

旁通装置控制离心泵空化特性的数值模拟与试验

赵伟国^{1,2}, 朱昌健^{1,2}, 徐泽鑫^{1,2}, 徐阳³

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室, 兰州 730050;
3. 上海凯泉泵业(集团)有限公司, 上海 201804)

摘要: 为了研究旁通水路对离心泵空化性能的影响规律, 以一台比转速为 32 的低比转速离心泵为研究对象, 在蜗壳第八断面靠进口侧位置处至吸入段搭建一旁通管路。采用修正的 SST $k-\omega$ 湍流模型和 Kubota 空化模型, 在不同空化数下, 对原型泵和带有旁通水路的离心泵进行三维非定常数值模拟, 并同试验结果进行对比。结果表明: 低比转速离心泵在搭建旁通水路后运行时扬程和效率均有小幅下降, 在设计工况下, 试验值中扬程下降 2.30%, 效率下降 3.07%, 模拟值中扬程下降 3.10%, 效率下降 1.80%。空化初生及发展阶段, 旁通水路可以有效增大近壁湍动能, 改善压力分布, 抑制空泡增长及脱落, 改善流场结构; 扬程断裂后, 旁通水路不能有效抑制空化反而加剧了其严重程度。旁通水路对其涉及流域内压力脉动造成小幅扰动。

关键词: 离心泵; 旁通水路; 空化; 数值模拟

中图分类号: TH311

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2021.01.016

Numerical simulation and tests for cavitation characteristics of centrifugal pump controlled by bypass device

ZHAO Weiguo^{1,2}, ZHU Changjian^{1,2}, XU Zexin^{1,2}, XU Yang³

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;
2. Gansu Provincial Key Lab of Fluid Machinery and System, Lanzhou 730050, China;
3. Shanghai Kaiquan Pump Industry Group Co., Ltd., Shanghai 201804, China)

Abstract: In order to study the influence law of bypass waterway on cavitation characteristics of centrifugal pump, a low specific speed centrifugal pump with a specific speed of 32 was taken as the study object, a bypass waterway was built from the eighth section of the volute near the inlet side to the suction section. The modified SST $k-\omega$ turbulence model and Kubota cavitation model were used to do the 3-D non-steady numerical simulation for the original type pump and the pump with the bypass waterway under different cavitation numbers. The simulation results were compared with test ones. Results showed that both head and efficiency of the low specific speed centrifugal pump decrease slightly after building the bypass waterway; under the designed working condition, test values of head and efficiency decrease by 2.30% and 3.07%, respectively and simulated values of head and efficiency decrease by 3.10% and 1.80%, respectively; in initial and development stage of cavitation, the bypass waterway can effectively increase near-wall turbulent kinetic energy, improve pressure distribution, restrain growth and fall off of cavitation and improve flow field structure; after head is broken, the bypass waterway can't effectively restrain cavitation, but aggravate its severity; the bypass waterway causes a small disturbance to the pressure fluctuation in flow field involved.

Key words: centrifugal pump; bypass waterway; cavitation; numerical simulation

离心泵作为通用机械, 广泛应用于工农业生产和日常生活的各方面。低比转速离心泵在运行过程中存在效率不高, 内部流动不稳定等问题。空化是离心泵

运行时难以避免的一种流态, 严重时干扰叶轮内部的能量交换^[1], 导致离心泵水力性能明显下降^[2-3], 空泡的非定常脱落更会引起振动、噪声以及叶片腐蚀^[4]等危害。

目前, 许多科研工作者针对空化机理进行了深入研究, Kawanami 等^[5]通过水翼试验发现空泡的破裂由回射流引起。Medvitz 等^[6]基于 Kunz 空化模型发现了

基金项目: 甘肃省自然科学基金项目(18JR3RA149); 国家重点研发计划项目(2018YFB0606103)

收稿日期: 2019-08-20 修改稿收到日期: 2019-11-01

第一作者 赵伟国 男, 博士, 教授, 1979 年生

离心泵内部在小空化数下的空化流动,在抑制空化方面主要有改变叶轮几何参数^[7],叶片表面布置障碍物^[8],叶片开缝优化流场^[9]等方法。而利用旁通引射装置改变压力分布来抑制空化的方案也有诸多研究,温懋等^[10]提出在泵入口加装喷射器,以泵出口少部分高压水作为工作流体,引射水泵入口的低压水,来解决水泵空化的实用技术。Jiang等^[11]采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 Schnerr-Sauer 空化模型研究了高速离心泵的空化性能,其结果表明,发生空化时高速离心泵的扬程和流量都偏离其设计条件;通过设置可调距诱导轮并采用环形喷嘴,可以有效改善空化性能。牟介刚等^[12]提出一种引射吸水室离心泵,基于 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对不同引射参数下离心泵内部流场进行数值模拟,研究了引射口直径和引射角度对离心泵汽蚀及水力性能的综合影响。林玲^[13]深入研究了旁通引射结构对离心泵水力性能、汽蚀性能和内部流场的影响,并提出兼顾水力性能和空化性能的吸水室结构设计。朱凯程^[14]开展了不同引回流量的外特性和空化特性试验,发现使用引射装置将泵出口的部分高能流体引回到泵进口,可以改善泵的空化性能。吴昱等^[15-16]指出采用旁通引射装置是提高泵汽蚀性能的有效方法。

