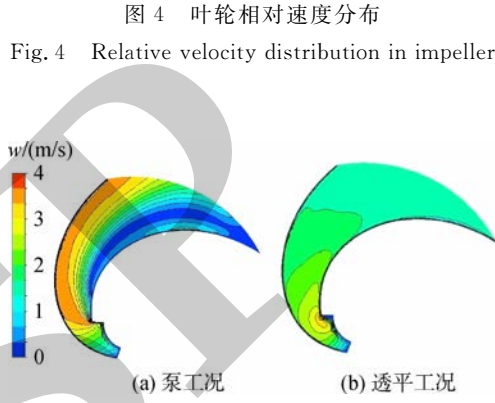
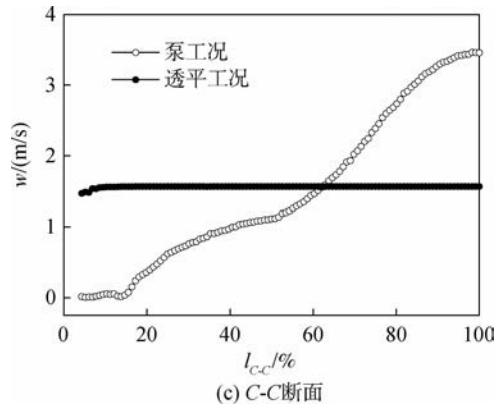


图 5 叶轮相对速度云图
Fig. 5 Relative velocity contour in impeller

点的流场分布,透平工况相对速度沿同一过流断面分布均匀,而泵工况相对速度分布出现了分层效应,这将引起流体层间大量的相对运动,导致叶轮内流阻力系数增大,流速系数相应地减小。这是 PAT 透平工况流速系数大于泵工况的原因。

对于现象 2,当叶轮内相对速度过低时,流动分离现象加剧,尤其是速度方向变化较为突然的区域(泵工况水流从轴向到径向,透平工况从径向到轴向),流场分布极不均匀,导致流动阻力系数急剧增加,流速系数急剧减小。考虑到相对速度过低,流速系数小,相对速度过高导致叶轮内流动损失增加,因此建议工程实际中,无论泵还是透平,叶轮内流体相对速度在 2~6 m/s 较为适宜。

为进一步验证泵与透平叶轮流速系数差异的普遍性,以图 6 所示的 20 个不同比转速 n_s 的单流道叶轮模型为研究对象,其几何参数见表 2。计算了该组模型泵工况与透平工况最优效率率的流速系数,结果如图 7 所示,图中括号内的数据为叶轮的比转速。可以发现:透平工况的流速系数均大于泵工况。至于流速系数随叶轮比转速的变化规律,还需进一步研究。

