

不同导叶数下液力透平蜗壳内压力脉动计算

史广泰, 杨军虎, 苗森春, 李泰龙

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050)

摘 要: 当离心泵作液力透平运行时其内存在振动现象, 为了使液力透平能够稳定运行, 在液力透平蜗壳出口设计不同数量的导叶, 然后在不同导叶数下利用 Pro/e 软件建立几何模型, 并利用 ANSYS-CFD 软件通过在蜗壳内沿周向和径向设置监测点, 计算在不同导叶数下液力透平蜗壳内的压力脉动幅值, 之后通过快速傅里叶变换将压力脉动的计算结果进行数据处理, 分析不同导叶数下液力透平蜗壳内的压力脉动频域分布和液力透平机组内的振动情况。研究结果表明: 当导叶数等于 9 时, 蜗壳内周向和径向各监测点处的压力脉动主频幅值最小; 蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值随着流量的增加而增大, 但随着导叶数的增加其增大程度逐渐减小; 当液力透平蜗壳出口添加导叶数为 9 的导叶时有效降低了液力透平机组内的振动和噪声, 提高了液力透平机组运行时的稳定性。

关 键 词: 导叶; 蜗壳; 液力透平; 离心泵; 压力脉动; 振动

中图分类号: V245.4; TH311

文献标志码: A

Calculation of pressure fluctuation within volute of hydraulic turbine under different guide vane numbers

SHI Guang-tai, YANG Jun-hu, MIAO Sen-chun, LI Tai-long

(School of Energy and Power Engineering,

Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

Abstract: Vibration phenomenon exists when centrifugal pump is operated as hydraulic turbine. In order to make hydraulic turbine operate stably, the volute outlet of hydraulic turbine was designed with different guide vane numbers; then, the geometric models were established using Pro/e software under different guide vane numbers; the monitoring points were set using ANSYS-CFD software along circumferential and radial directions of volute, and amplitudes of pressure fluctuation within volute of hydraulic turbine were calculated under different guide vane numbers; afterwards, the calculational results of pressure fluctuation were transformed by fast Fourier transform, and the distribution of frequency domain of pressure fluctuation in volute and vibration in hydraulic turbine were analyzed under different guide vane numbers. Investigation results show that the dominant frequency amplitude of pressure fluctuation is minimal along circumferential and radial directions of volute when the guide vane number is equal to 9. With the increase of flow rate, dominant frequency amplitude and maximum fluctuation amplitude of pressure fluctuation of monitoring points of volute along radial direction gradually increase, but the degree of increase gradually decreases with the increase of guide vane numbers. When the volute outlet of hydraulic turbine is designed with a set of guide vanes that the guide vane number is equal to 9, the vibration

收稿日期: 2014-11-06

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, 博士生, 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。

and noise within hydraulic turbine are effectively reduced, and the stability of hydraulic turbine is enhanced.

Key words: guide vane; volute; hydraulic turbine; centrifugal pump; pressure fluctuation; vibration

液力透平作为一种能量回收装置将高压液体的压力能转换为叶轮旋转的机械能,驱动泵或发电机等工作,从而实现能量的回收^[1-2]. 目前对液力透平的研究主要是利用离心泵反转作液力透平,由于在离心泵的设计时只考虑了正转时的性能,并没有考虑其反转时的性能,所以当离心泵直接用作液力透平时其效率较低,工作时稳定性较差,且由于叶轮动静相干作用的影响,使液力透平内出现压力脉动,这种压力脉动会引起周期性的压力波,这将导致液力透平中各元件出现周期性的振动和噪声,严重的机组振动和噪声会使机组无法开机运行甚至损坏各元件^[3-5].

