



旋壳差速效应对旋喷泵性能影响

黄祺^{1*}, 刘在伦¹, 王小兵², 李琪飞¹, 权辉¹, 王东伟¹(1. 兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 兰州真空设备有限责任公司
华宇分公司, 甘肃 兰州 730050)

黄祺

摘要: 以旋喷泵为试验对象, 完成了旋壳与叶轮同步变转速性能试验以及旋壳与叶轮非同步差速数值研究. 为避免各向同性涡黏假设, 数值计算选择雷诺应力 RSM linear pressure-strain 模型, 将数值计算与试验结果对比以验证其可信度. 结果表明: 变转速试验中该泵的流量与扬程符合相似定律, 最优效率基本保持不变, 各转速下最优效率的最大偏差为 3.1%, 趋于常数. 差速试验中旋壳转速升高引起径向液体压力梯度增大, 导致旋壳内任意位置半径 r 大于叶轮出口半径 r_2 区域的液体压力增加, 而旋壳内任意位置半径小于叶轮出口半径区域液体的压力降低. 受叶轮与旋壳差速扰动影响, 集流管进口和尾涡区域湍流动能数值普遍较高, 该区域能量损失大, 涡的大小、形态、涡心位置随旋壳转速不断变化, 主要分布在叶轮出口与流动中心区. 与额定工况相比, 旋壳转速的升高能够提高旋喷泵的扬程, 但由内壁面带动液体快速旋转增加液体能量的方式会导致泵效率下降. 旋壳转速在一定范围内的降低有利于能源的高效利用, 提高泵效率, 该泵试验范围内最优旋壳与叶轮转速比为 0.75, 研究结果对今后旋喷泵差速运行有指导意义.

关键词: 旋喷泵; 集流管; 差速试验; 变转速; 效率

中图分类号: TH311 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2021)06-0569-07

Doi: 10.3969/j.issn.1674-8530.20.0111

黄祺, 刘在伦, 王小兵, 等. 旋壳差速效应对旋喷泵性能影响[J]. 排灌机械工程学报, 2021, 39(6): 569-575.

HUANG Qi, LIU Zailun, WANG Xiaobing, et al. Effect of differential rotating shell on roto-jet pump performance [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering (JDIME), 2021, 39(6): 569-575. (in Chinese)

Effect of differential rotating shell on roto-jet pump performance

HUANG Qi^{1*}, LIU Zailun¹, WANG Xiaobing², LI Qifei¹, QUAN Hui¹, WANG Dongwei¹

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, Gansu 730050, China; 2. Huayu Branch, Lanzhou Vacuum Equipment Co. Ltd., Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: Taking the roto-jet pump as test object, the performance test of rotating shell and impeller with synchronous variable speed and numerical study of non-synchronous differential speed between rotating shell and impeller were completed. To avoid the assumption of isotropic eddy viscosity, RSM linear pressure-strain model of Reynolds gravity was selected for numerical calculation and the numerical results were compared with the experimental results to verify its reliability. The results show that in the variable speed experiment, the flow rate and head of the test pump conform to the similar law, and the optimal efficiency remains basically unchanged. The maximum deviation of the optimal efficiency at each speed is 3.1% and tends to be constant. In the differential speed experiment, the rotating shell speed increased causes the radial liquid pressure gradient to increase, resulting in the increase of the liquid pressure in the area of $r > r_2$ and the decrease of the liquid pressure in the area of $r < r_2$. Affected

收稿日期: 2020-04-19; 修回日期: 2020-05-13; 网络出版时间: 2021-06-07

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.TH.20210604.1707.006.html>

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51969014)

第一作者简介: 黄祺(1984—), 男, 甘肃庆阳人, 博士研究生(通信作者, 249526474@qq.com), 主要从事水力机械内部流动研究.

第二作者简介: 刘在伦(1961—), 男, 甘肃白银人, 教授, 博士生导师(liuzl88@sina.com), 主要从事泵理论与测试技术研究.

by the differential disturbance between impeller and rotating shell ,the turbulent kinetic energy values in the inlet and wake region of the collecting pipe are generally high and the energy loss is large. The size , shape and position of vortex center change with the rotating speed of rotating shell and are mainly distributed in the impeller outlet and flow center area. Compared with rated working condition ,increasing the rotating speed of shell will improve roto-jet pump head ,but increasing liquid energy depends on rotating shell wall friction and reduces the efficiency of the pump. The lower rotating speed of the rotating shell within a certain range is beneficial to improve the pump efficiency. Optimal rotating speed ratio between rotating shell and impeller is 0.75.The results are helpful for differential operation of roto-jet pump in the future.

