

不同进口截面下液力透平非定常 压力脉动计算

史广泰, 杨军虎, 苗森春, 王晓晖

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050)

摘 要: 为了研究不同进口截面对液力透平内压力脉动的影响,利用CFX软件对一单级液力透平进行非定常数值计算,通过设置监测点,计算各监测点在不同进口截面下的压力脉动,通过快速傅里叶变换将其压力脉动计算结果做相应分析,分析各监测点处压力脉动的时域和频域分布.结果表明:蜗壳内在大蜗壳进口下,随着蜗壳进口直径的增加,每个监测点处的压力逐渐增加,而在小蜗壳进口下,每个监测点处的压力逐渐减小.在距离蜗壳收缩管较远处,大蜗壳进口下的压力脉动较小,而在距离收缩管较近处,小蜗壳进口下的压力脉动较小.在叶轮内不同进口截面压力脉动的差异在同一时刻从进口到出口逐渐减小.尾水管内在小蜗壳进口下尾水管进口处的压力脉动最大.

关 键 词: 压力脉动; 进口截面; 蜗壳; 非定常计算; 液力透平

中图分类号: V245.4; TH311

文献标志码: A

Unsteady calculation of pressure pulsations within hydraulic turbine under different entrance sections

SHI Guang-tai, YANG Jun-hu, MIAO Sen-chun, WANG Xiao-hui

(Department of Energy and Power Engineering,

Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to study effect of different entrance sections on pressure pulsation within hydraulic turbine, a single stage hydraulic turbine was selected, and the internal flow field of hydraulic turbine was calculated and analyzed by software CFX; by setting the monitoring points in each flow components, the pressure pulsation at each monitoring points under different entrance sections was calculated; finally, the calculation results of pressure pulsation were switched by means of fast Fourier transformation (FFT) algorithm, and the distribution of time domain and frequency domain at each monitoring point was analyzed. Result show that with the increase of entrance diameter of volute, the pressure gradually increased at each monitoring point under the larger entrance of volute in the volute, but the pressure gradually decreased at each monitoring point under the smaller entrance of volute. The pressure pulsation was less under the larger entrance of volute when the monitoring points and the shrinkage tube were a greater distance apart, but the pressure pulsation was less under the smaller entrance of volute when the monitoring points and the shrinkage tube were a smaller distance apart. The difference of pressure pulsation of different entrance sections gradually decreased from entrance to outlet at the same time in the impeller. The pressure

收稿日期: 2014-06-20

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划(2012BAA08B05); 国家自然科学基金(51169010);

甘肃省教育厅导师基金(0278)

作者简介: 史广泰(1985—),男,甘肃会宁人,讲师,博士,主要从事流体机械内部流动机理及设计理论研究.

通讯作者: 杨军虎(1962—),男,陕西蒲城人,教授、博士生导师,硕士,主要从事流体机械内部流动机理及设计理论研究.

pulsation of draft tube entrance was maximum under the smaller entrance of volute in the draft tube.

Key words: pressure pulsations; entrance section; volute; unsteady calculation; hydraulic turbine

液体流动前后是相互影响的,即前面的流动状态对后面零件内的液体流动有很大影响,每个过流部件的形状和几何尺寸以及各个过流部件的相互组合都将影响液力透平内流体的流动状态.为使液力透平能够稳定运行,提高使用寿命,需要减小各过流部件中的压力脉动^[1-2].

目前对于液力透平的研究主要采用泵反转的方法进行研究^[3],在离心泵内关于压力脉动的研究较多,主要利用数值计算和试验的方法通过改变泵的叶片形状及其他几何参数来研究泵内的压力脉动特性^[4-7].文献[8-9]分别对低、高比转数混流泵内部压力脉动进行了研究,文献[10]采用非定常方法研究了压力脉动对多级离心泵性能的影响,文献[11]利用 CFD 软件对离心泵几何参数对压力脉动和性能的影响也做了研究,文献[12]采用数值模拟和试验相结合的方法对离心泵内的压力脉动也做了相应的研究.在液力透平内关于压力脉动的研究主要是在不同流量下对液力透平各过流部件内的压力脉动进行了数值计算和试验研究^[13-14],除此之外还对叶轮与蜗壳之间的径向间隙、叶片数和分流叶片等对各过流部件内压力脉动的影响也进行了研究^[15-16],但目前还鲜有关于液力透平内蜗壳几何尺寸对各过流部件内压力脉动影响的研究.

本文采用数值计算的方法以一单级液力透平为研究对象^[17-18],计算不同进口截面下各过流部件内的压力脉动,并对各监测点处的时域和频域进行分析,得到了液力透平进口截面对各过流部件内压力脉动的影响规律,为提高液力透平的性能提供了参考.

1 计算方法的提出

当离心泵用作液力透平时,为了降低液力透平内的压力脉动需对液力透平进行重新设计,其中蜗壳的设计对改善液力透平内压力脉动也有至关重要的作用.本文将在不同蜗壳进口截面下在液力透平内设置监测点,通过研究这些监测点处的压力脉动来研究液力透平蜗壳进口截面对各过流部件内压力脉动的影响.

2 液力透平参数

本文选择一台单级液力透平作为研究对象,其主要设计参数为:流量 $Q=123\text{ m}^3/\text{h}$,水头 $H=147\text{ m}$,转速 $n=2\,900\text{ r/min}$,比转数 $n_s=46$,叶轮旋转方向为逆时针.图 1 为所选模型的主要几何参数.由于蜗壳进口截面为圆,所以本文在所选研究对象的基础上通过增大蜗壳进口直径(下文简称大蜗壳进口)和减小蜗壳进口直径(下文简称小蜗壳进口)来研究蜗壳进口直径 D_5 分别为 50, 65, 80 mm 和 100 mm 时该液力透平内的压力脉动.

