doi:10.3969/j.issn.1005－0329.2025.02.007

低比转速离心泵临界空化特性研究

赵奇峰[1,2],刘德民[2],赵　林[1],王钊宁[2]
（1. 中国海洋大学 工程学院,山东青岛 266100;2. 东方电机有限公司,四川德阳 618000）

摘　要:为研究低比转速离心泵空化初生时内流场情况及诱发压力脉动现象,并确定合理的临界空化判定指标,开展了空化性能模型试验和基于 RNG k–ε 湍流模型及 Rayleigh–Plesset 空化模型的稳态及瞬态仿真模拟,效率和扬程误差均在 3% 以内。分别在未空化和不同空化程度工况下进行了性能、流场、脉动分析,结果表明,空化致效率下降 1% 工况下,叶轮内流态整体稳定,由局部空泡输运及溃灭造成湍流耗散并诱发低频压力脉动;空化致扬程下降 3% 工况下,叶轮内流态紊乱、形成漩涡,能量损失较大,并诱发宽频带压力脉动,易造成泵体振动及噪声危害。在进行该类型离心泵设计时,建议将临界汽蚀余量设为效率下降 1% 时的装置汽蚀余量及以上,以确保泵的稳定运行。研究结果可为低比转速离心泵的优化设计提供参考。

关键词:空化;离心泵;数值模拟;压力脉动;流场分析
中图分类号:TH3　　**文献标志码:**A

Research on characteristics of critical cavitation in low specific speed centrifugal pump

ZHAO Qifeng[1,2],LIU Demin[2],ZHAO Lin[1],WANG Zhaoning[2]
（1.School of Engineering,Ocean University of China,Qingdao 266100,China;
2.Dongfang Electric Machinery Co.,Ltd.,Deyang 618000,China）

Abstract: In order to study the internal flow field and induced pressure pulsation phenomena at the inception of cavitation and to determine a reasonable critical cavitation criterion,this paper conducted cavitation experiment on a low specific speed centrifugal pump and carried out steady and unsteady CFD simulations based on the RNG k–ε turbulence model and Rayleigh–Plesset cavitation model. The errors of efficiency and head are within 3%. Energy performance,flow field,and pulsation analyses were conducted under both non–cavitating conditions and different degrees of cavitation. The results indicate that the overall flow state is stable,and that the transport and collapse of local bubbles cause turbulent dissipation,leading to low–frequency pressure pulsation when cavitation triggers a 1% efficiency drop. When the head drops by 3%,the flow state in the pump is disturbed with vortex and large energy loss,and the wide band pressure pulsation which is easy to cause the vibration and noise of the pump body is induced. In the design of low–specific–speed centrifugal pump,it is recommended to set the critical cavitation margin to the device cavitation margin and above when the efficiency is reduced by 1% to ensure the stable operation of the pump. The research results can provide reference for the optimization design of low specific speed centrifugal pumps.

Key words:cavitation;centrifugal pump;numerical simulation;pressure pulsation;flow filed analysis

0　引言

离心泵作为一类通用机械,在农业和工业领域使用广泛。离心泵工作时,当叶轮内某位置压力低于饱和蒸气压时会发生空化,产生气泡并溃灭,从而诱发振动噪声、致使材料剥蚀、机械效率降低[1]。此外,由转子与定子间动静干涉导致的压力脉动是泵内重要的非稳态激励力[2]。刘厚林等[3]总结分析了空化研究的模型和方法发展现状;王浩等[4]研究发现空化与动静干涉的联合作用会加剧离心泵运行的不稳定性,诱发额外的随机压力脉动,严重时可能导致安全事故。因此,探究不同空化状态下离心泵内流场及压力脉动特性对泵的安全稳定运行具有重要意义。

收稿日期: 2024－05－09　**修回日期:** 2024－12－19
基金项目: 四川省科技计划资助项目(2022ZDZX0041)

随着空化的初生和加剧，离心泵能量特性会显著降低，工程上普遍将 HIS（美国水力标准协会）制定的扬程下降 3% 作为临界空化状态[7]。笔者在对某引水工程低比转速离心泵进行设计和试验的过程中发现，该工况下泵体已经出现较明显的空化现象，如扬程和效率结果波动、噪声增大、振动加剧等，若用于本叶轮的抗汽蚀能力设计，会导致泵在部分正常运行范围内受到空化影响，降低做功性能、缩短产品使用寿命。此前已有部分学者对相关问题展开了研究，关醒凡[8]建议将部分泵型效率降低 1% 作为空化临界条件；赵万勇等[9]以空化区气体体积分数达到 10% 作为初生空化判定条件，并加上安全余量值，从而使泵处在完全无空化状态下运行；赵宇琪[10]分别从高速摄影、噪声、振动等角度对初生空化进行判断并作了详细对比；牟介刚等[11]认为不同条件下应采取不同的临界空化判断依据；可知已有成果对某些具体泵型从不同角度进行了探讨，但可供低比转速离心泵临界空化问题参考的研究成果较少。一些研究表明低比转速泵叶轮直径大，进出口宽度较窄，空泡更易堵塞流道，受空化影响较严重[12-13]，圆盘摩擦损失和水力损失较大[14-16]，且狭长弯曲的流道易导致流动分离、二次流与 “射流 - 尾迹” 等现象[17-18]。