Key words: roto-jet pump; collecting pipe; differential speed experiment; variable speed; efficiency

旋喷泵作为一种小流量,高扬程的低比转数泵^[1],由于过流部件特殊结构形式,效率高于低比转数普通离心泵^[2].旋喷泵的工况调节与普通离心泵类似,以节流调节为主,但节流调节并不是最佳的调节方式.张克危^[3]指出,变转速相比节流和预旋调节有更好的经济性.随着变频技术的发展,变转速调节应用必将更为广泛.水力机械变转速研究方面,吴坚等^[4]通过研究旋流泵的变转速特性指出旋流泵转速变化时流量、扬程、轴功率符合相似定律,汽蚀不符合相似定律.JAIN 等^[5]对 3 个不同直径叶轮的变转速进行研究,得出了效率、叶轮直径与转速的经验公式.王桃等^[6]指出,降速对透平的最优效率有负影响,转速下降 20%和 40%时其最优效率分别下降 1.97%和 4.43%.董沛鑫等^[7]通过研究变转速工况下蜗壳内的辐射噪声,发现蜗壳内辐射噪声与叶轮的转速成正比.目前关于旋喷泵变转速、差速研究可查阅文献资料甚少,研究方向主要集中在集流管的结构与设计^[8-9],研究方法以数值计算为主,涉及旋涡分布与流动损失计算等方面^[10-13].美国贝克休斯公司通过改变旋喷泵转速和集流管进口直径来调整旋喷泵的性能^[14],说明转速是影响旋喷泵性能的关键因素之一.为此文中开展旋喷泵的变转速试验以及叶轮、旋壳差速性能研究,以期今后旋喷泵的变速调节及叶轮与旋壳差速运行提供重要依据.

1 试验系统

试验对象为 1 台试验用旋喷泵,该泵以清水作为工作介质.性能参数中,额定流量 $Q_0 = 7.5 \text{ m}^3/\text{h}$,额定扬程 $H_0 = 80 \text{ m}$,额定转速 $n_0 = 2\,900 \text{ r/min}$,额定效率 $\eta_0 = 25\%$,必需汽蚀余量 $NPSH_r = 1.8 \text{ m}$.采用清水作为工作介质.旋喷泵结构图如图 1 所示.

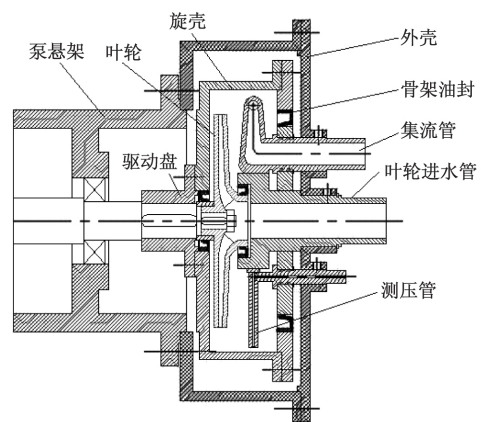


图 1 旋喷泵结构图

Fig.1 Structure of roto-jet pump

试验系统主要包括试验泵、电动机、转矩转速传感器、压力传感器、涡轮流量计、管路、阀门、水箱以及控制设备.试验泵的主要几何参数中,叶轮进口直径 $D_1 = 50 \text{ mm}$,叶轮出口直径 $D_2 = 242 \text{ mm}$,叶轮出口宽度 $b_2 = 6 \text{ mm}$,叶片出口安放角 $\beta_2 = 25^\circ$,叶片数 $Z = 5$,旋壳外径 $D_3 = 310 \text{ mm}$,旋壳宽度 $b_3 = 77 \text{ mm}$.

试验前对传感器、仪器仪表进行校准标定,用变频器调节泵转速 n 从 $1\,700 \text{ r/min}$ 到 $3\,100 \text{ r/min}$ 每间隔 200 r/min 作为 1 个转速测试点,共测试了 8 个不同转速下旋喷泵的水力性能,受电动机功率限制,试验转速最高只能达到 $3\,100 \text{ r/min}$,每个工况点重复试验 3 次,取平均值以减小试验误差.同时记录旋喷泵性能参数.该试验台只能做叶轮与旋壳同步旋转性能试验,旋壳与叶轮都旋转但是二者不同步(差速),试验用数值计算来代替.

2 旋壳与叶轮同步旋转试验

试验旋喷泵叶轮为 5 叶片后弯式离心叶轮,叶轮通过键与叶轮螺母固定在泵轴顶端处,旋壳与驱

动盘用螺栓刚性链接,驱动盘与轴用键径向定位,旋壳与叶轮同步变转速水力特性曲线如图 2 所示.