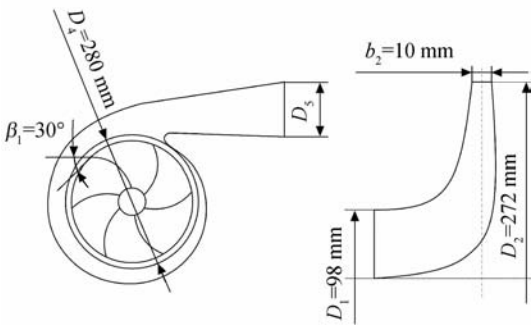


图 1 模型的几何参数

Fig. 1 Geometric parameters of model

3 数值计算

本文首先利用四面体网格进行网格无关性研究,研究发现:当整个流场的网格总数大于 100 万时,液力透平的效率在小于 0.45% 的范围内变动,因此网格数大于 100 万时较合适,该模型的总网格单元数为 1028967,节点数为 200504.利用 ANSYS-CFX 软件采用基于压力的求解器,液力透平进口边界设为速度进口,出口设为压力出口,计算收敛标准设为 10^{-5} ,壁面表面粗糙度设为 $50\text{ }\mu\text{m}$,采用 SIMPLEC(semi-implicit method for pressure-linked equations consistent)算法进行计算,选用介质为清水,采用 $k-\epsilon$ 标准湍流模型,叶轮和蜗壳之间的交界面设置为 interface,在液力透平的各过流部件内设置一系列监测点,

如图 2 所示。

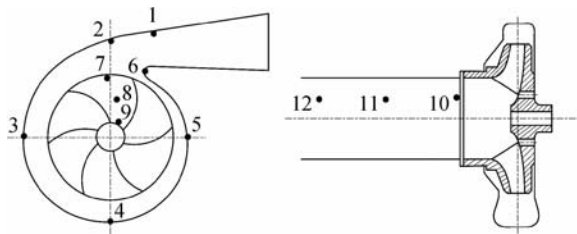


图 2 过流部件内压力监测点
Fig. 2 Pressure monitoring points in
past components

在数值计算时首先进行定常计算,然后以定常计算的结果作为非定常计算的初始条件,非定常计算的时间步长设置为 $0.000\,172\,\text{s}$,时间总长设为 $0.227\,04\,\text{s}$,每个时间步长叶轮转动角度为 3° ,叶轮一共旋转 11 圈,图 3 为监测点 3 处的压力脉动时域图,由图 3 可知后 6 圈的压力脉动较稳定,因此本文在最优工况下取后 6 圈的计算结果进行研究。