目前关于液力透平内压力脉动的研究主要是通过数值模拟和试验的方法分析了液力透平各过流部件内的压力脉动规律以及通过改变叶片数和叶轮几何参数来研究液力透平内的压力脉动变化情况^[6-9]. 为了进一步降低液力透平内的压力脉动程度可借鉴离心泵正转时关于压力脉动的研究方法进行研究,文献[10-13]指出通过改变离心泵的叶片形状及其几何参数可降低离心泵内的压力脉动强度. 文献[14-15]分别采用 RNG (renormalization group) 湍流模型和大涡模拟的方法对混流泵内的压力脉动进行了研究. 文献[16]发现在多级离心泵中叶轮和蜗壳内的压力脉动主要集中在叶片的固有频率及其倍频处. 文献[17-18]采用数值模拟和试验相结合的方法对离心泵叶轮几何参数对离心泵内压力脉动和性能的影响也做了相应研究.

由于离心泵反转作液力透平时虽然能够较好地回收能量,但液力透平机组运行并不稳定,为了解决液力透平运行时不稳定的问题,文献[19]通过研究发现在液力透平蜗壳出口添加导叶可以使各流道间压力分布更为对称,有利于液力透平运行时转速稳定性的提高. 可见,添加导叶的确可以改善液力透平运行时的稳定性,但除了使液力透平的转速具有较高的稳定性之外还需使液力透平在运行时其内振动程度较小,为了降低液力透平在运行时的振动程度,需研究如何降低液力透平内的压力脉动强度.

本文通过在液力透平蜗壳出口添加不同数量

的导叶,利用数值计算的方法来研究导叶数对液力透平蜗壳内压力脉动的影响^[20-21],总结导叶数对单级液力透平蜗壳内压力脉动的影响规律,从而为减小液力透平机组的振动和噪声提供理论参考.

1 液力透平的主要参数

本文选取流量 $\dot{m}_p = 90 \text{ m}^3/\text{h}$, 扬程 $H_p = 93.6 \text{ m}$, 转速 $n = 2900 \text{ r/min}$, 比转数 $z_{sp} = 55.7$ 的单级离心泵为研究对象. 当该离心泵反转作液力透平时,根据文献[19]的方法在蜗壳出口添加导叶数分别为 7, 9 和 11 的导叶,图 1 中点 1, 2, 3a, 3b, 3c, 4, 5 和 6 为设置的压力监测点.

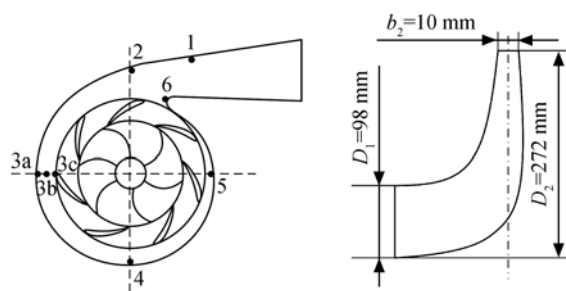


图 1 蜗壳内压力监测点

Fig. 1 Monitoring points for pressure in volute

2 数值计算

本文首先采用非结构网格对建立好的模型进行网格无关性研究,研究发现:添加导叶后,当整个流场的网格总数大于 450 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 450 万时较合适,对于导叶数等于 7 的模型,网格总数为 4527073,面单元数为 9311714. 网格划分好之后进行边界条件设置和流场计算:液力透平进口边界设为速度进口,出口设为压力出口,叶轮和导叶以及导叶和蜗壳之间的交界面设置为 interface;利用 ANSYS-CFD 软件首先进行定常计算,采用基于压力的求解器,计算收敛标准设为 10^{-5} ,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 SST (shear stress

transport) $k-\omega$ 湍流模型;定常计算收敛之后,以定常计算的收敛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 0.000172 s ,时间总长设为 0.22704 s ,每个时间步长叶轮转动 3° ,叶轮一共旋转11圈,本文选取后两圈数据进行研究.在液力透平蜗壳内设置监测点,如图1所示.

