

含气率对液力透平影响的非定常分析

史凤霞, 杨军虎, 王晓晖

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050)

摘 要: 为了研究含气率对液力透平内部压力的影响,以比转速为 84.5 的单级单吸离心泵反转作液力透平并对其内部流场进行 CFD 瞬态数值模拟,获得了气体在液力透平内的分布规律以及气液两相介质下透平内部流场的压力脉动变化规律。结果表明:从蜗壳进口到叶轮出口,含气率逐渐增加,含气率等于 0.2 时蜗壳出口、叶轮进口气体的尾迹效应明显,分布不够均匀。叶轮出口有气体聚集现象,气体体积分数越高,聚集现象越明显。进口含气率对透平蜗壳、叶轮内各点的相对压力分布影响明显,各点的相对压力随着透平进口含气率增加而降低。含气率小于 0.05 时其对透平内各监测点的压力脉动主频幅值影响不大,含气率大于 0.05 后其对液力透平内各监测点的压力脉动主频幅值有影响,含气率越高,压力脉动主频幅值越小。不同含气率下液力透平蜗壳周向、径向以及叶轮内的压力脉动主频均等于叶轮叶片的转动频率。

关 键 词: 含气率; 液力透平; 非定常; 气液两相; 压力脉动

中图分类号: V245.4; TH322

文献标志码: A

Unsteady analysis of effect on hydraulic turbine under variable gas content

SHI Fengxia, YANG Junhu, WANG Xiaohui

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

Abstract: In order to study the effect of gas content on the internal pressure in hydraulic turbine, CFD technology was used to simulate the flow field in a pump with the specific speed of 84.5 as turbine, the distribution of gas and the effect of gas content on pressure fluctuation in hydraulic turbine were clarified. Results showed that from volume inlet to impeller outlet, the gas content increased gradually, when the gas content was equal to 0.2, the gas distribution was not uniform, and in volume outlet and impeller inlet the wake effect was obvious. The gas gathered in impeller outlet, the higher gas rate indicated the more obvious gathering phenomenon. The influence of gas content on the distribution of relative pressure was obvious, the relative pressure of each point in hydraulic turbine decreased with the increase in gas rate. The gas content had little effect on the pressure fluctuation amplitude of the monitored point at the main frequency when the inlet gas content was less than 0.05, but when the inlet gas content was greater than 0.05, the effect was obvious. The bigger gas content meant the smaller pressure fluctuation frequency amplitude. In different gas content the main frequencies of pressure fluctuation in turbine volute and impeller were equal to the rotation frequency of the impeller blades.

收稿日期: 2016-10-10

基金项目: 国家自然科学基金(51569013, 51269011); 甘肃省青年科技基金计划(145RJYA312)

作者简介: 史凤霞(1977—), 女, 博士生, 主要从事流体机械力学特性及设计理论研究。

通讯作者: 杨军虎(1962—), 男, 教授、博士生导师, 硕士, 主要从事流体机械力学特性及设计理论研究。

引用格式: 史凤霞, 杨军虎, 王晓晖. 含气率对液力透平影响的非定常分析[J]. 航空动力学报, 2017, 32(9): 2265-2272. SHI Fengxia, YANG Junhu, WANG Xiaohui. Unsteady analysis of effect on hydraulic turbine under variable gas content[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(9): 2265-2272.

Key words: gas content; hydraulic turbine; unsteady; gas-liquid two-phase; pressure fluctuation

离心泵反转可以作为一种液体余压能量回收装置使用,即液体能量回收水力透平,用来回收化工、石油等行业存在的高压液体。随着基于离心泵反转的液力透平在各个行业的应用越来越广泛,有关液力透平的效率提高和运转稳定性的研究也逐渐增多。文献[1-5]采用数值模拟和试验相结合的方法对液力透平的外特性进行了研究,指出离心泵反转作透平具有较高的效率并对透平的内部速度场和压力场进行了分析。文献[6-8]对透平的叶轮进行了优化,发现叶轮修圆可以提高透平效率。文献[9-10]提出液体透平叶轮采用前弯叶片或者长短叶片都可以使透平效率提高。文献[11-12]提出为液力透平加导叶或者蜗壳出口采用圆形截面可以降低液力透平内的压力脉动,有助于提高透平运转的稳定性。上述关于液力透平的研究结论都是在纯液体条件下得到的,实际上离心泵反转作液力透平应用于化工、石油等行业时,回收的介质是含有一定量气体的高压液体,气体体积分数的多少对透平回收效率和运转的稳定性都有很大的影响,这就需要研究气液两相介质下液力透平的工作情况。旋转机械中气液两相流动的研究多见于泵的气液两相研究^[13-16],关于液力透平的气液两相研究相对较少,只见于定常状态下对透平力特性和外特性的研究^[17-18],还未见气液两相介质下的液力透平非定常研究。本文在借鉴离心泵非定常气液两相流动研究成果的基础上,应用 CFD 技术对基于离心泵反转的液力透平进行非定常数值计算,研究气体体积分数对透平内部压力的影响规律,得到不同含气率时液力透平内部的气体分布和压力脉动情况,为液力透平在气液两相条件下的稳定性研究提供理论参考。

