doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.02.016

斜流泵小流量工况压力脉动数值模拟与实验

张德胜　刘俊龙　耿琳琳　石　磊　张俊杰
(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 基于标准的 Smagorinsky 亚格子尺度模型,对斜流泵全流场进行大涡模拟并结合压力脉动实验对小流量工况下的压力脉动和内部流场进行研究。实验结果表明,叶轮进口处的脉动幅值最高,随着流量的降低压力脉动幅值逐渐增加,不同工况下叶轮进口、叶轮出口、导叶进口的压力脉动主频为叶频,但导叶出口脉动主频随着流量的变化而变化。大涡模拟表明,$0.8Q_{opt}$工况下叶轮进口流动状态较好,叶轮进口轴面速度变化较小,而在 $0.4Q_{opt}$工况下叶轮进口流动状态较复杂,轴面速度变化较大,$0.4Q_{opt}$工况时叶轮进口冲角增加以及受到相邻叶片叶顶泄漏流的影响,在 $t^*=0.0416$ 时叶片进口吸力面已发生流动分离,当叶轮从 $t^*=0.0416$ 旋转到 $t^*=0.1249$ 时,叶片吸力面流动分离加剧,轮缘处的轴面速度明显升高,同时分离涡的旋转强度也逐渐增强,导致该区域的静压下降,逆压梯度上升,促使回流的产生,当回流到达叶片进口时进口处的静压逐渐恢复,因此叶轮进口流动分离是引起叶轮进口压力脉动幅值增加的重要因素。

关键词: 斜流泵; 小流量工况; 压力脉动; 数值模拟
中图分类号: TH313; TV131.3+3　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2017)02-0117-09

Numerical Simulation and Experiment of Pressure Fluctuation in Mixed-flow Pumps under Low Flow Conditions

ZHANG Desheng　LIU Junlong　GENG Linlin　SHI Lei　ZHANG Junjie
(*Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

Abstract: The pressure fluctuation experiment was conducted and the entire flow field of mixed-flow pump was simulated by large eddy simulation (LES) with standard Smagorinsky subgrid scale model to investigate pressure fluctuations and mixed-flow pump inner flow under low flow conditions. The experimental results indicated that the multiples of pressure fluctuation at the impeller inlet was the highest and it was increased when the flow rate was decreased. the main pressure fluctuation frequencies at the impeller inlet, impeller outlet and vanes inlet were blades passing frequency under different conditions, however, the main pressure fluctuation frequencies at the vanes outlet was changed under different conditions. The large eddy simulation results indicated that the flow conditions at impeller inlet was better and axial velocity was changed small under $0.8Q_{opt}$ (Q_{opt}, operating condition). Under $0.4Q_{opt}$, however, the flow conditions at impeller inlet became complicated, therefore, the axial velocity was changed significantly. The angle of attack of the fluid on the blades was increased and affected by tip leakage flow. The flow separation was generated at the leading edge of suction surface at $t^*=0.0416$, when the impeller was rotated from $t^*=0.0416$ to $t^*=0.1249$, the flow separation was intensified and the swirling strength of the separation vortex was gradually increased, so the static pressure of the leading edge of suction surface was decreased, the adverse pressure gradient was increased which promoted the generation of backflow. When the backflow reached the leading edge, the static pressure of leading edge was gradually restored, therefore the flow separation was an important reason that making the multiples of pressure fluctuation increased.

Key words: mixed-flow pump; low flow conditions; pressure pulsation; numerical simulation

收稿日期: 2016-07-14　修回日期: 2016-08-16
基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51479083)、江苏省产学研前瞻性联合研究项目(BY2015064-08)、江苏省重点研发计划项目(BE2015001-3)和江苏省优势建设学科项目
作者简介: 张德胜(1982—),男,研究员,博士生导师,主要从事流体机械与工程研究,E-mail: zds@ujs.edu.cn

引言

导叶式混流泵又称斜流泵,具有流量大、抗汽蚀性能良好、高效区范围广等优点,因此广泛应用于农业排灌、南水北调工程、电站冷却系统等。小流量工况下叶轮和导叶容易发生失速和二次流,这使泵的流量扬程曲线出现正斜率,泵体内部压力脉动幅值明显增强,引起机组振动和噪声,影响机组的运行稳定性[1]。

针对小流量工况下斜流泵流动不稳定特性国内外学者运用计算流体力学(CFD)、粒子图像测速法(PIV)以及压力脉动测试技术对小流量工况下斜流泵内部流动情况进行了研究。靳栓宝等[2]通过 Fluent 对混流泵内流场进行数值模拟,并对不同流量混流泵内部压力脉动时域和频域特性进行了分析。其研究结果表明,混流泵内叶轮进口处压力脉动幅值最大,脉动幅值由轮毂向轮缘逐渐增加。黎义斌等[3-4]采用大涡模拟(LES)对小流量工况下混流泵内不稳定性的研究结果表明,小流量工况下流体在叶轮与导叶流道内发生失速使叶轮叶片表面和导叶入口轮毂侧存在大尺度的漩涡。GOTO 等[5-6]通过实验以及数值模拟对斜流泵内部三维流动进行分析,研究结果表明斜流泵内部的二次流是造成流量扬程曲线出现"驼峰"的主要原因,随着叶顶间隙的增大临界流量向大流量偏移,又通过在叶轮进口安装射流装置改变叶轮内二次流流动形式达到抑制斜流泵失速的目的。MIYABE 等[7-11]通过 CFD 数值模拟和数字粒子图像测速法(DPIV)对斜流泵导叶内部压力脉动以及流动状态进行了研究,结果表明小流量工况下导叶进口存在周期性的回流是引起斜流泵流量扬程曲线出现正斜率特性的原因之一。

然而,斜流泵小流量工况低频压力脉动机理及其特性尚未能完全掌握,因此本文采用压力脉动实验以及大涡模拟并重的研究方法,对不稳定特性工况下的压力脉动进行研究。

1 实验与数值模拟

1.1 实验装置及仪器

本文研究对象为 1 台按 1∶1.5 等比例缩小的模型泵,该斜流泵的比转数 $n_s = 829$,设计流量 $Q = 455.82\ m^3/h$,转速 $n = 1\,450\ r/min$,其叶轮进口直径 $D_1 = 180.86\ mm$,出口直径 $D_2 = 215.76\ mm$,进口段直径 $D_0 = 200\ mm$,叶片数 $Z_1 = 3$,导叶数 $Z_2 = 5$,出口段直径 $D_3 = 250\ mm$,叶顶间隙 $d_1 = 0.25\ mm$。本文实验在如图 1 所示的斜流泵闭式实验台上进行,主要装置和仪器包括:水箱、压力传感器、涡轮流量计、模型泵、扭矩仪、电动机、增压泵等。模型泵的外特性实验重复进行 6 次,以减小实验的误差,确保实验数据的可靠性。