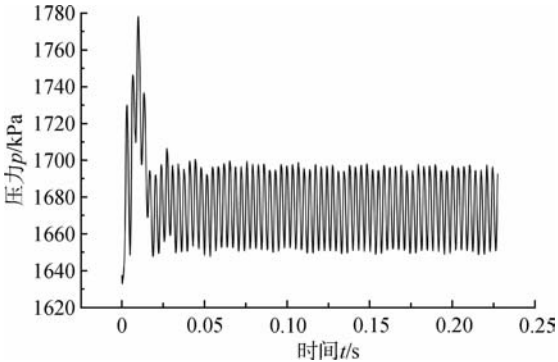


图 3 监测点 3 处的时域图
Fig. 3 Time domain chart at monitoring point 3

4 试验验证

4.1 试验台

图 4 和图 5 分别为所设计的液力透平试验台和试验的液力透平,通过试验研究可以验证数值计算的准确性。

4.2 试验研究结果

图 6 为蜗壳进口直径等于 $80\,\text{mm}$ 时试验结

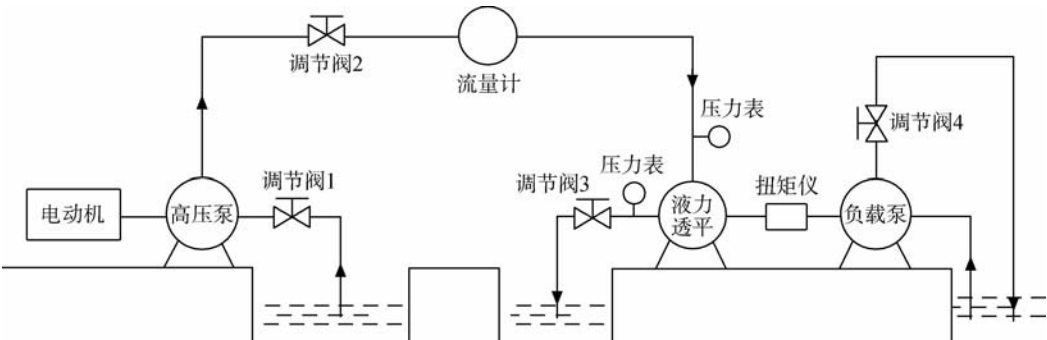


图 4 设计的试验台
Fig. 4 Designed experimental bench

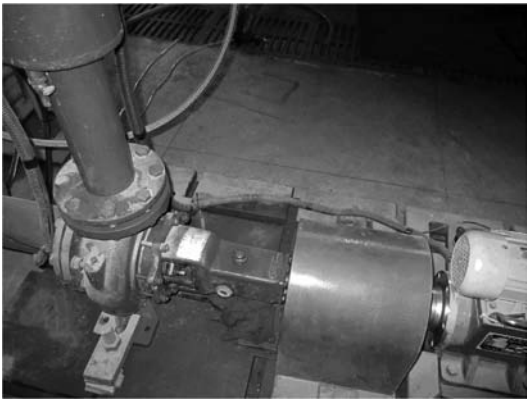


图 5 试验的液力透平
Fig. 5 Experimental hydraulic turbine

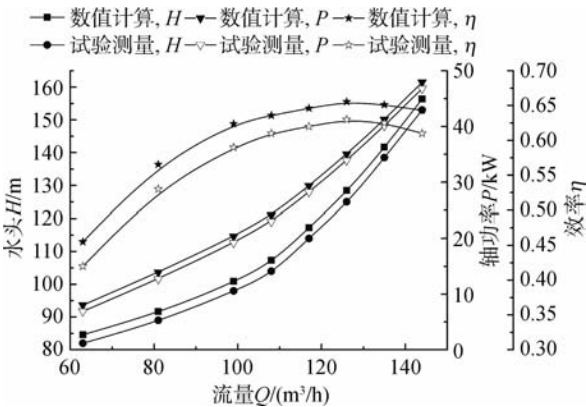


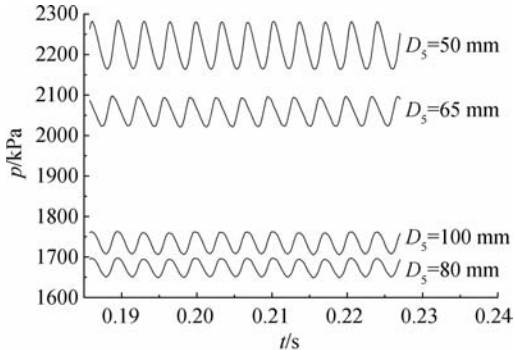
图 6 液力透平试验与数值计算结果分析
Fig. 6 Hydraulic turbine experimental results and
numerical calculation results

果与数值计算结果的比较. 从图 6 可以看出利用 CFD 数值计算的结果与试验得到的结果非常接近, 且数值计算的结果略高于试验的结果, 这主要是因为数值计算中没有考虑轴承和机械密封摩擦引起的机械摩擦损失, 还忽略了平衡孔的泄露损失, 因此数值计算结果偏大. 数值计算在最高效率点相对于试验结果的误差分别为: 水头误差为 2.75%, 轴功率误差为 3.30%, 效率误差为 4.05%. 可见数值计算与试验测量的误差均在 5% 的范围内, 采用数值计算可以较好的对液力透平的性能进行预测, 因此可用上述数值计算的设定方法对该液力透平进行内流场研究.

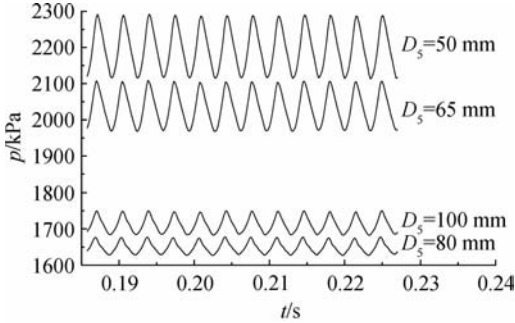
5 压力脉动分析

5.1 蜗壳内压力脉动分析

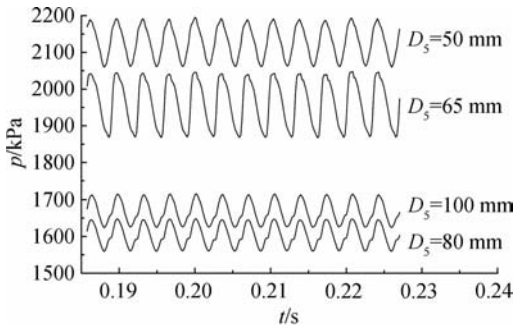
图 7 为蜗壳内 6 个监测点在两个周期内的压力脉动时域图, 图中 t 表示时间. 由图 7 可以看出在蜗壳内不同进口截面下在一个周期内压力脉动数等于叶轮的叶片数, 在大蜗壳进口下随着蜗壳进口直径的增加每个监测点处的压力逐渐增加, 而在小蜗壳进口下随着蜗壳进口直径的增加每个监测点处的压力反而减小. 图 8 为通过快速傅里叶变换 (FFT) 得到的压力脉动频域图, 图中 f_n 为叶轮转动频率 (Hz), f 为脉动频率 (Hz). 表 1 为不同蜗壳进口截面下蜗壳内各监测点处的主频幅值和最大脉动幅度, 表中最大脉动幅度由 $[(p_{\max} -$