借鉴前人从泵出口引高压水至吸水室方案,本文从离心泵蜗壳水路旁通引射高压水至吸水室,对叶轮进口进行压力补偿,采用修正的 SST $k-\omega$ 湍流模型和 Kubota 空化模型对离心泵瞬态空化特性进行试验和数值模拟,分析旁通水路带来的高压射流对离心泵空化流场、空泡形态及压力脉动的影响。

1 水力模型及旁通管路设计

1.1 水力模型

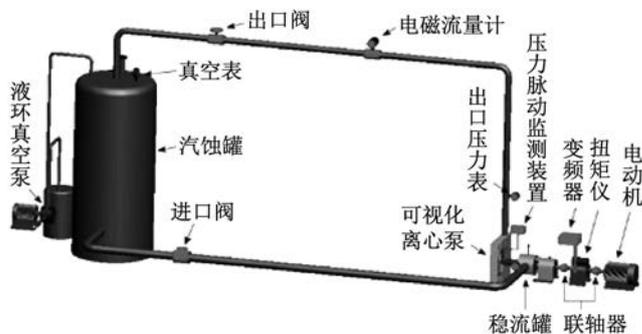


图1 试验装置图

Fig.1 Schematic of test device

关阀启动试验泵,启动后通过调节泵出口阀来改变泵的运行流量,使泵运行工况分别为 $0.2Q_0$ 、 $0.4Q_0$ 、 $0.6Q_0$ 、 $0.8Q_0$ 、 $1.0Q_0$ 、 $1.2Q_0$ 、 $1.4Q_0$ (Q_0 为设计流量),待其运行稳定后,读取离心泵的进出口压力,计算出离心泵不同运行工况下的扬程。空化试验时,将泵运行

本文以一台低比转速离心泵为研究对象,该离心泵的设计参数如下:流量 $Q = 8.6 \text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 4.5 \text{ m}$,转速 $n = 500 \text{ r}/\text{min}$;主要几何参数如下:泵入口直径 $D_s = 90 \text{ mm}$,泵出口直径 $D_d = 65 \text{ mm}$,叶轮入口直径 $D_j = 90 \text{ mm}$,叶轮出口直径 $D_2 = 310 \text{ mm}$,叶轮出口宽度 $b_2 = 12 \text{ mm}$,叶片进口角 $\beta_1 = 37^\circ$,叶片出口角 $\beta_2 = 37^\circ$,叶片数 $Z = 6$,包角 $\phi = 180^\circ$ 。

1.2 旁通管路设计

为了不破坏蜗壳内第一断面到第八断面之间的渐扩流态,在第八断面位置进行旁通水路设计。为了避免旁通水路对叶轮进口流态造成太大扰动,同时保证引回高压流体与吸入段内低压水在叶轮入口前充分混合,旁通管路与吸入段的连接位置应与叶轮进口保持一定的轴向距离,本方案中采取这一距离为 100 mm ;管径采用 6 mm 。

2 试验和数值模拟方法

2.1 试验装置及方案

2.1.1 试验装置

本试验使用的离心泵水力性能测试系统是在甘肃省流体机械系统重点实验室搭建完成的。如图1所示,该系统为一闭式循环回路,主要由电动机、汽蚀罐、稳压罐、可视化离心泵、真空泵、输水管路、泵产品智能测试系统等组成。输送介质为常温清水,工作温度为 25°C 。该泵系统的设计主要是针对离心泵水力性能、空化性能以及压力脉动测试。

2.1.2 试验方案

根据 GB/T 3216—2016《回转动力泵水力性能验收试验 1级、2级和 3级》标准^[17],对离心泵进行水力性能试验和空化性能试验。



在设计流量下,待其运行稳定后,启动真空泵,降低进口压力,在整个试验过程中保证模型泵运行流量不变,待其运行稳定后,通过进出口压力表读出离心泵的进出口压力值,计算出离心泵在不同空化数下的扬程。