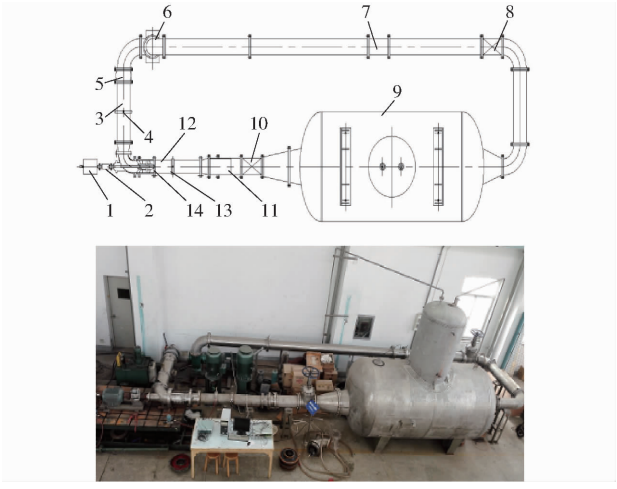


图 1 斜流泵闭式实验台

Fig. 1 Mixed-flow pump test system

1. 电动机 2. 扭矩仪 3. 出口测压段 4. 排气孔 5. 橡胶软接头 6. 增压泵 7. 涡轮流量计 8. 出口闸阀 9. 水箱 10. 进口闸阀 11. 伸缩管 12. 进口测压段 13. 排气孔 14. 实验泵段

图 2 为斜流泵压力脉动监测点位置图,将压力传感器从进口到导叶出口依次命名为 P1 ~ P7。本实验设置采样频率为 8 700 Hz(即 1 个周期时间内采样点数为 360),每组数据采样时间为 60 s。



图 2 压力脉动监测位置

Fig. 2 Monitoring position for pressure fluctuation

1.2 网格划分

该模型泵计算域包括:进口段、叶轮、导叶、出口段。对全流场采用结构化网格,如图 3 所示,叶轮水体采用 J/O 型拓扑结构,为了控制叶片边界层分布需要对叶片采用外 O 型网格,并对叶轮水体间隙区域进行局部加密,在该区域布置 20 个节点,经过初步模拟查看叶轮 Y^+ 值,如果 Y^+ 值偏大则需要调整叶轮网格再进行模拟,如此往复使叶轮的 Y^+ 值控制在 0 ~ 25。经过网格无关性验证最终确定进口段网格数为 261 600,叶轮网格数为 4 280 532,导叶网格为 1 561 505,出口段网格数为 847 023,计算域总网格数约为 700 万。

1.3 大涡模拟模型

大涡模拟方法(LES)认为湍流运动是由不同尺

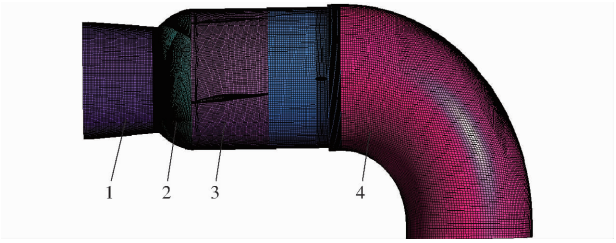


图 3　全流场网格

Fig. 3　Flow field grid

1. 进口段　2. 叶轮　3. 导叶　4. 弯管段

度的涡结构组成，通过建立数学滤波函数将复杂湍流中的大尺度涡团和小尺度涡团分离，形成大涡模拟运动方程。大涡模拟的基本思想是对大尺度涡进行直接计算求解，而小尺度涡则进行模型化。大涡模拟常采用的滤波函数有帽型函数(top_hat)、Gauss 函数等。本文采用的滤波函数为

$$G(x,x')=\begin{cases}1/V & (x'\in\nu)\\ 0 & (x'\notin\nu)\end{cases} \tag{1}$$

式中　V——控制体所占几何空间的大小

x'——实际流体域中的空间坐标

x——滤波后大尺度空间上的空间坐标

ν——控制体所在的计算域

通过滤波函数将湍流中的小尺度涡团过滤掉，并引入亚格子尺度应力来表示被滤掉的小尺度涡对大尺度涡的影响。文中采用应用广泛的 Smagorinsky 模型[12]。亚格子尺度应力表达式为

$$\tau_{ij}=\frac{\delta_{ij}}{3}\tau_{kk}-2\nu_{sgs}\bar{S}_{ij} \tag{2}$$

其中

$$\bar{S}_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\bar{\boldsymbol{u}}_i}{\partial\boldsymbol{x}_j}+\frac{\partial\bar{\boldsymbol{u}}_j}{\partial\boldsymbol{x}_i}\right) \tag{3}$$

式中　τ_{ij}——亚格子尺度剪应力张量

τ_{kk}——亚格子尺度各向同性部分

δ_{ij}——亚格子尺度应力

ν_{sgs}——亚格子粘度

$\bar{\boldsymbol{u}}_i$、$\bar{\boldsymbol{u}}_j$——速度在 i、j 方向分量的时均值

$\boldsymbol{x}_i$、$\boldsymbol{x}_j$——空间矢量

1.4　边界条件设置

进口边界条件设置为质量流量，出口设置为自由出流，认为流动在泵出口处已经达到充分发展状态，各过流部件及流道内壁采用无滑移条件。采用有限体积法对瞬态控制方程进行离散，对流项采用 High Resolution，瞬态项采用 Second Order Backward Euler，设置 3.45×10^{-4} s 为 1 个时间步，计算总时间为 0.993 103 448 s，即叶轮旋转 24 圈所需时间，压力和速度的耦合隐式求解，并采用定常 SST 模拟结果作为非定常计算的初始流场。

2　计算结果与实验对比分析

2.1　外特性分析

图 4 是斜流泵外特性曲线，图中 H 表示扬程、η 表示效率、Q 表示流量、Q_{opt} 表示最优工况点流量。不同工况下数值模拟的扬程值比实验值低，随着流量的减小误差呈现出先增大后减小再增大的趋势，在 $0.3Q_{opt}\sim0.5Q_{opt}$ 工况下模拟值与实验值的误差最大，这可能是所选的 SST 模型在模拟小流量工况下斜流泵内部存在的流动分离和回流等复杂流动不准确造成的，但模拟的扬程曲线与实验值总体趋势相近且误差在合理范围内。在小流量工况下模拟的效率值比实验测出的效率值低，但在 $0.5Q_{opt}\sim1.2Q_{opt}$ 工况下模拟结果的效率比实验效率高，在 $0.75Q_{opt}$ 工况下误差值达到最大，其误差值为 4.79%。尽管效率模拟值与实验值之间存在误差但其发展趋势大体一致。因此，本文采用的 SST 湍流模拟可以较为准确地预测斜流泵的外特性，且计算结果可信度较高。