基于上述原因，本文以某引水工程低比转速导叶式离心泵为对象，结合物理模型试验和数值模拟，研究在不同临界空化状态下空化诱发泵内压力脉动及其对能量特性、内流场分布的影响。

1 模型参数及试验方案

1.1 模型参数

用于试验的离心泵模型主要设计参数及尺寸如表 1 所示，在三维建模软件 UG 中生成模型流体域部分如图 1 所示。

表 1 D1103 离心泵模型参数

Tab.1 Parameters of D1103 centrifugal pump

参数	数值
设计流量 /（$m^3 \cdot s^{-1}$）	0.208
设计扬程 /m	47
设计转速 /（$r \cdot min^{-1}$）	1 100
比转速	28
进口直径 /mm	260
轮毂直径 /mm	12
出口直径 /mm	529.36
出口宽度 /mm	44.2
叶片数 / 个	9
导叶数 / 个	13

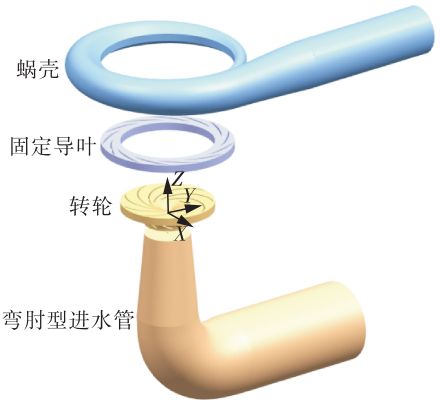


图 1 流体域三维模型

Fig.1 3D model of fluid domain

1.2 模型试验方案

在东方电机有限公司 DF-100 水力机械通用试验台对该模型泵进行空化试验分析，试验台参数如表 2 所示。试验台回路系统依次为水箱、进水阀门、压差传感器进口端、试验用模型泵、压差传感器出口端、出水阀门、电磁流量计及安装于管路上的温度传感器、数字压力计。进行空化试验时，由水箱连通大气条件下开始，逐步抽真空以降低水箱内压力，采集并计算管路在不同压力下效率、扬程等试验数据，从而得到泵的空化性能。

表 2 DF-100 试验台参数

Tab.2 Parameters of the DF-100 test bed

参数	数值
最高试验水头 /m	100
模型转轮直径 /mm	350~500
测功电机转速 /（$r \cdot min^{-1}$）	3 000
测功电机功率 /kW	500
最大试验流量 /（$m^3 \cdot s^{-1}$）	1.5
尾水压力 /kPa	-85~250
效率不确定度（%）	±0.25

2 数值模拟方案

2.1 计算模型

2.1.1 控制方程

流体运动控制方程为 Navier-Stokes 方程。

连续性方程：

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho_m \boldsymbol{u} \right) = 0 \tag{1}$$

动量方程：

$$\frac{\partial \left(\rho_m \boldsymbol{u} \right)}{\partial t} + \nabla \left(\rho_m \boldsymbol{u}\boldsymbol{u} \right) = -\nabla p + \nabla \left[\left(\mu_m + \mu_t \right) \times \nabla \boldsymbol{u} \right] + \frac{\nabla \left[\left(\mu_m + \mu_t \right) \nabla \boldsymbol{u} \right]}{3} \tag{2}$$

式中，ρ_m 为混合相密度，$\rho_m=\alpha_v\rho_v+\rho_1(1-\alpha_v)$；$\alpha_v$ 为汽相体积分数；ρ_v 为汽相密度；ρ_1 为液相密度；t 为时间；$\boldsymbol{u}$ 为速度矢量；p 为压力；μ_m 为动力黏性系数；μ_t 为湍流黏性系数。

2.1.2 湍流模型

采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型，能较准确地预测湍流的漩涡特性及各项异性效应，且分析旋转流体机械内流场特性效果较好。RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型的湍动能 k 和耗散率 ε 约束方程为：

$$\frac{\partial(\rho k\mu_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k-\rho\varepsilon \tag{3}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon\mu_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\frac{\varepsilon}{k}\left(c_1^*P_k-c_2\rho\varepsilon\right) \tag{4}$$

$$c_1^*=c_1-\frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3},\mu=\left(2\boldsymbol{E}_{ij}\cdot\boldsymbol{E}_{ij}\right)^{1/2}\frac{k}{\varepsilon'} \tag{5}$$

$$E_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\mu_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\mu_i}{\partial x_i}\right) \tag{6}$$

式中，k 为湍动能；P_k 为湍动能生成项；ε 为湍动能耗散率；c_1，c_2 为常数，c_1=1.42，c_2=1.68；σ_k，σ_ε 分别为 k，ε 的湍流普特朗数，σ_k=1.0，σ_ε=1.3。