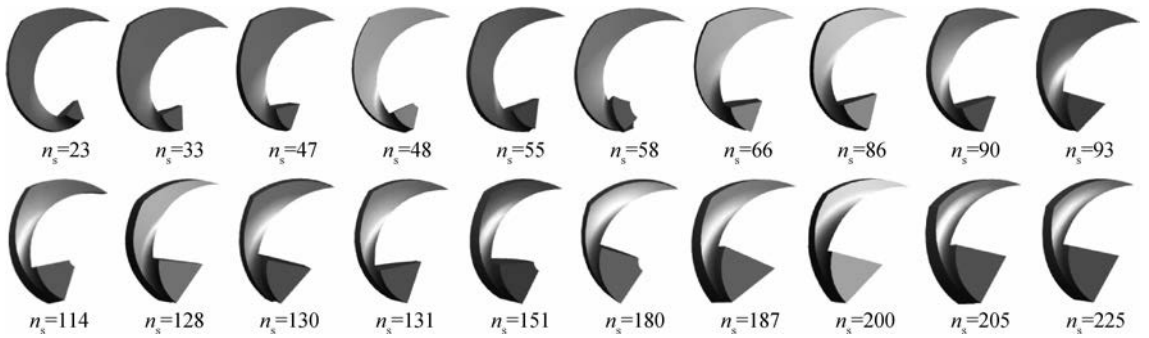


图 6 离心叶轮单流道模型

Fig. 6 Single flow passage models of centrifugal pump

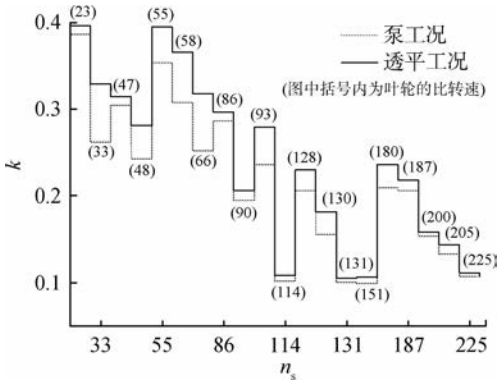


图 7 泵工况与透平工况流速系数对比

Fig. 7 Velocity coefficient comparison of pump condition and turbine condition

2 考虑流速系数的水力性能参数比

当离心泵反转作液力透平时,其选型设计和性能预测的关键问题,是研究泵工况和透平工况最优效率点的水力性能参数比,即 Q_t/Q_p , H_t/H_p 。泵工况和透平工况叶轮流道尺寸相同,流动方向相反,理论上,两工况的流量比可表示为叶轮内轴面速度或相对速度的比值

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{v_{m,t}}{v_{m,p}} = \frac{\omega_t}{\omega_p} \quad (2)$$

式中 Q 为流量, v_m 为轴面速度, ω 为相对速度,下标 p 和 t 分别表示泵工况和透平工况(下文同)。

在旋转的叶轮中,两工况的流动损失 ΔH 可分别表示为

$$\Delta H_p = (1 - \eta_{h,p}) H_{th,p} \quad (3)$$

$$\Delta H_t = (1 - \eta_{h,t}) H_t \quad (4)$$

式中 η_h 为水力效率, H_{th} 为理论扬程, H 为实际扬程,两者之间的关系为

$$H_{th,p} = \frac{H_p}{\eta_{h,p}} \quad (5)$$

$$H_{th,t} = H_t \cdot \eta_{h,t} \quad (6)$$

结合式(1)~式(6)可得

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{k_t}{k_p} \sqrt{\frac{\eta_{h,p} (1 - \eta_{h,t}) H_t}{(1 - \eta_{h,p}) H_p}} \quad (7)$$

式(7)即为离心泵反转作液力透平时,泵工况和透平工况的流量比。由该式可见,流量比与两工况叶轮的流速系数、水力效率及扬程有关。欲得到泵工况和透平工况最优效率点的流量比,需知两工况最优效率点的叶轮流速系数、水力效率及扬程比。

当离心泵反转作液力透平时,若泵工况与透平工况转速相同,则两者欧拉扬程 H_{Euler} 相同,为

$$H_{Euler} = \frac{u_1 v_{u,1} - u_2 v_{u,2}}{g} \quad (8)$$

式中 u 为圆周速度, v_u 为绝对速度圆周分量,下标 1 表示叶轮高压边,2 表示低压边。

根据 Pfleiderer 滑移系数,欧拉扬程与理论扬程之间的关系为

$$\mu = \frac{H_{th}}{H_{Euler}} \quad (9)$$

式中 μ 为滑移系数。由式(5)、式(6)、式(8)、式(9)可得泵与透平的实际扬程分别为

$$H_p = \eta_{h,p} \cdot \mu_p \cdot H_{Euler} \quad (10)$$

$$H_t = \frac{\mu_t \cdot H_{Euler}}{\eta_{h,t}} \quad (11)$$

于是,式(7)中泵与透平的扬程比为

$$\frac{H_t}{H_p} = \frac{\mu_t}{\mu_p} \cdot \frac{1}{\eta_{h,p} \eta_{h,t}} \quad (12)$$

将式(12)代入式(7)可得 PAT 泵工况与透平工况同转速时的流量比

$$\frac{Q_t}{Q_p} = \frac{k_t}{k_p} \sqrt{\frac{\mu_t}{\mu_p} \cdot \frac{1 - \eta_{h,t}}{(1 - \eta_{h,p}) \eta_{h,t}}} \quad (13)$$

3 实验验证

以比转速分别为 33、55、86、128、180、200 的 6 台工业 PAT 为研究对象,根据式(12)及式(13)