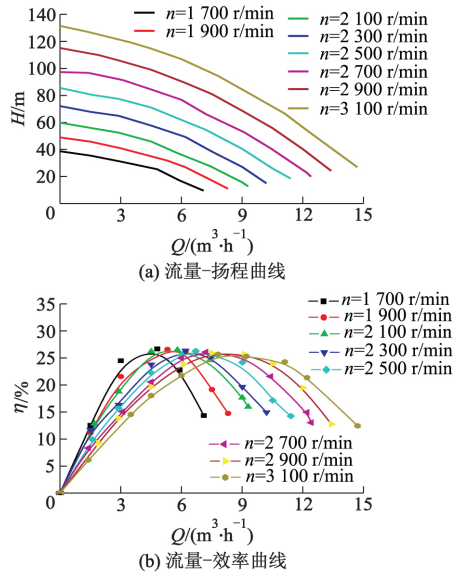


图 2 旋喷泵变转速水力特性曲线
Fig.2 Hydraulic characteristic curves at different rotational speeds obtained by experiment

由图 2 可见,转速对旋喷泵水力特性影响明显.图 2a 中,扬程曲线随转速升高以相似抛物线状上升.同一转速时,扬程随流量的增大而降低,对于叶片后弯式离心叶轮,摩擦损失与流量的平方成正比,冲击损失与额定流量偏离值的平方成正比,大流量工况有较大的摩擦损失和冲击损失,扬程下降明显,扬程曲线符合后弯式叶轮水力特性.图 2b 中,最优效率点随转速增加向大流量工况点偏移,转速越大,效率驼峰曲线越平坦,高效区范围越宽,同一转速时,效率曲线随流量增加先升高后降低,曲线有最高点.泵在变转速工况运行时,输送不可压缩介质时流量、扬程与转速满足以下关系^[15]

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \frac{n_p}{n_m}, \frac{H_p}{H_m} = \frac{n_p^2}{n_m^2}, \quad (1)$$

式中: n_p , n_m 为相似工况点转速 r/min ; Q_p , Q_m 为相似工况点流量 m^3/h ; H_p , H_m 为相似工况点扬程 m .

以额定转速 2 900 r/min 最高效率点所得试验参数为基准,按照式(1)计算其他转速下该泵的性能参数,各工况点流量试验与计算值最大偏差为 3.4%,扬程试验与计算值最大偏差为 4.7%.由此认为流量与扬程在该转速范围内满足相似换算.变转速试验中最优效率基本保持不变,各转速下最优效率的最大偏差为 3.1%,趋于常数,这与文献[16]的研究结论相吻合.

3 旋壳与叶轮差速试验

当叶轮转速一定时,由于旋壳转速的不同,液体平均旋转角速度将随旋壳旋转角速度的增大(减小)而增大(减小),导致旋壳、叶轮与液体角速度偏差各不相同,角速度偏差重新分配了叶轮、旋壳上的圆盘摩擦损失,从而影响泵内部的流动状态.为研究旋壳差速效应对旋喷泵性能的影响,泵流量恒定为 $7.5 m^3/h$,叶轮转速记为 n_1 ,取 2 900 r/min ,旋壳转速记为 n_2 ,取叶轮转速的 0.50, 0.75, 1.00, 1.25, 1.50 倍.

3.1 计算模型、网格及边界条件

以试验泵为对象,用 SolidWorks 建立实体模型,采用 ICEM 划分网格,模型泵生成网格总数为 7 911 042,节点数为 1 561 926.对模型中的关键部件进行局部加密以提高计算精确度,计算域和网格如图 3 所示,并在额定工况点进行网格无关性试验验证.根据模型特点,为应对旋喷泵中高应变率和流线弯曲程度大的流动特性,提高模型在大曲率情况下的准确性,以及避免各向同性湍黏假设,选择对复杂流动有更高预测精度的雷诺应力 RSM linear pressure-strain 模型,过流表面粗糙度均为 $25 \mu m$,压力与速度耦合用 SIMPLE 算法.标准格式压力亚松弛项,动量、湍动能、耗散率均为二阶迎风格式离散差分方程,叶轮进口设置为质量流量进口,集流管出口设置为自由出流,无滑移固壁面假设,标准壁面函数法边界条件应用 Fluent 16.0 进行定常数值计算.