2.1.3 空化模型

采用 Rayleigh-Plesset 空化模型，该模型基于空泡动力学中简化的 Rayleigh-Plesset 方程，其计算式如下：

$$R=\begin{cases}F_e\dfrac{3r_{nuc}(1-\alpha)\rho v}{R_B}\left(\dfrac{2}{3}\dfrac{P_v-P}{\rho_L}\right)^{1/2} & P\leqslant P_v\\ F_c\dfrac{3\alpha\rho v}{R_B}\left(\dfrac{2}{3}\dfrac{P_v-P}{\rho_L}\right)^{1/2} & P>P_v\end{cases} \tag{7}$$

式中，F_e，F_c 为气化和压缩过程中的两个经验参数，F_e=5.0，F_c=0.01；r_{nuc} 为成核位置的气相体积分数，$r_{nuc}=5.0\times10^{-4}$；R_B 为成核位置的气泡半径，$R_B=2.0\times10^{-6}$；P_v 为气相压力，Pa；P 为水蒸气饱和压力，3 169 Pa；ρ_L 为液体密度，kg/m^3。

2.2 求解设置

设置叶轮流体域为旋转坐标系，其他流体域为静止坐标系。叶轮－导叶、叶轮－进水管两组动静交界面在定常流动模拟中采用 Frozen rotor，在非定常流动模拟中采用 Transient Rotor Stator；其他交界面均为常规，网格节点匹配方法为 GGI；近壁区壁面函数采用 scalable 壁面函数，固壁面采用无滑移边界条件，对流项采用中心差分格式，将弯肘型进水管入口设置为压力入口，出口面设置为流量出口，收敛精度为 10^{-4}。

为模拟空化发展，改变压力入口边界条件来达到不同装置汽蚀余量，汽蚀余量 $NPSH$ 的计算式如下：

$$NPSH=\frac{p_s}{\rho g}+\frac{v_s^2}{2g}-\frac{p_v}{\rho g} \tag{8}$$

式中，p_s 为叶轮入口前静压，Pa；v_s 为叶轮入口前截面的平均流速，m/s；p_v 为液体汽化压力，Pa，p_v=3 169 Pa；ρ 为液体密度，kg/m^3，ρ=1 000 kg/m^3；g 为重力加速度，m/s^2，g=9.81 m/s^2。

2.3 网格划分

计算域由进水管段、转轮、固定导叶、蜗壳组成，为得到流态稳定的计算结果，保证计算的准确性，在蜗壳出口增加了延伸段。相对于非结构化网格，六面体结构化网格具有生成速度快、网格质量好、区域光滑等特点，更适用于流体的计算，故利用 ICEM 软件进行全流道结构化网格划分，并在标准工况下进行网格无关性验证，如图 2 所示。

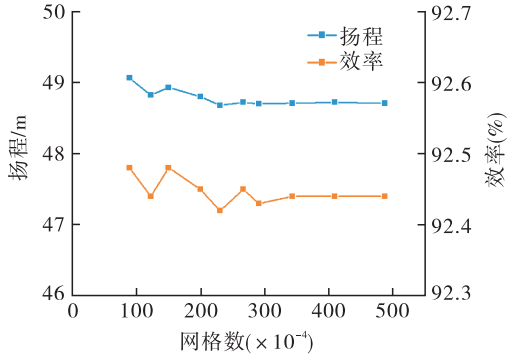


图 2 网格无关性分析

Fig.2 Analysis of grid independence

随着网格数量逐步增大，计算结果逐渐趋于稳定，综合考虑计算机性能和数值精度，最终确定网格划分方案为六面体网格，且网格数为 342 万，在近壁面划分边界层网格，确保 $y^+<100$，最终生成网格如图 3 所示。