1 计算模型及网格划分

以反转的离心泵作为液力透平,泵工况的设计参数为:流量 $Q=170\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=32.5\text{ m}$,转速 $n=1450\text{ r/min}$,比转速 $n_s=84.5$ 。对液力透平三维 Pro/E 造型进行网格划分,并对网格进行了无关性检查。当水头波动小于 0.2% 时可以认为网格对计算无影响,即满足网格无关性假设,最终确定总网格数为 114 万。透平的计算域模型主要包括蜗壳、叶轮和尾水管出水段 3 部分,为使流体在透平内的

流动得到充分发展,对出口段进行了适当延伸。

2 数值模拟方法

2.1 周期及时间步长

为获得进口含气率对液力透平内各点压力的影响规律,对不同含气率时的液力透平内部流场进行非定常数值模拟计算。非定常计算是在定常计算的基础上进行的,即定常计算收敛后再进行非定常计算。液力透平转速 $n=1450\text{ r/min}$,因此其一个转动周期为 $T=60/n=4.1379\times10^{-2}\text{ s}$ 。透平旋转一周为 360° ,非定常数值计算时定义一个时间步长叶轮转动 3° ,则旋转一周需要经过 120 个时间步,且一个时间步长为 $t=T/120=0.0003448\text{ s}$ 。叶轮的转动频率为 $f=n/60=1450/60=24.17\text{ Hz}$,叶轮的叶片数为 6,则叶片频率(转动频率与叶片数的乘积)为 145.02 Hz 。

2.2 监测点设置

在液力透平内部设置一系列监测点,其中监测点 1,2,3a,3b,3c,4,5,6 点位于蜗壳区域内,在叶轮区域从进口到出口分别取 7,8,9 点进行监测,7 点位于叶轮进口,8 点位于叶轮中间区域,9 点靠近叶轮出口,10 点位于尾水管延伸区域,见图 1。

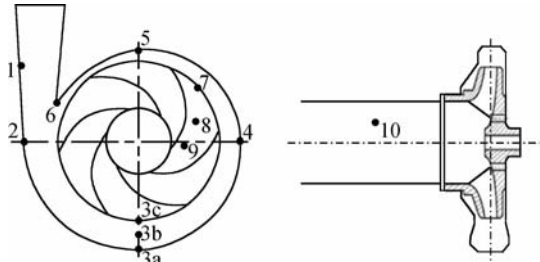


图 1 监测点位置设置

Fig. 1 Location of monitoring points

2.3 湍流模型及边界条件设置

两相流模型选用 Mixture 模型。基于时均化的 N-S (Navier-Stokes) 方程和标准 $k-\epsilon$ 湍流模型,动量方程和连续性方程采用 SIMPLEC (semi-implicit method for pressure-linked equation consistent) 算法联立求解。非定常计算时液力透平内部动静耦合面采用滑移网格技术,计算区域为蜗壳进口到尾水管出口,一次完成计算。工作介质为理想气体和清水,计算域进口边界条件为质量进口,进口处含气率均布,气体密度由理想气

体状态方程 $p = \rho R_g T$ 求出,气体的体积分即气液两相流体中的含气率用 φ 表示,分别取 $\varphi = 0, 0.05, 0.10, 0.15$ 和 0.20 。清水和理想气体的质量流量通过改变进口处气体的体积分来调节。出口边界条件设为 0.5 MPa 的压力出口。固体壁面采用无滑移边界条件,近壁处采用标准壁面函数,收敛精度设为 10^{-5} 。计算过程中假设清水为主相,且为连续不可压流体,理想气体为次相,为连续可压缩流体,两相之间不存在相变和传质^[17]。

3 计算结果及分析

3.1 外特性试验验证

不同含气率下,液力透平定常数值计算的外

特性计算结果显示:随着含气率的增加,透平效率和功率减小,水头增加。小流量时液力透平的水头 H 、功率 P 和效率 η 相差较小,而随着流量的增加,液力透平的水头 H 、功率 P 和效率 η 相差越来越大,尤其是效率差非常明显。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 为含气率 $\varphi=0.20$ 时的数值计算结果与试验结果比较。可以看出含气率 $\varphi=0.20$ 时利用数值计算的结果与试验得到的结果有误差,误差的主要因素是数值计算的过程中忽略了前后腔内部的流体,但最高效率点处数值计算结果与试验结果的误差小于 5% ,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。

