

螺旋轴流泵内部流场与压力脉动研究*

朱荣生¹ 龙云¹ 林鹏² 蒋旭松¹ 贺博¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 武汉大学动力与机械学院, 武汉 430072)

摘要: 为研究螺旋轴流泵内部流场及其压力脉动特性,应用 ICEM 对其过流部件进行网格划分,采用 CFX 软件对其进行定常和非定常数值模拟,得到泵内部流场和各监测点的压力脉动。结果表明:0.8Q 工况时,在叶轮轮毂与叶片结合处存在局部高压区和漩涡,随着流量的增大,局部高压区和漩涡逐渐减小并消失;设计工况和 1.2Q 工况时,泵内部压力和速度分布逐渐均匀,流动平稳,入流平顺。导叶进出口的压力系数波动幅值明显大于叶轮进出口边,具有明显的波峰与波谷,压力脉动主要产生在低频区,并呈现周期性降低的趋势,且其幅值均在固有频率的整数倍处产生。各监测点中,进口边压力脉动幅值最大,且轮缘侧大于轮毂侧,出口边监测点压力波动较为均匀,振幅不大。泵运行全过程中,获得了平滑下降的流量扬程曲线和功率曲线,无马鞍区、无过载现象发生,满足设计要求,预测曲线与试验曲线基本吻合,表明数值模拟较为准确,对螺旋轴流泵的设计具有一定的指导意义。

关键词: 螺旋轴流泵 内部流场 压力脉动 数值模拟 试验

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)07-0103-08

引言

螺旋轴流泵是为输送固液混合物设计的一类新型泵,多用于农业、城镇排污等,其工作原理是泵轴带动螺旋型叶轮旋转,介质在螺旋叶片的束缚下沿螺旋线方向抛出,经过导叶的导流后,沿轴向流出。其特殊形式的叶轮结构工作时产生的液流压力与流速趋于均匀,既无水流冲击,又能强制进料,具有极好的通过性能。

关于螺旋轴流泵,国内学者进行过一些相关研究。陈红勋、何希杰、李仁年等^[1-3]研究了螺旋离心泵的水力设计方法,结构参数的确定,以及其无堵塞性、调节性等工作特性和机理。孔繁余、孙建等^[4-5]为提高泵的气蚀性能,提出变螺距诱导轮设计方法。朱荣生等^[6]在总结前人经验的基础上,详细阐述了螺旋轴流泵的原理和设计方法,并试验验证了设计方法的合理性。

螺旋轴流泵在实际运行时工况复杂,并不是一直处于定常流动中。对于旋转机械,常会产生复杂的非定常流动,它不仅会引起压力脉动,更会造成泵体振动及水力噪声,严重时还会造成泵的破坏^[7-10]。因而,本文进行螺旋轴流泵的非定常计算,对流道内部的压力脉动及诱导振动和噪声产生

的原因进行研究分析。

1 数值计算方法

1.1 计算模型

计算模型选用 600QWL1800-5-45 型螺旋轴流泵,其主要设计参数如下:流量 $Q = 1\ 800\ \text{m}^3/\text{h}$;扬程 $H = 5\ \text{m}$;转速 $n = 740\ \text{r}/\text{min}$;比转数 $n_s = 571.2$;效率 $\eta = 75\%$,进口直径 $D_1 = 400\ \text{mm}$,出口直径 $D_{2\max} = 550\ \text{mm}$,出口宽度 $b_2 = 240\ \text{mm}$,计算模型叶轮及其三维水体网格如图 1 所示。

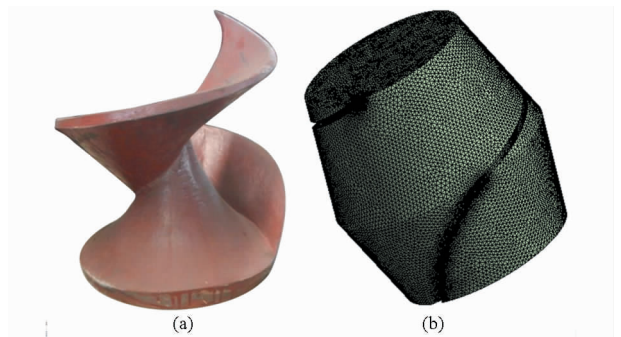


图 1 样机叶轮及网格划分

Fig. 1 Prototype impeller and mesh dividing

(a) 叶轮 (b) 网格划分

1.2 网格划分

采用 ICEM 对模型进行网格划分,由于螺旋轴

收稿日期: 2013-08-13 修回日期: 2013-09-13

* 国家科技型中小企业技术创新基金资助项目(08C26213200647)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2011504)和江苏高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