2.2 数值模拟方法

2.2.1 计算区域及网格划分

计算区域主要由蜗壳、叶轮以及吸入段构成,而带

水路旁通装置的离心泵(以下简称旁通泵)比原型泵增加了一处旁通水路。最终计算区域如图 2(a)、2(b)所示。

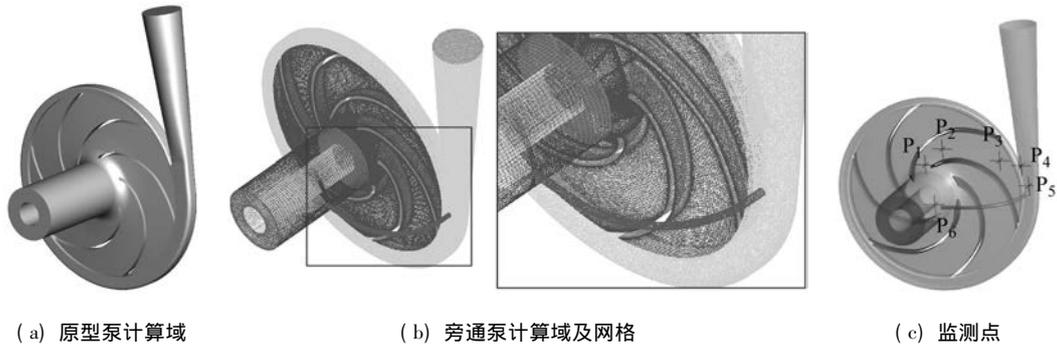


图 2 计算域网格及监测点

Fig. 2 Grid of computational domain and monitoring points

计算域采用 ICEM CFD 软件进行网格划分,其中吸入段、旁通管、叶轮流道采用六面体结构化网格划分,以便准确捕捉叶轮内的流场,蜗壳采用适应性较强的四面体网格,整体网格如图 2(b)所示。网格无关性检查如表 1 所示,选取网格数不同的 3 种方案进行了网格无关性验证。随着网格数增大,扬程逐渐趋于稳定,为了保证数值模拟准确性并节省计算资源,最终确定网格单元数 254.78 万,节点数 135.33 万。为保证数值模拟精度,常用 Y^+ 值来保证近壁面区域有足够的节点数来捕捉边界层内的流动^[18]。本文所采用的 SST $k-\omega$ 模型近壁区应用 $k-\omega$ 模型,考虑到边界层网格的 Y^+ 值范围, Y^+ 在 100 左右基本满足 $k-\omega$ 湍流模型对近壁面网格质量要求^[19]。

表 1 网格无关性验证

Tab.1 Check of grid independence

方案	粗糙网格	中等网格	高精网格
网格数/万	205.43	254.78	300.61
扬程/m	4.351 14	4.401 01	4.414 519

计算域监测点位置如图 2(c)所示, P_1 、 P_2 、 P_3 位于叶轮流道中间截面且随叶轮旋转, P_4 位于隔舌前侧, P_5 位于蜗壳流道内对应旁通管路入口下游位置, P_6 位于吸入段对应旁通管路出口下游位置。

2.2.2 湍流模型和空化模型

汽液两相采用均相模型,即汽液两相有相同的压力场与速度场,两相间无速度滑移,假定汽相在液相中均匀分布^[20]。混合相密度可变,混合相控制方程如下:

连续性方程

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho_m u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] \quad (2)$$

式中: ρ_m 为混合相密度; u_i 、 u_j 、 u_k 为速度分量; μ 为层流黏度; μ_t 为湍流黏度; t 是时间; p 是压力; x_i 、 x_j 、 x_k 为坐标分量; δ_{ij} 为克罗内克常数。

Navier-Stokes 方程通过 SST $k-\omega$ 湍流模型封闭。混合相密度为

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + \rho_l (1 - \alpha_v) \quad (3)$$

式中: ρ_v 和 ρ_l 分别为汽相和液相的密度; α_v 为气相体积分。

SST $k-\omega$ 湍流模型在标准 $k-\omega$ 湍流模型中加入混合函数,在近壁区域和湍流核心区分别使用 $k-\omega$ 和 $k-\epsilon$ 模型,还考虑了湍流剪切应力效应,提高了对逆压梯度流动的计算精度;但常规的 SST $k-\omega$ 湍流模型中湍流黏度较大,气泡产生后不容易与壁面分离,从而导致空穴化泡难以脱落。所以根据式(4)和式(5)对式(2)中湍流黏性系数进行修正,以便更好地捕捉离心泵内空泡流的动态特性。

$$\mu_t = f(\rho) \frac{k}{\omega} \quad (4)$$

$$f(\rho) = \rho_v + \frac{(\rho_m - \rho_v)^n}{(\rho_l - \rho_v)^{n-1}} \quad (n > 1) \quad (5)$$

对于式(5)中 n 的取值一般建议取 10^[21]。引入密度函数后,特别是对水蒸汽含量较小的汽液混合区域,可以限制空穴尾部水汽混合区过大的湍流度,以更好地模拟离心泵内非稳态空泡脱落行为。

Kubota 空化模型由简化 Rayleigh-Plesset 方程发展而来,忽略了空泡半径随时间的二阶导数^[22],重点考虑了空化初生和发展时空泡体积变化的影响,适于模拟离心泵空化的非定常特性。Kubota 空化模型是基于

汽相运输方程,即

$$\frac{\partial(\rho_m f_v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_m u_i f_v)}{\partial x_i} = R_e - R_c$$

其中 $R_e = C_e \frac{3\alpha_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}}$ ($p < p_v$)

$$R_c = C_c \frac{3\alpha_v \rho_v}{R_b} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}}$$
 ($p > p_v$)

式中: f_v 是汽相质量分数; R_e 为液相蒸发速率; R_c 为汽相凝结速率; R_b 为简化气泡半径; p_v 是饱和蒸汽压力; α_{nuc} 为气核体积分; C_e 、 C_c 为蒸发和凝结经验系数。

经前人研究验证^[23],上述经验系数的合理取值为:

$$R_b = 1 \times 10^{-6} \text{ m}; \alpha_{nuc} = 5 \times 10^{-4}; C_e = 50; C_c = 0.01$$

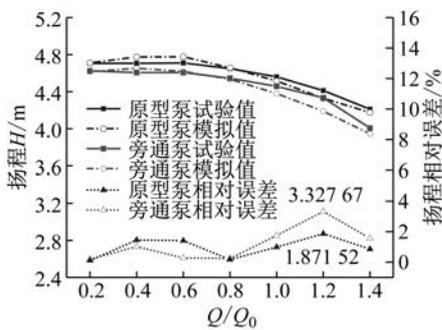
2.2.3 边界条件设置

在数值模拟过程中,离心泵计算域进口设置为压力进口,出口设置为质量流量出口;根据离心泵实际运行情况,计算中设置清水温度恒定为 25 °C,系统参考压力设置为 0 Pa,空化临界压力取常温下(25 °C)纯水饱和蒸汽压力(3 169 Pa),固壁面边界采用无滑移壁面,计算过程中先模拟定常条件下的空化流场,将该结果作为非定常条件下模拟计算域空化现象的初始场。离心泵瞬态空化流动数值计算 6 个周期,总计算时间为 0.6 s,叶轮每转 3° 作为一个时间步长,即 $\Delta t = 0.001 \text{ s}$ 。

