

超大型离心泵内脉动压力特性研究*

戚蓝¹ 王伟^{1,2}

(1. 天津大学水利工程仿真与安全国家重点实验室, 天津 300072; 2. 武警水电一支队, 唐山 063004)

摘要: 采用大涡模拟方法对某超大型明蜗壳立式离心泵进行全流道三维非定常数值分析, 得到了运行状态下的泵内流场脉动压力特性。研究表明: 泵内流态复杂, 脉动压力的频率由泵的转动频率、叶轮叶片数和固定导叶数等多因素耦合决定; 脉动压力幅值从蜗舌至蜗壳出口沿蜗壳周向先逐渐减小然后再逐渐增大, 从叶轮至蜗壳沿泵径向快速减小, 扩散段脉动压力变化不明显。

关键词: 立式离心泵 脉动压力 大涡模拟 非定常流 滑动网格

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)05-0041-04

Characteristics of Fluctuating Pressure in Super Size Centrifugal Pumps

Qi Lan¹ Wang Wei^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Hydraulic Engineering Simulation and Safety, Tianjin University, Tianjin 300072, China

2. The First Detachment of Chinese People's Armed Police Hydropower Troops, Tangshan 063004, China)

Abstract: By means of adopting large eddy simulation, the whole flow passage of the pump with 3-D unsteady numerical study methods was analyzed and features of fluctuation pressure of flow field inside the pump in operating states was got. The result showed that flow pattern inside the pump was complex. The frequency of fluctuation pressure was determined by rotation frequency of the pump, impeller vane number and the number of fixed guide vanes, etc. Fluctuating pressure amplitude first gradually reduced and then gradually increased along the volute weeks from the snail tongue to the volute outlet. It decreased rapidly along pumps radial from the impeller to the volute, but not changed significantly in the diffusion segment. The research method and conclusions have practical value for insuring safety operation of the super size centrifugal pump.

Key words: Vertical centrifugal pumps Fluctuating pressure Large eddy simulation Unsteady flow field Sliding mesh

引言

水泵运行过程中由于叶轮高速转动、流体的高粘性、叶轮和固定导叶的动静干涉以及蜗壳内各种脉动的频率响应等因素, 蜗壳内会产生流场压力的剧烈脉动^[1], 引起水泵振动并产生大量噪声, 严重情况下还会造成水泵部件的损伤开裂。对于超大型明蜗壳结构形式的离心泵而言, 由于作用在蜗壳结构上的巨大脉动压力全部由水泵自身承担, 因此研究水泵内流场的压力脉动特性可为结构分析提供依

据, 对提高水泵安全性、稳定性和可靠性具有实际意义。

大型泵内不稳定流场的压力特性研究, 主要有实验和数值计算 2 种手段。流场压力脉动及水力激振特性经常不具相似性^[2], 不适合采用实验手段监测泵内压力场变化, 而且监测成本过高。因此实际工作中, 通常在一些泵监测数据的辅助下进行内部流场的三维数值模拟^[3]。

非定常条件下的水泵数值计算, 是近年来兴起的研究热点。大部分离心泵的研究者采用雷诺时均

RANS 的数值方法对泵内流场各种特性进行研究,取得了一定的成果^[4~7]。然而对于非定常问题,时间平均的雷诺方程和湍流模型在理论上存在缺陷,它们并不是真正的基于时间的瞬时值,而是在时间上的一种平均近似。大涡模拟方法(LES)则在这一方面被证明具有特殊的优势^[8~9]。

本文利用滑移网格技术模拟叶轮网格与水泵叶轮的同步转动,在国内外一些研究基础上^[10~11],采用大涡模拟的方法,对某超大型明蜗壳离心泵进行全流道的三维建模,研究明蜗壳结构上的非定常脉动压力,以得到一些脉动压力的频谱特性和幅值特性。

1 大涡模拟方法

1.1 建立滤波函数

大涡模拟的思想^[12]是通过滤波方法将各物理量湍流瞬时运动分解成大尺度运动和小尺度运动 2 部分。大尺度量通过数值求解滤波后的 N-S 运动微分方程获得,小尺度量将通过建立亚格子尺度模型,以亚格子雷诺应力的形式来施加影响。

本文构造的滤波函数为

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

式中 x' ——实际流动区域中的空间坐标

x ——滤波后大尺度空间上的空间坐标

$G(x, x')$ ——滤波函数

V ——控制体积所占几何空间的大小

ν ——控制体所在的计算域

1.2 Smagorinsky - Lilly 亚格子尺度模型

本文采用 Smagorinsky - Lilly 亚格子模型,其雷诺应力模型为

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3}\tau_{kk}\delta_{ij} = -2\mu_t\bar{S}_{ij} \quad (2)$$

$$\text{其中 } \mu_t = (C_s\Delta)^2|\bar{S}| \quad \Delta = (\Delta_x\Delta_y\Delta_z)^{1/3}$$