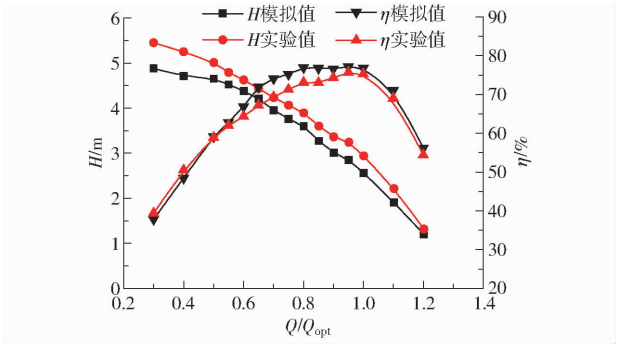


图 4　泵外特性曲线

Fig. 4　Pump performance curves

2.2　压力脉动分析

为消除监测点自身静压对压力脉动的影响，用压力系数 C_p 表示监测点压力脉动的情况，压力系数定义为

$$C_p=\frac{p-\bar{p}}{\frac{1}{2}\rho u_2^2} \tag{4}$$

式中　p——监测点静压的瞬时值，Pa

$\bar{p}$——监测点静压的平均值，Pa

u_2——叶轮出口圆周速度，m/s

ρ——25°清水的密度

图 5 中 t^* 为无量纲时间，其计算公式为

$$t^*=t/(2\pi\omega) \tag{5}$$

式中　ω——角速度，rad/s　　t——时间，s

图 5～8 分别是叶轮进口、叶轮出口、导叶进口以及导叶出口在 2 个叶轮旋转周期内的压力脉动时域图。对比图 5 和图 6 可以看出不同工况下叶轮进

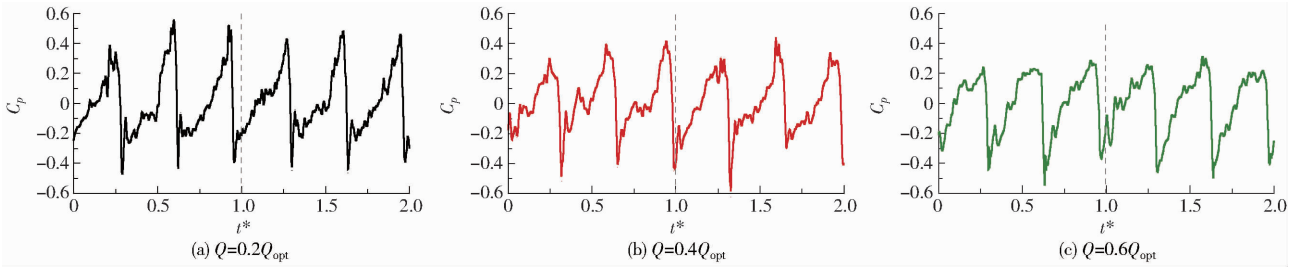


图 5 监测点 2(叶轮进口)的压力脉动

Fig. 5 Static pressure fluctuations at P2

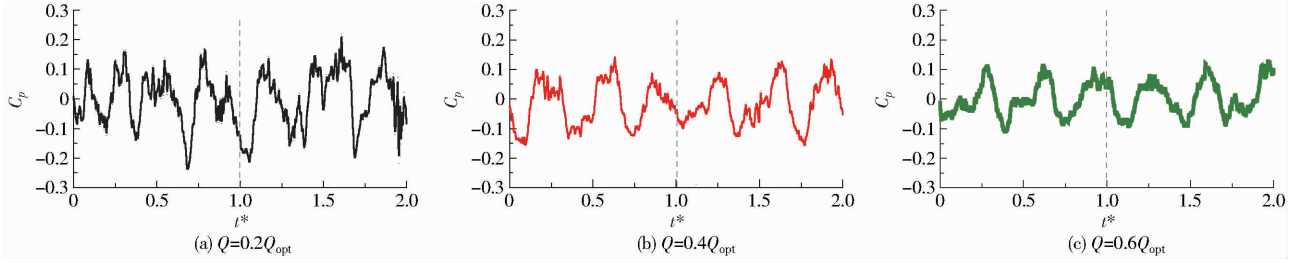


图 6 监测点 3(叶轮出口)的压力脉动

Fig. 6 Static pressure fluctuations at P3

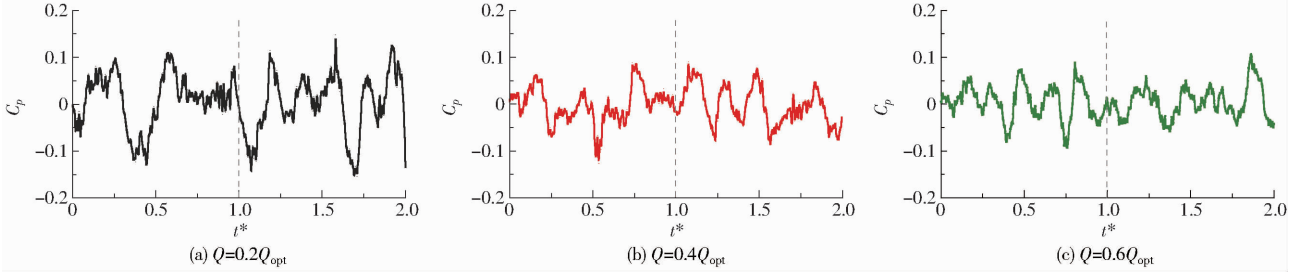


图 7 监测点 5(导叶进口)的压力脉动

Fig. 7 Static pressure fluctuations at P5

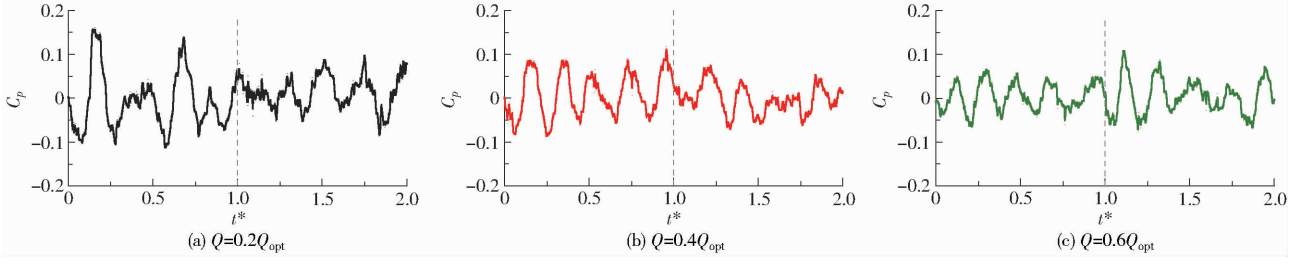


图 8 监测点 7(导叶出口)的压力脉动

Fig. 8 Static pressure fluctuations at P7

口和出口的压力脉动呈现出明显的周期性,在一个叶轮旋转周期内压力脉动出现 3 次波峰和 3 次波谷,这主要是由于在叶轮内压力面的流体静压高于吸力面,随着叶轮的旋转监测点的压力也会交替变化[13];此外,叶轮进口处的压力脉动幅值明显高于叶轮出口。0.2Q_{opt}工况时叶轮进口压力脉动波形接近锯齿状,随着流量的增加压力脉动波形逐渐转变成正弦波。0.2Q_{opt}工况时叶轮出口处二次波峰较为明显,这主要是 0.2Q_{opt}工况时叶轮出口处的漩涡较多,流动状态较为复杂,随着流量的增加二次波峰逐渐减弱。