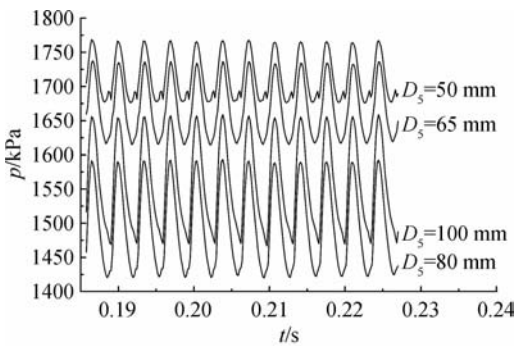
(c) 监测点3



(d) 监测点4



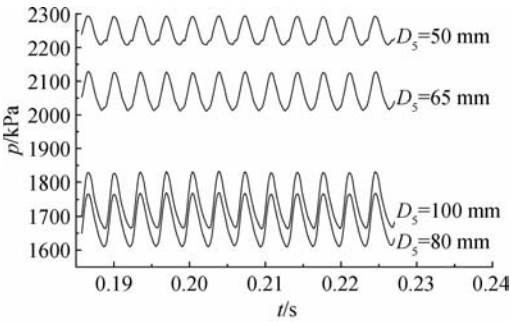
(e) 监测点5



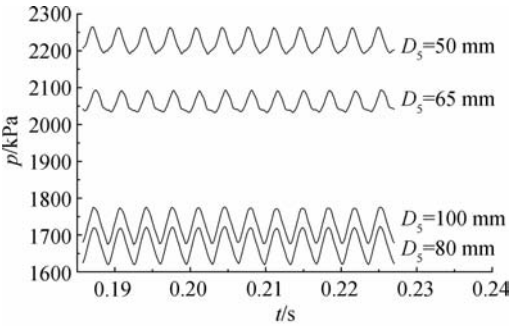
(f) 监测点6

图 7 蜗壳内压力脉动时域图

Fig. 7 Time domain chart of pressure pulsation in the volute



(a) 监测点1



(b) 监测点2

$p_{\min})/(\rho g H)] \times 100\%$ 得到, 其中 $p_{\max}$ 和 $p_{\min}$ 分别为最大和最小压力 (kPa), ρ 为介质密度 (kg/m^3), g 为重力加速度 (m/s^2), 下同. 结合图 7、图 8 和表 1 可以看出: 当蜗壳进口直径等于 50

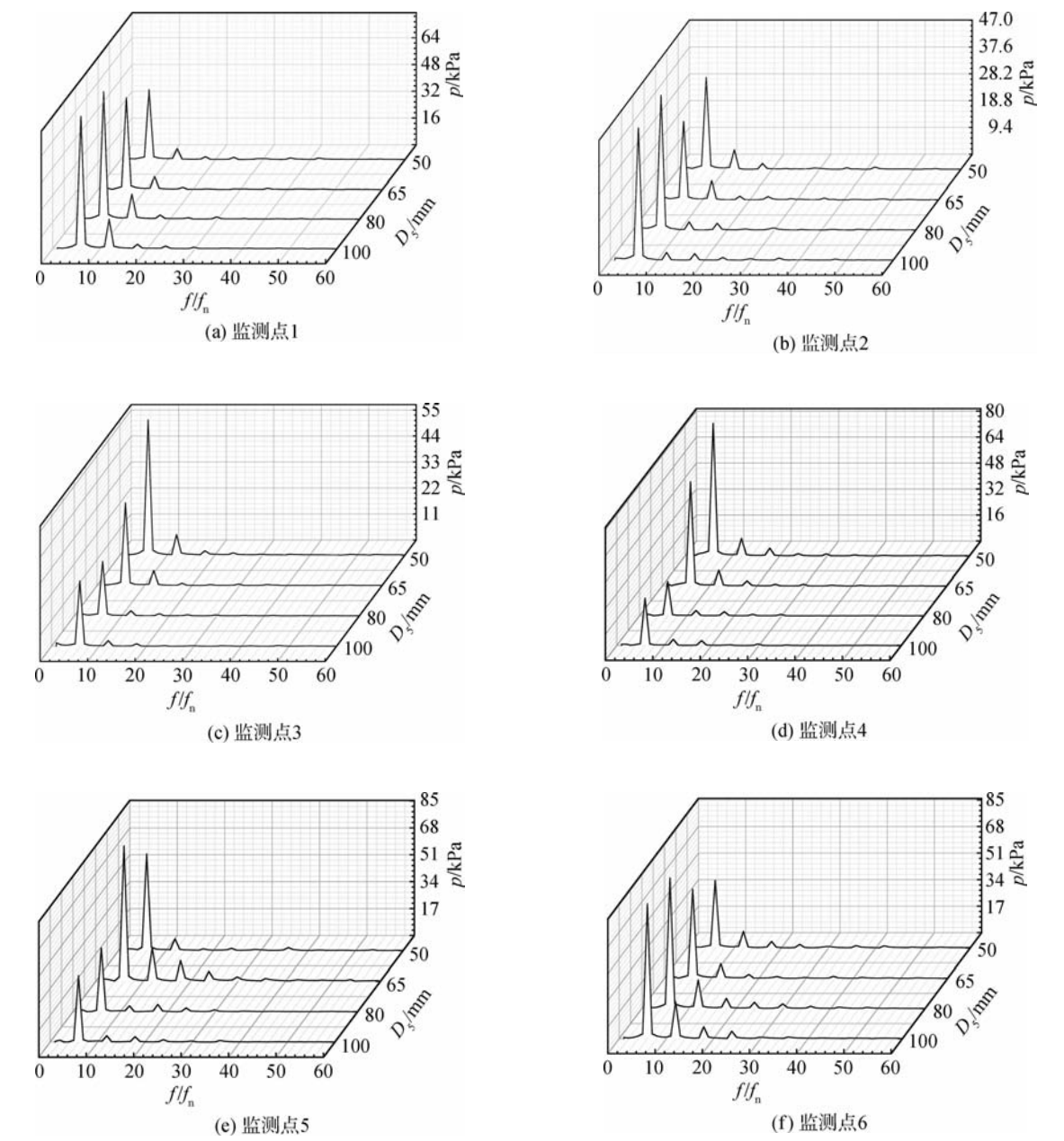


图 8 蜗壳内压力脉动频域图

Fig. 8 Frequency domain chart of pressure pulsation in volute

表 1 不同进口截面下蜗壳内主频幅值和最大脉动幅度

Table 1 Amplitude of dominant frequency and maximum pulsation in volute under different entrance sections