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

式中 τ_{ij} 、 τ_{kk} ——小涡对大涡的影响系数

δ_{ij} ——Kronecker 常数

μ_t ——亚格子粘性系数

C_s ——Smagorinsky 常数,取 0.1 ~ 0.3

\bar{u}_i 、 \bar{u}_j —— i 、 j 方向速度时均值

x_i 、 x_j —— i 、 j 方向坐标值

i 、 j ——笛卡尔坐标系某坐标轴方向

Δ_x 、 Δ_y 、 Δ_z ——在 (x, y, z) 坐标处网格 i 、 j 、 k 方向的长度

2 计算模型

2.1 泵参数

计算模型为一超大型明蜗壳结构单级立式离心泵,其进水扩散段进口直径为 1.26 m,出水扩散段出口直径为 1.8 m。叶轮进口直径为 0.915 m,叶轮出口直径为 1.712 m,叶片沿圆周等角度分布 7 片。固定导叶沿径向长度为 0.594 m,沿圆周等角度分布 12 片。蜗壳直径为 3.664 ~ 4.006 m。泵的设计转速为 600 r/min,设计流量为 6.45 m³/s,设计扬程为 140 m。

2.2 计算区域及计算网格

计算区域包括进水扩散段、叶轮区域、座环区域、蜗壳区域和出水扩散段 5 部分,模型形状如图 1。网格采用适应性非常强的非结构化网格,总网格数 760 895 个。网格最小体积 3.02 × 10⁻⁷ m³,网格最小面积 1.00 × 10⁻⁴ m²,网格质量良好。

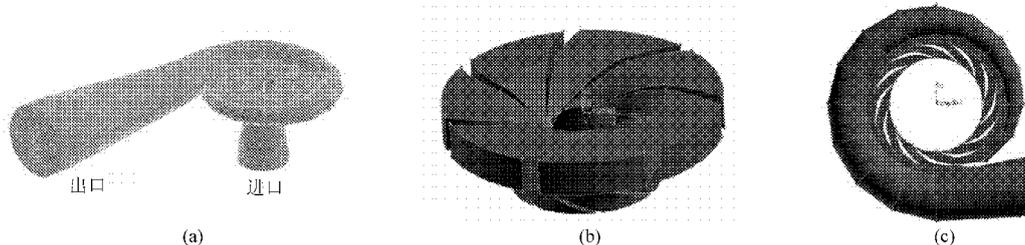


图1 模型图

Fig. 1 Model figure

(a) 模型网格图 (b) 叶轮区域模型图 (c) 座环蜗壳模型图

2.3 边界条件和初始条件

进口边界取在进水扩散段进口处,设为速度进口。出口边界设在出水扩散段出口处,设为压力出口。在壁面处采用无滑移边界条件,近壁区采用标准壁面函数。应用标准 $k - \varepsilon$ 模型进行定常计算得

到的流场作为大涡模拟计算的初始条件。

2.4 运行参数

求解控制采用全隐式时间格式,速度压力耦合采用 SIMPLE 算法,压力插值选用 PRESO 方式,动量方程采用二阶迎风格式。

由于叶轮频率为 10 Hz, 叶轮等周分布 7 个叶片, 因此泵内流场各参数会产生一个周期 0.0143 s、频率 70 Hz 为基准的脉动。综合考虑计算结果的收敛性、频域分析精度和频域分析范围, 取叶片转动约 1°角所用时间 0.0002 s 为 1 个时间步。每 1 个时间步记录一次监测数据, 采样 1 000 个点, 因此采样时间达 2 个周期, 频域分析精度为 5 Hz, 频域分析范围 0~2 500 Hz, 满足要求。

3 非定常计算结果

3.1 监测点布置

为获得泵内流场的压力变化特性, 共设置 12 个监测点进行监测, 其中: 沿泵周向从蜗舌处至蜗壳出口设置点 1~8, 沿泵径向从导叶进口至蜗壳设置点 11、12 和 4, 扩散段进口和出口分别设置点 9 和 10。监测点具体布置如图 2 所示。