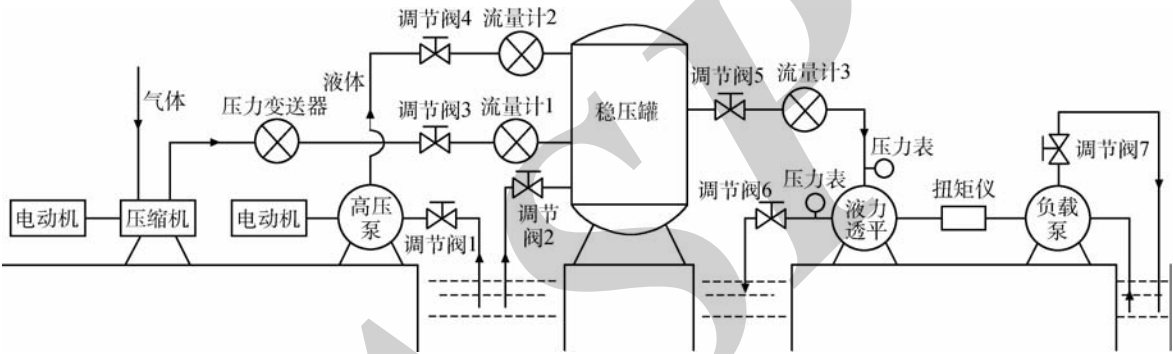


图 2 液力透平试验台

Fig. 2 Test bench for hydraulic turbine

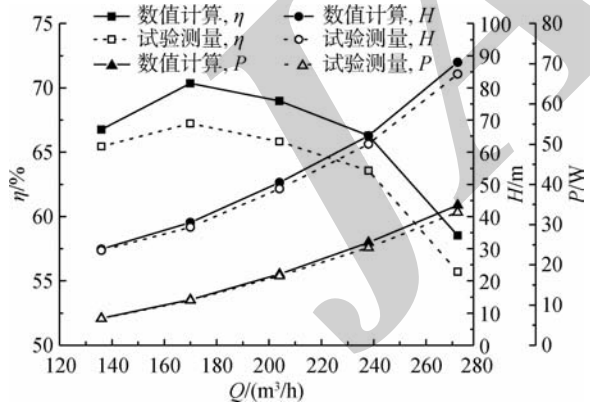


图 3 试验与数值计算结果比较

Fig. 3 Comparison of test and numerical computation results

3.2 气体分布

为了获得气体在透平内部的分布情况,为非定常模拟提供初始条件,对不同含气率时透平内部流场进行定常分析。定常状态下气体在液力透平内部的分布情况如图 4 所示。

可以看出液力透平含气后,气体充满整个透平内部,从蜗壳进口到叶轮出口,含气率逐渐增加。含气率 $\varphi=0.05$ 和 $\varphi=0.10$ 时透平内气体分