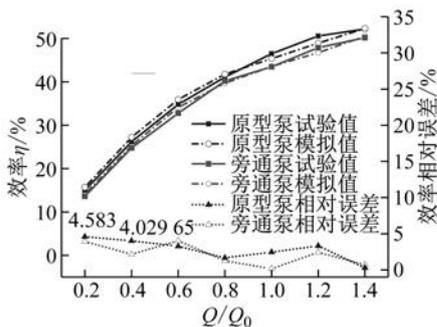
3 结果与分析

3.1 外特性结果对比

原型泵与旁通泵的试验和数值模拟结果对应的离心泵流量与扬程效率关系曲线如图3所示,试验结果



(a) 流量-扬程曲线



(b) 流量-效率曲线

图3 外特性曲线

Fig.3 Curves of external performance

与模拟结果曲线变化趋势吻合良好,且各工况下扬程及效率对应的试验值与模拟值最大误差分别在图3(a)、3(b)中的误差曲线中标出,扬程误差在 3.33% 内,效率误差在 4.59% 内,其最大误差均小于 5%,故认为模拟数据可靠。

原型泵对比旁通泵,在试验和数值模拟中,旁通泵扬程和效率在各个工况点均比原型泵有所下降,降幅较小,在设计工况下,试验值中扬程下降 2.30%,效率下降 3.07%。模拟值中扬程下降 3.10%,效率下降 1.80%。这是由于旁通水路的存在增加了沿程损失并且在其与蜗壳和吸入段的连接处产生了局部损失。

在空化数值模拟中,采用无量纲空化数 σ 来表述空化发生的可能性,其数值越小表示发生空化的可能性越大,空化数定义为

$$\sigma = \frac{p_1 - p_v}{\frac{1}{2}\rho U^2}$$

其中

$$U = \frac{n\pi D_1}{60}$$

式中: p_1 为基准静压力,采用泵进口压力; U 为基准速度,采用叶片进口边与前盖板交点处的圆周速度; n 为轴转速; D_1 为叶片进口边与前盖板交点处的直径。

采用逐渐降低泵进口压力的方法来减小空化数从而增大泵内空化程度,同时监测扬程的变化趋势。图4为原型泵试验值与模拟值所对应的 σ - H 曲线对比结果。

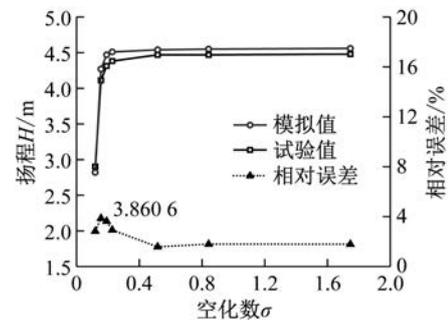


图4 原型泵空化特性曲线

Fig.4 Cavitation characteristic curves of prototype pump

当空化数比较大时,泵内不存在空化现象,其能量特性变化甚微,扬程值处于稳定状态;随着空化数的减小,泵内发生空化并逐渐加剧,致使扬程下降。模拟值与试验值吻合较好,由图4中相对误差曲线可得,最大误差为 3.86%,其值小于 5%,故认为模拟数据可靠,验证了数值模拟所采用的 Kubota 空化模型具有良好的准确性。

3.2 旁通装置对湍动能分布的影响

图5为不同空化数下,最后一个时间步叶轮中间截面的湍动能分布等值线图。在较大空化数工况下,

湍流流动平均动量大,如图 5 (a)、5 (b) 中 (i)、(ii)、(iii) 所示,旁通水路使叶轮流道内的近壁面湍动能增大,从而更早实现流动状态由层流向湍流的转换,减小边界层分离引起的流动阻力损失,使压力梯度变大,且其作用强度大于湍动能增大引起的湍流耗散,从而对

空化产生抑制作用。扬程断裂后,如图 5 (a)、5 (b) 中 (iv) 所示,此时泵内严重空化,高端动能区域位于叶轮出口及靠近隔舌位置,对应部位处于较强的紊流状态,此工况下旁通泵内湍动能增大引起剧烈的湍流耗散占主导地位,恶化了泵的水力性能。