监测点	$D_5 = 50\text{ mm}$		$D_5 = 65\text{ mm}$		$D_5 = 80\text{ mm}$		$D_5 = 100\text{ mm}$	
	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%
1	41.7141	0.6058	54.6192	0.8136	75.8980	1.1210	78.9255	1.1710
2	32.2088	0.5115	27.3306	0.4272	47.0740	0.7194	46.1850	0.7028
3	57.2746	0.8410	35.0083	0.5279	23.0612	0.3393	27.6155	0.3990
4	81.5082	1.2398	63.8719	0.9770	21.0702	0.3555	29.2021	0.4717
5	61.1426	0.9437	85.3676	1.2506	40.0295	0.6165	41.9120	0.6398
6	43.1441	0.6418	56.9224	0.8505	83.2730	1.2013	86.0090	1.3325

mm 时监测点 4 处的压力脉动最大,其次为监测点 5;当蜗壳进口直径等于 65 mm 时监测点 5 处的压力脉动最大,其次为监测点 4;当蜗壳进口直径等于 80 mm 和 100 mm 时监测点 6 处的压力脉动最大,其次为监测点 1.由于收缩管收缩率的影响,在距离蜗壳收缩管较远的监测点 3、监测点 4 和监测点 5 处,大蜗壳进口下的压力脉动较小,而在距离收缩管较近的监测点 1、监测点 2 和监测点 6 处,小蜗壳进口下的压力脉动较小.由图 8 可知在不同蜗壳进口截面下蜗壳内压力脉动主频均为 288 Hz,叶轮转速为 2 900 r/min,叶轮转频为 48.33 Hz,因此不同进口截面下蜗壳内压力脉动主频均为叶轮转频的 6 倍.由于本文所选蜗壳的原进口截面直径等于 80 mm,因此由表 1 可知当蜗壳进口直径分别等于 50,65 mm 和 100 mm 时蜗壳内最大主频幅值等于原进口截面下蜗壳内最大主频幅值的 0.98 倍、1.03 倍和 0.98 倍,最大脉动幅度等于原进口截面下蜗壳内最大脉动幅度的 1.03 倍、1.04 倍和 1.11 倍.由表 1 还可以看出,在距离蜗壳收缩管较近的监测点 1 和监测点 6 处随着蜗壳进口直径的增加,主频幅值和最大脉动幅度逐渐增加.

5.2 叶轮内压力脉动分析

图 9 为两个周期内叶轮中 3 个监测点的压力脉动时域图.由图 9 可以看出在不同进口截面下在一个周期内压力脉动数也等于叶片数,且在叶轮内不同进口截面压力脉动的差异在同一时刻从进口到出口逐渐减小.在同一蜗壳进口截面下从叶轮流道进口到出口各监测点处的压力逐渐减小.图 10 为通过 FFT 得到的压力脉动频域图.表 2 为在不同蜗壳进口截面下叶轮中 3 个监测点处的主频幅值和最大脉动幅度.

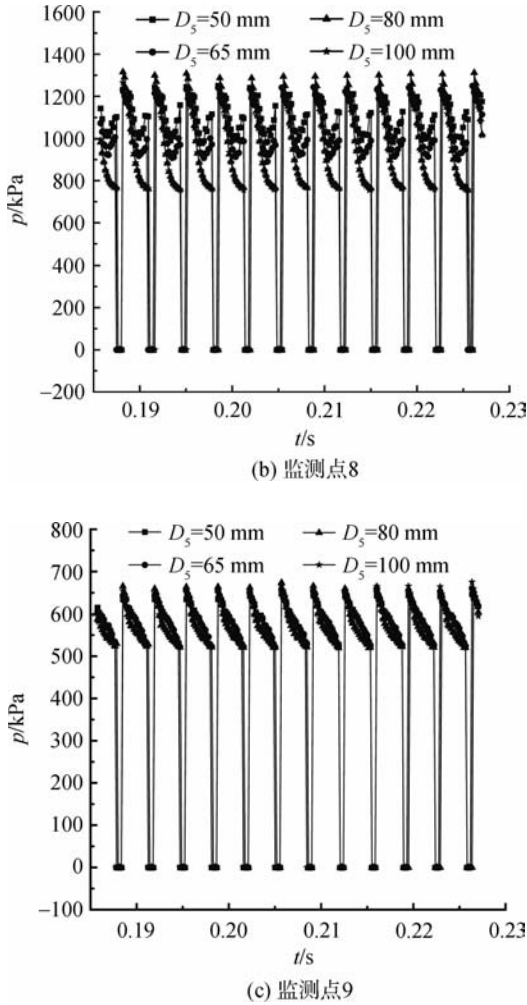
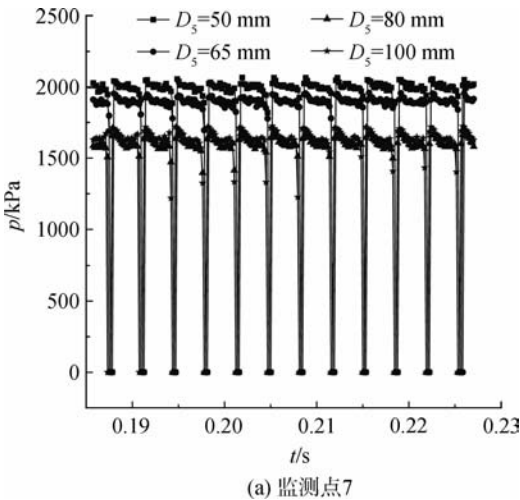
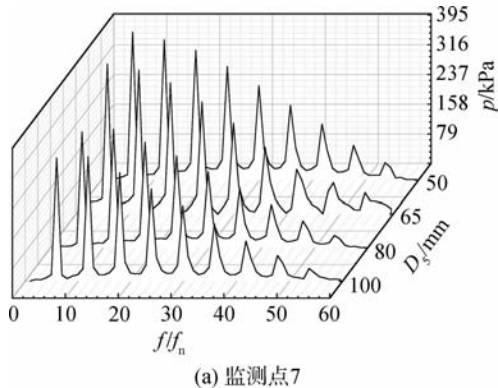


