

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.03.005

低比转数混流泵压力脉动特性的数值模拟

黎义斌, 李仁年, 王秀勇, 韩伟, 高强

(兰州理工大学能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)



黎义斌

摘要:为了研究动静干涉对混流泵内部流动非定常压力脉动特性的影响,在混流泵进口截面、动静耦合面以及出口截面取若干压力脉动监测点,采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和滑移网格技术,对混流泵全流场进行三维非定常湍流计算. 计算了叶轮进口截面、动静耦合面以及出口截面的压力脉动,利用快速傅里叶变换进行分析,得到了不同特征截面的压力脉动的频率和幅值,并进行外特性试验验证. 结果表明:从轮毂到轮缘,压力脉动最大幅值发生在叶轮出口轮缘侧,而压力脉动最小幅值出现在叶片进口轮毂侧,叶轮进口和叶轮导叶间轮缘处监测点的幅值约为轮毂处监测点幅值的2倍;从叶轮进口到导叶出口位置,压力脉动呈现出逐渐增强的趋势. 压力脉动最大值发生在导叶出口监测点,且存在一个低频压力脉动;在60%~85%设计流量工况范围内,扬程-流量特性曲线出现正斜率不稳定特性,数值计算与试验结果存在一定差异.

关键词:混流泵;压力脉动;动静干涉;频谱分析;时频特性

中图分类号: S277.9; TH312 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2013)03-0205-05

Numerical analysis of pressure fluctuation in low specific speed mixed-flow pump

Li Yibin, Li Rennian, Wang Xiuyong, Han Wei, Gao Qiang

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

Abstract: In order to investigate effects of impeller-guide vane interaction on pressure fluctuation in a low specific speed mixed-flow pump, the three-dimensional, unsteady turbulent flow in it was analyzed by using CFD code with the RNG $k-\varepsilon$ turbulence model and sliding mesh technique under the design condition, and the pressure fluctuations at three monitoring points were obtained. Subsequently, the fluctuation signals were transformed into the frequency-domain to get their characteristics in terms of amplitude and frequency. Even though a positive slope head curve was observed under the 60% and 85% design flow rate conditions, the unsteady flow simulation based on the Reynolds-averaged N-S equations failed to show this effect. It was shown that the maximum amplitude of pressure fluctuation is found at the tip of shroud of impeller, but the minimum one was located at the tip of the hub. The amplitudes of fluctuation at the entrance to impeller and at the monitoring points located at the tip in the gap between impeller and guide were as high as twice the magnitude of the amplitude observed at the tip of hub. Further, the pressure fluctuation exhibited increasing amplitude from the entrance of impeller to the outlet to guide vane, where the maximum amplitude with a low frequency was identified.

Key words: mixed-flow pump; pressure fluctuation; rotor-stator interaction; frequency analysis; time frequency characteristics

收稿日期: 2012-10-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51209113); 甘肃省自然科学基金资助项目(2011GS04264)

作者简介: 黎义斌(1977—),男,甘肃临洮人,讲师,博士(liyibin58@163.com),主要从事流体机械流动特性研究.

李仁年(1963—),男,甘肃民勤人,教授,博士生导师(lim@lut.cn),主要从事流体机械理论与设计研究.

混流泵的比转数 n_s 通常处于 300 ~ 600 范围, 具有闭式叶轮、半开式叶轮以及可调叶片和不可调叶片等多种结构型式, 是一种结构和性能介于离心泵和轴流泵之间的泵型, 其应用范围已逐渐向传统的离心泵和轴流泵领域拓展. 由于混流泵具有结构紧凑、易启动以及效率高等突出优点, 使其在海水淡化装置、电厂水循环、喷水推进系统和核电站冷却剂循环系统等具有广泛的应用前景. 王福军等^[1] 采用大涡模拟亚格子湍流模型, 研究了轴流泵内非定常不稳定流动特性. 施卫东等^[2-3] 采用雷诺时均动量方程研究了高比转数斜流泵和轴流泵内非定常压力脉动特性. Kato 等^[4] 基于大涡模拟亚格子湍流模式研究了非设计工况下混流泵内不稳定流动特性. 郇浩等^[5] 在理论分析的基础上, 对速度矩分布规律进行参数化表述, 并总结归纳出叶轮设计过程中速度矩分布参数选择的规律. Miyabe 等^[6] 通过提取压力脉动测试信号, 揭示了小流量工况下混流泵的不稳定运行特性是由于沿叶轮入口到导叶出口的大尺度回流现象; 常书平等^[7] 认为在叶轮进口与出口处, 压力脉动主要受叶轮叶频控制, 从轮毂到轮缘脉动幅值逐渐增大, 喷水推进器内最大压力脉动发生在叶轮进口.