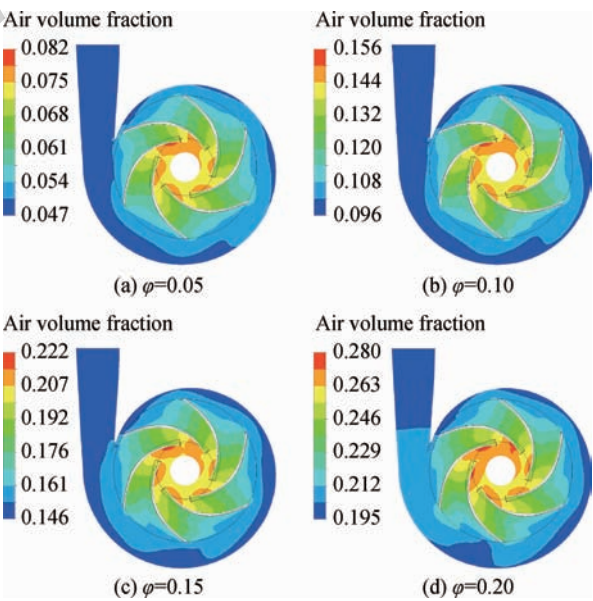


图 4 不同含气率时液力透平内气体分布

Fig. 4 Gas distribution in hydraulic turbine at different gas contents

布较均匀, $\varphi=0.20$ 时叶轮进口气体的尾迹效应明显,分布不够均匀。叶轮出口有气体聚集现象,气体体积分越高,聚集现象越明显。

3.3 圆周方向含气率对蜗壳压力的影响

图 5 为一个叶轮转动周期内不同进口含气率时的蜗壳圆周方向各监测点的压力脉动时域图。图中横坐标为叶轮转动一周所需的时间,纵坐标为相对压力。可以看出,各监测点在不同含气率时的压力脉动时域均呈周期性变化。一个转动周期内蜗壳周向各监测点的压力脉动数为 6,与叶轮的叶片数相等,说明蜗壳圆周方向的压力脉动正是由于静止的蜗壳与转动的叶轮叶片之间的相互干涉作用引起的。含有气体和不含气体时的各监测点的脉动波形不同。6 点位于隔舌处,含气后其压力脉动波形与其他 5 个监测点稍有不同,一个波形周期内出现了明显的二次波动。不同含气率时各监测点围绕各自的平均相对压力上下波动, $\varphi=0$ 时蜗壳内圆周方向各点平均相对压力

最大, $\varphi=0.05, 0.10, 0.15$ 时压力居中, $\varphi=0.20$ 时压力最低,即含气率逐渐增加时,相对平均压力值逐渐减小。例如 3a 点含气率 φ 从 0 增加到 0.20 时,平均相对压力值分别为 889.91, 881.99, 868.87, 854.32, 840.06 kPa。气体体积分数越高,平均压力下降越明显,原因在于气液两相流中摩擦压降梯度 dp_t/dz 等于对应的气相摩擦压降 $(dp_t/dz)_g$ 乘以相应的气相摩擦倍率 φ_g^2 ,而含气率 φ 与摩擦倍率成正比,含气率增加导致气相摩擦倍率增加,使摩擦压降梯度增大,总压降减低,总压降减低后施加于气液的压力会降低,气液密度会增大,进而使摩擦倍率增大,导致压力下降^[13,19]。蜗壳圆周方向压力脉动的最大脉动幅度如表 1 所示。各点在蜗壳中所处的位置不同,其最大脉动幅度分布并不规律,不含气时各点的