图 9 叶轮内各个监测点压力脉动时域图
Fig. 9 Time domain chart of pressure pulsation at impeller monitoring points

通过结合图 9、图 10 及表 2 还可以看出:叶轮内的压力脉动明显强于蜗壳内的压力脉动,当蜗壳进口直径分别等于 50,65,80 mm 和 100 mm 时叶轮内的最大脉动幅度分别为蜗壳内相应最大脉动幅度的 11.55 倍、10.86 倍、9.66 倍和 8.98 倍;当蜗壳进口直径等于 50 mm 和 65 mm 时监测点 7 处的压力脉动最大;当蜗壳进口直径等于 80



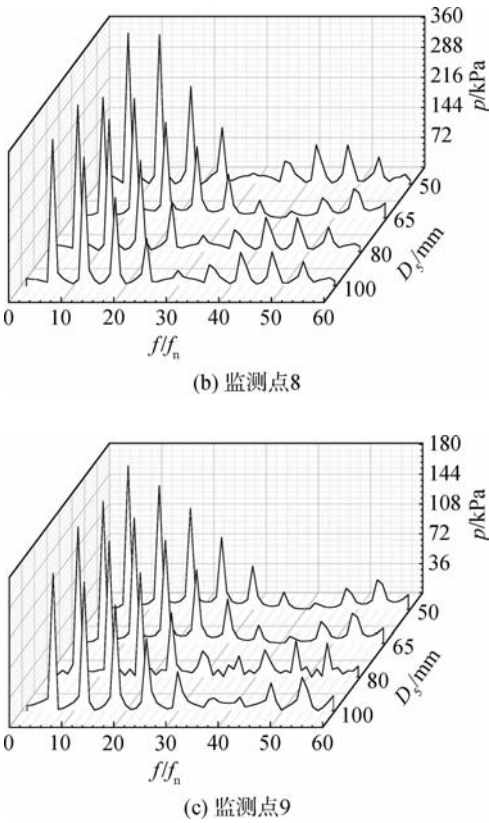


图 10 叶轮内压力脉动频域图

Fig. 10 Frequency domain chart of pressure pulsation in impeller

mm 和 100 mm 时监测点 8 处的压力脉动最大。由图 10 可知在不同蜗壳进口截面下叶轮内压力脉动主频均为 288 Hz, 叶轮转速为 2900 r/min, 叶轮转频为 48.33 Hz, 因此在不同蜗壳进口截面下叶轮内压力脉动主频均为叶轮转频的 6 倍。由表 2 可知在不同蜗壳进口截面下从流道进口到出口叶轮内最大脉动幅度逐渐减小。当蜗壳进口直径分别等于 50, 65 mm 和 100 mm 时叶轮内最大主频幅值等于原蜗壳进口截面下叶轮内最大主频幅值的 1.12 倍、1.13 倍和 0.996 倍, 最大脉动幅度等于原蜗壳进口截面下叶轮内最大脉动幅度的 1.23 倍、1.17 倍和 1.03 倍。可见, 减小蜗壳进口直径对叶轮内压力脉动的影响较大, 而增加蜗壳进口直径对叶轮内压力脉动影响较小。

5.3 尾水管内压力脉动分析

图 11 为两个周期内液力透平的尾水管内各监测点的压力脉动时域图。由图 11 可以看出在同一蜗壳进口截面下从尾水管进口到出口各监测点处的压力逐渐减小, 压力脉动也逐渐减小。图 12 为通过 FFT 得到的压力脉动频域图。表 3 为不同蜗壳进口截面下尾水管内各监测点处的主频幅值和最大脉动幅度。

表 2 不同蜗壳进口截面下叶轮内的主频幅值和最大脉动幅度

Table 2 Amplitude of dominant frequency and maximum pulsation in impeller under different volute entrance sections

监测点	$D_s=50\text{ mm}$		$D_s=65\text{ mm}$		$D_s=80\text{ mm}$		$D_s=100\text{ mm}$	
	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%
7	393.6754	14.3258	398.2863	13.5822	315.0153	11.6104	330.5312	11.9629
8	362.3388	8.6764	289.4547	8.6678	352.2510	9.1277	350.8432	8.7786
9	174.2339	4.4910	171.8118	4.5821	181.5218	4.6782	166.4844	4.6870

结合图 11、图 12 和表 3 可以看出:尾水管内的压力脉动弱于蜗壳和叶轮内的压力脉动, 在小蜗壳进口下尾水管处进口的压力脉动最大, 这主要是因为小蜗壳进口时叶轮内的压力脉动较大, 从而影响了尾水管进口的压力脉动。当蜗壳进口直径分别等于 50, 65, 80 mm 和 100 mm 时尾水管内的最大脉动幅度分别为蜗壳内最大脉动幅度的 0.04 倍、0.02 倍、0.01 倍和 0.01 倍。由图 12 可知在大蜗壳进口下尾水管内压力脉动主频均等于

叶轮转频。由表 3 还可以看出在不同蜗壳进口截面下从尾水管进口到出口最大脉动幅度逐渐减小。当蜗壳进口直径分别等于 50, 65 mm 和 100 mm 时尾水管内最大主频幅值分别等于原进口截面下尾水管内最大主频幅值的 3.73 倍、1.84 倍和 1.07 倍, 最大脉动幅度等于原进口截面下尾水管内最大脉动幅度的 3.26 倍、1.61 倍和 1.12 倍。