小流量工况下导叶进口处的压力脉动均无规律,这表明导叶进口处的流动较复杂,这可能是由于小流量工况下叶轮出口流体中存在较多漩涡,同时叶轮出口流体的相对液流角小于导叶进口安放角,致使导叶进口冲角增加,在导叶进口发生流动分离造成的。0.2Q_{opt}工况时导叶出口处的压力脉动无明显规律,但 0.4Q_{opt}和 0.6Q_{opt}工况时第 1 个叶轮旋转周期内出现了与导叶数相同的 5 次波峰和波谷,但在第 2 个叶轮旋转周期内规律性消失,这说明导叶出口存在随时间变化的漩涡。

图 9 是叶轮旋转 45 圈内不同工况下压力脉动的平均峰峰值,相同流量下从叶轮进口到导叶出口

的平均峰峰值逐渐降低，这表明小流量工况时叶轮进口处的压力脉动幅值最高，这可能是由于小流量工况下叶轮进口发生流动分离以及受到叶顶泄漏流的影响导致的。随着流量的升高叶轮进口、叶轮出口以及导叶进口的平均峰峰值呈现出下降趋势，表明随着流量的增加泵体内流动状态逐渐改善使得压力脉动逐渐减小，但导叶出口在 $0.4Q_{opt}$ 工况时平均峰峰值最高。

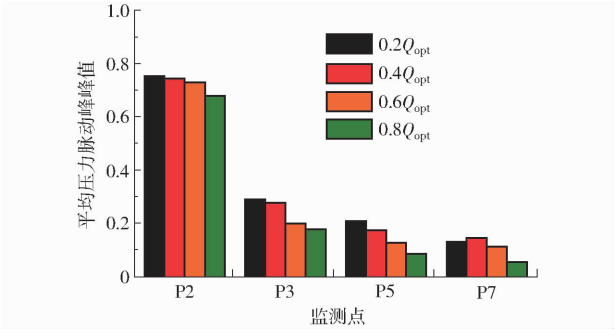


图 9　平均压力脉动峰峰值

Fig. 9　Average pressure fluctuations peak to peak values

图 10 ~ 13 分别是叶轮进口、叶轮出口、导叶进口和导叶出口的压力脉动频域图，N^* 为叶频倍数。不同工况下，叶轮进口、叶轮出口和导叶进口的压力脉动主频都为叶频，叶轮进口和叶轮出口还存在着 $N^*=6$、9、12 等比较明显的分频成分，说明叶轮进口和出口压力脉动主要频率为叶频及其倍数频率，$0.2Q_{opt}$ ~ $0.6Q_{opt}$ 工况时叶轮出口和导叶进口 $N^*=5$ 附近的脉动幅值明显增加，这说明叶轮出口和导叶进口的压力脉动受导叶叶片数的影响，$0.2Q_{opt}$ 工况时导叶进口低频脉动幅值明显高于其他工况。导叶出口处的频域图与其他监测点相比较为复杂，导叶出口处压力脉动的主频随流量的变化而变化，$0.2Q_{opt}$ ~ $0.6Q_{opt}$ 工况时压力脉动主频是 5，与导叶叶片数相同，同时低频信号脉动幅值较高，这是由于 $0.2Q_{opt}$ ~ $0.6Q_{opt}$ 工况时导叶出口存在低频大尺度漩涡，但在 $0.8Q_{opt}$ 工况时主频转变成 3，即叶轮叶片通过频率，这说明 $0.8Q_{opt}$ 工况时导叶出口压力脉动依然受到叶轮旋转的影响。