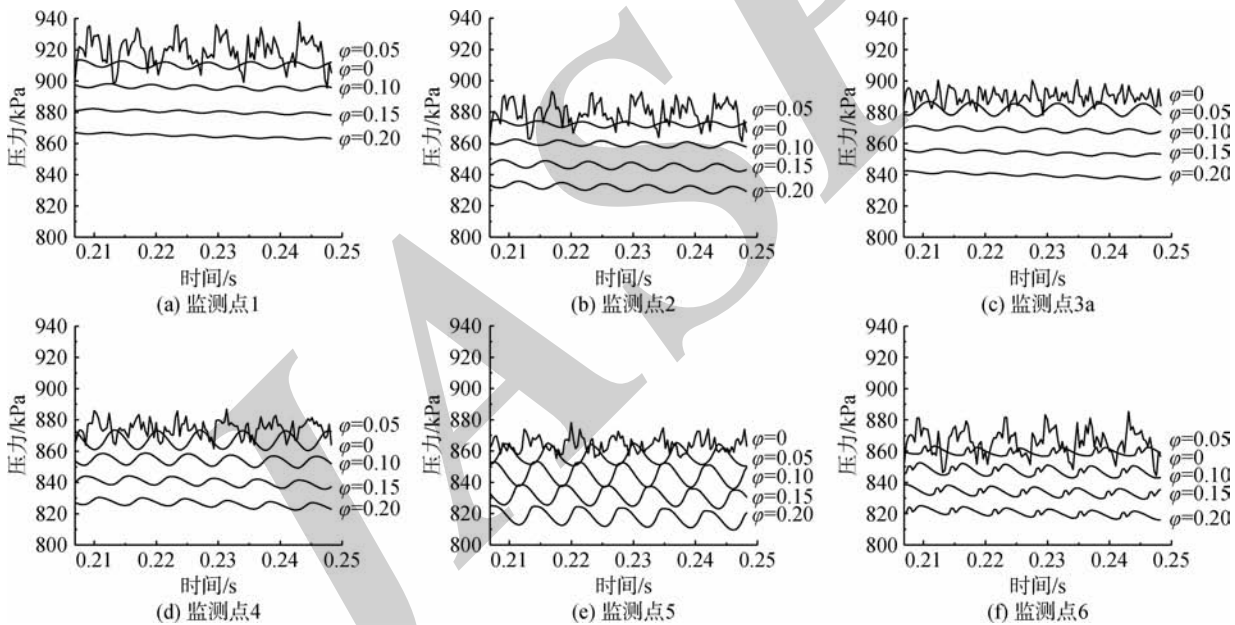


图 5 蜗壳内周向压力脉动时域图

Fig. 5 Time-domain diagram of circumferential pressure fluctuation in volute

表 1 蜗壳内压力脉动的最大脉动幅度					
Table 1	Maximum fluctuation amplitude of pressure fluctuation in volute				
监测点	$\varphi=0$	$\varphi=0.05$	$\varphi=0.10$	$\varphi=0.15$	$\varphi=0.20$
1	9.64	1.44	1.07	0.91	0.98
2	7.28	1.24	1.31	1.71	1.74
3a	5.15	2.33	1.19	1.10	1.19
4	5.78	3.24	2.27	1.94	1.78
5	5.18	3.68	4.15	3.50	3.45
6	9.42	1.64	2.33	2.16	2.05
3b	5.16	2.43	1.30	1.21	1.31
3c	5.64	3.25	2.40	2.43	2.48

最大脉动幅度普遍高于含气时的最大脉动幅度。不含气体时 1 点脉动幅度最大,含气体时 5 点脉动幅度最大。对于含气时的 5 点,含气率 $\varphi=0.10$ 时脉动幅度最大,最大脉动幅度是含气率 $\varphi=0.05$ 的 1.12 倍、是 $\varphi=0.20$ 时的 1.20 倍以及 $\varphi=0.15$ 时的 1.17 倍。

圆周方向各监测点的频域图见图 6。横坐标为频率 f 与叶轮转频 f_n 的倍数,纵坐标为压力幅值。表 2 为不同含气率时各点的主频幅值。结合图 7 和表 2 可知,不同含气率时各监测点的主频均为 145.02 Hz,因此蜗壳内各点在不同含气率时主频均等于叶轮叶片频率,说明叶轮叶片的转

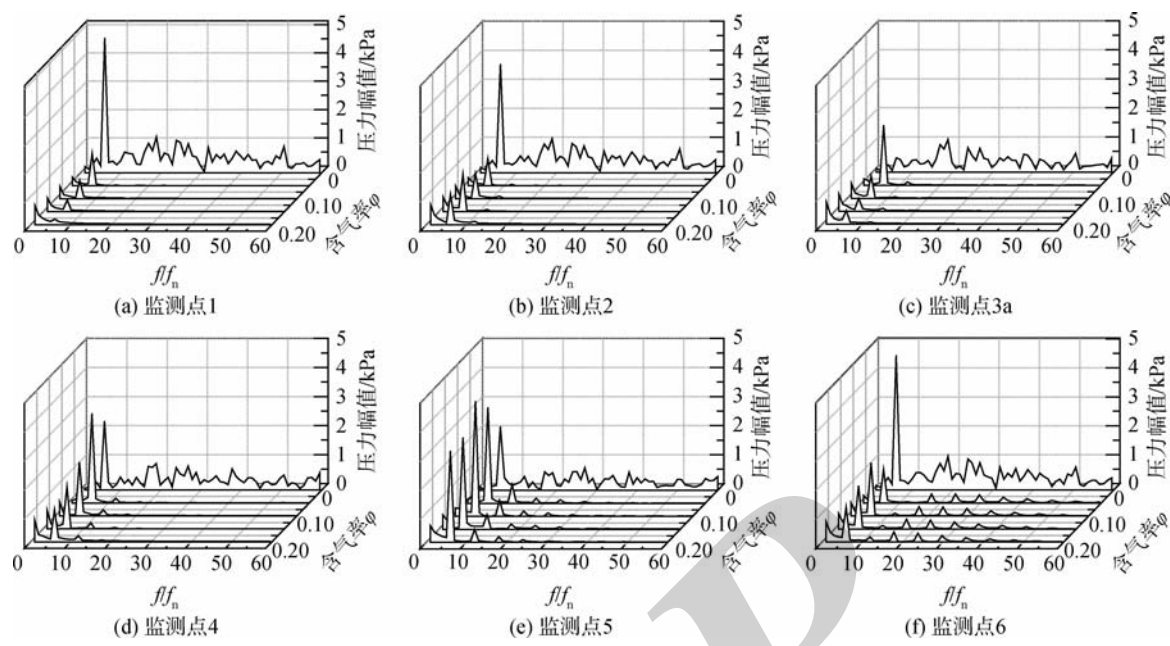


图 6 蜗壳内周向压力脉动频域图

Fig. 6 Frequency-domain diagram of circumferential pressure fluctuation in volute

动和静止的蜗壳之间的相互干涉引起了各监测点处的振动。比较含气率 $\varphi = 0.05 \sim 0.20$ 可以发现,5 点主频幅值最大,这是因为流体沿着流道流动时,最后到达 5 点,压力降最多,且 5 点过流面积最小,因此振动较其他几点更剧烈。