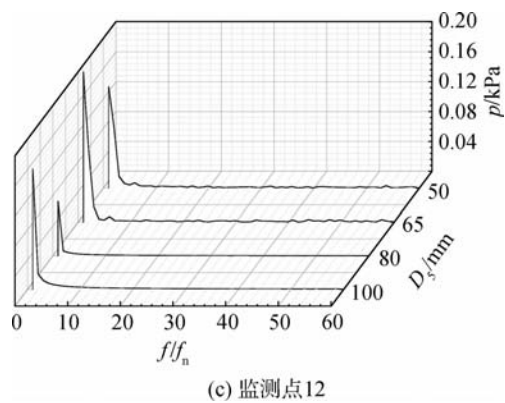
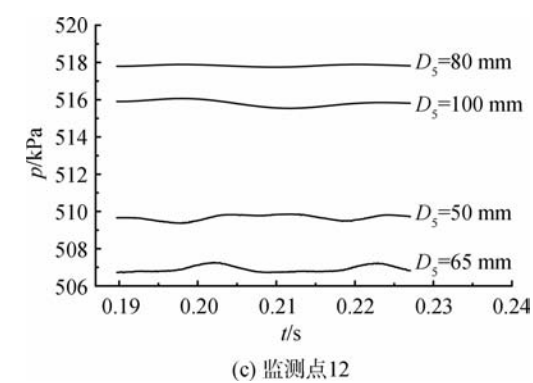
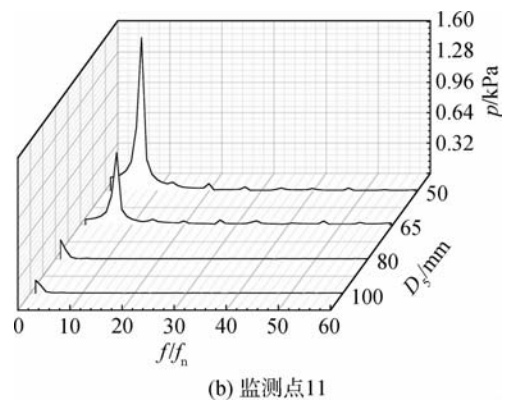
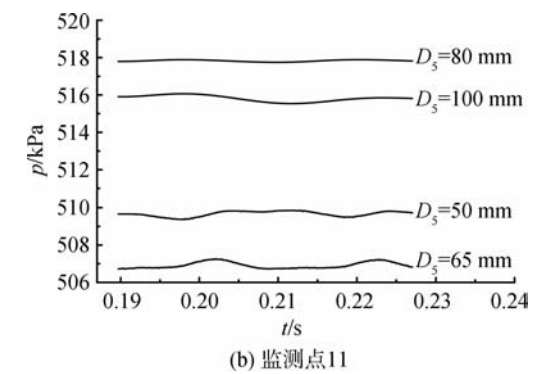
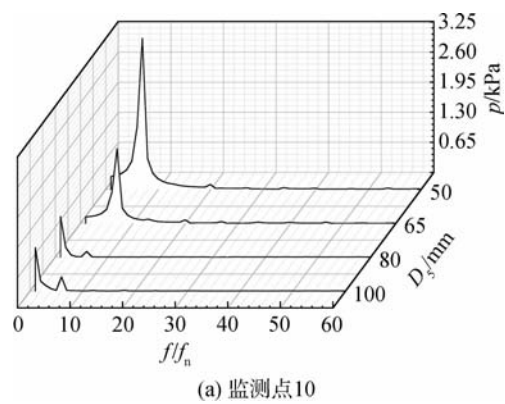
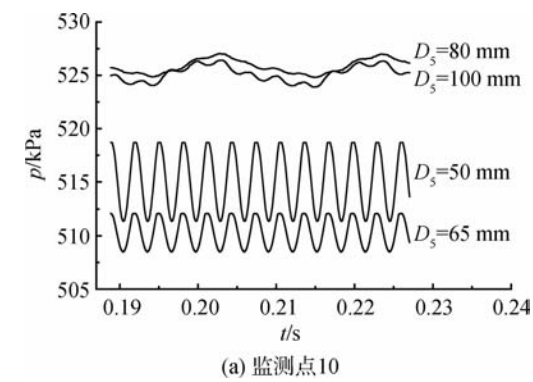


图 11 尾水管内压力脉动时域图

图 12 尾水管内压力脉动频域图

Fig. 11 Time domain chart of pressure pulsation in draft tube

Fig. 12 Frequency domain chart of pressure pulsation in draft tube

表 3 不同蜗壳进口截面下尾水管内的主频幅值和最大脉动幅度
Table 3 Amplitude of dominant frequency and maximum pulsation in draft tube under different volute entrance sections

监测点	$D_5 = 50\text{ mm}$		$D_5 = 65\text{ mm}$		$D_5 = 80\text{ mm}$		$D_5 = 100\text{ mm}$	
	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%	主频 幅值/kPa	最大脉动 幅度/%
10	3.2617	0.0508	1.6105	0.0251	0.8751	0.0156	0.9350	0.0174
11	1.6105	0.0251	0.7608	0.0112	0.2005	0.0037	0.1358	0.0034
12	0.0450	0.0034	0.0450	0.0037	0.0723	0.0010	0.1605	0.0033

6 结 论

1) 蜗壳内在大蜗壳进口下随着蜗壳进口直径的增加每个监测点处的压力逐渐增加,而在小蜗壳进口下随着蜗壳进口直径的增加每个监测点处的压力反而减小.在距离蜗壳收缩管较远的监测点3、监测点4和监测点5处,大蜗壳进口下的压力脉动较小,而在距离收缩管较近的监测点1、监测点2和监测点6处,小蜗壳进口下的压力脉动较小.当蜗壳进口直径等于100 mm时蜗壳内最大脉动幅度最大.