作者简介: 朱荣生,研究员,主要从事流体机械水力性能及结构研究,E-mail: jsgqby@sina.com

流泵叶轮和空间导叶流道复杂,故采用非结构化网格对其进行网格划分,并对叶轮进出口边进行了局部加密处理。图 2 为计算域整体网格的装配图。

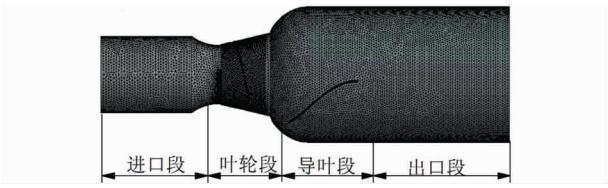


图 2 计算域整体网格装配图

Fig. 2 Overall grid assembly of computational domain

1.3 计算方法及边界条件

运用 CFD 商用软件 ANSYS CFX 进行模拟,基于有限元的有限体积法对方程组进行离散,采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型,二阶向后隐式时间步长格式及 Scalable 壁面函数。在清水介质下对螺旋轴流泵额定流量时进行非定常数值模拟。边界条件设为:速度进口和自由出流出口,在进口段、导叶壁面等固体壁面上采用无滑移壁面边界条件,收敛精度为 10^{-5} [11-12]。以定常计算的结果作为非定常计算的初始值,有利于非稳态的收敛,减少计算时间。

非定常计算需要设置时间步长,其选取与转子的转速有关。螺旋轴流泵叶轮为单叶片,因而叶片旋转一周的时间即为整机的周期 T 。其计算公式为 $T=60/n=60/740=0.0811\text{ s}$,设置每个时间步长为叶轮旋转 4° 所需的时间,则 $t=T/90=0.000902\text{ s}$,选取 4 个周期作为采样对象,则共需 360 个时间步长,其总时间为 0.3244 s 。

1.4 监测点的选取

因转轮与导叶耦合面动静干涉会引起压力脉动,因而,叶轮和导叶进、出口边应作为监测的重点。在进行非定常数值模拟时,除选择作为压力脉动考核的监测点外,还应该根据实际需要有针对性地增加测点位置,以全面了解机组的运行稳定性。在叶轮叶片进、出口边各设置 2 点,分别为 P_1 、 P_2 和 P_3 、 P_4 ;导叶进、出口边各设置 3 点,分别为 P_5 、 P_6 、 P_7 和 P_8 、 P_9 、 P_{10} 。螺旋轴流泵内监测点位置分布见图 3。

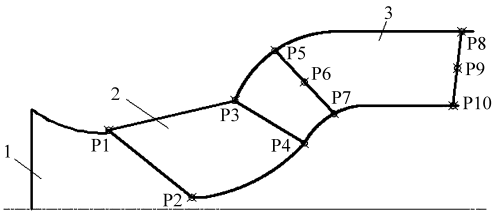


图 3 螺旋轴流泵各监测点示意图

Fig. 3 Monitoring points

1. 喇叭管 2. 叶轮 3. 导叶

2 计算结果及分析

2.1 过流部件静压分布

图 4 是不同工况下叶轮和导叶表面的静压力分布图。可以看出:叶轮和导叶上的压力分布都比较均匀;在叶轮流道内,随着液体在叶轮中前进,从轮毂面和叶片背面可以看出压力梯度变化比较明显,这主要是因为螺旋轴流泵的叶片包角比较大,叶轮流道对液体的约束力较强,由于叶片不断对流体做功,从叶轮进口到叶轮出口的静压值逐渐增大,使流体在流道内逐步获得能量;但在 $0.8Q$ 时导叶进口部分的吸力面出现局部高压,主要是由于小流量点时,高速运动的液体冲击空间导叶的吸力面,受到该面的反作用力,因此在空间导叶吸力面附近会出现二次流[13],从而使导叶进口外缘压力增大,出现局部高压。而在 $1.0Q$ 和 $1.2Q$ 时导叶进口不存在局部高压现象,说明此泵偏大工况运行效果更好。

2.2 叶轮表面压力云图

图 5 为 3 种不同工况下叶轮表面压力云图。由图可看出:①叶轮上的压力分布都比较均匀,在叶轮流道内,从叶轮进口到叶轮出口的静压值逐渐增大,使流体在流道内逐步获得能量。②叶片工作面上静压由轮毂位置向轮缘处逐渐增大,但由于轮毂的影响,在距离轮毂侧出口处,存在局部的高压区,且高压区的压力值随流量的增大而逐渐减小。③叶片背面静压由进口边向出口边逐渐增大,压力分布较均

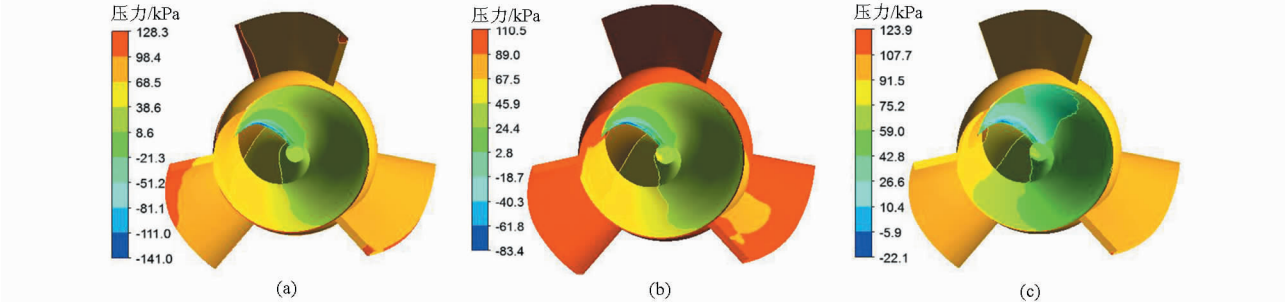


图 4 不同工况下叶轮和导叶表面静压分布

Fig. 4 Surface static pressure distributions of impeller and guide vane under different conditions