3 试验

图2为液力透平试验台,通过试验研究可以验证数值计算的准确性.图3为不同导叶数下的数值计算结果及导叶数为7时的试验结果.由于本试验利用负载泵来消耗液力透平的输出功率,在较大的流量范围内液力透平的输出功率范围大于负载泵的轴功率范围,所以只能测量较小流量范围的数据,本试验测量了最优工况附近的液力透平外特性.

从图3可以看出在小流量时不同导叶数下液力透平的水头 H 、功率 P 和效率 η 相差较小,而随着流量的增加,不同导叶数下液力透平的水头和功率相差越来越大,但效率仍相差较小,特别是在最优工况点,不同导叶数下液力透平的效率基本相等,可见导叶数对液力透平效率的影响较小,但结合文献[19]可知添加导叶可以显著提高液力透平在最优工况点的效率.从图3还可看出在导叶数为7时在最优工况点利用数值计算的结果与试验得到的结果非常接近,且在最高效率点数值计算结果相对于试验结果的误差分别为:水头为 6.51% ,功率为 8.40% ,效率为 4.31% .可见采用数值计算方法可以较好地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蜗壳内的压力脉动进行研究.

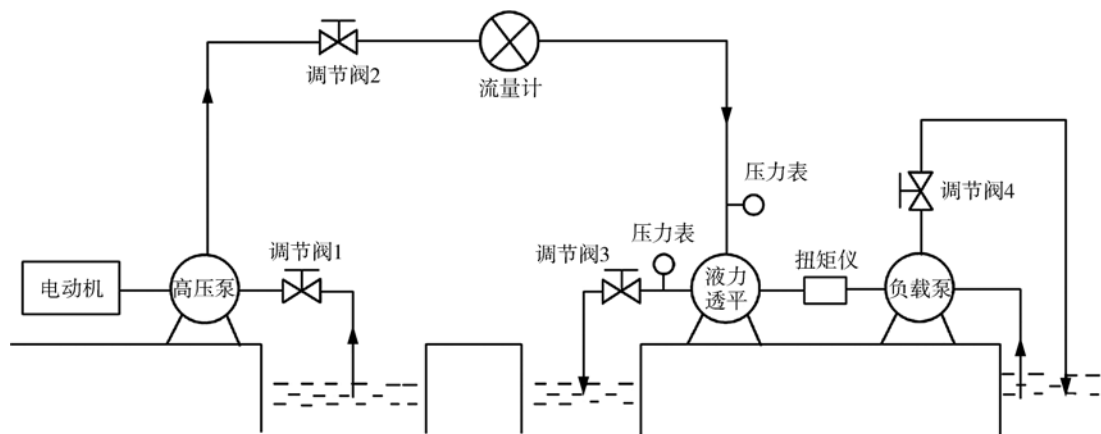


图2 液力透平试验台

Fig. 2 Test bench for hydraulic turbine

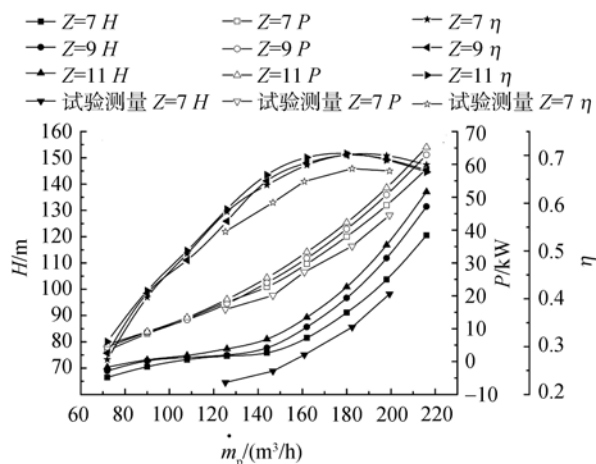


图3 试验与数值计算结果比较

Fig. 3 Comparison between testing and numerical calculational results

4 蜗壳内压力脉动分析

4.1 蜗壳内周向压力脉动分析

图4为通过快速傅里叶变换得到的蜗壳内周向各监测点处的压力脉动频域图,图中 f_n 为叶轮转动频率(Hz), f 为脉动频率(Hz).图5为最优工况时不同导叶数下液力透平内的速度 V 分布.表1为蜗壳内周向各监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值,表中最大脉动幅值由 $100\% \times [(p_{\max} - p_{\min}) / (\rho g H)]$ 得到,其中 $p_{\max}$ 和 $p_{\min}$ 分别为最大和最小压力(Pa), ρ 为介质密度(kg/m^3), g 为重力加速度(m/s^2).

结合图4和表1可以看出当导叶数等于9时蜗壳内周向各监测点处的压力脉动主频幅值最

小,其次为导叶数等于 11,而导叶数等于 7 时最大.这是因为由图 5 可知导叶数越少叶轮进口的尾迹效应越显著,即叶轮动静相干作用越强,因此蜗壳内周向各监测点处的压力脉动受到叶轮动静相干作用的影响就越大,由图 5 还可以看出当导叶数等于 9 时蜗壳内周向各监测点处的速度最小,而导叶数等于 11 时最大,因此当导叶数等于

9 时蜗壳内周向各监测点处的压力脉动主频幅值最小.还可看出随着导叶数的增加,蜗壳内周向各监测点处的最大脉动幅值逐渐减小.这是因为由试验研究部分可知随着导叶数的增加,液力透平的水头逐渐增加,而蜗壳内最大压力和最小压力的差值变化较小,所以蜗壳内周向各监测点处的最大脉动幅值逐渐减小.