分别计算了这 6 台 PAT 最优效率点泵工况和透平工况的水力性能参数比 H_t/H_p 和 Q_t/Q_p , 并与 Stepanoff、Alatorre-Frenk、Sharma 等提出的方法^[22](见表 3)进行了比较。最后通过正反转外特性实验,验证了本文方法的可靠性。

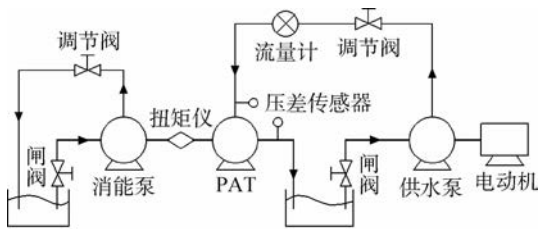
表 3 PAT 性能预测方法比较

Table 3 Performance prediction methods comparison of PAT

序号	方法	H_t/H_p	Q_t/Q_p
1	Stepanoff 方法	$\frac{1}{\eta_p}$	$\frac{1}{\sqrt{\eta_p}}$
2	Alatorr-Frenk 方法	$\frac{1}{0.85\eta_p^5+0.385}$	$\frac{0.85\eta_p^5+0.385}{2\eta_p^{9.5}+0.205}$
3	Sharma 方法	$\frac{1}{\eta_p^{1.2}}$	$\frac{1}{\eta_p^{0.8}}$
4	本文方法	$\frac{\mu_t}{\mu_p} \cdot \frac{1}{\eta_{h,p} \eta_{h,t}}$	$\frac{k_t}{k_p} \sqrt{\frac{\mu_t}{\mu_p} \cdot \frac{1-\eta_{h,t}}{(1-\eta_{h,p})\eta_{h,t}}}$

离心泵反转作液力透平时的外特性实验装置如图 8(a)所示。PAT 所需的压力和流量由供水泵提供。PAT 输出的轴功率由与它连接的消能泵平衡。通过消能泵的出口阀门调节其流量,保证 PAT 转速稳定。实验台如图 8(b)所示,精度等级为 B 级,实验中需测量 PAT 的流量、压差、转速和转矩,采用 1151/3351DP7S23B-M2 型压差传感器测量 PAT 进出口压力,量程范围是 0~2 MPa,测量精度为 $\pm 0.1\%$;MF200-101 电磁流量计测量流量,可测流量范围 0.904 4~217.03 m³/h,精度为 $\pm 0.1\%$;NJ1 扭矩传感器测量转速和转矩,其额定转矩为 100 N·m,转速范围是 0~6 000 r/min,标定系数为 8 522,精度等级为 0.2 级。

实验用 6 台 PAT 的水力性能参数比实验结



(a) PAT 外特性实验原理图



(b) PAT 外特性试验台

图 8 PAT 外特性实验装置

Fig. 8 Characteristics experimental equipment of PAT

果见表 4。表中同时给出了 Stepanoff、Alatorre-Frenk、Sharma 等提出的方法及本文方法所计算的 H_t/H_p 、 Q_t/Q_p 值,表中 n_s 为 PAT 的比转速, η_p 为效率, D_2 为叶轮外径, n 为转速。

图 9 为采用 Stepanoff、Alatorre-Frenk、Sharma 等提出的方法及本文方法计算的 H_t/H_p 、 Q_t/Q_p 值与实验值相对误差 x_h 、 x_q 的分布。4 种方法计算的扬程比与实验值的平均误差分别为 9.89%、19.41%、18.78%、5.38%,流量比平均误差分别为 15.49%、12.96%、14.84%、5.16%。可见,本文方法的误差均小于其他 3 种方法,同时由图可见,本文方法的最大误差亦最小。因此可认为,采用该方法计算的泵工况与透平工况水力性能参数比与实验值最接近。这说明,当离心泵反转作液