3.4 径向方向含气率对蜗壳压力的影响

图 7 为蜗壳内径向压力脉动的时域图。结合表 1 和图 7 可以看出:3a 点靠近蜗壳壁面,3c 点靠近叶轮进口,3b 点处于两者之间,不同含气率时,3c 点压力脉动的最大脉动幅度最大,3b 点次之,3a 点最小。说明从蜗壳到叶轮进口,沿着径向方向压力脉动幅度逐渐增大,这是因为距离叶轮进口越近,受到蜗壳和叶轮动静相互干涉作用的影响越大。对于不同的监测点,随着含气率增加,相对压力逐渐减小,这与蜗壳内的其他监测点的

变化规律一致。

表 2 蜗壳内压力脉动的主频压力值幅

Table 2 Primary frequency pressure amplitude of pressure fluctuation amplitude in volute kPa						
监测点	$\varphi = 0$	$\varphi = 0.05$	$\varphi = 0.10$	$\varphi = 0.15$	$\varphi = 0.20$	
1	4.75	1.13	0.64	0.49	0.67	
2	3.74	0.93	0.86	1.28	1.04	
3a	1.12	2.07	0.76	0.59	0.75	
4	2.37	3.09	1.84	1.44	1.11	
5	2.18	3.30	3.95	3.15	3.14	
6	4.65	1.16	1.83	1.49	1.19	
3b	1.12	2.19	0.87	0.59	0.76	
3c	1.68	3.04	1.7	1.44	1.47	

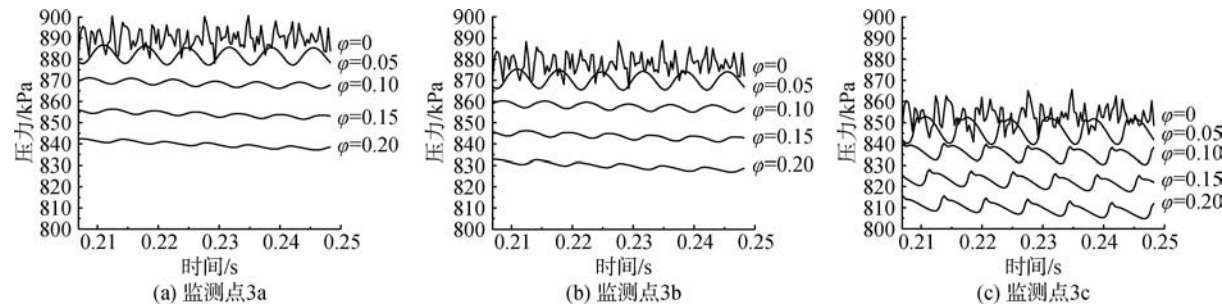


图 7 蜗壳内径向压力脉动时域图

Fig. 7 Time-domain diagram of radial pressure fluctuation in volute

将图 7 中的 3a,3b,3c 三个监测点的时域进行快速傅里叶变换(FFT)后得到 3 个监测点的压力脉动频域图,见图 8。结合表 2 和图 8 可以看

出,各点的主频均为 145. 02 Hz,即主频等于叶片频率。不同含气率时 3c 点的主频幅值均最大,含气率 $\varphi=0.05$ 时各点的主频幅值最大。

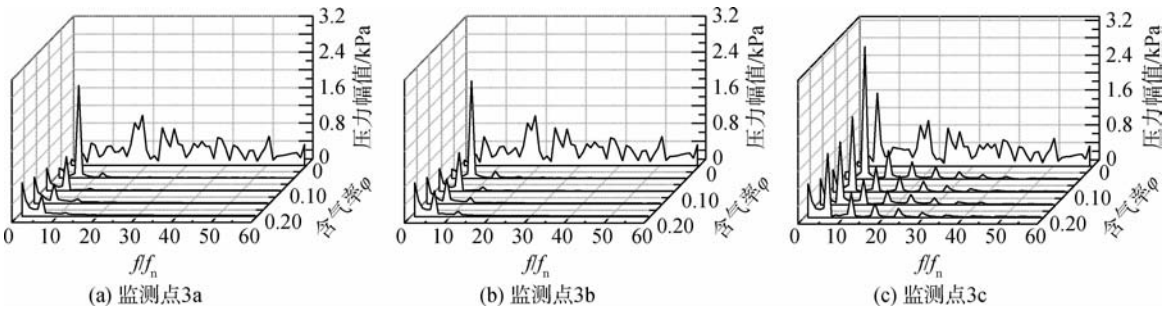


图 8 蜗壳径向压力脉动频域图

Fig. 8 Frequency-domain diagram of radial pressure fluctuation in volute

3.5 含气率对叶轮内压力的影响

图 9 是叶轮内部各监测点的压力脉动时域图,表 3 为其压力脉动的最大脉动幅度。可以看出,7 点的压力脉动幅度远远小于 8,9 点,三者的脉动波形也不相同,8,9 点为阶跃波形,8 点压力脉动最强烈。这是因为 7 点位于叶轮进口,即叶