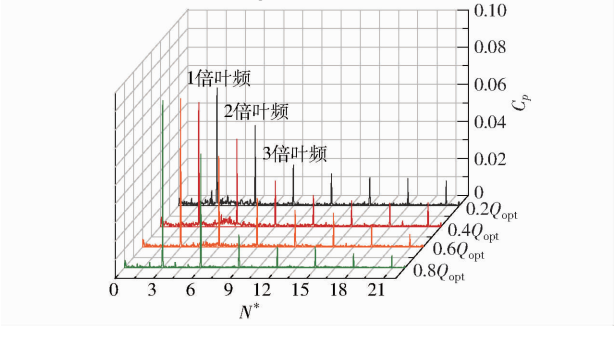


图 10　监测点 P2（叶轮进口）脉动频域图

Fig. 10　Frequency domain diagram of pressure fluctuation at P2

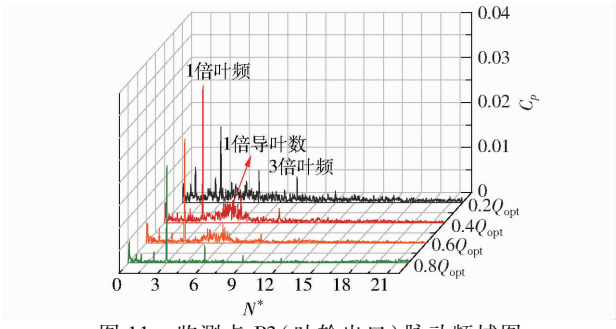


图 11　监测点 P3（叶轮出口）脉动频域图

Fig. 11　Frequency domain diagram of pressure fluctuation at P3

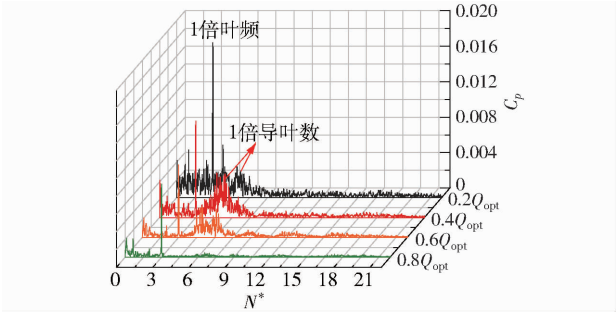


图 12　监测点 P5（导叶进口）脉动频域图

Fig. 12　Frequency domain diagram of pressure fluctuation at P5

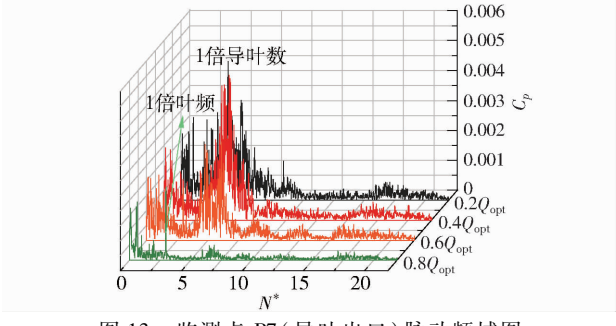


图 13　监测点 P7（导叶出口）脉动频域图

Fig. 13　Frequency domain diagram of pressure fluctuation at P7

图 14 是不同流量下叶轮进口和叶轮出口压力脉动主频及其倍频脉动幅值的变化趋势图，图中表明叶轮进口脉动幅值呈指数趋势衰减，随着流量的

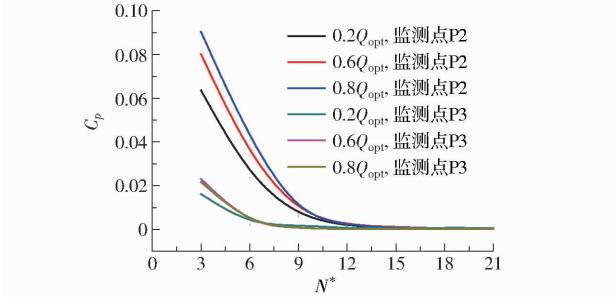


图 14　不同流量下监测点 P2 和 P3 频率幅值

Fig. 14　Amplitudes of main frequency and harmonics at P2 and P3 at different flow rates

增加叶轮进口主频脉动幅值也随之增加,同时衰减速度也最快,$N^*>12$ 时脉动幅值接近于零。叶轮出口的脉动幅值明显低于叶轮进口,随着流量的增加叶轮出口主频脉动幅值也随之增加,其衰减速度低于叶轮进口,$N^*>8$ 时脉动幅值接近于零。

2.3 数值模拟分析

斜流泵叶片压力面的静压高于吸力面,因此叶顶泄漏流是从压力面向吸力面流动,即流动方向与叶轮旋转方向相反,叶顶泄漏流与主流相互作用会形成叶顶泄漏涡影响流道内的流动稳定性。此外,叶顶泄漏流还会使相邻叶片进口轮缘处来流的圆周速度分量增加,这会使叶轮进口轮缘处的冲角增大,致使该区域的流动分离增强甚至发生失速,进而影响泵体内的流动稳定性。随着流量的降低叶片进口冲角增加,叶片进口吸力面开始发生流动分离形成漩涡[14-20],随着流量的进一步降低,流动分离也随之加剧同时漩涡的旋转强度也会增加,叶片进口吸力面的静压则会迅速降低,促使压力面与吸力面压差增加,叶顶泄漏量增加,进而增强叶顶泄漏流对相邻叶片进口来流的影响。

图 15 是 $0.4Q_{opt}$工况时叶片 a(图 16)叶顶间隙区域工作面与吸力面延伸面的压差云图,其中 d 是延伸面上任意一点到叶顶的距离,L^* 是弦长系数,其定义为

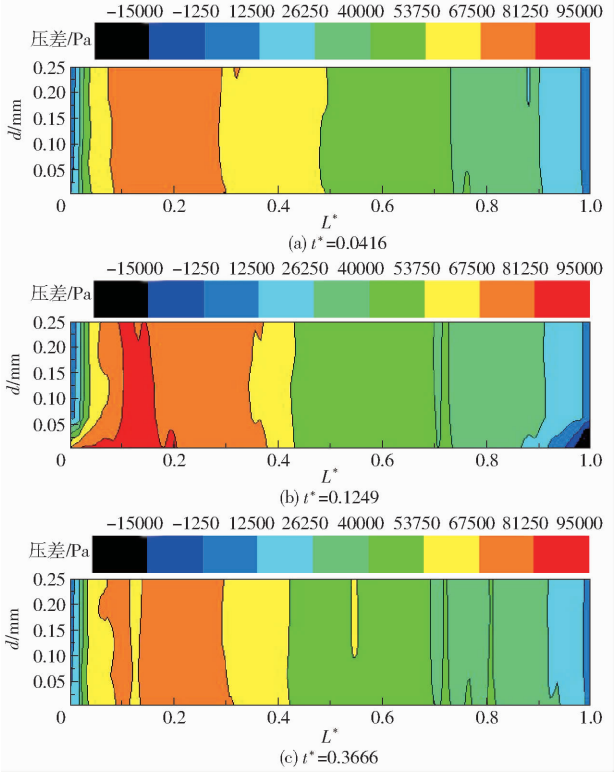


图 15 叶顶间隙内压力面与吸力面延伸面的压差

Fig. 15 Pressure difference of extending surface of pressure and suction surfaces in tip clearance

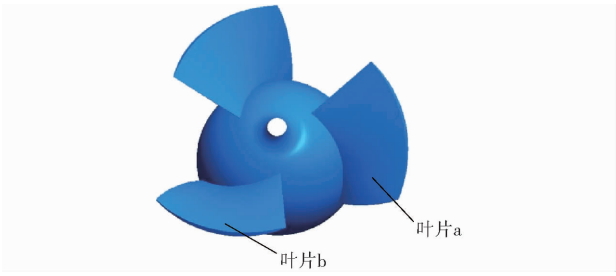


图 16 斜流泵叶轮示意图

Fig. 16 Sketch of impeller of mixed-flow pump

$$L^*=l/L \tag{6}$$

式中 l——延伸面上任意一点到叶片进口的距离

L——叶片的弦长

由图 15 可知沿弦长方向压差先逐渐增加然后逐渐减小,随着 d 的增加压差变化不明显。$t^*=0.0416$、$t^*=0.3666$ 时 $0.1\leqslant L^*\leqslant 0.3$ 区域工作面与吸力面的压差较大,而在 $t^*=0.1249$ 时该区域扩大到 $0\leqslant L^*\leqslant 0.4$,并且 $0.1\leqslant L^*\leqslant 0.2$ 范围内工作面与吸力面的压差最大,即该区域的叶顶泄漏流的流速较大,对相邻叶片进口速度影响较大;同时叶轮从 $t^*=0.0416$ 旋转到 $t^*=0.1249$ 时叶片 a 进口处的叶顶泄漏流逐渐增强,这是加剧叶片 b 流动分离的原因之一,叶轮从 $t^*=0.1249$ 旋转到 $t^*=0.3666$ 时叶片 a 进口处的叶顶泄漏流逐渐减小,因此对叶片 b 进口来流影响减小。