混流泵内非定常压力脉动是引起机组振动及噪声的主要原因之一. 近年来, 随着混流泵机组的应用越来越广泛, 混流泵水力激振等影响机组稳定运行的问题越来越突出, 采用 CFD 技术对混流泵内压力脉动特性进行研究是有效的方法之一. 目前国内外研究多结合 CFD 数值模拟、流动测试技术与压力脉动特征信号提取等研究混流泵内非定常湍流压力脉动特性.

文中应用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对混流泵进行全流道三维非定常湍流计算, 并将外特性性能预估结果与试验结果对比以验证数值方法的可靠性, 在此基础上分析不同特征截面的压力脉动特性.

1 非定常数值计算方法

1.1 非定常湍流计算方法

对混流泵进行三维非定常湍流数值模拟, 计算中在叶轮与静止部件间形成网格滑移面, 模拟进口管和叶轮、叶轮和导叶之间的两级动静干涉, 以获得混流泵叶轮及导叶非定常流动特征. 非定常计算采用二阶隐式时间推进法, 湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型^[8], 壁面采用标准壁面函数进行处理. 混流泵内不可压缩流体的三维非定常湍流控制方程

采用雷诺时均动量方程表示, 即

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho F_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}), \quad (1)$$

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij}, \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 为平均雷诺应力; μ_t 为湍流黏性系数, 可表示为湍动能 k 和湍流耗散率系数 ε 的函数; S_{ij} 为克罗内克函数.

采用 RNG $k-\varepsilon$ 双方程模型封闭雷诺时均动量方程, 其形式为

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t \bar{S}_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon, \quad (3)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + 2C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \bar{S}_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - R - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (4)$$

其中: \bar{S}_{ij} 为应变率张量分量, 可表示为

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right); \quad (5)$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu_t + \mu; \quad (6)$$

R 为 ε 方程中的附加源项, 表示平均应变率对 ε 的影响, 即

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad \eta = \frac{Sk}{\varepsilon}; \quad (7)$$

模型参数分别为 $C_\mu = 0.0845$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$, $\alpha_k = 1.0$, $\alpha_\varepsilon = 0.769$, $\beta = 0.012$, $\eta_0 = 4.38$.

1.2 几何模型

文中选取比转数为 543 的混流泵模型, 其主要设计参数分别为流量 $Q_d = 195 \text{ L/s}$, 扬程 $H_d = 7.0 \text{ m}$, 转速 $n = 1450 \text{ r/min}$; 主要几何参数分别为叶轮出口最大直径 $D_2 = 290 \text{ mm}$, 吸入室直径 $d = 235 \text{ mm}$, 叶轮叶片数 $Z = 4$, 导叶叶片数 $Z_d = 5$. 图 1 为混流泵模型的结构示意图.

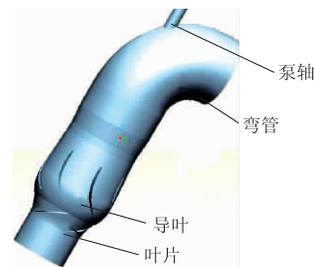


图1 混流泵模型结构

Fig. 1 Structure of mixed-flow pump model

1.3 边界条件及网格处理

计算域包括进口流道、叶轮、导叶和出口弯管, 计算网格采用结构化网格和非结构化网格组成的

混合网格.为了提高计算精度,将叶片和导叶区域进行了网格局部加密,网格单元总数为1 640 251.

为了获得最经济的网格数和计算步长,进行网格无关性和时间步长无关性验证,最终采用非定常计算的时间步长为叶轮旋转周期的1/120,即每个时间步长内叶轮旋转 3° .根据所计算混流泵的参数,实际时间步长 $\Delta t = 3.4483 \times 10^{-4}$ s.计算中先将叶轮固定在某一个位置进行三维定常湍流计算,并将得到的定常流场结果作为非定常湍流计算的初始流场.采用速度与压力耦合的解法以提高计算速度.为了监测混流泵内各位置压力脉动,在叶轮进口、叶轮和导叶中间断面、导叶出口3个截面上进行监测点布置^[9].在3个截面共设置了12个监测点,每个截面上布置4个监测点,如图2所示.