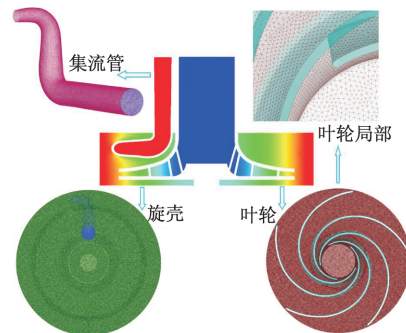


图 3 旋喷泵计算域与局部网格
Fig.3 Calculation domain of roto-jet pump and local mesh

3.2 差速试验对液体压力与切速度影响

为测试腔内液体压力,旋壳内部安装一测压管,测压管和集流管呈 180° 对称布置,如图 4 所示.

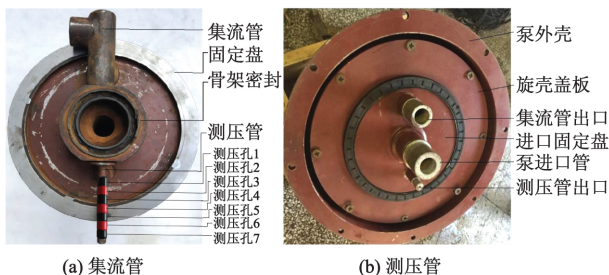


图 4 旋壳上的集流管与测压管

Fig.4 Collecting pipe and piezometer tube

测压管上设有 7 个测压孔,测压孔中心距泵轴心线的半径分别为 72.0,82.5,93.0,103.5,114.0,124.5,135.0 mm,采用 1 个测压孔开放、6 个测压孔封闭的方式来读取腔内压力.模型选取过集流管进口中心点且垂直于泵轴中心线的特征轴截面 Z_1Z_2 ,特征轴截面 Z_1Z_2 与试验泵集流管进口中截面相对应,以便测压点与数值计算位置坐标相吻合,使结果更具有对比性,在该轴截面上取 3 个极半径,记为 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$,把整个流动域从沿集流管尾流方向分成 3

个区域来研究,任 2 个极半径夹角为 120° ,用于试验和数值计算结果分析,如图 5 所示.

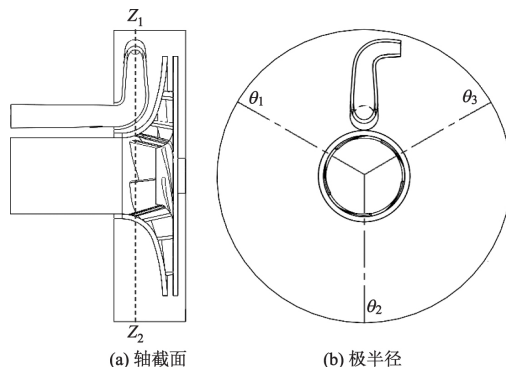


图 5 特征轴截面与极半径

Fig.5 Characteristic section and polar radius in the chamber

数值收敛后在每个极半径上等距离提取 30 个液体压力 p 与切向速度 v_θ 数据,计算与试验结果如图 6 所示,图中 r 为测压点距泵轴心线的半径, m ; r_2 为叶轮出口半径 $r_2=0.121\text{ m}$; r/r_2 为相对半径.