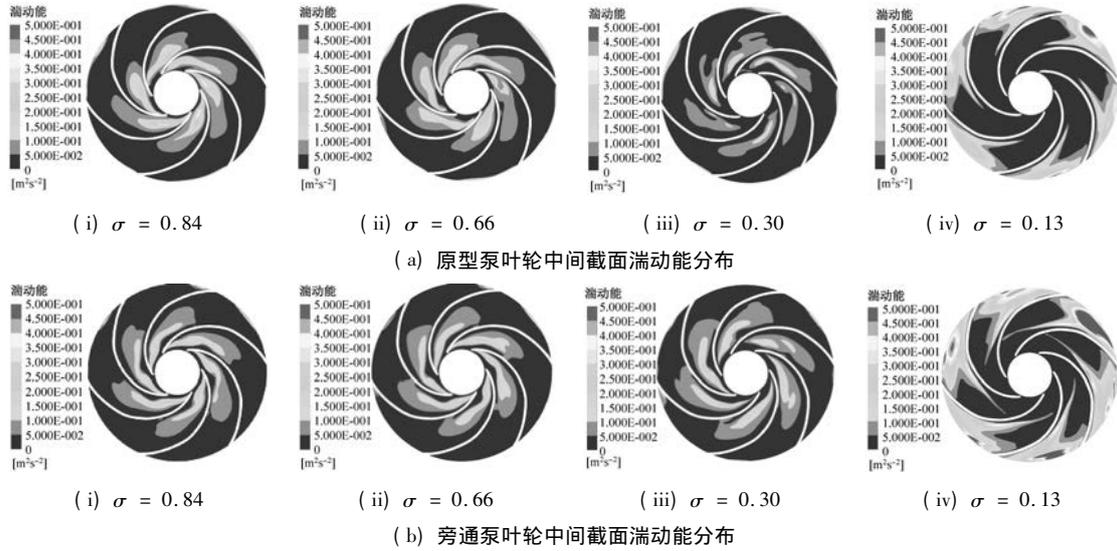


图 5 湍动能分布

Fig. 5 Turbulence kinetic energy distributions

3.3 旁通装置对流场结构的影响

图 6 为不同空化数下,最后一个时间步中间截面流线及空泡体积分数等值面 ($\alpha_v = 10\%$)。

在空化初生和发展阶段,如图 6 (a)、6 (b) 中 (i)、(ii)、(iii) 所示,旁通泵内流场结构优于原型泵,其旋涡强度被削弱,旁通水路有效控制了其紊流状态;空泡形态上,原型泵比旁通泵更早的呈现出脱落特征,旁通水

路给予进口的压力补偿在一定程度上抑制了空泡的脱落。扬程断裂后,如图 6 (a)、6 (b) 中 (iv) 所示,流动都处于剧烈的紊流状态,泵内空化严重,流道阻塞明显,受空泡形态影响,旁通泵内受阻程度高于原型泵。这是由于空化严重时,泵运行状态极为不稳定,削弱其压力补偿作用,旁通水路加剧了系统的不稳定性,且作用力度大于压力补偿,使空泡区域增大。

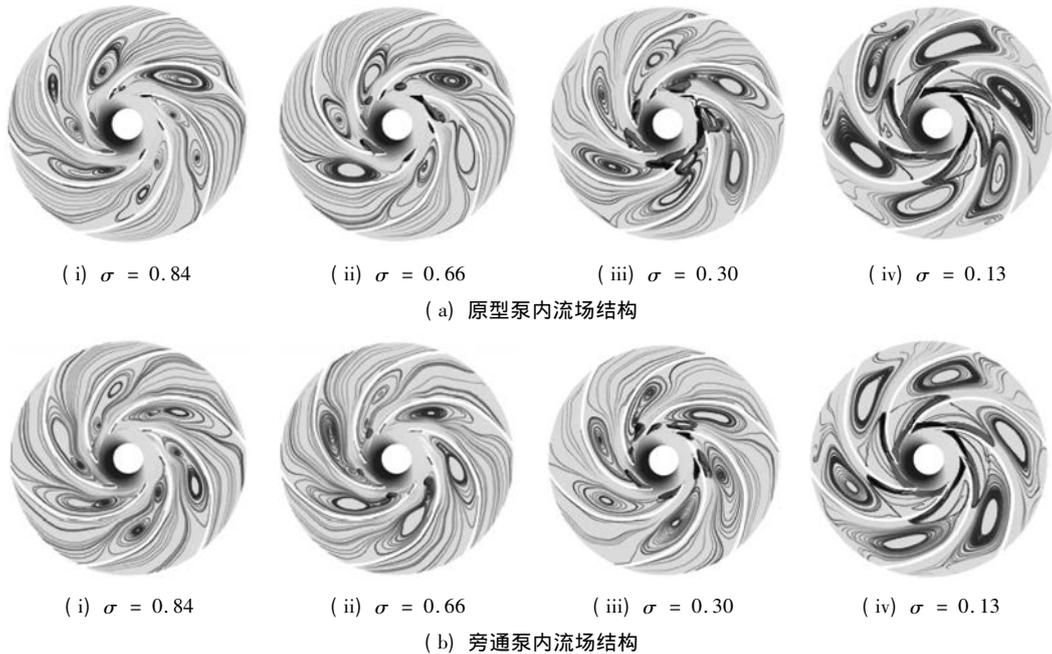


图 6 空泡形态及流线

Fig. 6 Cavity patterns and streamlines

3.4 旁通装置对空泡体积的影响

叶轮内空泡体积 V_{cav} 定义为

$$V_{cav} = \sum_{i=1}^N \alpha_{v,i} V_i$$

式中: N 为叶轮内总控制单元数; $\alpha_{v,i}$ 为每个单元内汽相体积分数; V_i 为每个控制单体积。

图7为叶轮最后两个旋转周期内,空泡体积随时间的变化规律。由图7(a)、7(b)、7(c)可知,较大空化数下,旁通泵内空泡体积比原型泵内空泡体积呈可观的减小趋势,其空泡体积平均值在空化数 $\sigma = 0.84$ 、