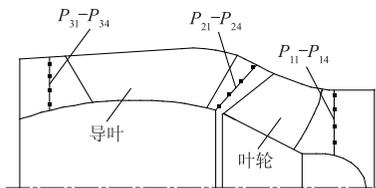


图2 压力脉动监测点位置

Fig.2 Monitoring points specified in pump

2 压力脉动预测

2.1 性能预测与试验验证

根据混流泵动态性能预估方法,可得到各个时间步上的静态性能参数,将非定常数值计算得到的一个完整周期内各个时间步上的所有静态性能参数进行时间平均,即获得混流泵的非定常时均外特性.对混流泵的6种不同工况下1个周期内的时均扬程和时均效率进行性能预估,并与试验结果进行对比,如图3所示.

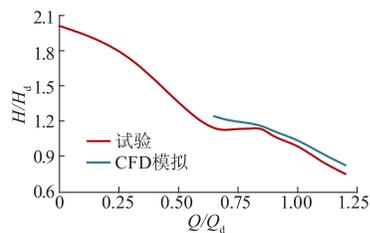


图3 性能预估与试验验证

Fig.3 Predicted and measured performance curves

由图3可以看出:试验结果和性能预测结果吻合较好,对比各点的时均扬程和时均效率预测相对误差均在6.5%以内;试验发现在60%~85%额定工况范围存在 $H-Q$ 正斜率特性, $H-Q$ 正斜率特性表明混

流泵叶轮与导叶流道内已发生大尺度失速现象,叶轮与导叶间、导叶流道内存在大尺度的失速涡;基于雷诺时均方程的非定常计算并未准确预测60%~85%额定工况范围内的 $H-Q$ 正斜率不稳定运行特性.

考虑到两种混流泵水力模型设计参数的差异,文中研究结论与Kato等^[4]采用大涡模拟亚格子湍流模型预估 $H-Q$ 正斜率特性的研究结论相比较,在68%~87%额定工况范围内,文中的扬程预估偏大,在额定工况和大流量工况的扬程预估偏大,在额定工况和大流量工况的扬程预估偏大,因此,通过非定常计算性能预估分析,验证了雷诺时均方程结合滑移网格技术不能准确预测混流泵的 $H-Q$ 正斜率不稳定运行特性.

2.2 压力脉动时域特性分析

对混流泵整机进行非定常数值模拟,压力脉动系数为

$$C_p = \frac{p - \bar{p}}{\frac{1}{2} \rho u^2}, \quad (8)$$

式中: p 为监测点静压; \bar{p} 为1个旋转周期内监测点的平均静压; u 为叶轮圆周速度.

在设计工况下,对监测点 $P_{11} - P_{14}$, $P_{21} - P_{24}$, $P_{31} - P_{34}$ 处的非定常压力脉动时域特性进行分析,结果如图4所示.