表 4 PAT 泵工况与透平工况水力性能参数比

Table 4 Comparison of hydraulic performance between pump condition and turbine condition of PAT

n_s	$\eta_p/\%$	D_2/mm	$n/(\text{r/min})$	Stepanoff 方法		Alatorr-Frenk 方法		Sharma 方法		本文方法		实验值	
				H_t/H_p	Q_t/Q_p	H_t/H_p	Q_t/Q_p	H_t/H_p	Q_t/Q_p	H_t/H_p	Q_t/Q_p	H_t/H_p	Q_t/Q_p
33	56.0	312	1450	1.42	1.42	2.32	2.03	2.01	1.59	1.58	1.62	1.55	1.50
55	69.0	272	2900	1.98	1.98	1.93	1.96	1.56	1.35	1.81	1.85	1.63	1.86
86	81.0	210	2900	1.72	1.72	1.47	1.43	1.29	1.18	1.49	1.26	1.54	1.32
128	82.4	216	2900	1.62	1.62	1.41	1.35	1.26	1.17	1.47	1.26	1.60	1.38
180	84.5	143	2900	1.70	1.70	1.31	1.23	1.22	1.14	1.61	1.45	1.53	1.40
200	87.5	246	1485	1.40	1.40	1.22	1.07	1.17	1.11	1.52	1.32	1.48	1.25

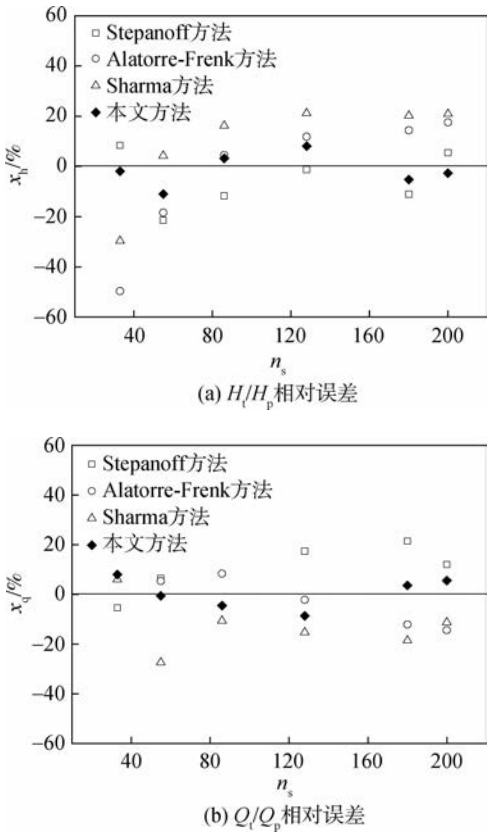


图 9 不同性能预测方法对比

Fig. 9 Comparison of different performance prediction methods

力透平时,考虑流速系数的泵与透平水力性能参数比更加准确。本文方法为 PAT 的选型设计和性能预测提供理论依据。

4 结 论

1) 离心泵反转作液力透平(PAT)时,两种工况叶轮流道特征及内部流态不同,导致流速系数不同,透平工况叶轮的流速系数大于泵工况。

2) PAT 透平工况叶轮相对速度分布均匀,泵工况相对速度出现了 S 型分布,叶轮内流动出现分层效应,这将引起流体层间大量的相对运动,导致叶轮流动损失增加。

3) 相对速度低于约 0.6 m/s 时,两工况流速系数均急剧减小。考虑到相对速度过低,流速系数小,相对速度过高导致叶轮内流动损失增加,因此建议工程实际中,无论泵还是透平,叶轮内流动相对速度在 2~6 m/s 较为适宜。

4) 提出了考虑流速系数的 PAT 泵工况和透平工况水力性能参数比,与其他方法相比,该方法与实验值的平均误差和最大误差均最小。该方法可用于 PAT 的选型设计和性能预测。

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.
WANG Xiaohui, YANG Junhu, SHI Fengxia. Status and prospect of study on energy recovery hydraulic turbines [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(9): 742-747. (in Chinese)

[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.
YANG Sunsheng, KONG Fanyu, SU Xianghui, et al. Numerical simulation and performance experiment on pump and pump as turbine[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(3): 36-41. (in Chinese)

[3] 苗森春,杨军虎,王晓晖,等. 基于神经网络-遗传算法的液力透平叶片型线优化[J]. 航空动力学报, 2015, 30(8): 1918-1925.
MIAO Senchun, YANG Junhu, WANG Xiaohui, et al. Blade pattern optimization of the hydraulic turbine based on neural network and genetic algorithm[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(8): 1918-1925. (in Chinese)

[4] 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.