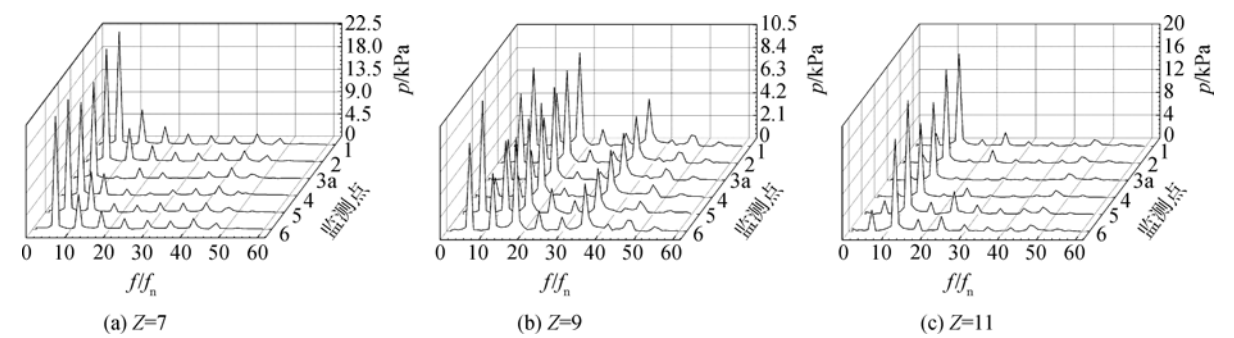


图 4 蜗壳内周向压力脉动频域图

Fig. 4 Frequency domain of circumference pressure fluctuation in volute

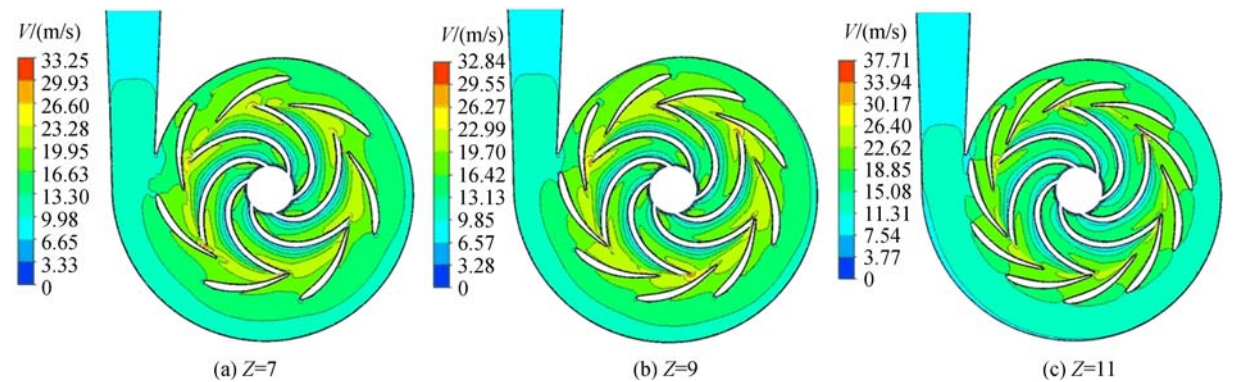


图 5 最优工况时不同导叶数下液力透平内的速度分布

Fig. 5 Velocity distribution within hydraulic turbine with different guide vane numbers under optimum condition

表 1 蜗壳内周向压力脉动的主频幅值和最大脉动幅值

Table 1 Dominant frequency amplitude and maximum fluctuation amplitude of circumference pressure fluctuation in volute

监测点	Z=7		Z=9		Z=11	
	主频幅值/kPa	最大脉动幅值/%	主频幅值/kPa	最大脉动幅值/%	主频幅值/kPa	最大脉动幅值/%
1	22.69	1.45	8.68	1.34	16.23	1.25
2	22.64	1.44	8.62	1.34	16.44	1.26
3a	19.39	1.44	8.62	1.30	13.72	1.30
4	18.79	1.43	8.75	1.33	13.05	1.33
5	22.69	1.55	10.55	1.53	20.03	1.25
6	22.74	1.44	8.74	1.33	16.26	1.26