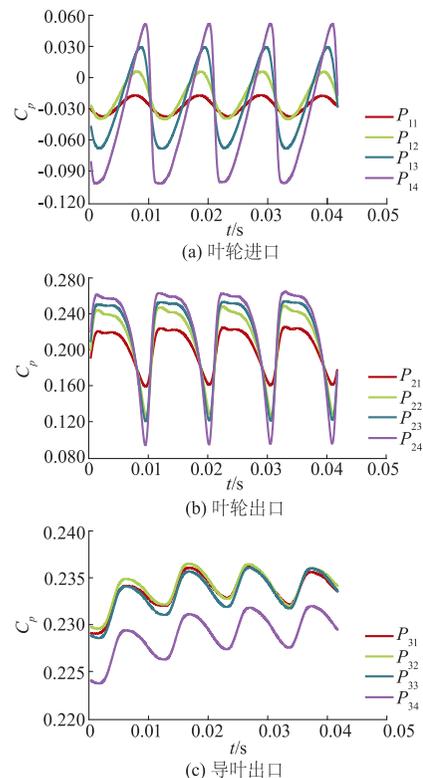


图4 压力脉动时域特性

Fig.4 Pressure fluctuation characteristic in time domain

由图4可以看出:叶轮进口监测点 P_{14} 和叶轮出口监测点 P_{24} 的压力脉动幅值最大;监测点 $P_{11} - P_{14}$ 与 $P_{21} - P_{24}$ 沿轮缘到轮毂的压力脉动幅值逐渐减小,叶轮进口和叶轮与导叶间轮缘处监测点的幅值约为轮毂处的2倍;导叶出口压力系数幅值从轮毂到轮缘逐渐上升,在靠近轮缘处压力脉动开始下降;压力脉动最大幅值发生在叶轮和导叶间的 $P_{21} - P_{24}$,其中监测点 P_{24} 的压力脉动系数为0.268;压力脉动最小幅值发生在叶轮进口监测点 $P_{11} - P_{14}$,监测点 P_{11} 的压力脉动系数为-0.103;叶轮进口和叶轮出口各监测点压力脉动曲线呈周期性变化,其波动的稳定性较好,导叶出口监测点压力波动稳定性较差,这可能与导叶流道内非正常不稳定流动特性有直接关系。

图5为混流泵叶轮进口、叶轮出口和导叶出口各监测点的压力脉动系数。可以看出:叶轮进口处的监测点从 $P_{11} - P_{14}$,压力脉动系数先增大后减小;受叶轮与导叶强干涉作用的影响,叶轮和导叶之间的监测点从轮毂侧的 P_{21} 到轮缘侧的 P_{24} ,压力脉动系数逐渐增大,且轮缘侧 P_{21} 比轮毂侧 P_{24} 的压力脉动系数相对值小7%;导叶出口监测点从 P_{31} 到 P_{34} ,压力脉动幅值呈减小的趋势,这可能是导叶对流场内液流的非正常压力脉动充分掺混的结果。

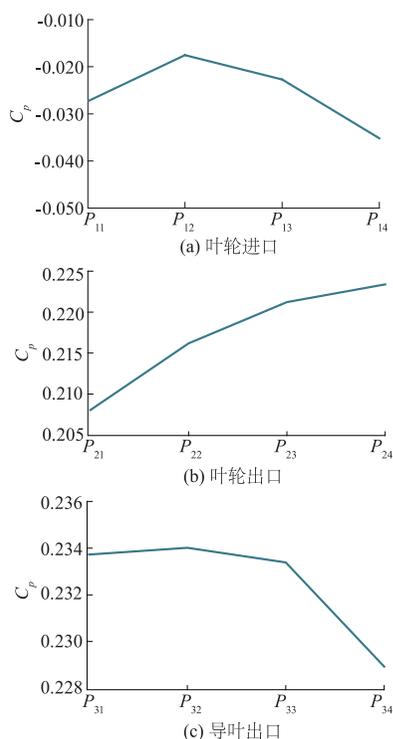


图5 压力脉动分布规律

Fig. 5 Pressure fluctuation distribution pattern

2.3 压力脉动频域特性分析

根据各监测点的非定常数值计算结果,采用快

速傅里叶变换(FFT)算法对各监测点进行压力脉动频谱分析。如图6为在设计工况下,各压力脉动监测点的频域特性,由于叶轮叶片数为4,导叶叶片数为5,所以叶轮对液流的影响频率为转频的4倍及其谐波,导叶对液流的影响频率是转频的5倍及其谐波。