[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,苗森春. 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.
SHI Guangtai, YANG Junhu, MIAO Senchun. Analytical methods and verification for determining slip factor at impeller outlet of centrifugal pumps as turbines[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(13): 68-77. (in Chinese)

[7] JAIN S, SWARNKAR A, MOTWANI K, 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, HENDERSON A, WAIKER J, et al. Design and performance evaluation of pump-as-turbine micro-hydro test facility with incorporated inlet flow control[J]. Renewable Energy, 2015, 78(1): 1-6.

[9] WANG Xiaohui, YANG Junhu, SHI Fengxia, et al. Theoretical and numerical study of performance prediction of centrifugal pump as turbine[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 444/445: 579-587.

[10] BUONO D, FROSINA E, MAZZONE A, et al. Study of a pump as turbine for a hydraulic urban network using a tri-dimensional CFD modeling methodology[J]. Energy Procedia, 2015, 82(12): 201-208.

[11] SINGH P, NESTMANN F. A consolidated model for the

turbine operation of centrifugal pumps[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2011, 133(6): 1-9.

[12] DERAKHSHAN S, NOURBAKHSH A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(8): 1620-1627.

[13] 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.

[14] 史广泰, 杨军虎, 刘小兵, 等. 导叶对液力透平机组工作稳定性的影响[J]. 振动工程学报, 2016, 29(4): 609-615.

SHI Guangtai, YANG Junhu, LIU Xiaobing, et al. Effect of guide vane on the stability of a set of hydraulic turbine runs[J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(4): 609-615. (in Chinese)

[15] 张俊婷, 杜秀丽, 徐磊. 基于 CFD 的管道流动局部水头损失系数的数值计算[J]. 太原科技大学学报, 2016, 37(4): 328-331.

ZHANG Juntao, DU Xiuli, XU Lei. Numerical calculation of local head loss factor on pipe flow based on CFD[J]. Journal of Taiyuan University of Science and Technology, 2016, 37(4): 328-331. (in Chinese)

[16] 聂欣, 张玉洲, 张童伟, 等. 6 种低雷诺数 $k-\epsilon$ 模型在三维附壁剪切流中的数值模拟与对比分析[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(20): 1-8.

NIE Xin, ZHANG Yuzhou, ZHANG Tongwei, et al. Comparative analysis and numerical simulation about six low Reynolds number $k-\epsilon$ models in near-wall shear flow[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(20): 1-8. (in Chinese)

[17] 邵杰, 李晓花, 郭振江, 等. 不同湍流模型在管道流动数值模拟中的适用性研究[J]. 化工设备与管道, 2016, 53(4): 66-71.

SHAO Jie, LI Xiaohua, GUO Zhenjiang, et al. Research of application of several turbulence models in numerical simulation for flow in pipeline[J]. Process Equipment and Piping, 2016, 53(4): 66-71. (in Chinese)

[18] SHANKAR V. Stability of fluid flow through deformable tubes and channels: an overview[J]. Sadhana, 2015, 40(3): 925-943.

[19] 王晓晖, 杨军虎, 夏正廷, 等. 泵反转液力透平速度滑移的计算与分析[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2017, 45(9): 64-68.

WANG Xiaohui, YANG Junhu, XIA Zhengting, et al. Calculation and analysis on velocity slip of pump as turbine[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2017, 45(9): 64-68. (in Chinese)

[20] 魏清顺, 刘在伦. 基于 CFD 的离心泵浮动叶轮平衡腔压力数值分析与验证[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(14): 103-108.

WEI Qingshun, LIU Zailun. Numerical analysis and validation of floating impeller balance chamber pressure in centrifugal pump based on CFD[J]. Proceedings of the CSEE, 2011, 31(14): 103-108. (in Chinese)

[21] 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.

LI Xiaojun, YUAN Shouqi, PAN Zhongyong, et al. Realization and application evaluation of near-wall mesh in centrifugal pumps[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(20): 67-72. (in Chinese)

[22] TRACEY L, PAUL C, AONGHUS M. Pump-as-turbine: characterization as an energy recovery device for the water distribution network[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2017, 143(8): 04017020. 1-04017020. 10.

(编辑: 王碧珺)