(a) $0.8Q$ (b) $1.0Q$ (c) $1.2Q$

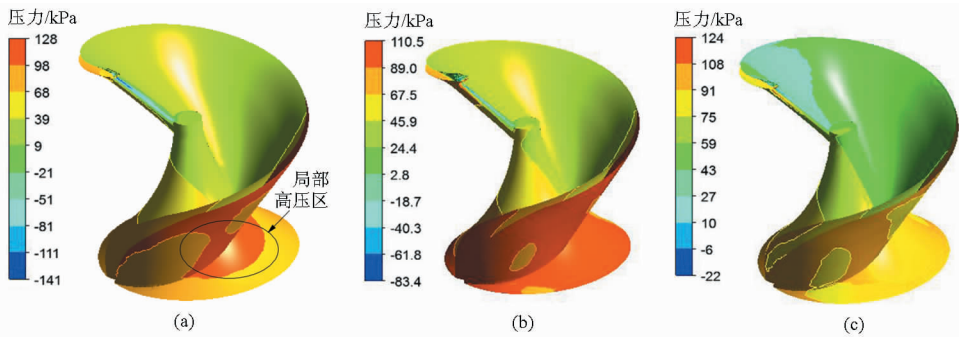


图 5 不同工况下叶轮表面压力云图

Fig. 5 Surface static pressure contours of impeller and guide vane under different conditions

(a) 0.8Q (b) 1.0Q (c) 1.2Q

匀。流体进入叶轮后,由于绕流影响,叶片背面进口处出现明显的负压区,负压区的位置与螺旋轴流泵实际运行过程中易发生气蚀的位置相吻合。

2.3 叶轮不同截面相对速度矢量分布

图 6、7 是不同工况下叶轮不同截面的相对速度矢量分布图。可以看出:在叶轮入口同一半径处介

质在背面的相对速度大于工作面的相对速度;但是随着半径的增大,靠近叶轮流道出口处同一半径上介质在工作面的相对速度大于背面的相对速度。此外还可以看出:随着流量的增大,叶轮流道出口的相对速度最大值也逐渐增大,且叶轮进口附近的漩涡逐渐减小。

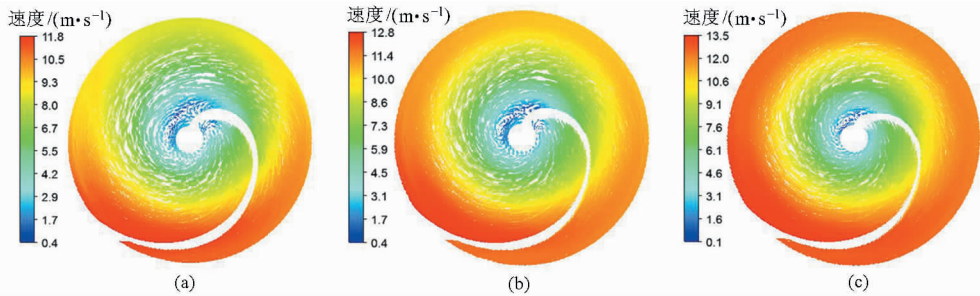


图 6 不同工况下叶轮 $Z = 250\text{ mm}$ 截面相对速度矢量分布

Fig. 6 Relative velocity vector distributions of $Z = 250\text{ mm}$ section of impeller under different conditions

(a) 0.8Q (b) 1.0Q (c) 1.2Q

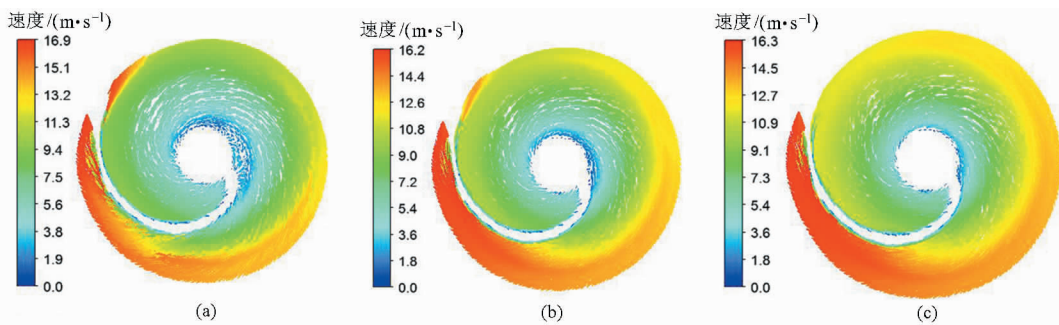


图 7 不同工况下叶轮 $Z = 350\text{ mm}$ 截面相对速度矢量分布

Fig. 7 Relative velocity vector distributions of $Z = 350\text{ mm}$ section of impeller under different conditions