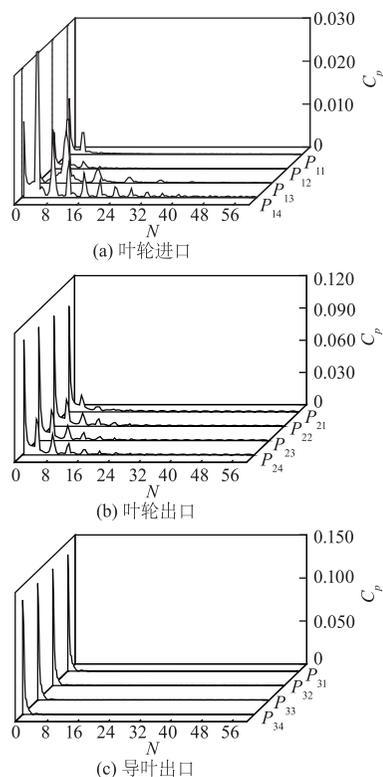


图6 压力脉动频域特性

Fig. 6 Frequency spectrum characteristic of pressure fluctuation

由图6可以看出:叶轮进口监测点从轮缘侧到轮毂侧压力脉动幅值逐渐增大,压力脉动最大值位于 $f=11.300$ Hz的叶轮轮缘监测点 P_{14} 位置;考虑到叶轮和导叶间的动静干涉作用,叶轮出口监测点沿轮毂到轮缘侧,压力脉动幅值基本保持不变,而叶轮出口监测点压力脉动幅值较为一致,主频为 $f=11.300$ Hz的压力脉动能量幅值最强, $f=90$ Hz的压力脉动能量幅值次强;在导叶出口监测点均存在1个 $f=0.045$ Hz的低频压力脉动,由于导叶内非正常流动诱发较强的低频压力脉动,压力脉动最大值发生在导叶出口监测点位置。

3 结论

基于雷诺时均方程和RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对设计工况下低比转数混流泵进行了非定常数值模拟,将非定常性能预测结果与试验结果进行了对比,并

在此基础上对比了混流泵内非定常压力脉动特性,得到结论如下:

1) 基于雷诺时均方程和滑移网格技术,不能准确预估小流量工况下混流泵的 $H-Q$ 正斜率不稳定特性,但可以准确预估额定工况和大流量工况下的 $H-Q$ 特性曲线.

2) 沿叶轮的轮毂到轮缘,混流泵压力脉动的幅值呈逐渐增大的趋势,压力脉动最大幅值出现在叶轮出口轮缘侧,而压力脉动最小幅值位于在叶片进口轮毂侧,叶轮进口和叶轮出口监测点压力脉动呈周期性变化,压力波动的稳定性较好.

3) 叶轮进口监测点的压力脉动幅值沿径向逐渐增大,叶轮出口和导叶出口监测点压力脉动较一致.从叶轮进口到导叶出口位置,压力脉动呈现出逐渐增强的趋势.由于导叶内非定常流动诱发了较强的低频压力脉动,导致压力脉动最大值发生在导叶出口监测点.

参考文献 (References)

- [1] 王福军,张玲,张志民.轴流泵不稳定流场的压力脉动特性研究[J].水利学报,2007,38(8):1003-1009.
Wang Fujun, Zhang Ling, Zhang Zhimin. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in axial flow pump [J]. Journal Hydraulic Engineering, 2007,38(8):1003-1009. (in Chinese)
- [2] 施卫东,邹萍萍,张德胜,等.高比转数斜流泵内部非定常压力脉动特性[J].农业工程学报,2011,27(4):147-152.
Shi Weidong, Zou Pingping, Zhang Desheng, et al. Unsteady flow pressure fluctuation of high-specific-speed mixed-flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(4): 147-152. (in Chinese)
- [3] 施卫东,冷洪飞,张德胜,等.轴流泵内部流场压力脉动性能预测与试验[J].农业机械学报,2011,42(5):44-48.
Shi Weidong, Leng Hongfei, Zhang Desheng, et al. Performance prediction and experiment for pressure fluctuation of interior flow in axial flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 44-48. (in Chinese)
- [4] Kato C, Mukai H, Manabe A. Large-eddy simulation of unsteady flow in a mixed-flow pump [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003,9:345-351.
- [5] 邴浩,曹树良,谭磊,等.速度矩分布规律的参数化描述及对混流泵性能的影响[J].农业工程学报,2012,28(13):100-105.
Bing Hao, Cao Shuliang, Tan Lei, et al. Parameterization of velocity moment distribution and its effects on performance of mixed-flow pump [J]. Transactions of the CSAE, 2012, 28 (13):100-105. (in Chinese)
- [6] 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.
- [7] 常书平,王永生,魏应三,等.喷水推进器内非定常压力脉动特性[J].江苏大学学报:自然科学版,2012,33(5):522-527.
Chang Shuping, Wang Yongsheng, Wei Yingsan, et al. Pressure fluctuation of unsteady flow in waterjet [J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2012,33(5):522-527. (in Chinese)
- [8] 吴玉林,刘树红,钱忠东.水力机械计算流体动力学[M].北京:中国水利水电出版社,2007.
- [9] 姚志峰,王福军,肖若福,等.离心泵压力脉动测试关键问题分析[J].排灌机械工程学报,2010,28(3):219-223.
Yao Zhifeng, Wang Fujun, Xiao Ruofu, et al. Key issues in pressure fluctuation experiments for centrifugal pumps [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 219-223. (in Chinese)

(责任编辑 陈建华)