由表1可以看出当导叶数等于7和11时距离蜗壳隔舌附近的监测点处的压力脉动主频幅值较大,而当导叶数等于9时蜗壳周向各监测点处的压力脉动主频幅值相差较小,这是因为由图5可知导叶数越少越易受到叶轮动静相干作用的影响,且隔舌处速度变化较大,所以导叶数等于7时隔舌附近监测点处的压力脉动主频幅值较大,而随着导叶数的增加导叶内的过流面积逐渐减小,导叶进口速度逐渐增加,隔舌附近的速度变化也逐渐增大,因此导叶数等于11时隔舌附近的监测点处的压力脉动主频幅值较大.当导叶数等于9时蜗壳内周向各监测点处的压力脉动主频幅值相差较小.可见,当导叶数等于9时蜗壳内周向各监测点处的压力脉动主频幅值最小.

4.2 蜗壳内径向压力脉动分析

图6为通过快速傅里叶变换得到的蜗壳内径向各监测点处的压力脉动频域图.表2为蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值.

结合图6和表2可以看出在不同导叶数下蜗壳内径向各监测点距离叶轮进口越近这些位置处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值越大.这是因为距离叶轮进口越近受到叶轮动静相干作用的影响越大,所以这些位置处压力脉动的主频幅值和最大脉动幅值就越大.还可看出导叶数等于9时蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值最

小,且各点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值基本相等,而当导叶数等于7时蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值均最大.这是因为由图5可知导叶数等于7时叶轮进口的尾迹效应最显著,叶轮动静相干作用就越强,所以蜗壳内径向各监测点处的压力脉动受叶轮动静相干作用的影响就越大,且随着导叶数的增加,导叶的过流面积逐渐减小,导叶进口速度逐渐增大,使导叶数等于11时蜗壳内径向各监测点处的压力脉动幅值也逐渐增加,但由于压力脉动主要受叶轮动静相干作用的影响,所以当导叶数等于7时蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值最大,而导叶数等于9时最小.