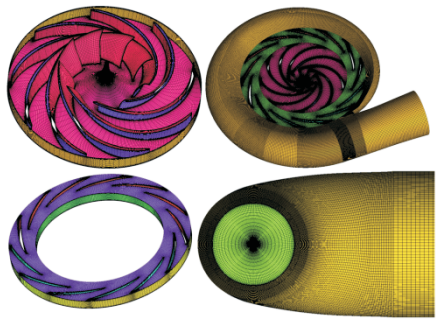


图 3 流道网格

Fig.3 Hexahedral grids of the flow passage

3 结果分析

3.1 计算结果及模型试验验证

定义效率下降 1% 时的装置汽蚀余量为空化临界点 1，扬程下降 3% 时的装置汽蚀余量为空化临界点 2，数值模拟与模型试验结果对比如图 4 所示。

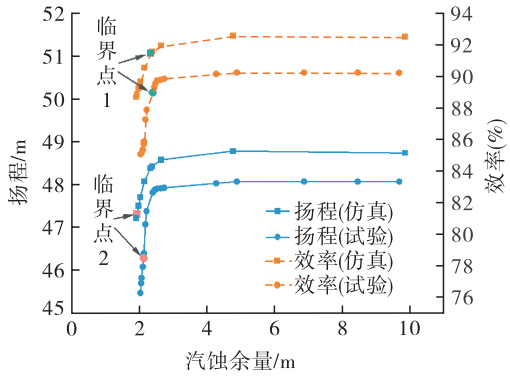


图 4 仿真与试验结果对比

Fig.4 Comparison of numerical calculations and experiment result

由计算结果可知：(1) 仿真与试验结果总体趋势一致，所有工况下数值计算所得扬程和效率相比于模型试验结果均略高，其中，扬程平均误差为 1.33%，效率平均误差为 2.07%，主要原因是数值计算为了简化建模及网格生成难度、提高算法收敛性，忽略了模型试验中实际存在的容积损失、机械摩擦损失等因素；(2) 随着汽蚀余量的降低，扬程和效率先保持不变然后开始下降，装置汽蚀余量下降到 2.7 m 左右时，受空化影响，泵性能开始急剧下降；(3) 仿真和模型试验临界点 1 汽蚀余量为 2.35 m 和 2.42 m，临界点 2 为 1.95 m 和 2.15 m。扬程下降 3% 后空化程度较深，导致数值仿真精度有所下降，随着空化的加剧，仿真结果的误差也随之增大，但在空化临界点 2 之前，其误差均保持在 3% 以内，因此，认为仿真计算方法可靠，满足研究和工程设计需求。

3.2 空化流场分析

取未空化工况、空化临界点 1 和点 2 工况计算结果进行流场分析，图 5 示出叶轮、导叶区域的流场及气泡分布。在未空化工况下，液体由叶片做功后经导叶的导流增压作用排入蜗壳，流线平顺，无空泡堵塞和漩涡产生。

在空化临界点 1 工况下，由于进口处的局部压力损失和叶片进口绕流，叶片背面开始出现空泡，且靠近蜗壳尾段的叶片工作面及流道中央也初步形成了空化区域，其他流道内空泡区主要集中于叶片壁面附近，并未向流道内发展，流线稍有紊动但总体上流态保持稳定。

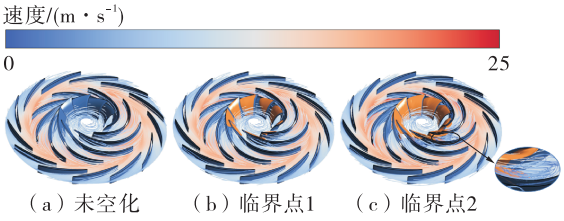


图 5 叶片区域的流场和气泡分布

Fig.5 Streamline and vapor distribution in blade region

随着汽蚀余量继续降低至临界点 2，多个叶片的工作面前缘开始发生空化，并向流道中央发展，主要是由于流道形状狭长而受到一定程度的堵塞。同一流道前后相邻叶片的工作面和背面间隔较窄，空化区位置交错形成压强差，其压力梯度方向与叶轮内流体的速度方向具有较大夹角，从而在多个流道内形成了靠近叶片吸力面的漩涡，离心泵效率下降 3.63%。在靠近蜗壳尾端的流道内漩涡发展最为充分，涡区几乎占据了整个流道。

图 6 示出半叶高叶栅展开切面上的气体体积分数分布，在空化临界点 1 工况下，气泡核心位置在叶片前缘稍后处，这是因为该处位于叶片形状弯曲的内侧，由于离心力效应导致其流速较大、压力较低。在空化临界点 2 工况下，空化程度进一步加深，空泡核心区迅速扩张，占据了吸力面约 2/5 的面积且向压力面发展。