轮与蜗壳的动静耦合面上,主要受叶轮和蜗壳的动静干涉作用,8 点和 9 点位于叶轮内部,主要受转动的叶轮的干涉作用,而 9 点压力脉动幅度小于 8 点,说明从叶轮进口到出口,压力脉动强度是先增大后减小的,而且叶轮内各点的压力脉动幅度远远大于蜗壳内各点的压力脉动幅度。

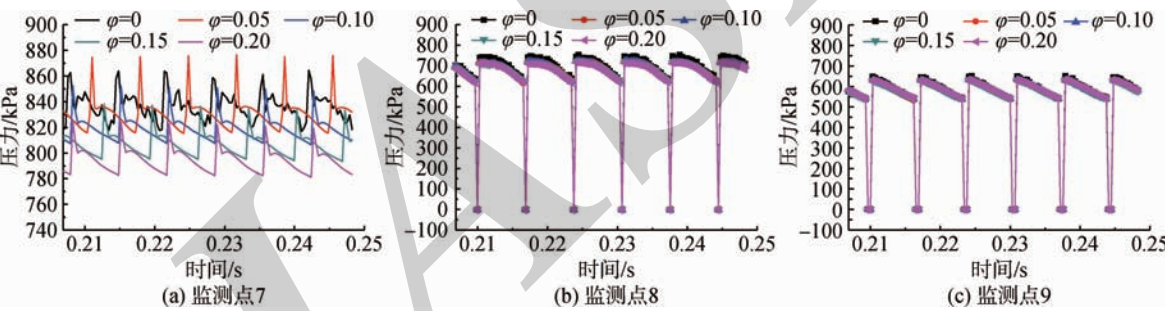


图 9 叶轮内压力脉动时域图

Fig. 9 Time-domain diagram of pressure fluctuation in impeller

表 3 叶轮内压力脉动的最大脉动幅度					
Table 3 Maximum fluctuation range of pressure fluctuation in impeller					
监测点	$\varphi=0$	$\varphi=0.05$	$\varphi=0.10$	$\varphi=0.15$	$\varphi=0.20$
7	10.76	15.03	11.04	10.43	9.87
8	27.14	27.21	24.83	23.24	21.92
9	26.56	26.04	24.08	22.77	21.47

图 10 是叶轮内各监测点压力脉动的频域图,表 4 为叶轮内各点的压力脉动主频幅值。可以看出,各点位置不同,压力脉动的主频幅值不同,7 点最小,9 点最大,8 点和 9 点的主频幅值远大于 7 点的主频幅值,当含气率 $\varphi=0.10$ 时,9 点的主频幅值是 8 点的 1.35 倍,是 7 点的 15 倍。随着含气率的增加,各点的压力脉动主频幅值逐渐减

小,主频均为 145. 02 Hz,8 点和 9 除了主频外,还存在较大的次主频,随着频率的增加,7 点和 9 点的振幅迅速衰减,而 8 点未完全衰减,当 $f/f_n=60$ 时仍然存在 20 kPa 的振幅,因此理论上分析在一个叶轮转动周期内 8 点会持续振动。

3.6 含气率对尾水管压力的影响

尾水管内 10 点的压力脉动时域和频域图见图 11 和图 12。

气体和液体推动叶轮做功后,最后到达尾水管,大部分能量已经消耗掉,因此尾水管内的相对静压力较小,加之脱离了蜗壳和叶轮的干涉作用,尾水管内的最大压力脉动幅值和主频幅值都很小,和叶轮内的压力脉动相比,几乎可以忽略不计。气体体积分数增大,尾水管的相对静压力会增加,但最大脉动幅值和主频幅值均减小。