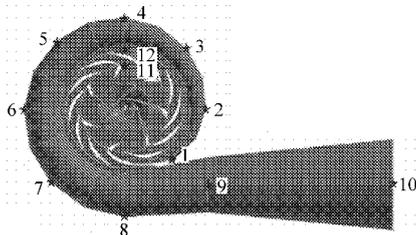


图 2 监测点分布图

Fig. 2 Layout of monitoring points

3.2 脉动压力的频率变化规律

3.2.1 脉动压力频率监测结果

各点压力监测的时域图如图 3。从图中可以看出, 各点压力波动呈明显的周期性, 0.1 s 叶轮周期内发生了明显的 7 次波动。对泵周向点进行快速傅里叶变换得到各点脉动压力的频域图如图 4。

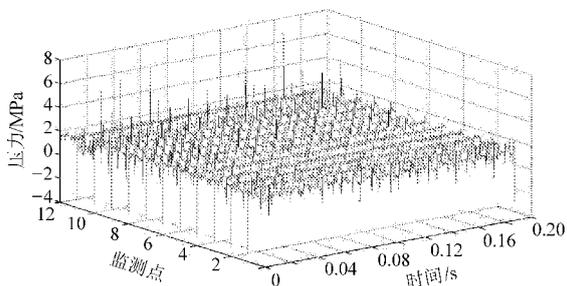


图 3 监测点脉动压力时域图

Fig. 3 Time-domain figure of fluctuating pressure for monitoring points

可见: 各点脉动压力的频率成分基本相同, 只是各次要脉动频率成分所占权重稍有不同。各点中主要频率特征为 350 Hz, 次要频率中 140、210 和 490 Hz 特征显著。在水泵结构设计时, 考虑到水泵结构自振频率有可能与脉动压力主要及次要频率吻合, 因此为避免水泵结构与脉动压力发生激振而破

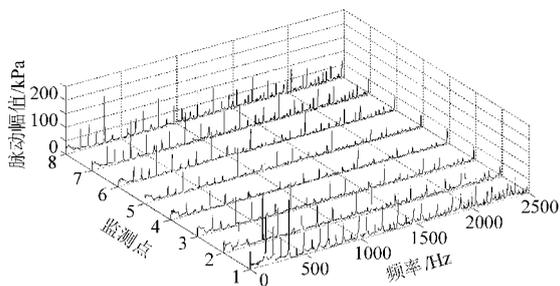


图 4 周向监测点脉动压力频域图

Fig. 4 Time-domain figure of fluctuating pressure for circumferential monitoring points

坏, 应尽量避免叶轮叶片数与固定导叶数组合中容易引发低阶激振的组合。

3.2.2 主要特征频率成因分析

在绝对静止坐标系下, 叶轮旋转引起的脉动基频是叶轮叶片数与叶轮转频的乘积。在与叶轮一起旋转的相对坐标系下, 导叶(相对叶轮旋转)引起的脉动基频是导叶个数与叶轮转频的乘积。实际测得的脉动是两者按一定权重比例叠加而成的, 可以简单表示为

$$P = \frac{1}{2} A_n B_m [\cos(2\pi f(nz_r - mz_g)t + \varphi_1) - \cos(2\pi f(nz_r + mz_g)t + \varphi_2)] \quad (3)$$

式中 f ——叶轮转动频率

z_r, z_g ——叶片个数和固定导叶个数

A_n, B_m ——叶轮转动和固定导叶相对转动引起的脉动幅值

m, n ——任意正整数

φ_1, φ_2 ——起始相位角

式中后一项代表高频成分, 而前一项则为低频成分。

根据文献[13], 当 $k = nz_r - mz_g = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3$ 时, 导叶与转轮的相互干扰将产生一个 k 阶模态、绕转轮旋转的径向力。在静止坐标系中将观察到此径向力的旋转频率 $F = nz_r f$ 。表 1 中列出了在叶轮含 7 个叶片与 12 个固定导叶时可能产生的径向力模态阶数 k 。

表 1 旋转径向力 k 阶模态

Tab. 1 k modal table of rotating radial force

	7	2 × 7 = 14	3 × 7 = 21	4 × 7 = 28	5 × 7 = 35
12	5	2	9	16	23
2 × 12 = 24	17	10	3	4	11
3 × 12 = 36	29	22	15	8	1

从表 1 可以看出, 对于本文水泵模型可以引起 $k = 1$ 的旋转径向力, 此时观察到的最大脉动频率应为 $F = 5 \times 7 \times 10 = 350$ Hz, 与模型计算结果一致, 并且在 $k = 2$ 或 3 时的次要频率特征也与监测数据一