(a) 0.8Q (b) 1.0Q (c) 1.2Q

2.4 导叶不同截面静压分布

由图 8、9 可以看出,在 $Z = 531\text{ mm}$ 截面导叶内的压力分布不太均匀,这是由于此截面受到叶轮叶片出口的冲击所致;随着流动的深入,逐渐远离叶轮的导叶区域 $Z = 700\text{ mm}$ 截面压力分布逐渐趋于均匀;导叶叶片工作面的压力大于背面,在叶片的背面与导叶内壁还存在局部低压区域,随着流量的增大,

导叶内部的压力变化不显著,且低压区域逐渐减小并趋于消失。

2.5 湍动能分布

图 10 是不同工况下螺旋轴流泵中截面的湍动能分布图。可以看出:叶轮进口、叶片背面、空间导叶与叶轮过渡圆弧处及空间导叶进口内壁处的湍动能明显大于其他地方,叶轮和导叶其他位置的湍动

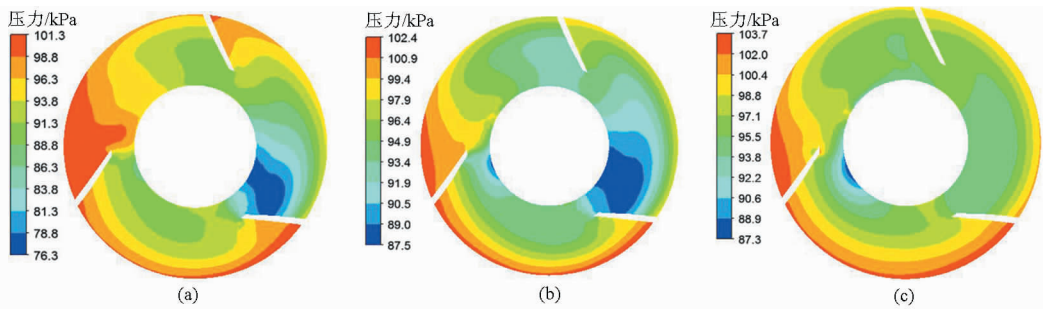


图 8 不同工况下导叶 $Z = 531\text{ mm}$ 截面静压分布

Fig. 8 Static pressure distributions of $Z = 531\text{ mm}$ section of guide vane under different conditions

(a) $0.8Q$ (b) $1.0Q$ (c) $1.2Q$

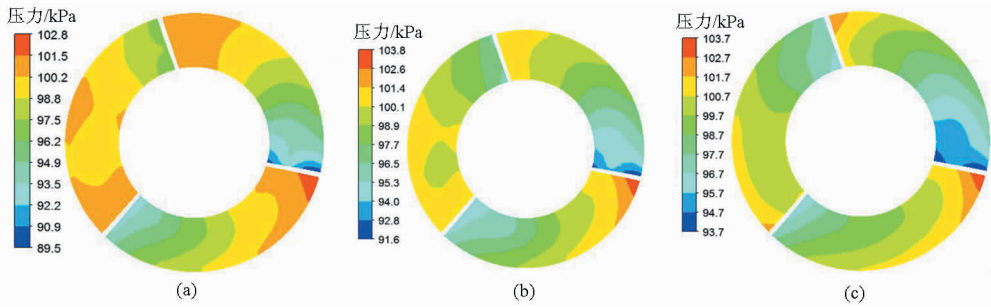


图 9 不同工况下导叶 $Z = 700\text{ mm}$ 截面静压分布

Fig. 9 Static pressure distributions of $Z = 700\text{ mm}$ section of guide vane under different conditions

(a) $0.8Q$ (b) $1.0Q$ (c) $1.2Q$

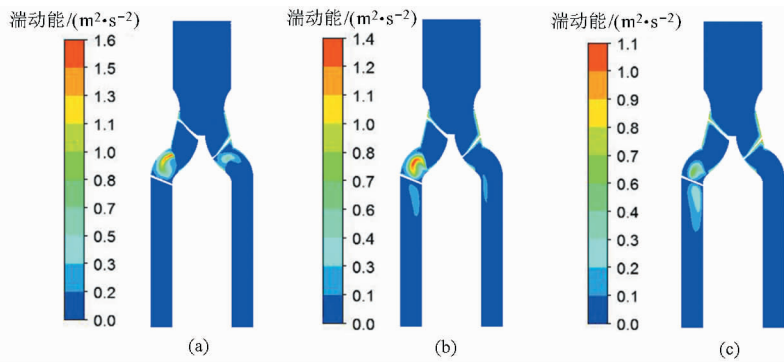


图 10 不同工况下中截面湍动能分布

Fig. 10 Turbulent kinetic energy distributions under different conditions

(a) $0.8Q$ (b) $1.0Q$ (c) $1.2Q$

能值变化不大;螺旋轴流泵内湍动能最大值都在空间导叶靠近外壁的圆弧过渡处,设计工况下的湍动能最大值小于小流量工况,大于大流量工况。

3 压力脉动分析

泵内部的压力脉动本身包含了泵的诸多信息,是包含动静干涉、涡流、回流等多种因素相互作用的外在动态反映^[14]。现有的压力脉动分析方法主要分为统计分析、频域分析等^[15]。