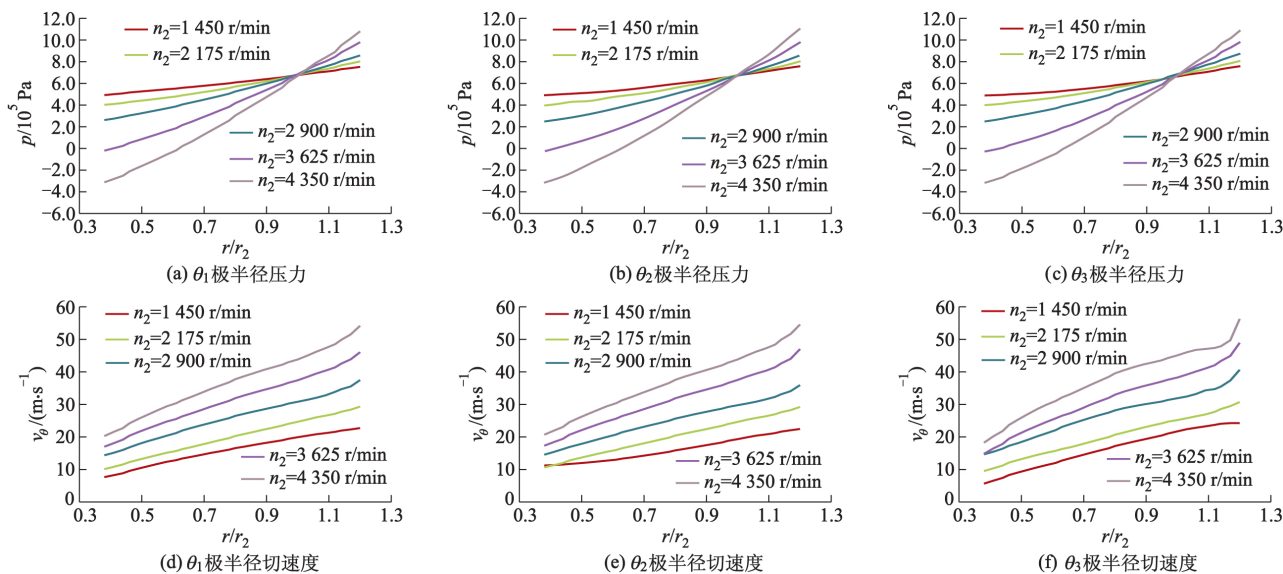


图 6 泵腔液体压力与切速度分布

Fig.6 Distribution of fluid pressure and shear velocity in chamber

叶轮与旋壳的共同作用引起旋壳内部液体切速度与压力上升,液体平均能量增加.图 6 中同一旋壳转速下 θ_1 和 θ_2 压力、切向速度平均值基本相同, θ_3 比 θ_1 和 θ_2 压力平均值约高 2.0%, θ_3 比 θ_1 和 θ_2 切向速度平均值约低 1.5%.腔内高速液体在集流管进口及扩散段聚集碰撞引起 θ_3 区域液体切速度下降,局部压力上升,说明集流管对腔内液体流动状态有微弱影响.图 6b 中 $n_2=2\ 900\text{ r/min}$,相对半径 $r/r_2=0.60, 0.68, 0.77, 0.86, 0.94, 1.03, 1.12$ 时,压力

试验值为 391,444,502,567,634,721,825 kPa,模拟值为 367,396,423,985,485,780,551,976,621,610,693,440 和 792,308 Pa,最大相对误差为 6.0%.结果具有一定的可信度.同一相对半径 $r/r_2 < 1$ ($r_2=121\text{ mm}$) 区域,旋壳转速越高,液体压力越低; $r/r_2 > 1$ 区域,旋壳转速越高,液体压力越高,液体分子在旋壳内壁面拖拽下做旋转剪切运动,附面层液体受旋壳高速旋转影响切向速度增加,压力梯度上升,引起旋壳边界区压力升高,湍流核心区压力降低,曲线

斜率增加,交于 $r/r_2=1.0$ 附近.各旋壳转速下压力曲线以类抛物线形状呈现上升趋势,这与旋壳效应的本质相吻合.旋壳绕轴线等角速度旋转诱导出流体的流线是一组同心圆,该同心圆在流场中各点压力、圆周切速度是半径的函数.而且旋壳效应引起的压力增大和半径有关,当半径增大时,旋壳旋转效应随之增大,液体受到的压力也随之增大,抛物线形状愈加明显.图 6a、6c 压力曲线分布规律和图 6b 类似.图 6e 中,旋壳边界区液体高速旋转形成强制涡流运动,同一相对半径旋壳速度越快,液体切速度越快.当 $0.5 < r/r_2 < 1.1$,液体切向速度呈线性分布规律.靠近叶轮进口固柱段 ($r/r_2 < 0.5$),速度明显降低,液体介质在黏性力作用下引起近壁区速度减小.旋壳边界处 ($r/r_2 > 1.1$) 速度分布分化严重. $n_2 > 2\ 175$

r/min,旋壳高于液体转速引起附面层动能增加,速度上升. $n_2 < 2\ 175$ r/min,旋壳转速滞后于液体,附面层液体受旋壳圆盘损失影响动能降低,速度下降,该速度滑移由附面层向流动中心区传递,使得中心区液体旋转角速度下降. $n_2 = 2\ 175$ r/min,旋壳与液体接近同步,旋壳对边界区液体切向速度影响不明显.图 6d、6f 切速度曲线分布规律和图 6e 相同.由此可见,叶轮转速一定时,旋壳转速与内部液体切速度大小成正比关系,固定壁面处,边壁阻力导致液体能量衰减引起液体切速度降低,旋转壁面处,旋壳与液体角速度偏离对液体切速度起到加速或抑制作用.

3.3 差速试验对液体湍流动能影响

不同旋壳转速下泵腔内部湍流分布如图 7 所示.