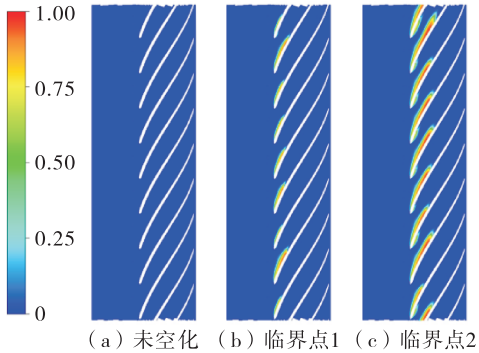


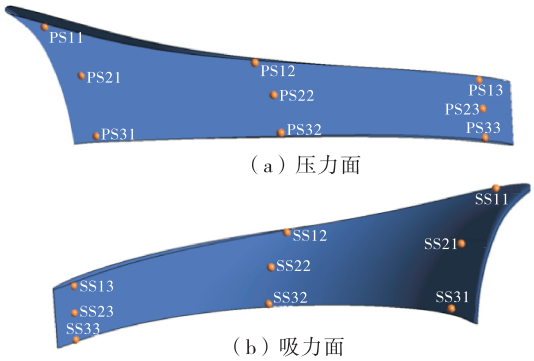
图 6 叶栅切面气体体积分数分布

Fig.6 Vapor volume distribution on cascade section

3.3 压力脉动分析

低比转速导叶式离心泵叶轮流道扭曲，各部位压力分布情况复杂，为更好地了解叶片表面各

位置空化诱发压力脉动的具体情况，分别在叶片的吸力面和压力面各布置 9 个移动监测点，其可以随叶轮同步运动，实时监测并记录压力脉动，监测点分布情况如图 7 所示。



（a）压力面

（b）吸力面

图 7　叶片监测点分布

Fig.7　Distribution of monitoring points on blades

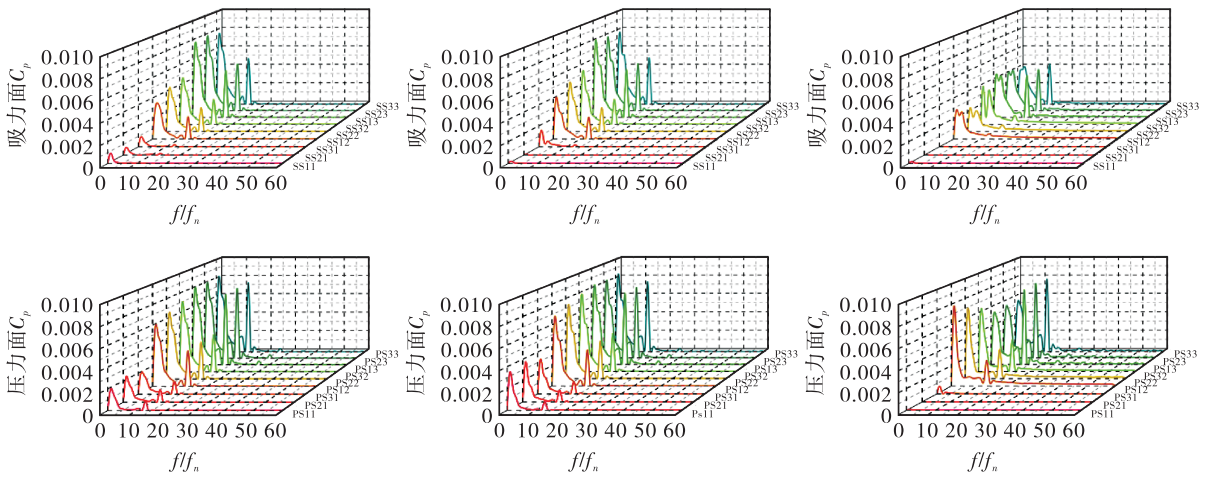
将定常计算结果作为非定常计算的初始条件，时间步长为叶轮每旋转 3°所用时间，共计算 6 圈，输出最后一圈计算结果进行分析，

由于各监测点的压力数值波动幅度较大，为便于分析对比，采用压力系数 C_p 进行对比，其计算式如下：

$$C_p = \frac{\Delta P}{0.5\rho u_2^2} \tag{9}$$

式中，ΔP 为瞬时压力值与时均压力值之差，Pa；u_2 为叶轮出口圆周速度，m/s。

对转换后的压力数据进行快速傅里叶变换（FFT），并以 x 轴坐标为轴频（18.33 Hz）的倍频，y 轴坐标为不同监测点，z 轴坐标为振幅，作各工况下叶片吸力面、压力面监测点的压力脉动频域图，如图 8 所示。



（a）未空化　（b）临界点 1　（c）临界点 2

图 8　监测点压力脉动频域图

Fig.8　Frequency domain diagram of monitoring points

未空化工况下，各监测点压力脉动主频均为轴频的倍频，靠近叶轮出口的监测点压力脉动主频为 9 倍轴频（即叶轮叶频，165 Hz），而越靠近叶轮进口的监测点压力脉动主频越接近 1 倍轴频，且振幅随之降低。次频均为 13 倍轴频（即导叶叶频，238.33 Hz），且越靠近叶轮进口的监测点的次频振幅越弱，证明叶轮与导叶间的动静干涉是导叶式离心泵内压力脉动的主要诱因。

在空化临界点 1 工况下，SS11 与 SS21 监测点压力脉动几近消失，而其他监测点脉动幅值有不同程度的提高。由图 6 所示气态体积分布情况可知，SS11 监测点和 SS21 监测点此时处于空泡核心区，在完整的叶轮运作周期内均处于空化区内部，压力保持为饱和汽化压力，因此，压力脉动现象几乎完全被抑制。而其他监测点位于空泡核心区以外，由流场分析可知，空化的发展、空泡的周期性初生和溃灭使得整体流场发生一定程度的紊乱，从而诱发不同频率下的随机脉动，其与动静干涉诱发的脉动相叠加，从而造成各监测点在一定频率区间内脉动幅值的增大。

在空化临界点 2 工况下，空化核心区顺流动方向的扩张和在压力面上的发展使得 SS31 与进口附近压力面上的 PS11，PS21 监测点也被包含于空泡核心区，脉动振幅接近零点。流场的紊乱程度加剧导致空泡核心区以外监测点的随机频率脉动幅度进一步增大，各监测点在 15~60 倍轴频