图 17 和图 18 分别是 $0.8Q_{opt}$、$0.4Q_{opt}$工况下叶片 b 进口边附近流道的轴面速度云图,其中 θ 是图 16中以叶片 a 进口边为起始位置沿顺时针方向旋转形成的弧度,图 17、图 18 中 $\theta=2.09$ 对应于叶片 b 进口边,R^* 为进口面上任意一点径向系数,公式为

$$R^*=\frac{r-r_h}{r_1-r_h} \tag{7}$$

式中 r——半径 r_1——轮缘半径

r_h——轮毂半径

轴面速度 V_m 为

$$V_m=V_z\cos\alpha-V_r\sin\alpha \tag{8}$$

其中

$$V_r=V_x\cos\beta+V_y\sin\beta \tag{9}$$

式中 V_x、V_y、V_z——叶轮进口面上任意一点的速度在 3 个坐标轴上的分量

V_r——径向速度

α——叶轮进口面与 xoy 平面的夹角

β——进口面上任意一点与轴心连线与 x 轴正方向形成的角度

主流流动方向为沿 z 轴负方向,因此,速度大于零的区域有漩涡、回流产生。

如图 17 所示,$0.8Q_{opt}$工况下 $t^*=0.0416$、$t^*=$

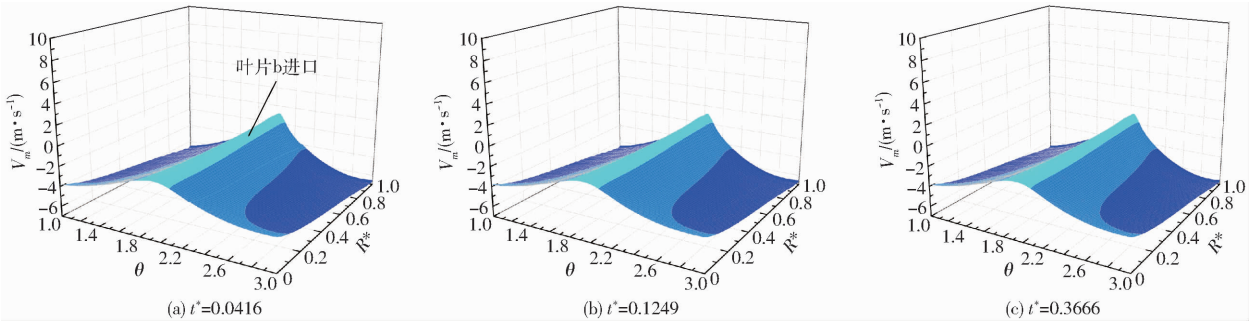


图 17　0.8Q_{opt}叶轮进口轴面速度图

Fig. 17　Meridional velocity of impeller inlet under working condition of 0.8Q_{opt}

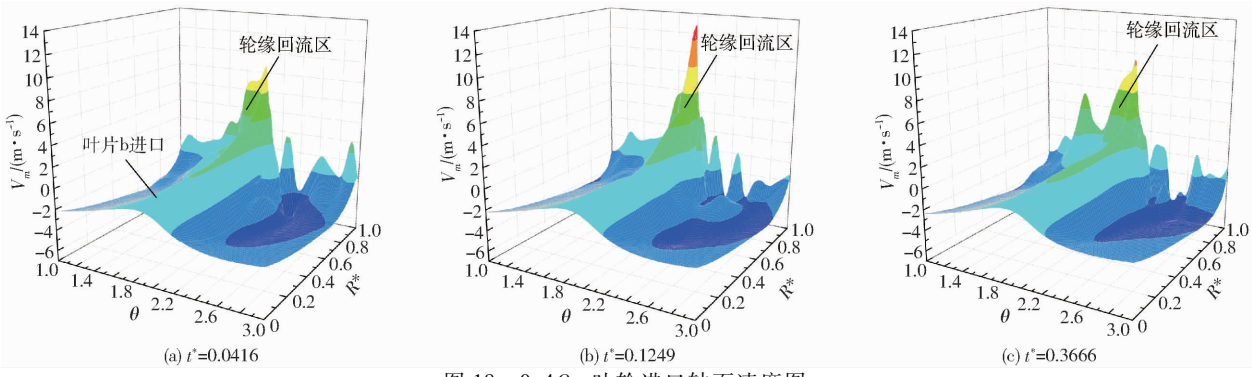


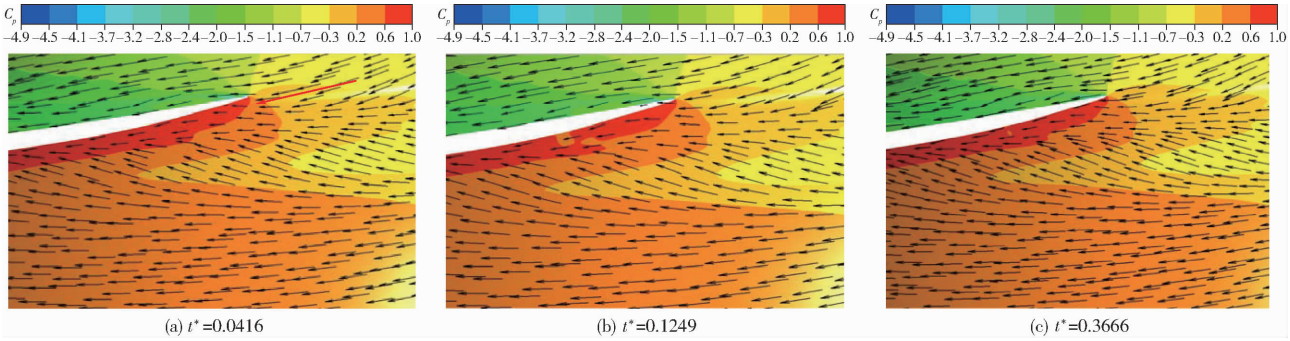
图 18　0.4Q_{opt}叶轮进口轴面速度图

Fig. 18　Meridional velocity of impeller inlet under working condition of 0.4Q_{opt}