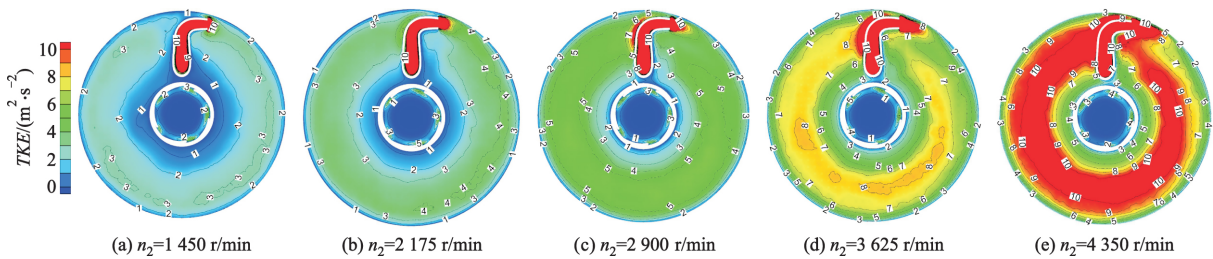


图 7 特征轴截面湍流动能分布

Fig.7 Turbulent kinetic energy distribution at characteristic section

图 7 中,同一旋壳转速下,集流管的进口和尾涡区域湍流动能数值普遍较高,集流管进口、内部能量损失大,这和文献 [13] 的研究结论一致.靠近叶轮进口固柱段与旋壳内侧固壁边界处湍流动能较低,流动中心区域液体受集流管钝体绕流影响剧烈,该区域液体湍流动能较大,流场稳定性较差,出现强湍动区域,分布范围广,湍动现象扩散至整个转子腔,液体能量在小尺度湍流脉动中耗散殆尽.不同旋壳转速下,旋壳转速对腔内液体湍流动能具有决定作用,旋壳转速越高,液体湍流动

能越大,沿相对半径分布均匀性越差. $n_2 = 1\ 450, 2\ 175, 2\ 900, 3\ 625, 4\ 350$ r/min 时,在每个转速下的 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 极半径等距取 30 个湍动能离散数据,其均值分别为 $2.09, 2.93, 3.76, 6.29, 8.65$ m^2/s^2 ,说明较低的旋壳转速下泵腔内部湍动较小,流动更为稳定.

3.4 差速试验下旋壳内液体流线分布

差速试验下 θ_2 轴截面流线分布如图 8 所示,速度云图场为各旋壳转速下径向速度和切向速度的合成速度.

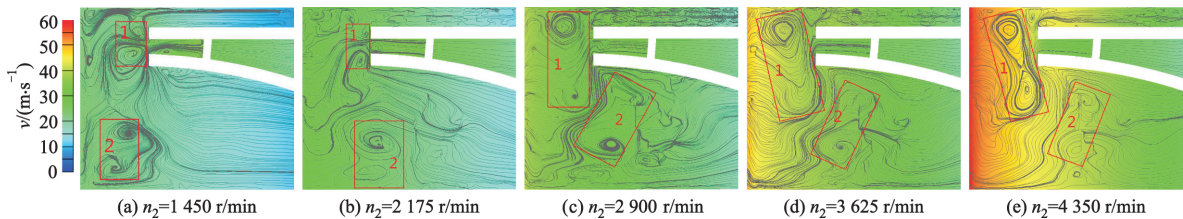


图 8 泵腔内 θ_2 轴截面流线分布

Fig.8 Streamline distribution at θ_2 axial section in chamber

旋壳、叶轮与液体转速差增加了腔体内部回流强度,旋涡涡心位置及形态与旋壳转速有直接关系.图 8a 中,涡对 1 位于叶轮出口位置,涡对 2 位于左

下角,涡对 1、2 涡心位置处于同一竖直线上,边界区涡动强烈,中心区流线顺滑.图 8b 中,旋壳转速增大为 $2\ 175$ r/min,此时旋壳与液体旋转角速度接近,

涡对 1 减小, 涡对 2 向轴心位置移动, 扰动区域增大, 流动稳定区域减小. 图 8c 中, 旋壳转速继续增加, 涡对 1 再次出现, 涡心远离, 左上涡强度大, 左中涡微小, 涡对 2 继续向轴心位置移动, 旋涡强度加剧. 图 8d 中, 涡对 1 出现涡心分离, 左上涡紧密, 左中涡松散, 涡对 2 逐渐远离旋壳外环面, 到达流动中心区. 图 8e 中, 涡对 1、2 均呈倾斜带状旋涡形态, 但影响因素不同, 涡对 1 受叶轮出口液体冲击影响, 涡心连线向左倾斜, 涡对 2 由于旋壳壁面转速高, 叶轮前盖板转速低, 涡心连线向右倾斜. 综合而言, 受叶轮与旋壳差速扰动影响, 在此过程中涡的大小、形态、涡心位置随旋壳转速不断变化. 旋涡主要位于叶轮出口与旋壳中心区, 随着旋壳转速的增加, 旋壳边界涡沿径向推移最终到达流动中心区, 叶轮出口涡经历了减弱、涡心分离、增强等一系列过程.