下均出现了 2×10^{-4} 水平的宽频随机脉动，如 PS12 监测点所示（见图 9），这种宽频随机脉动会造成非周期性的噪音和振动损伤。此外，多个流道内产生的漩涡及气泡堵塞显著影响了叶轮的做功能力，抑制了叶频脉动强度，叶轮出口附近的 SS13，SS23，SS33，PS13，PS23，PS33 监测点上叶轮叶频脉动幅度已低于导叶叶频脉动。吸力面附近由于空化区域宽广，其空泡核心区以外监测点 SS12，SS22，SS32，SS13，SS23，SS33 的低频脉动幅值与叶频脉动达到了同一水平。

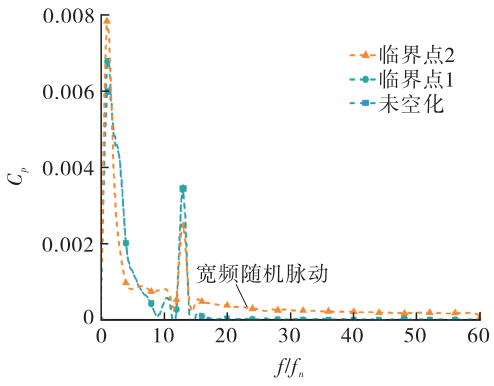


图 9　PS12 监测点压力脉动频域图

Fig.9　Frequency domain diagram of monitoring point PS12

3.4　湍动能分析

湍动能是衡量湍流发展情况的指标，湍动能越大，湍流内的小尺寸流动结构就越复杂，黏性耗散导致的能量损失也越大。

未空化工况下叶轮流体域内体积平均湍动能为 0.045 m^2/s^2，临界点 1 工况下为 0.084 3 m^2/s^2，临界点 2 工况下为 0.423 m^2/s^2，临界点 1 工况下湍动能量级与未空化工况处于同一水平，而临界点 2 工况下湍动强度激增。

图 10 示出叶轮流体域半叶高面湍动能分布。临界点 1 工况下，湍流耗散主要发生在叶片吸力面，气泡的初生造成了小幅度的流态紊乱和能量损失，在部分叶片吸力面进口处约 20% 的位置出现了湍动能极值点，对应于图 6 中临界点 1 工况下空泡核心区的尾缘处，可知该工况下，空泡在叶轮进口吸力面近壁面产生后，随叶轮运转而周期性发展、输运，到达该位置时发生溃灭和消亡，从而造成集中性的能量耗散，形成湍动强度聚集点，但其影响范围较小，未波及叶轮出口，主要导致泵的整体水力效率受到影响，而对扬程的影响较小。

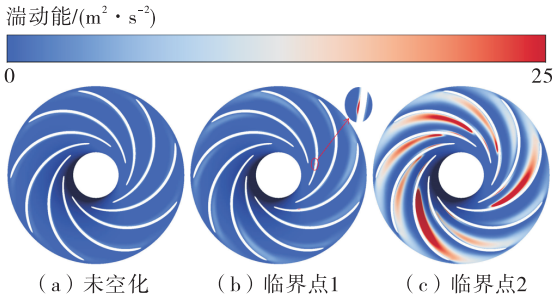


图 11　叶轮流体域湍动能分布

Fig.11　Distribution of turbulent kinetic energy in impeller fluid domain

与临界点 1 工况下由空泡溃灭产生湍动能极值点不同，临界点 2 工况下各叶片吸力面出现了大面积高湍动能区。其发端于空泡核心区的尾缘，顺流动方向延伸至叶轮出口附近，造成扬程的显著下降，这是因为该工况下叶片吸力面空泡核心区宽广、空化发展范围较大而叶轮流道狭窄，在各流道均有不同程度的堵塞和漩涡产生，造成整个区域内的湍动强度激增，因此，由空化引发的流态紊乱是造成叶轮性能急剧下降的主要原因。

4　结论

（1）空化影响下，离心泵效率下降 1% 时装置汽蚀余量为 2.42 m，扬程下降 3% 时为 2.15 m，基于 RNG k-ε 湍流模型和 Rayleigh-Plesset 空化模型对离心泵空化的仿真模拟精度较高，各工况下关键物理量误差均在 3% 以内，可较好地满足工程设计需求。

（2）低比转速离心泵发生空化时，由于进口绕流及离心力效应，空泡核心区位于叶片背面流道弯曲的内侧。临界点 1 工况下在叶片吸力面前缘发生空化，流态稍有紊动；临界点 2 工况下空泡区向流道中部及压力面前缘发展，发生堵塞并形成漩涡。

（3）空泡核心区内压力为饱和汽化压力，脉动被完全抑制；临界点 1 工况下，空泡核心区外由于流场紊乱产生低频随机频率脉动，导致整体脉动幅度稍有增大。临界点 2 工况下，流道堵塞及生成漩涡影响了叶轮做功能力，抑制了叶频脉动强度并产生了易诱发泵体振动和噪声的宽频带随机脉动，运行压力的进一步降低将使泵性能急剧下降，损伤叶轮部件。