$\sigma = 0.66$ 、 $\sigma = 0.30$ 时分别减小了 47.60%、61.33%、28.27%,且其增长和衰减的波动规律有高度的相似性。旁通泵内部空泡体积的波动范围要小于原型泵,即空泡体积增长速度更为稳定。旁通水路对叶轮进口带来的压力补偿和增大的湍动能共同抑制了空泡体积的增长。由图7(d)可知,当空化数 $\sigma = 0.13$ 时,旁通泵内空泡体积相较于原型泵不但没有减小,反而增大,且其增长速度也加快,说明此工况下,旁通水路能量损失和其在吸入段诱发的扰动引起的负面作用已大于其对进口的压力补偿作用,诱发了空泡体积的增长。

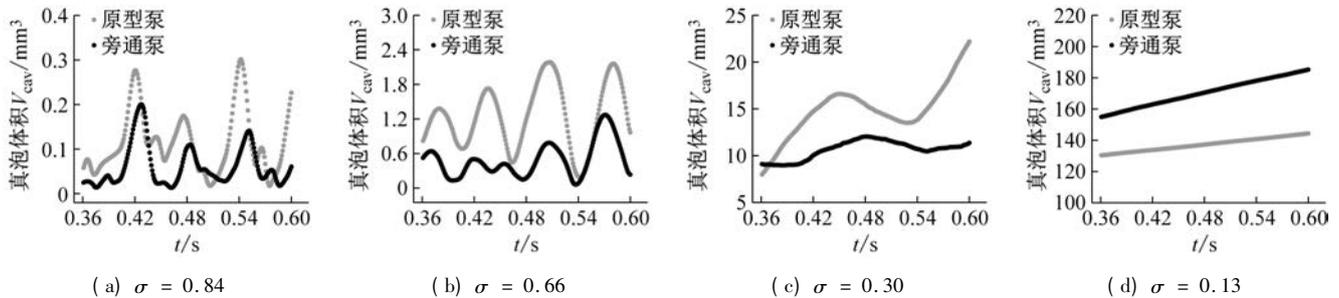


图7 空泡体积变化图

Fig. 7 Diagrams of cavity volume variation

3.5 旁通装置对压力脉动的影响

旁通水路对进口段、叶轮、蜗壳内的流动都造成了一定的扰动,不同位置处流动的瞬态特性都受到不同

程度影响,图8为一个旋转周期内原型泵与旁通泵内各监测点的压力脉动频域图。

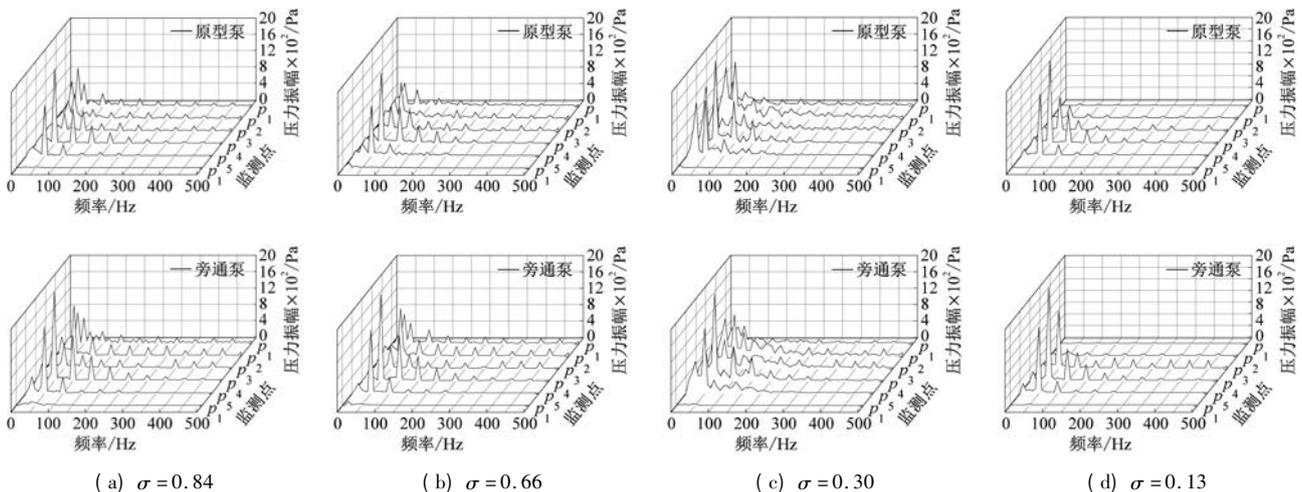


图8 压力脉动频域图

Fig. 8 Pressure pulsation frequency spectra

本试验中叶轮转速 $n = 500 \text{ r/min}$,叶片数 $Z = 6$,则叶片通过频率为 50 Hz ;旁通水路并不能改变不同空化数下不同位置处的压力脉动频域分布。从图8(a)中可以看出,在空化初生阶段,旁通泵内各监测点上的压力脉动幅值均在一定程度上高于原型泵,旁通水路在蜗壳引回高压工作流体到吸入段后,加剧了引出点和射入点下游的压力波动,叶轮进口处流动变得紊乱,导致比原型泵更强烈的压力波动随流动传播至叶轮内。在空化发展阶段,从图8(b)中可以看出,旁通泵叶轮内