3.5 差速试验对泵外特性的影响

差速试验下各工况点扬程与效率的水力特性曲线如图 9 所示, 图中 Ω 为旋转系数.

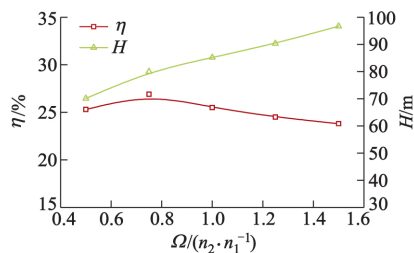


图 9 旋喷泵水力特性曲线

Fig.9 Performance curves of roto-jet pump

由图 9 可见, 叶轮转速恒定时, 旋喷泵的扬程与旋壳转速成正比. 集流管进口位于相对半径 $r/r_2 > 1.0$ 范围内, 旋壳转速增加引起该区域液体切向速度、压力增加, 液体平均能量上升, 旋喷泵扬程上升, 与图 6 计算结果相对应. 效率曲线在旋壳旋转系数 0.75 位置有最大值为 26.9%, 比旋转系数为 1.0 的额定工况高 1.4%. 之后效率随旋壳转速的增加而降低. 张红霞^[17]与唐莲花^[18]通过旋喷泵内流场研究发现腔内流体旋转符合刚性运动规律, 其液体旋转角速度是叶轮与旋壳同步旋转角速度的 0.78 倍, 说明旋喷泵中圆盘摩擦损失依然存在. 刘厚林等^[19]研究表明泵的比转数小于 30 时, 圆盘摩擦损失约占轴功率的一半以上. 董玮等^[20]指出圆盘摩擦损失与叶轮和液体介质旋转角速度的偏差成正比. 当旋壳旋转角速度小于叶轮旋转角速度时, 旋壳与腔体内部液体旋转角速度较为接近, 总圆盘摩擦损失减小, 旋喷泵效率有一定提高, 当旋壳旋转角速度大于叶轮

旋转角速度时, 旋壳与腔内液体旋转角速度偏差变大, 总圆盘摩擦损失变大, 泵效率有所下降. 综合而言, 旋壳转速的升高能够提高旋喷泵的扬程, 但这种由内壁面带动液体快速旋转以增加液体能量的方式最终导致能量转化率下降, 泵效率降低, 旋壳转速在一定范围内的降低, 有利于泵效率的提高.

4 结 论

采用试验和数值计算相结合的方法, 对试验泵变转速、差速性能研究, 得出以下结论.

1) 该试验泵变转速试验中流量与扬程符合相似定律, 各转速下最优效率的最大偏差为 3.1%, 基本保持不变, 趋于常数.

2) 差速试验内部流场分析表明, 叶轮转速恒定, 旋壳转速升高可以增加旋壳内液体压力梯度. $r < r_2$ 区域液体压力与旋壳转速成反比, $r > r_2$ 区域液体压力与旋壳转速成正比. 固定壁面处, 边壁阻力导致液体能量衰减引起液体切速度降低, 旋转壁面处, 旋壳与液体角速度偏离对液体切速度起到加速或抑制作用.

3) 受叶轮与旋壳差速扰动影响, 集流管的进口和尾涡区域湍流数值普遍较高, 该区域能量损失大. 泵腔内部流动在较低的旋壳转速下会更为稳定. 旋涡主要位于叶轮出口与旋壳中心区, 随着旋壳转速的增加, 旋壳边界涡沿径向推移, 最终到达流动中心区, 叶轮出口涡经历了减弱、涡心分离和增强的一系列过程.

4) 旋壳转速的升高能够提高旋喷泵的扬程, 但由内壁面带动液体快速旋转以增加液体能量的方式最终导致能量转化率下降, 泵效率降低. 旋壳转速在一定范围内的降低, 能够减小圆盘摩擦损失, 有利于能源的高效利用, 提高泵效率, 该泵试验范围内最优旋壳与叶轮转速比为 0.75.