（4）空化状态下高湍动能区域位于空泡核心区尾缘及其顺流线下游方向。临界点 1 工况下能

量损失的主要原因是空泡的溃灭导致集中性能量耗散，影响范围较小，平均湍动能为0.084 3 m^2/s^2；临界点2工况下叶轮域平均湍动能激增至0.4 m^2/s^2，能量损失的主要原因是空化引发的整体流态紊乱，影响范围较大，各流道内均产生大面积高湍动能区域。

综上所述，低比转速离心泵由于叶片扭曲、流道狭窄，发生空化时相比普通离心泵更容易对性能造成影响；在进行低比转速离心泵空化设计时，建议将临界汽蚀余量设为效率下降1%时的装置汽蚀余量及以上，以确保泵的稳定运行。

参考文献：

[1] 张静，陈先培，苏春明，等．叶片进口边开孔对离心泵空化和湍动能影响的研究[J]．流体机械，2021，49(7)：14－19.
ZHANG J，CHEN X P，SU C M，et al. Study on the influence of blade perforation near inlet edge on cavitation and turbulent kinetic energy of centrifugal pump[J].Fluid Machinery，2021，49(7)：14－19.

[2] 陈世杰，杨帆，黄辉，等，立式轴流泵装置叶片区压力脉动数值分析[J]．流体机械，2019，47(2)：17－22.
CHEN S J，YANG F，HUANG H，et al.Numerical analysis of pressure fluctuation of the blade region in vertical axial-flow pumping system[J].Fluid Machinery，2019，47(2)：17－22.

[3] 刘厚林，刘东喜，王勇，等．泵空化流数值计算研究现状及展望[J]．流体机械，2011，39(9)：38－44.
LIU H L，LIU D X，WANG Y，et al.Numerical research status and prospects of cavitating flow in a pump[J]. Fluid Machinery，2011，39(9)：38－44.

[4] 王浩，李林伟，牟成琪，等．导叶式离心泵瞬态空化流动及压力脉动分析[J]．计量学报，2023，44(6)：931－938.
WANG H，LI L W，MOU C Q，et al.Analysis of transient cavitation flow and pressure pulsation of guide vane centrifugal pump[J].Acta Metrologica Sinica，2023，44(6)：931－938.

[5] 廉佳，王维军，王晓全，等．微型高速燃油泵空化数值模拟与试验研究[J]．流体机械，2024，52(6)：58－66.
LIAN J，WANG W J，WANG X Q，et al. Numerical simulation and experimental study on cavitation of micro high-speed fuel pump[J].Fluid Machinery，2024，52(6)：58－66.

[6] 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 J G，CHEN Y，GU Y Q，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.

[7] Hydraulic Institute Standards.Rotodynamic pumps guideline for NPSH margin：ANSI/HI 9.6.1—2012[S].USA：Hydraulic Institute，2012.

[8] 关醒凡．现代泵理论与设计[M]．北京：中国宇航出版社，2011.
GUAN X F.Modern pump theory and design[M]. Beijing：China Aerospace Press，2011.

[9] 赵万勇，彭虎廷，马得东，等．离心泵空化余量分析研究[J]．流体机械，2021，49(1)：29－36.
ZHAO W Y，PENG H Y，MA D D，et al. Analysis and research on cavitation allowance of centrifugal pump[J].Fluid Machinery，2021，49(1)：29－36.

[10] 赵宇琪．离心泵空化判定及其流声特性研究[D]．镇江：江苏大学，2019.
ZHAO Y Q.Research on cavitation diagnosis and its characteristics off low field and acoustic field in centrifugal pump[D].Zhenjiang：Jiangsu University，2019.

[11] 牟介刚，张生昌，邓鸿英，等．离心泵汽蚀判据的研究[J]．农业机械学报，2006，37(9)：97－99.
MOU J G，ZHANG S C，DENG H Y，et al.Research and discussion of cavitation criterion of centrifugal pump[J].Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2006，37(9)：97－99

[12] 吴登昊，吴振兴，周佩剑，等．低比转速离心泵叶轮瞬态空化特性分析[J]．水力发电学报，2018，37(3)：96－105.
WU D H，WU Z X，ZHOU P J，et al.Transient characteristies of cavitation in low specifie speed centrifugal pumps[J]. Journal of Hydroelectic Engineering，2018，37(3)：96－105.

[13] 乔家辉，杨艳艳，王陆一，等．球形泵变转速下空化特性及性能分析[J]．机电工程，2024，41(3)：512－519.
QIAO J H，YANG Y Y，WANG L Y，et al.Cavitation characteristics and performance analysis of spherical pump under variable speed[J].Journal of Mechanical & Electrical Engineering，2024，41(3)：512－519.