监测点压力脉动主频比原型泵的涨幅小于空化初生阶段,说明在空化数 $\sigma = 0.66$ 时,旁通水路对叶轮内空化控制所减小的压力波动抵消其部分由自身引起的压力波动。从图8(c)中可以看出,在空化数 $\sigma = 0.30$ 时,旁通泵叶轮内监测点的压力脉动幅值已经小于原型泵,此时空泡体积减小率与其余空化数工况相比虽然不是最大值,但其减小量最大,旁通水路对叶轮内空化控制所减小的压力波动已大于其自身引起的压力波动。但在空化数 $\sigma = 0.66$ 和 $\sigma = 0.30$ 时,旁通泵蜗壳

和吸入段内的压力波动并没有得到较好改善。从图 8 (d) 可知, 空化数 $\sigma = 0.13$ 时, 空泡覆盖范围形成了较为稳定的区域, 旁通泵内 P_1 、 P_2 点处压力脉动幅值均小于原型泵, 说明其叶轮内空泡区域更大, 而其余监测点位置处压力脉动幅值均大于原型泵, 说明其流动稳定性相比于原型泵变差。综上, 旁通水路能延缓空化的发生及发展却不能所有空化数下都起到控制作用。

4 结 论

(1) 增加旁通水路装置后, 扬程和效率在各个工况点均比原型泵有小幅下降, 在设计工况下, 试验值中扬程下降 2.30%, 效率下降 3.07%。模拟值中扬程下降 3.10%, 效率下降 1.80%。

(2) 在空化初生和发展阶段, 旁通泵叶轮内流场结构优于原型泵, 旁通水路削弱了叶轮流道内的旋涡强度, 同时抑制了空泡的增长。扬程断裂后, 旁通水路加剧了系统的不稳定性且强度大于其压力补偿作用, 致使空泡区域增大。

(3) 旁通泵和原型泵内空泡体积的波动规律呈现出高度相似性; 空化初生和发展阶段, 旁通泵叶轮内含汽量比原型泵显著降低, 空化的初生及空泡的脱落得到有效的延缓和控制; 且空泡体积的波动范围均小于原型泵, 即空泡体积增长速度更为稳定; 在扬程断裂后的严重空化状态下, 旁通泵叶轮内含汽量大于原型泵, 旁通水路加剧了空化的不稳定性。

(4) 旁通水路对进口段、叶轮、蜗壳内的流动都造成了一定的扰动, 旁通泵吸入段及蜗壳内的压力脉动幅值在各个阶段都大于原型泵, 但其增幅较小, 旁通泵与原型泵叶轮内监测点处的压力脉动幅值差随空化数降低呈现先减小后增大的趋势; 在空化初生及发展阶段, 其控制空化的效果随空化数降低逐渐增大, 但扬程断裂后, 旁通水路使空化性能恶化。

参 考 文 献

- [1] BRENNEN C E. Hydrodynamics of pumps [M]. Norwich, VT: Concepts ETI Inc, 1994.
- [2] 牟介刚, 陈莹, 谷云庆, 等. 不同空化程度下离心泵流固耦合特性研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(23): 203-208. MOU Jiegang, CHEN Ying, GU Yunqing, et al. Fluid-solid interaction characteristics of a centrifugal pump under different cavitation levels [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(23): 203-208.
- [3] 王松林, 谭磊, 王玉川. 离心泵瞬态空化流动及压力脉动特性[J]. 振动与冲击, 2013, 32(22): 168-173. WANG Songlin, TAN Lei, WANG Yuchuan. Characteristics of transient cavitation flow and pressure fluctuation for a centrifugal pump [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(22): 168-173.
- [4] BRENNEN C E. Multifrequency instability of cavitating inducers [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2007, 129(6): 731-736.
- [5] KAWANAMI Y, KATO H, YAMAGUCHI H, et al. Mechanism and control of cloud cavitation [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1997, 119(4): 788-794.
- [6] MEDVITZ R B, KUNZ R F, BOGER D A, et al. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2002, 124(2): 377-383.
- [7] 罗先武, 张瑶, 彭俊奇, 等. 叶轮进口几何参数对离心泵空化性能的影响[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2008, 48(5): 836-839. LUO Xianwu, ZHANG Yao, PENG Junqi, et al. Effect of impeller inlet geometry on centrifugal pump cavitation performance [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2008, 48(5): 836-839.
- [8] 赵伟国, 赵国寿, 咸丽霞, 等. 离心泵叶片表面布置障碍物抑制空化的数值模拟与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(9): 111-120. ZHAO Weiguo, ZHAO Guoshou, XIAN Lixia, et al. Numerical simulation and experiment of obstacle arrangement on centrifugal pump blade to suppress cavitation [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(9): 111-120.
- [9] 王洋, 谢山峰, 王维军, 等. 开缝叶片低比转数离心泵空化性能的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2016, 34(3): 210-215. WANG Yang, XIE Shanfeng, WANG Weijun, et al. Numerical simulation of cavitation performance of low specific speed centrifugal pump with slotted blades [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(3): 210-215.
- [10] 温懋, 张雷, 韩昊, 等. 利用水喷射技术防止水泵的汽蚀[J]. 可再生能源, 2010, 28(2): 145-147. WEN Mao, ZHANG Lei, HAN Hao, et al. Water jet-technology and its application for preventing pump-cavitation [J]. Renewable Energy Resources, 2010, 28(2): 145-147.
- [11] JIANG J, LI Y H, PEI C Y, et al. Cavitation performance of high-speed centrifugal pump with annular jet and inducer at different temperatures and void fractions [J]. Journal of Hydrodynamics, 2019, 31: 93-101.
- [12] 牟介刚, 王荣, 谷云庆, 等. 引射吸水室对离心泵性能的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2016, 47(3): 755-762. MOU Jiegang, WANG Rong, GU Yunqing, et al. Influence of jetting suction chamber on performance of centrifugal pumps [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2016, 47(3): 755-762.
- [13] 林玲. 新型高汽蚀性能离心泵吸水室研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2013.
- [14] 朱凯程. 引射离心泵内部流动和空化特性研究[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2019.
- [15] 吴昱, 朱祖超. 利用引射结构提高离心泵的汽蚀性能[J]. 工程设计学报, 2002(2): 86-88. WU Yu, ZHU Zuchao. Using jetting equipment to improve the suction performance of centrifugal pump [J]. Engineering Design, 2002(2): 86-88.