参考文献 (References)

- [1] OSBORN Steve. The roto-jet pump: 25 years new [J]. World pumps, 1996(363): 32-36.
- [2] 杨军虎, 齐学义, 马希金. 旋喷泵的效率分析及集流管的水力设计 [J]. 兰州理工大学学报, 1995, 21(2): 33-36.
YANG Junhu, QI Xueyi, MA Xijin. Efficiency analysis of rotary jet pump and hydraulic design of collecting pipe [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 1995,

- 21(2):33-36.(in Chinese)
- [3] 张克危. 流体机械原理(上册) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [4] 吴坚, 沙毅, 徐兴. 旋流泵变转速性能及无叶腔流场试验研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2010, 44(9): 1811-1817.
WU Jian, SHA Yi, XU Xing. Experimental investigation on variable speed performance and volute flow of vortex pump [J]. Journal of Zhejiang University (engineering science) 2010, 44(9): 1811-1817.(in Chinese)
- [5] 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: 808-824.
- [6] 王桃, 孔繁余, 陈凯, 等. 转速对离心泵作透平性能影响的试验与分析[J]. 农业工程学报, 2016, 32(15): 67-74.
WANG Tao, KONG Fanyu, CHEN Kai, et al. Experiment and analysis of effects of rotational speed on performance of pump as turbine [J]. Transactions of the CSAE 2016, 32(15): 67-74.(in Chinese)
- [7] 董沛鑫, 高明, 管洪军, 等. 变转速工况下离心泵蜗壳辐射噪声变化规律的数值研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(13): 128-133.
DONG Peixin, GAO Ming, GUAN Hongjun, et al. Numerical simulation for variation law of volute radiated noise in centrifugal pumps under variable rotating speed [J]. Journal of vibration and shock 2017, 36(13): 128-133.(in Chinese)
- [8] 王晓东. 旋喷泵集流管设计及其与转子腔内部流动模拟[D]. 北京: 清华大学, 2002.
- [9] 朱洋, 康灿, 毛宁. 集液管及其内部导流板对旋喷泵性能的影响[J]. 流体动力学, 2016, 4(3): 33-42.
ZHU Yang, KANG Can, MAO Ning. Influence of the collector and the inner guide vane on roto-jet pump performance international [J]. Journal of fluid dynamics, 2016, 4(3): 33-42.(in Chinese)
- [10] 程云章, 朱兵, 陈红勋, 等. 旋喷泵内部流动与能量损失分析研究[J]. 水动力学研究与进展(A辑), 2004, 19(5): 598-603.
CHENG Yunzhang, ZHU Bing, CHEN Hongxun, et al. Analysis of energy losses and numerical simulation of flow field in the roto-jet pump [J]. Journal of hydrodynamics 2004, 19(5): 598-603.(in Chinese)
- [11] 刘宜, 宋怀德, 陈建新, 等. 旋喷泵集流管进口形状对水力性能的影响[J]. 排灌机械, 2009, 27(6): 367-372.
LIU Yi, SONG Huaide, CHEN Jianxin, et al. Influence of inlet flow of collecting pipe shape on hydraulic characteristics for roto-jet pump [J]. Drainage and irrigation machinery 2009, 27(6): 367-372.(in Chinese)
- [12] 刘宜, 陈文鹏, 梁润东, 等. 旋喷泵转子腔的结构优化及数值模拟计算[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(1): 26-30.
LIU Yi, CHEN Wenpeng, LIANG Rundong, et al. Structure optimization and flow numerical simulation in rotor cavity of roto-jet pump [J]. Journal of drainage and irrigation machinery engineering 2015, 33(1): 26-30.(in Chinese)
- [13] 卢静. 旋喷泵转子腔及集流管内流动模拟与分析[D]. 镇江: 江苏大学, 2017.
- [14] 董长善. 美国贝克休斯公司的旋转喷射泵[J]. 石油化工设备技术, 1994(4): 38-39.
DONG Changshan. Baker hughes roto-jet pump [J]. Petro-chemical equipment technology, 1994(4): 38-39.(in Chinese)
- [15] 袁寿其, 施卫东, 刘厚林. 泵理论与技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [16] 杨晓珍. 不同转速对离心泵性能影响的试验研究[D]. 长沙: 湖南农业大学, 2004.
- [17] 张红霞. 旋转喷射泵的启动特性及内部流场研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2009.
- [18] 唐莲花. 旋转喷射泵内部流场计算分析与性能预测[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2008.
- [19] 刘厚林, 谈明高, 袁寿其. 离心泵圆盘摩擦损失计算[J]. 农业工程学报, 2006, 22(12): 107-109.
LIU Houlin, TAN Minggao, YUAN Shouqi. Calculation of disk friction loss of centrifugal pumps [J]. Transactions of the CSAE 2006, 22(12): 107-109.(in Chinese)
- [20] 董玮, 楚武利. 离心泵叶轮平衡腔内液体流动特性及圆盘损失分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 29-35.
DONG Wei, CHU Wuli. Analysis of flow characteristics and disc friction loss in balance cavity of centrifugal pump impeller [J]. Transactions of the CSAM 2016, 47(4): 29-35.(in Chinese)

(责任编辑 盛杰)