3.1 压力脉动时域分析

通过数值模拟得到了泵内 10 个点的压力脉动,并用压力系数来表示其结果。压力系数 C_p 的表达式为

$$C_p = \frac{2\Delta p}{\rho u_2^2} \tag{1}$$

式中 Δp ——监测点压力与参考压力的差值,Pa
 u_2 ——叶轮出口圆周速度,m/s
 ρ ——液体密度,kg/m³

图 11、12 分别为叶轮进口、叶轮出口、导叶进口和导叶出口等 4 处具有代表性的监测点在设计工况时的压力脉动时域图。由图可知,叶轮进出口监测点 P1、P2 和 P3、P4 的压力变化规律一致,压力波动幅度很小,但轮缘与轮毂之间的压力差值较大。导叶进出口边各监测点 P5 ~ P10 的压力波动情况相似,呈现明显的周期性,各监测点的压力系数幅值从轮毂到轮缘逐渐增大。其中进口边轮缘与轮毂监测

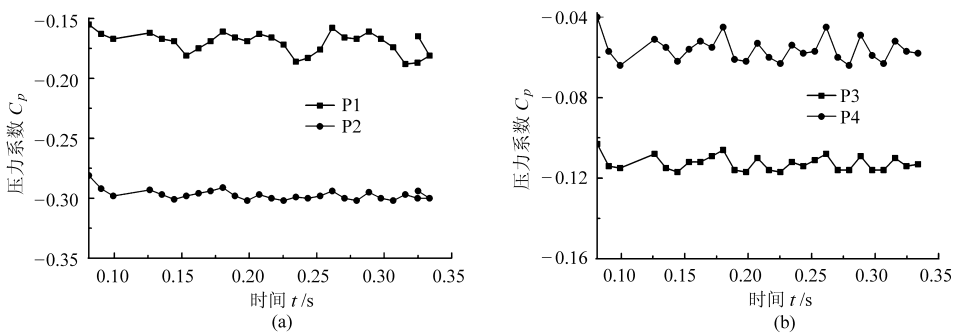


图 11 设计工况下叶轮进出口截面压力脉动时域图

Fig. 11 Time domain charts of pressure fluctuation of the inlet and outlet section of impeller under the design condition

(a) 叶轮叶片进口截面 (b) 叶轮叶片出口截面

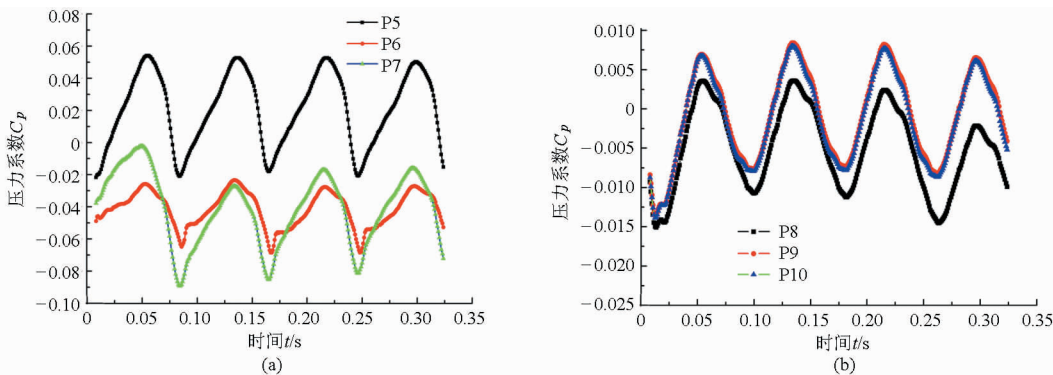


图 12 设计工况下导叶进出口截面压力脉动时域图

Fig. 12 Time domain charts of pressure fluctuation of the inlet and outlet section of guide vane under the design condition

(a) 导叶叶片进口截面 (b) 导叶叶片出口截面

点的压力系数波动幅值最大,轮缘监测点的幅值最大可为轮毂侧的 9 倍,而出口边上轮缘与轮毂监测点的压力系数相比,波动幅值较小,两曲线贴合较好,说明此处轮缘侧与轮毂侧压力较为均匀,变化不大。

3.2 压力脉动频谱分析

图 13 ~ 15 为螺旋轴流泵各监测点在不同工况下的压力脉动频谱图。这些图是在各监测点时域特性的基础上,利用快速傅里叶变换 (FFT) 而得到的各监测点压力脉动频谱,以此来分析泵内压力脉动特性。

图中,压力脉动能量幅值大小代表对应的频率影响程度,幅值越大影响越大。从图 13 ~ 15 可以看出,压力脉动主要产生在低频区,并呈现周期性降低的趋势,且其幅值均在固有频率的整数倍处产生^[16],固有频率 $f = n/60 = 740/60 = 12.33 \text{ Hz}$; 由图 13 ~ 15 还可以看出:

不同流量下各监测点的压力脉动幅值均呈现出明显的周期性,与叶轮相比,导叶上的监测点的脉动更为规律。

同一监测点在不同流量下,其频谱的最大幅值不同,小流量时的主频幅值要大于设计工况和大流

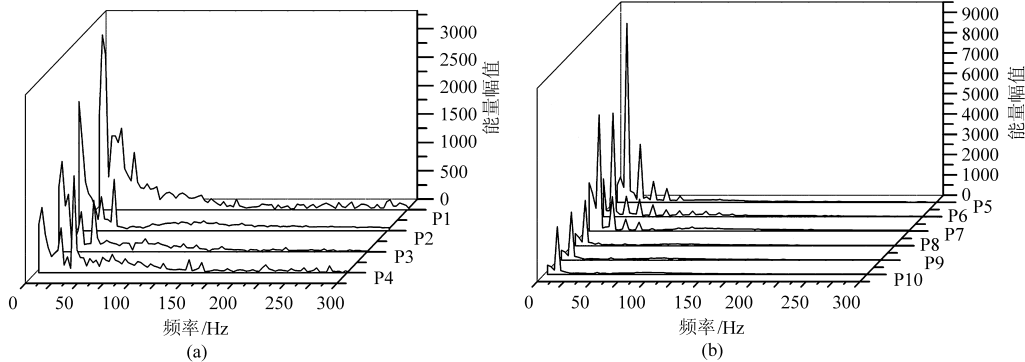


图 13 小流量工况压力脉动频谱图

Fig. 13 Frequency spectrum charts of pressure pulsation under small flow rate condition

(a) 叶轮叶片监测点 (b) 导叶叶片监测点

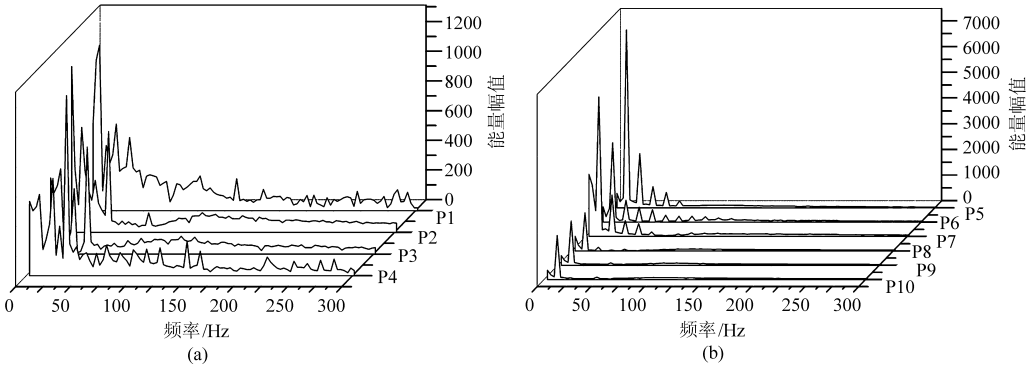


图 14 设计工况压力脉动频谱图

Fig. 14 Frequency spectrum charts of pressure pulsation under the design condition

(a) 叶轮叶片监测点 (b) 导叶叶片监测点

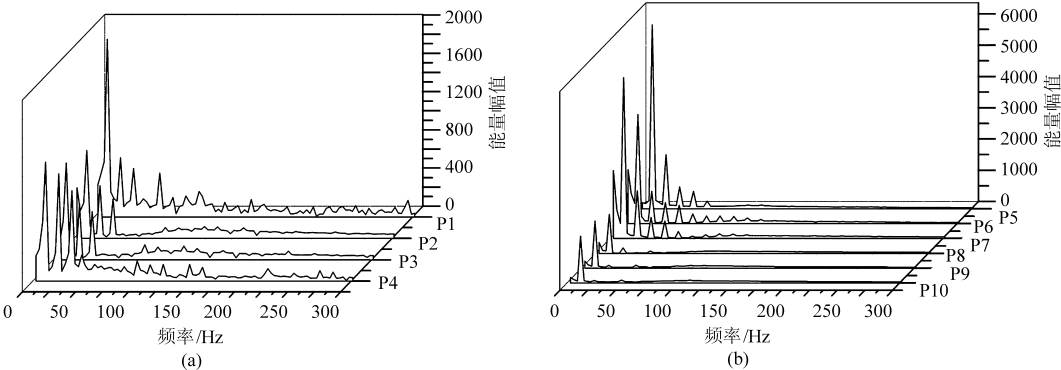


图 15 大流量工况压力脉动频谱图

Fig. 15 Frequency spectrum charts of pressure pulsation under large flow rate condition

(a) 叶轮叶片监测点 (b) 导叶叶片监测点

量下的幅值,说明在小流量时脉动最为明显,泵内部水力激振更为激烈。

各监测点中,进口边压力脉动幅值最大,且轮缘侧大于轮毂侧;出口边监测点压力波动较为均匀,振幅不大。

4 试验

泵试验装置对所测泵的性能具有直接的影响,它应具备以下特征:等静压分布、轴对称的速度分布、无装置引起的旋涡。采用开式试验装置进行试验,开式试验台的优点是结构简单,使用方便,稳定性和散热条件好。缺点是进行汽蚀试验时需要调节进口阀的开度,会造成泵进口流动状态不稳定,影响汽蚀性能的测定精度。开式试验台水池的容量可大致按下述确定:容量等于泵抽送 5 ~ 7 min 液体的体积再加 20% ~ 30% 的余量,深度为 2 ~ 5 m,长度为最大管路直径的 10 ~ 20 倍。试验台原理图如图 16 所示。