0.124 9、t^* =0.366 6 时叶轮进口轴面速度云图几乎没有变化，随着 θ 的逐渐增加叶轮进口轴面速度呈现出先增加后减小的趋势，在叶轮进口处达到最大，但在径向方向上轴面速度变化较小且未出现回流区域。然而如图 18 所示，0.4Q_{opt}工况下 t^* =0.041 6、t^* =0.124 9、t^* =0.366 6 时叶轮进口轴面速度云图变化较为明显。0.4Q_{opt}工况下不同时刻叶片 b 进口附近的轴面速度变化明显大于对应时刻 0.8Q_{opt}工况，且在轮缘处变化最为明显。受叶顶泄漏流的影响 0.4Q_{opt}工况下轮缘处的轴面速度不再像 0.8Q_{opt}工况那样先增加后减小而是呈现出较为复杂的波动。0.4Q_{opt} 工况 t^* = 0.041 6 时在叶片进口处 0.35≤R^*≤1区域内已经出现与主流方向相反的流动，并且越靠近轮缘速度越高，而在 t^* =0.124 9 时该区域虽然有所减小，但轮缘处的轴面速度则进一步升高，t^* = 0.366 6 时该区域又扩大到 0.25 ≤ R^* ≤1，但是轮缘处的轴向速度逐渐降低。

图 19、图 20 分别是 0.8Q_{opt}、0.4Q_{opt}工况下径向系数 R^* =0.99 的环形面上叶片 b 轮缘处的速度矢量图和压力系数云图。如图 19 所示，0.8Q_{opt}工况下叶轮内流动状态较好，叶轮进口来流受叶顶泄漏流的影响较小，叶轮进口吸力面未出现流动分离等现象。然而，0.4Q_{opt}工况下 t^* =0.041 6、t^* =0.124 9、t^* =0.366 6 时叶轮轮缘处的来流均受到相邻叶片叶顶泄漏流的影响，这会使叶片 b 进口附近的来流轴面速度增加，甚至部分流体呈现出与进口来流相反的运动趋势。图 20 中 t^* =0.041 6 时叶轮进口吸力面已经发生流动分离，在吸力面形成分离涡，叶轮进口吸力面附近的静压较其他区域有所降低，t^* = 0.124 9 时叶顶泄漏流对进口来流的影响明显增大，流动分离加剧，在叶片进口吸力面形成 2 个较大的逆时针旋转的分离涡，叶轮进口吸力面的静压进一步降低，t^* =0.366 6 时叶轮进口吸力面明显出现回流现象，与 t^* =0.124 9 相比叶轮进口吸力面的静压却逐渐升高。

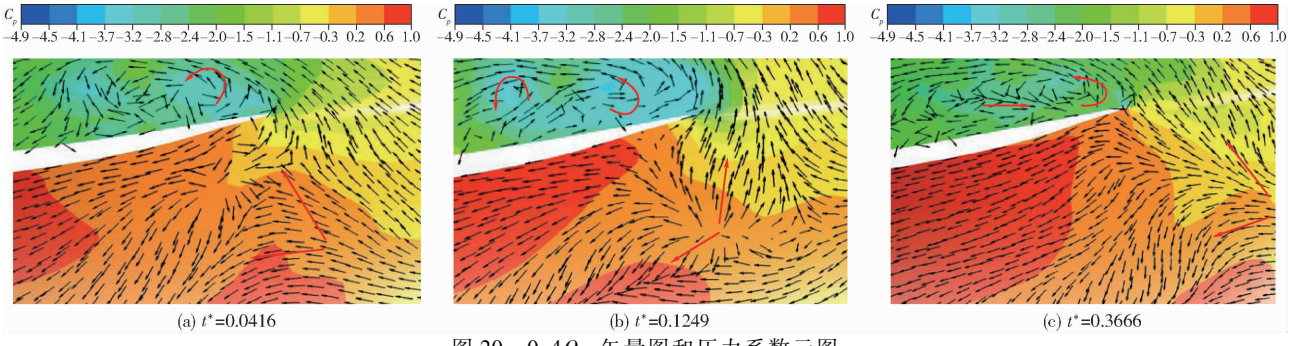
0.8Q_{opt}工况下，叶轮进口冲角较小且进口来流受相邻叶顶泄漏流影响较小，因此叶轮内流动状态较好，进口轴面速度变化较小，压力脉动幅值比 0.4Q_{opt}工况下的脉动幅值低。然而随着流量的降低叶轮进口来流的相对液流角逐渐减小，冲角则逐渐增加；同时受相邻叶片叶顶泄漏流的影响较大，叶轮进口轮缘处的流体圆周速度分量增加而轴面速度的大小逐渐降低，这使叶轮进口冲角进一步增大，流体在叶片吸力面发生流动分离，如图 20a 所示，因此叶片进口面上呈现出与主流流动方向相反的轴面速度。随着相邻叶片的叶顶泄漏流的增强，叶轮进口轮缘处来流圆周速度分量增加，叶轮进口冲角也随之增加，促使叶轮进口吸力面的流动分离加剧，如图 20b所示，进而使得进口吸力面的轴面速度反向增加，尤其是轮缘处的轴面速度变化最为明显，此外



(a) t^*=0.0416 (b) t^*=0.1249 (c) t^*=0.3666

图 19 $0.8Q_{opt}$矢量图和压力系数云图

Fig. 19 Instantaneous velocity vectors and static pressure contour maps under working condition of $0.8Q_{opt}$



(a) t^*=0.0416 (b) t^*=0.1249 (c) t^*=0.3666

图 20 $0.4Q_{opt}$矢量图和压力系数云图

Fig. 20 Instantaneous velocity vectors and static pressure contour maps under working condition of $0.4Q_{opt}$

流动分离增强促使分离涡的旋转强度逐渐增强,进口轮缘处的静压则进一步下降,逆压梯度升高,促使回流的产生,如图 20c 所示,当回流运动到叶轮进口时叶轮进口的静压逐渐恢复,流动分离也随之减弱,同时 $t^*=0.1249$ 到 $t^*=0.3666$ 时叶顶泄漏流逐渐减弱,因此轴面速度也逐渐下降,如图 18c 所示。

3 结论

(1)数值模拟得到的斜流泵性能曲线发展趋势与实验测得的性能曲线趋势基本一致,同时在小流量工况下存在微小误差,但误差在合理范围内,因此本文采用的大涡模拟可信度较高。