- [16] 吴昱. 引射离心泵的理论分析与试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2003.
- [17] 回转动力泵水力性能验收试验 1 级、2 级和 3 级: GB/T 3216—2016[S]. 2016.
- [18] 张德胜, 吴苏青, 施卫东, 等. 不同湍流模型在轴流泵叶顶泄漏涡模拟中的应用与验证[J]. 农业工程学报, 2013, 29(13): 46-53.
ZHANG Desheng, WU Suqing, SHI Weidong, et al. Application and experiment of different turbulence models for simulating of the tip leakage vortex in axial flow pump [J]. Transactions of the CSAE 2013 29(13): 46-53.
- [19] 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 of near-wall mesh in centrifugal pumps [J]. Transactions of the CSAE 2012 28(20): 67-72.
- [20] VALDES J R, RODRIGUEZ J M, MONGE R, et al. Numerical simulation and experimental validation of the cavitating flow through a ball check valve [J]. Energy Conversion and Management 2014, 78: 776-786.
- [21] REBOUD J L, STUTZ B, COUTIER O. Two phase flow structure of cavitation experiment and modeling of unsteady effects [C]// Proceedings of the 3rd International Symposium on Cavitation. Grenoble, France, 1998.
- [22] ZWART P J, GERBER A G, BELAMRI T. A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics [C]// Proceedings of International Conference on Multiphase Flow. Yokohama 2004.
- [23] JI Bin, LUO Xianwu, WU Yulin, et al. Numerical analysis of unsteady cavitating turbulent flow and shedding horse-shoe vortex structure around a twisted hydrofoil [J]. International Journal of Multiphase Flow 2013 51: 33-43.

(上接第 118 页)

- [12] SHANG F, JIAO L C, SHI J, et al. Robust positive semidefinite L-Isomap ensemble [J]. Pattern Recognition Letters, 2011, 32(4): 640-649.
- [13] 姜战伟, 郑近德, 潘海洋, 等. 基于多尺度时不可逆与 t-SNE 流形学习的滚动轴承故障诊断 [J]. 振动与冲击, 2017, 36(17): 61-68.
JIANG Zhanwei, ZHENG Jinde, PAN Haiyang, et al. Rolling bearing fault diagnosis method based on multiscale time irreversibility and t-SNE manifold learning [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(17): 61-68.
- [14] 李锋, 汤宝平, 王家序, 等. 基于图嵌入概率半监督判别分析的故障辨识 [J]. 机械工程学报, 2017, 53(9): 92-100.
LI Feng, TANG Baoping, WANG Jiaxu, et al. Fault identification method based on graph-implanted probability-based semi-supervised discriminant analysis [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(9): 92-100.
- [15] 戚晓利, 王振亚, 吴保林, 等. 基于 ACMPE、ISSL-Isomap 和 GWO-SVM 的行星齿轮箱故障诊断 [J]. 航空动力学报, 2019, 34(4): 744-755.
QI Xiaoli, WANG Zhenya, WU Baolin, et al. Planetary gearbox fault diagnosis based on ACMPE, ISSL-Isomap and GWO-SVM [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(4): 744-755.
- [16] YANG D, LIU Y, LI S, et al. Gear fault diagnosis based on support vector machine optimized by artificial bee colony algorithm [J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 90(8): 219-229.
- [17] CHU D, LIAO L Z, NG M K, et al. Incremental linear discriminant analysis: a fast algorithm and comparisons [J]. IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems, 2017, 26(11): 2716-2735.
- [18] VLACHOS M, DOMENICONI C, GUNOPULOS D, et al. Non-linear dimensionality reduction techniques for classification and visualization [C]// Proceedings of the 8th ACM SIGKDD International Conference on Knowledge Discovery and Data Mining. New York: ACM, 2002.
- [19] GENG X, ZHAN D C, ZHOU Z H. Supervised nonlinear dimensionality reduction for visualization and classification [J]. IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, 2005, 35(6): 1098-1107.
- [20] 张小龙, 张氢, 秦仙蓉, 等. 基于 ITD 复杂度和 PSO-SVM 的滚动轴承故障诊断 [J]. 振动与冲击, 2016, 35(24): 102-107.
ZHANG Xiaolong, ZHANG Qing, QIN Xianrong, et al. Rolling bearing fault diagnosis based on ITD Lempel-Ziv complexity and PSO-SVM [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(24): 102-107.