从图 17 和表 1 可看出,流量 $Q=1\,812.5\text{ m}^3/\text{h}$ 时,扬程 $H=5.32\text{ m}$,比规定值高出 6.4%,效率 $\eta=76.28\%$,比规定值高出 1.28%,最高效率点为 78.22%,出现在流量 $Q=2\,101.36\text{ m}^3/\text{h}$ 。泵的试验

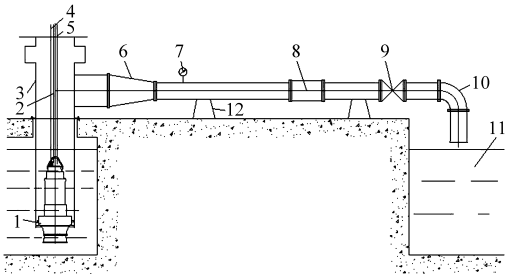


图 16 螺旋轴流泵试验台

Fig. 16 Test bench of the screw axial-flow pump

- 1. 螺旋轴流泵 2. 钢丝绳 3. 井筒 4. 动力电缆(拉直) 5. 信号电缆(拉直) 6. 锥管 7. 压力表 8. 电磁流量计 9. 调节阀 10. 弯头 11. 水池 12. 支撑架

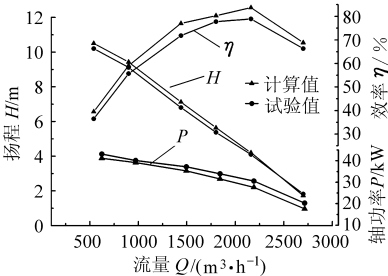


图 17 预测曲线与试验曲线对比

Fig. 17 Predictive curves compared with the experimental results

表 1 样机试验数据
Tab.1 Prototype test data

流量 Q / ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	扬程 H / m	水功率 P_e /kW	轴功率 P /kW	效率 η /%
2 744. 02	1. 82	13. 17	20. 22	65. 15
2 523. 13	3. 76	21. 07	30. 64	68. 78
2 365. 30	4. 19	22. 27	31. 28	71. 19
2 101. 36	4. 76	25. 05	32. 02	78. 22
1 812. 50	5. 32	25. 25	33. 10	76. 28
1 530. 40	6. 24	25. 67	35. 18	72. 98
1 374. 40	6. 99	26. 53	37. 24	71. 24
1 268. 80	7. 62	25. 92	38. 14	67. 96
1 013. 48	8. 31	23. 21	38. 52	60. 25
743. 76	8. 99	21. 54	39. 36	54. 72
441. 70	10. 14	12. 20	43. 10	29. 80

性能曲线由试验数据拟合得到,所以设计点的试验效率 $\eta = 77.8\%$,比规定值高出 2.8% ,比预测值低 3.1% 。预测功率曲线与试验曲线平滑下降,整个过程的最大功率为试验功率 43.1 kW ,小于 45 kW 的额定功率,无过载现象发生,无马鞍区存在,模拟值优于试验值,预测曲线与试验曲线基本吻合,表明数值模拟较为准确,对螺旋轴流泵的设计具有一定的

指导意义。

5 结论

(1) $0.8Q$ 工况时,在叶轮轮毂与叶片结合处存在局部高压区和漩涡,随着流量的增大,局部高压区和漩涡逐渐减小并消失;设计工况和 $1.2Q$ 工况时,泵内部压力和速度分布逐渐均匀,流动平稳,入流平顺。

(2) 导叶进出口的压力系数波动幅值明显大于叶轮进出口边,具有明显的波峰与波谷;压力脉动主要产生在低频区,并呈现周期性降低的趋势,且其幅值均在固有频率的整数倍处产生。

(3) 各监测点中,进口边压力脉动幅值最大,且轮缘侧大于轮毂侧;出口边监测点压力波动较为均匀,振幅不大。

(4) 泵运行全过程中,获得了平滑下降的流量扬程曲线和功率曲线,无马鞍区、无过载现象发生,满足设计要求,预测曲线与试验曲线基本吻合,表明数值模拟较为准确,对螺旋轴流泵的设计具有一定的指导意义。

参 考 文 献

1 陈红勋,朱荣生.螺旋离心泵叶轮结构参数的定义与确定[J]. 农业工程学报,1997,13(3):98-101.
Chen Hongxun, Zhu Rongsheng. Definition and determination of impeller structural parameters of screw centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 1997,13(3): 98-101. (in Chinese)

2 何希杰,劳学苏.螺旋离心泵的原理与设计方法[J]. 水泵技术,1997(2):6-13.