由表2还可以看出当导叶数等于9时蜗壳内径向最大主频幅值和最大脉动幅值分别为导叶数等于7时的0.43倍、0.66倍.可见,当导叶数等于9时可较大程度地降低蜗壳内径向的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值,且此时蜗壳内径向各位置处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值基本相等.

4.3 不同流量下压力脉动分析

图7为通过快速傅里叶变换得到的偏离最优工况时在不同导叶数下蜗壳内径向各监测点处的压力脉动频域图.表3为不同流量不同导叶数下蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值.

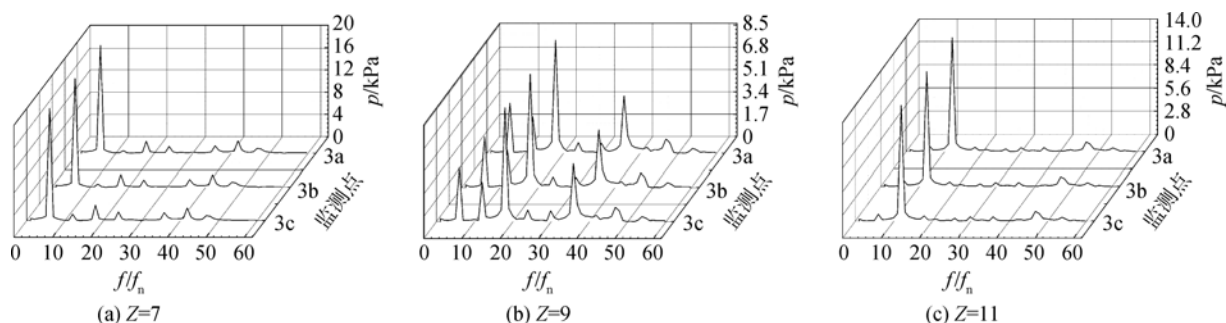


图6 蜗壳内径向压力脉动频域图

Fig. 6 Frequency domain of radial pressure fluctuation in volute

表2 蜗壳内径向压力脉动的主频幅值和最大脉动幅值

Table 2 Dominant frequency amplitude and maximum fluctuation amplitude of radial pressure fluctuation in volute

监测点	Z=7		Z=9		Z=11	
	主频幅值/kPa	最大脉动幅值/%	主频幅值/kPa	最大脉动幅值/%	主频幅值/kPa	最大脉动幅值/%
3a	19.39	0.536	8.62	0.365	13.72	0.331
3b	19.48	0.539	8.62	0.365	13.78	0.333
3c	20.07	0.564	8.63	0.370	13.87	0.336

结合图 7 和表 3 可以看出随着流量的增加不同导叶数下蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值逐渐增大,且随着导叶数的增加这些监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值的增加程度逐渐减小,在导叶数等于 11 时这些监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值基本相等.这是因为由图 5 可知导叶数越多,

叶轮进口的尾迹效应越小,叶轮动静相干作用越弱,蜗壳内压力脉动受到叶轮动静相干作用的影响就越小,所以随着流量的增加导叶数越多蜗壳内压力脉动主频幅值的增加程度越小.又导叶数越多,由试验研究部分可知液力透平的水头越高,从而使蜗壳内最大脉动幅值的增加程度越小.