[14] 邱铖，方祥军．带分流叶片的低比转速离心泵的特性研究[J]．流体机械，2017，45(6)：1－5.
QIU C，FANG X J.Characteristics research of a low-specific-speed centrifugal pump with splitter blades

[J].Fluid Machinery,2017,45(6):1 – 5.
[15] 褚佳,潘烨,朱俏俏,等 . 大流量高压射流粉碎设备的仿真与试验研究[J]. 包装与食品机械,2023,41(3):25 – 31.
CHU J,PAN Y,ZHU Q Q,et al.Simulation and experimental study of large flow high pressure jet mill [J].Packaging and Food Machinery,2023,41(3):25 – 31.
[16] 杨顺银,李林锋,陈先培 . 混装不同叶轮的多级离心泵驼峰性能研究[J]. 流体机械,2024,52(2):100 – 104.
YANG S Y,LI L F,CHEN X P. Study on hump performance of multistage centrifugal pump mixed with different impellers[J].Fluid Machinery,2024,52(2):100 – 104.
[17] 张永学,冀凯卓,何涛,等 . 空化对低比转速离心泵内流声特性的影响研究[J]. 水力发电学报,2021,40(11):59 – 71.
ZHANG Y X,JI K Z,HE T,et al.Investigation on flow and noise characteristies affected by cavitation in low specific speed centrifugal pump[J].Journal of Hydroelectric Engineering,2021,40(11):59 – 71.
[18] 陈奕宇,孙毅,乔凤权,等 . 导叶进口角度对轴流泵水力性能的影响[J]. 排灌机械工程学报,2024,42(11):1104 – 1111.
CHEN Y Y,SUN Y,QIAO F Q,et al.Effect of guide vane inlet angle on hydraulic performance of axial-flow pumps[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2024,42(11):1104 – 1111.

作者简介:赵奇峰(2001),男,硕士研究生,研究方向为离心泵性能优化,E – mail:zhaoqifenggg@outlook.com。
通信作者:刘德民(1982),男,博士,正高级工程师,研究方向为流体机械设计制造,通信地址:618000 四川省德阳市旌阳区黄河路 188 号中国东方电机有限公司,E – mail:liudemin@dongfang.com。

本文引用格式:
赵奇峰,刘德民,赵林,等 . 低比转速离心泵临界空化特性研究[J]. 流体机械,2025,53(2):50 – 57.
ZHAO Q F,LIU D M,ZHAO L,et al.Research on characteristics of critical cavitation in low specific speed centrifugal pump[J].Fluid Machinery,2025,53(2):50 – 57.

(上接第 15 页)

[18] 胡文举,葛宇,贾鹏,等 . 微通道蒸发器前气液分离对空气源热泵性能影响的实验研究[J]. 可再生能源,2020,38(10):1326 – 1332.
HU W J,GE Y,JIA P,et al.Experimental study on the effect of gas-liquid separation ahead of microchannel evaporator on the performance air source heat pump [J].Renewable Energy,2020,38(10):1326 – 1332.
[19] 张秀平,刘晓红,周到,等 . 工商制冷空调用换热器技术现状与发展趋势[J]. 流体机械,2024,52(6):67 – 75.
ZHANG X P,LIU X H,ZHOU D,et al.Technical status and development trend of heat exchanger for industrial and commercial refrigeration and air conditioning[J]. Fluid Machinery,2024,52(6):67 – 75.
[20] 仇宝云,方涛,赵文军,等 . 大型泵站主电动机滑动轴承水冷却系统比较[J]. 排灌机械工程学报,2023,41(8):757 – 763.
QIU B Y,FANG T,ZHAO W J,et al.Comparison of water-cooling systems for sliding bearings of main motor in large pumping stations[J].Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,2023,41(8):757 – 763.
[21] 朱志颖,于洪杰,朱国栋,等 . 管壳式换热器管束有限元模拟合理性研究及失稳分析[J]. 压力容器,2024,41(9):39 – 47.
ZHU Z Y,YU H J,ZHU G D,et al.Study of finite element simulation rationality and buckling analysis of tube bundle in shell-and-tube heat exchangers[J]. Pressure Vessel Technology,2024,41(9):39 – 47.
[22] MOFFAT R J.Describing the uncertainties in experimental results[J].Experimental Thermal and Fluid Science,1988,1(1):3 – 17.

作者简介:苗言明(2002),男,硕士研究生,主要从事电动汽车热管理的研究,E – mail:232230086@st.usst.edu.cn。
通信作者:李康(1989),男,副教授,主要从事汽车热管理系统、热泵空调技术、涡旋式压缩机、储能热管理及安全技术等研究工作,通信地址:200093 上海市杨浦区军工路 516 号上海理工大学能动学院,E – mail:lklk789@usst.edu.cn。

本文引用格式:
苗言明,胡家云,谭明飞,等 . 室外蒸发器前加气液分离器对霜层分布和换热量的影响[J]. 流体机械,2025,53(2):8 – 15.
MIAO Y M,HU J Y,TAN M F,et al.A study on heat distribution and frost formation of an outdoor evaporator with optimized gas-liquid separator added in heat pump air conditioning system for electric vehicle[J].Fluid Machinery,2025,53(2):8 – 15.