2) 在叶轮内不同进口截面压力脉动的差异在同一时刻从进口到出口逐渐减小.叶轮内的压力脉动强于蜗壳内的压力脉动,随着蜗壳进口直径的增加叶轮内的最大脉动幅度逐渐减小.在不同蜗壳进口截面下从流道进口到出口叶轮内最大脉动幅度逐渐减小.当蜗壳进口直径等于50 mm时叶轮内最大脉动幅度最大.

3) 尾水管内的压力脉动弱于蜗壳和叶轮内的压力脉动,在小蜗壳进口下尾水管进口处的压力脉动最大.在不同蜗壳进口截面下从尾水管进口到出口尾水管内最大脉动幅度逐渐减小.当蜗壳进口直径等于50 mm时尾水管内最大脉动幅度最大.

参考文献:

- [1] 张克危. 流体机械原理[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- [2] 李俊,沈雪明,应济,等. 基于MEMS的扩张管/收缩管内流动特性分析[J]. 机床与液压,2008,36(12):61-63.
LI Jun, SHEN Xueming, YING Ji, et al. Analysis of the flow characteristics of diffuser/nozzle based on MEMS[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2008, 36(12): 61-63. (in Chinese)
- [3] 史广泰,杨军虎. 离心泵用作液力透平叶轮出口滑移系数的计算方法[J]. 农业工程学报,2014,30(13):68-77.
SHI Guangtai, YANG Junhu. Calculation method of slip factor for impeller outlet of centrifugal pump as hydraulic turbine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(13): 68-77. (in Chinese)
- [4] 黎耀军,沈金峰,洪益平,等. 叶顶间隙对轴流泵轮缘压力脉动影响的数值预测[J]. 农业机械学报,2014,45(5):59-64.
LI Yaojun, SHEN Jinfeng, HONG Yiping, et al. Numerical investigation of the pressure fluctuations on axial-flow pump blades affected by tip-gap size[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 59-64. (in Chinese)
- [5] 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.

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. (in Chinese)

- [6] 张德胜,施卫东,王川,等. 斜流泵叶轮和导叶叶片数对压力脉动的影响[J]. 排灌机械工程学报,2012,30(2):167-170.
ZHANG Desheng, SHI Weidong, WANG Chuan, et al. Influence of impeller and guide vane blade number on pressure fluctuation in mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2012, 30(2): 167-170. (in Chinese)
- [7] 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)
- [8] 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 speed mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3): 205-209. (in Chinese)
- [9] 王春林,贾飞,吴志旺,等. 高比转数混流泵非定常流场压力脉动特性[J]. 排灌机械工程学报,2013,31(2):103-108.
WANG Chunlin, JIA Fei, WU Zhiwang, et al. Pressure fluctuation of unsteady flow in high specific speed mixed-flow pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(2): 103-108. (in Chinese)
- [10] 率志君,张权,陈春来,等. 多级离心泵整机流场三维非稳态湍流压力脉动特性分析[J]. 哈尔滨工程大学学报,2013,34(3):306-311.
SHUAI Zhijun, ZHUANG Quan, CHEN Chunlai, et al. Characteristic analysis of three-dimensional unsteady turbulent pressure fluctuation in whole flow field of multi-stage centrifugal pump[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2013, 34(3): 306-311. (in Chinese)
- [11] Spence R, Amaral-Teixeira J. A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump[J]. Computers and Fluids, 2009, 38(6): 1243-1257.
- [12] Spence R, Amaral-Teixeira J. Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests[J]. Computers and fluids, 2008, 37(6): 690-704.
- [13] 杨孙圣,孔繁余,张新鹏,等. 液力透平非定常压力脉动的数值计算与分析[J]. 农业工程学报,2012,28(7):67-72.
YANG Sunsheng, KONG Fanyu, ZHANG Xinpeng, et al. Simulation and analysis of unsteady pressure fluctuation in

hydraulic turbine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2012, 28(7): 67-72. (in Chinese)

[14] 杨孙圣, 孔繁余, 成 军, 等. 液力透平蜗壳内非定常压力脉动的研究[J]. 工程力学, 2012, 30(2): 388-393.

YANG Sunsheng, KONG Fanyu, CHENG Jun, et al. Research on unsteady pressure field within a hydraulic turbine volute[J]. Engineering Mechanics, 2012, 30(2): 388-393. (in Chinese)

[15] Yang S S, Kong F Y, Qu X Y, et al. Influence of blade number on the performance and pressure pulsations in a pump used as a turbine[J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(12): 124503. 1-124503. 10.

[16] 杨孙圣. 离心泵作透平的理论分析数值计算与实验研究[D]. 江苏, 镇江: 江苏大学, 2012.

YANG Sunsheng. Theoretical analysis, numerical simulation and experimental research on centrifugal pump as turbine[D]. Zhenjiang, Jiangsu: Jiangsu University, 2012. (in Chinese)

[17] 牛东圣, 侯凌云, 潘鹏飞, 等. 超燃冲压发动机内外流场三维燃烧数值模拟[J]. 航空动力学报, 2014, 29(4): 763-769.

NIU Dongsheng, HOU Lingyun, PAN Pengfei, et al. Three-dimensional combustion numerical simulation of scramjet internal and external flow fields[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(4): 763-769. (in Chinese)

[18] 王培勇, 陈明, 邢菲, 等. Hyshot 超燃冲压发动机的 CFD 数值模拟[J]. 航空动力学报, 2014, 29(5): 1020-1028.

WANG Peiyong, CHEN Ming, XING Fei, et al. CFD numerical simulation of Hyshot scramjet[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(5): 1020-1028. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)