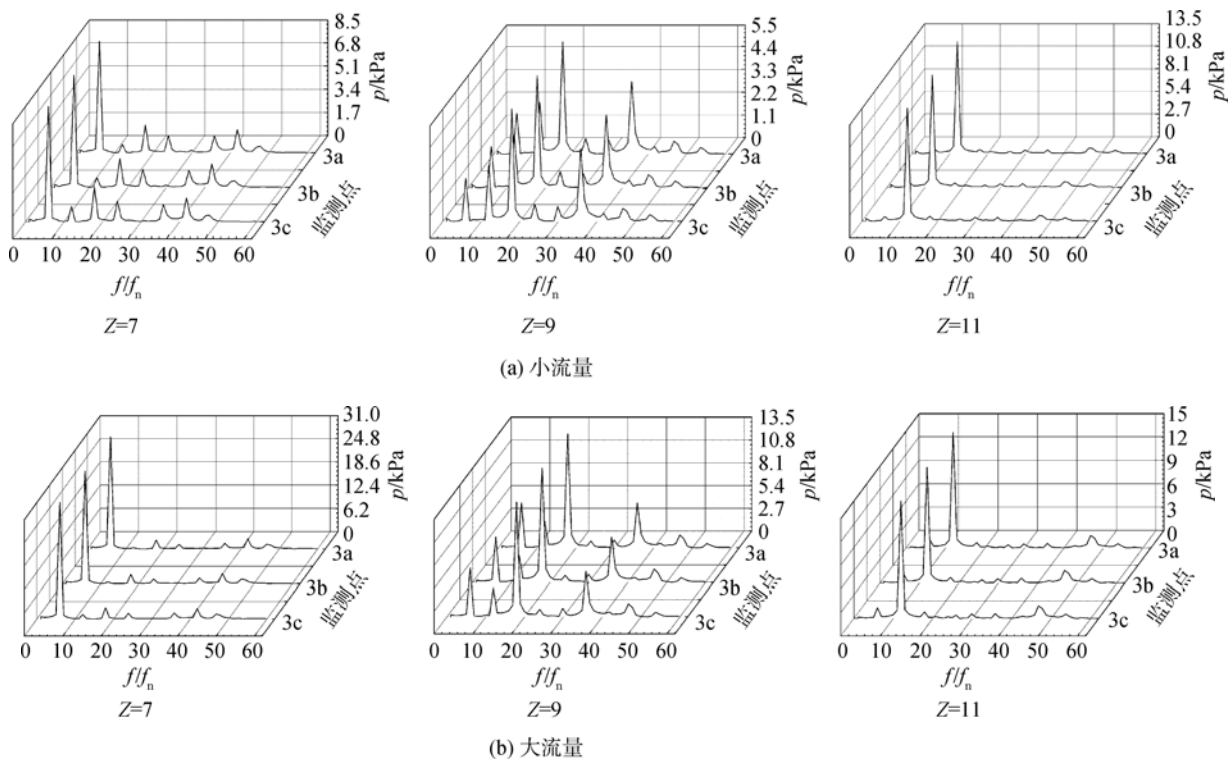


图 7 偏离最优工况时蜗壳内径向压力脉动频域图

Fig. 7 Frequency domain of radial pressure fluctuation in volute under off optimum conditions

表 3 不同流量下蜗壳内径向压力脉动的主频幅值和最大脉动幅值

Table 3 Dominant frequency amplitude and maximum fluctuation amplitude of radial pressure fluctuation in volute under different flow rates

监测点	工况	Z=7		Z=9		Z=11	
		主频幅值/ kPa	最大脉动 幅值/%	主频幅值/ kPa	最大脉动 幅值/%	主频幅值/ kPa	最大脉动 幅值/%
3a	小流量	8.18	0.274	5.43	0.247	13.31	0.320
	最优工况	19.39	0.536	8.62	0.365	13.72	0.331
	大流量	29.85	0.784	13.56	0.493	14.77	0.364
3b	小流量	8.21	0.277	5.43	0.248	13.37	0.322
	最优工况	19.48	0.539	8.62	0.365	13.78	0.333
	大流量	30.01	0.789	13.56	0.492	14.82	0.366
3c	小流量	8.45	0.291	5.43	0.250	13.46	0.324
	最优工况	20.07	0.564	8.63	0.370	13.87	0.336
	大流量	30.89	0.816	13.57	0.498	14.94	0.372

由表3可以看出在小流量时当导叶数等于9时蜗壳内最大脉动幅值最小,这是因为在小流量时当导叶数等于9时液力透平蜗壳内的最大压力和最小压力的差值最小,而小流量时液力透平的水头变化不大,所以在小流量时当导叶数等于9时蜗壳内的最大脉动幅值最小.可见,当导叶数等于9时在不同流量下蜗壳内的压力脉动主频幅值最小.