致。可见大涡模拟方法确实可以很好地对泵内非定常流场进行模拟。

3.3 脉动压力的幅值变化规律

取95%概率下的单倍脉动压力幅值,则各监测点脉动压力幅值如表2。各点脉动压力幅值占各点平均压力的20%~33%,压力脉动强烈。

表2 脉动压力幅值

Tab.2 Amplitude table of fluctuating pressure

周向点	1	2	3	4	5	6	7	8
幅值/kPa	629	429	317	278	320	348	415	429
径向点	11	12	4					
幅值/kPa	848	290	278					
扩散段点	9	10						
幅值/kPa	428	431						

表2显示:脉动压力幅值从蜗舌至蜗壳出口沿蜗壳周向先逐渐减少然后再逐渐增大,从叶轮至蜗

壳沿泵径向快速减小;扩散段脉动压力变化不明显。造成这种现象的原因是:叶轮的转动是脉动压力的来源,因此离叶轮近的区域脉动剧烈;而蜗舌是蜗壳突变的位置,对脉动有重要影响,因此离蜗舌近的区域脉动剧烈。

4 结论

(1) 离心泵内各点脉动压力的频率成分基本相同,只是各次要脉动频率成分所占权重稍有不同。

(2) 离心泵内脉动压力的主要特征频率由叶轮转频、叶轮叶片数和固定导叶数三者共同决定,在工程设计中应尽量避免叶轮叶片数与固定导叶数组合中容易引发低阶激振的组合。

(3) 叶轮的转动是产生脉动的根源,蜗壳蜗舌是影响脉动幅值的重要因素,因此离叶轮、蜗舌近的区域脉动剧烈,离叶轮、蜗舌远的区域脉动相对较小。

参 考 文 献

- 王洋,代翠. 离心泵内部不稳定流场压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2010,41(3):91~94.
Wang Yang, Dai Cui. Analysis on pressure fluctuation of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3):91~94. (in Chinese)
- 李龙,王泽,徐峰,等. 离心泵叶轮内变工况三维湍流数值模拟[J]. 农业机械学报, 2004,35(6):72~74.
Li Long, Wang Ze, Xu Feng, et al. Simulation of 3D turbulent flow inside centrifugal pump impellers at vary conditions[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(6):72~74. (in Chinese)
- Chu S, Dong R, Katz J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump. A: use of PDV data to compute the pressure field[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1):24~29.
- Majidi Kitano. Numerical study of unsteady flow in a centrifugal pump[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(2):363~371.
- 杨敏,闵思明,王福军. 双蜗壳泵压力脉动特性及叶轮径向力数值模拟[J]. 农业机械学报, 2009,40(11):83~88.
Yang Min, Min Siming, Wang Fujun. Numerical simulation of pressure fluctuation and radial force in a double volute pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11):83~88. (in Chinese)
- 徐朝晖,吴玉林. 基于滑移网格与 RNG 湍流模型计算泵内的动静干扰[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1):66~68.
Xu Zhaohui, Wu Yulin. Simulation of turbulent flow in pump based on sliding mesh and RNG $k-\epsilon$ model[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1):66~68. (in Chinese)
- 王凌九. 水轮机转轮流场计算及性能预测[D]. 北京:中国农业大学, 2000.
- Byskov R K, Jacobsen C B, Pedersen N. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions part: large eddy simulations[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1):73~83.
- 唐学林,陈稚聪,吴玉林. 离心泵叶轮内部清水湍流的动态大涡模拟[J]. 清华大学学报:自然科学版, 2004, 44(9):1231~1234.
Tang Xuelin, Chen Zhicong, Wu Yulin. Dynamic large eddy simulations of liquid turbulent flows through a centrifugal impeller[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2004, 44(9):1231~1234. (in Chinese)
- Takahide N, Yasuhiro I, Toshiyuki S. Investigation of the flow field in a multistage pump by using LES[C]//2005 Proceedings of ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005, 1:1321~1329.
- 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 of Hydraulic Engineering, 2007, 38(8):1003~1009. (in Chinese)
- 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
- Egusquiza E, Sanra M J. Analysis and diagnosis of Francis turbines problems[C]//Proceedings of IAHR 16th Symposium, 1992.
- 袁寿其,周建佳,袁建平,等. 带小叶片螺旋离心泵压力脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2012, 43(3):83~87, 92.
Yuan Shouqi, Zhou Jianjia, Yuan Jianping, et al. Characteristic analysis of pressure fluctuation of unsteady flow in screw-type centrifugal pump with small blade[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(3):83~87, 92. (in Chinese)
- 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]. 农业机械学报, 2013, 44(3):64~68.
Jin Shuanbao, Wang Yongsheng, Chang Shuping, et al. Pressure fluctuation of interior flow in mixed-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(3):64~68. (in Chinese)