3 李仁年,李兵,韩伟.螺旋离心泵工作特性理论分析[J]. 农业机械学报,2005,36(6):51-53.
Li Rennian, Li Bing, Han Wei. Analysis on working characteristics of screw centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(6): 51-53. (in Chinese)

4 孔繁余,张洪利,张旭锋,等.基于空化流动数值模拟的变螺距诱导轮设计[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(1):12-17.
Kong Fanyu, Zhang Hongli, Zhang Xufeng, et al. Design on variable-pitch inducer based on numerical simulation for cavitation flow[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(1): 12-17. (in Chinese)

5 孙建,孔繁余,季建刚,等.变螺距诱导轮的设计计算[J]. 农业机械学报,2007,38(2):102-110.
Sun Jian, Kong Fanyu, Ji Jiangang, et al. Design calculation on variable-pitch inducers[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(2): 102-110. (in Chinese)

6 朱荣生,林鹏,王振伟,等.螺旋轴流泵的设计及试验研究[J]. 华中科技大学学报:自然科学版,2013,41(4):11-15.
Zhu Rongsheng, Lin Peng, Wang Zhenwei, et al. Design and experiment for screw axial-flow pump[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology: Nature Science, 2013, 41(4): 11-15. (in Chinese)

7 何秀华.水泵压力脉动的类型研究[J]. 排灌机械,1996,15(4):47-50.
He Xiuhua. Study on the types of pressure fluctuation in pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 1996, 15(4): 47-50. (in Chinese)

8 陈党民,李新宏,黄淑娟.部分流泵非定常流动分析[J]. 西安交通大学学报,2005,39(9):954-957.
Chen Dangmin, Li Xinhong, Huang Shujuan. Numerical analysis of unsteady flow field for partial emission pump[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(9): 954-957. (in Chinese)

9 徐朝晖,吴玉林,陈乃祥,等.高速泵内三维非定常动静干扰流动计算[J]. 机械工程学报,2004,40(3):1-4.
Xu Chaohui, Wu Yulin, Chen Naixiang, et al. Unsteady blade-row interaction calculation in high speed pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(3): 1-4. (in Chinese)

10 邵春雷,顾伯勤,陈晔.离心泵内部非定常压力场的数值研究[J]. 农业工程学报,2009,25(1):75-80.
Shao Chunlei, Gu Boqin, Chen Ye. Numerical simulation of unsteady pressure field in centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(1): 75-80. (in Chinese)

11 Stephan B, Thomas P, Peer S. Effects of impeller geometry on reliability and costs of waste water pumps[J]. World Pumps, 2004,

452: 34 – 38.

12 Sakr S A. Type curves for pumping test analysis in coast al aquifers[J]. Ground Water, 2001, 39(1): 5 – 9.

13 Muggli F A, Holbein P, Dupont P. CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shut off to maximum liquid two-phase flow numerical simulation of a vortex flow self-priming pump[J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(3): 163 – 167.

14 张朝辉,袁建美,蒋洪明. 用于动态测试的信号分析方法[J]. 石油大学学报:自然科学版,2002,26(2):120 – 125.
Zhang Chaohui, Yuan Jianmei, Jiang Hongming. Signal processing methods in dynamic measurement[J]. Journal of the University of Petroleum: Edition of Natural Science, 2002, 26(2): 120 – 125. (in Chinese)

15 柳童岷. 信号处理的数学方法[M]. 南京:东南大学出版社,1990.

16 Karassik I J, Messina J P, Cooper P, et al. Pump handbook[M]. New York: McGraw-Hill Professional, 2001.

Internal Flow and Pressure Pulsation Characteristics of Screw Axial-flow Pumps

Zhu Rongsheng¹ Long Yun¹ Lin Peng² Jiang Xusong¹ He Bo¹

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China
2. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China)

Abstract: For the study of screw pump internal flow and pressure pulsation characteristics, ICEM – CFD was applied to structure mesh generation for flow components, and the steady and unsteady simulations were carried out by CFX software to get the pump internal flow and the pressure pulsations of the monitoring points. The results are as follows: under $0.8Q$ condition, there is local high-pressure area and whirlpools existing at the junction of the hub and the blade, which gradually decrease and eventually disappear as the flow rate increasing; under the design condition and $1.2Q$ condition, the internal pressure and velocity distributions gradually become uniform, the flow is stable and the inflow is smooth. The pressure coefficient fluctuation amplitudes of the inlet and outlet of guide vane are significantly greater than that of the impeller and have obvious peaks and troughs; the pressure pulsation mainly generates in the low frequency region, reduces with a cyclical trend, and its amplitudes are generated at the frequencies that are the whole-number multiple of the natural frequency. Among the monitoring points, the pressure pulsation amplitude of the inlet is the largest, and the amplitude of blade rim side is larger than that of the hub side. Pressure fluctuation amplitudes of monitoring points at the outlet are uniform and small. In the whole process of pump operation, the smooth downward flow head curve and power curve are obtained, and there is no saddle area and overload phenomenon occurred. These meet the design requirements. Prediction curves are basically consistent with the experimental curves. It indicates that the numerical simulation is accurate and has certain value for spiral axial flow pump design.

Key words: Screw axial-flow pumps Internal flow Pressure pulsation Numerical simulation Experiment