5 结 论

1) 通过研究发现随着导叶数的增加,蜗壳内周向各监测点处的最大脉动幅值逐渐减小;当导叶数等于7和11时,距离蜗壳隔舌附近的监测点处的压力脉动主频幅值较大,而当导叶数等于9时,蜗壳内周向各监测点处的压力脉动主频幅值相差较小,且此时蜗壳内周向各监测点处的压力脉动主频幅值最小.

2) 当导叶数等于9时,蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值最小,且各点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值基本相等,而当导叶数等于7时蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值均最大.

3) 随着流量的增加不同导叶数下蜗壳内径向各监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值逐渐增大,且随着导叶数的增加这些监测点处的压力脉动主频幅值和最大脉动幅值的增大程度逐渐减小.

4) 综合研究结果可知:当导叶数等于9时液力透平不但具有较好的性能,且蜗壳内的压力脉动幅值最小,从而降低了液力透平机组内的振动和噪声,提高了液力透平机组运行时的稳定性.

参考文献:

- [1] 杨军虎,张雪宁,王晓晖,等. 能量回收液力透平研究综述[J]. 流体机械,2011,39(6):29-33.
YANG Junhu, ZHANG Xuening, WANG Xiaohui, et al. Overview of research on energy recovery hydraulic turbine[J]. Fluid Machinery, 2011, 39(6): 29-33. (in Chinese)
- [2] 杨孙圣,孔繁余,宿向辉,等. 泵及泵用作透平时的数值模拟与外特性实验[J]. 西安交通大学学报,2012,46(3):37-41.
YANG Sunsheng, KONG Fanyu, SU Xianghui, et al. Numerical simulation and performance experiment on pump and pump as turbine[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(3): 37-41. (in Chinese)
- [3] 王松林,谭磊,王玉川. 离心泵瞬态空化流动及压力脉动特性[J]. 振动与冲击,2013,32(22):168-172.
WANG Songlin, TAN Lei, WANG Yuchuan. Characteristics of transient cavitation flow and pressure fluctuation for a centrifugal pump[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(22): 168-172. (in Chinese)
- [4] 朱荣生,龙云,付强,等. 核主泵小流量工况压力脉动特性[J]. 振动与冲击,2014,33(17):143-149.
ZHU Rongsheng, LONG Yun, FU Qiang, et al. Pressure pulsation of a reactor coolant pump under low flow conditions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(17): 143-149. (in Chinese)
- [5] 王秀礼,袁寿其,朱荣生,等. 离心泵变工况过渡过程瞬态水力特性研究[J]. 振动与冲击,2012,31(24):48-53.
WANG Xiuli, YUAN Shouqi, ZHU Rongsheng, et al. Transient hydraulic characteristics of a centrifugal pump under variable working conditions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(24): 48-53. (in Chinese)
- [6] 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)
- [7] 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)
- [8] 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): 12-23.
- [9] 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)
- [10] 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)
- [11] 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)
- [12] 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)
- [13] 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)
- [14] 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)
- [15] 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)
- [16] 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, ZHANG 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)
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] 杨军虎, 龚朝晖, 夏书强, 等. 导叶对液力透平性能影响的数值分析[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(2): 113-118.
- YANG Junhu, GONG Zhaohui, XIA Shuqiang, et al. Numerical analysis on influence of guide vanes on performance of centrifugal pump acting as hydraulic turbine[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(2): 113-118. (in Chinese)
- [20] 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)
- [21] 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)