(2)相同工况下叶轮进口处的压力脉动幅值最高,随着流量的升高压力脉动幅值逐渐减小,在 2 个叶轮旋转周期内叶轮进口和叶轮出口的压力脉动均比较规律,但导叶进口的压力脉动无规律性。

(3)不同工况下,叶轮进口、叶轮出口以及导叶进口的压力脉动主要频率为叶频。但导叶出口的压力脉动主频随着流量的变化而变化,$0.2Q_{opt}$ ~ $0.6Q_{opt}$工况时压力脉动主频导叶叶片数相同,但在$0.8Q_{opt}$工况时主频变为叶频。

(4)受叶顶泄漏流的影响叶轮进口发生流动分离,同时进口轴面速度也出现了与主流流动方向相反的正值,随着叶顶泄漏流强度的变化叶轮进口流动分离的强度也随之变化。

参 考 文 献

1 潘中永, 倪永燕, 袁寿其,等. 斜流泵研究进展[J]. 流体机械, 2009, 37(9):37 - 41.
PAN Zhongyong, NI Yongyan, YUAN Shouqi, et al. Overview for research on mixed flow pump with vaned diffuser[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(9):37 - 41. (in Chinese)

2 靳栓宝, 王永生, 常书平,等. 混流泵内流场压力脉动特性研究[J/OL]. 农业机械学报, 2013, 44(3):64 - 68. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no=20130313&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.03.013.
JIN Shuanbao, WANG Yongsheng, CHANG Shuping, et al. Pressure fluctuation of interior flow in mixed-flow pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3):64 - 68. (in Chinese)

3 黎义斌, 李仁年, 王秀勇,等. 低比转数混流泵压力脉动特性的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(3):205 - 209.
LI Yibin, Li Rennian, WANG Xiuyong, et al. Numerical analysis of pressure fluctuation in low specific spreed mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3):205 - 209. (in Chinese)

4 黎义斌, 李仁年, 王秀勇,等. 混流泵内部流动不稳定特性的数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(5):384 - 389.

LI Yibin, LI Rennian, WANG Xiuyong, et al. Numerical simulation of unstable characteristics in head curve of mixed-flow pump [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(5): 384 – 389. (in Chinese)

5 GOTO A. Suppression of mixed-flow pump instability and surge by the active alteration of impeller secondary flows[C]// ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1993, 3: V03BT16A055.

6 GOTO A. The effect of tip leakage flow on part-load performance of a mixed-flow pump impeller[C]// ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1991, 1: V001T01A032.

7 MIYABE M, FURUKAWA A, MAEDA H, et al. A behavior of the diffuser rotating stall in a low specific speed mixed-flow pump [J]. International Journal of Fluid Machinery & Systems, 2009, 2(1): 113 – 121.

8 MIYABE M, MAEDA H, UMEKI I, et al. Unstable head-flow characteristic generation mechanism of a low specific speed mixed flow pump[J]. Journal of Thermal Science, 2006, 15(2): 115 – 120.

9 MIYABE M, FURUKAWA A, MAEDA H, et al. On improvement of characteristic instability and internal flow in mixed flow pumps[J]. Journal of Fluid Science & Technology, 2008, 3(6): 732 – 743.

10 MIYABE M, FURUKAWA A, MAEDA H, et al. Investigation of internal flow and characteristic instability of a mixed flow pump[C]// ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2009: 315 – 321.

11 MIYABE M, FURUKAWA A, MAEDA H, et al. Rotating stall behavior in a diffuser of mixed flow pump and its suppression[C]// ASME 2008 Fluids Engineering Division Summer Meeting Collocated with the Heat Transfer, Energy Sustainability, and 3rd Energy Nanotechnology Conferences, 2008: 513 – 518.

12 SMAGORINSKY J. General circulation experiments with the primitive equations[J]. Monthly Weather Review, 1963, 91(3): 99 – 164.

13 张德胜, 王海宇, 施卫东, 等. 轴流泵多工况压力脉动特性试验[J/OL]. 农业机械学报, 2014, 45(11): 139 – 145. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20141122&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.11.022.
ZHANG Desheng, WANG Haiyu, SHI Weidong, et al. Experimental investigation of pressure fluctuation with multiple flow rates in scaled axial flow pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(11): 139 – 145. (in Chinese)

14 KRAUSE N, ZAHRINGER K, PAP E. Time-resolved particle imaging velocimetry for the investigation of rotating stall in a radial pump[J]. Experiments in Fluids, 2005, 39(2): 192 – 201.

15 周佩剑, 王福军, 姚志峰. 旋转失速条件下离心泵叶轮压力脉动特性研究[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(10): 56 – 61. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20151009&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2015.10.009.
ZHOU Peijian, WANG Fujun, YAO Zhifeng. Investigation of pressure fluctuation in centrifugal pump impeller under rotation stall conditions[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(10): 56 – 61. (in Chinese)

16 周佩剑, 王福军, 姚志峰. 离心泵叶轮旋转失速团特性分析[J]. 水利学报, 2015, 46(9): 1128 – 1134.
ZHOU Peijian, WANG Fujun, YAO Zhifeng. Analysis of rotation stall cells in an impeller of a centrifugal pump[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2015, 46(9): 1128 – 1134. (in Chinese)

17 潘中永, 李俊杰, 李晓俊, 等. 斜流泵不稳定特性及旋转失速研究[J/OL]. 农业机械学报, 2012, 43(5): 64 – 68. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx? file_no = 20120511&flag = 1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2012.05.011.
PAN Zhongyong, LI Junjie, LI Xiaojun, et al. Performance curve instability and rotating stall[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(5): 64 – 68. (in Chinese)

18 李栋, 焦予秦, 中村佳朗, 等. Detached-eddy Simulation 方法模拟不同类型翼型的失速特性[J]. 航空学报, 2005, 26(4): 406 – 410.
LI Dong, JIAO Yuqin, ZHONGCUN Jialang, et al. Detached-eddy simulation for airfoil stall[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2005, 26(4): 406 – 410. (in Chinese)

19 阳君, 袁寿其, 裴吉, 等. 带导叶离心泵内部旋转失速研究进展[J]. 排灌机械工程学报, 2015, 33(5): 369 – 373.
YANG Jun, YUANG Shouqi, PEI Ji, et al. Overview of rotating stall in centrifugal pumps with diffuser[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2015, 33(5): 369 – 373. (in Chinese)

20 吴艳辉, 楚武利, 张皓光. 轴流压气机失速初始扰动的研究进展[J]. 力学进展, 2008, 38(5): 571 – 584.
WU Yanhui, CHU Wuli, ZHANG Haoguang. A review of studies on stall precursors in axial flow compressor[J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(5): 571 – 584. (in Chinese)