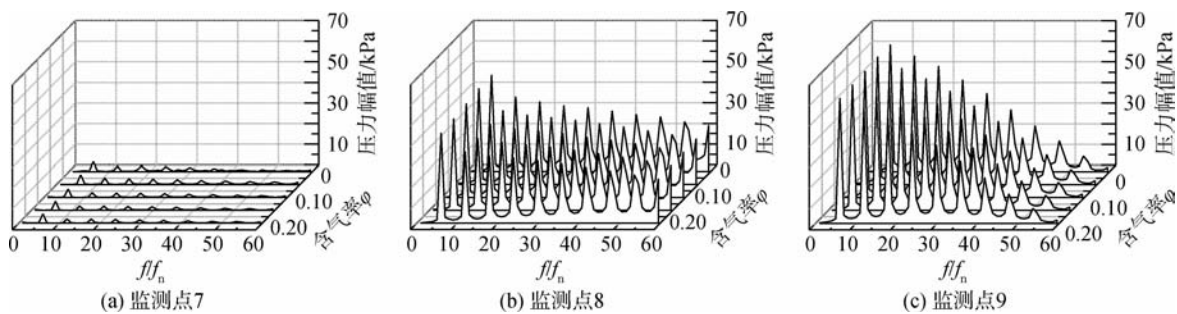


图 10 叶轮内压力脉动频域图

Fig. 10 Frequency-domain diagram of pressure fluctuation in impeller

表 4 叶轮内压力脉动的主频幅值

Table 4 Primary frequency pressure amplitude of pressure fluctuation in impeller kPa

监测点	$\varphi=0$	$\varphi=0.05$	$\varphi=0.10$	$\varphi=0.15$	$\varphi=0.20$
7	4.67	4.71	4.11	4.36	4.51
8	46.70	46.3	45.28	44.33	43.39
9	61.62	61.97	61.22	60.87	60.60

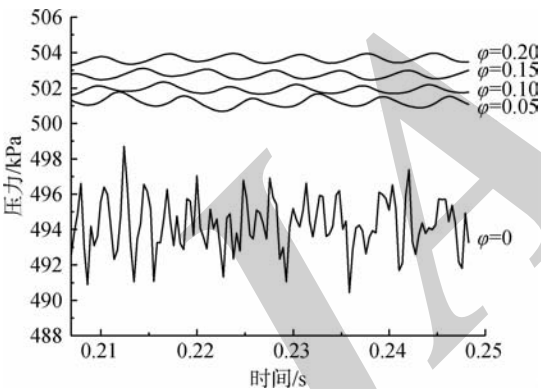


图 11 尾水管压力脉动时域图

Fig. 11 Time-domain diagram of pressure fluctuation in draft tube

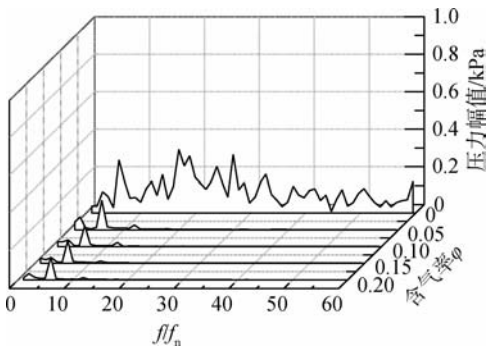


图 12 尾水管压力脉动频域图

Fig. 12 Frequency-domain diagram of pressure fluctuation in draft tube

4 结 论

- 1) 液力透平含气后气体充满整个透平内部,从蜗壳进口到叶轮出口,含气率逐渐增加。含气率 $\varphi=0.05$ 和 $\varphi=0.10$ 时透平内气体分布较均匀, $\varphi=0.20$ 时叶轮进口气体的尾迹效应明显,分布不够均匀。叶轮出口有气体聚集现象,气体体积分数越高,聚集现象越明显。
- 2) 透平进口含气率对透平蜗壳、叶轮内各点的压力分布影响明显,随着透平进口含气率的增加透平蜗壳、叶轮内各点的压力逐渐降低。对尾水管影响不明显,含气率增加,尾水管内的相对静压力增加。
- 3) 透平进口含气率 φ 低于 0.05 时,含气率对透平内各点压力脉动的主频幅值影响不大,含气率大于 0.05 时透平内各点随着气体体积分数的增加压力脉动主频幅值显著下降。同一位置点,最大脉动幅度和主频幅值都是出现在含气率 $\varphi=0$ 或者 $\varphi=0.05$ 时,含气率大于 0.05 后主频幅值迅速下降,说明含气率小于 0.05 气体对液力透平内部压力影响不大,含气率大于 0.05 后,气体对液力透平内部压力有影响。

参考文献:

[1] DERA K H S H A N S, N O U R B A K H S H A. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(3): 800-807.

[2] 杨孙圣,孔繁余,宿向辉,等.泵及泵用作透平时的数模拟与外特性实验[J].西安交通大学学报,2012,46(3):36-41.

YANG Sunsheng, KONG Fanyu, SU Xianghui, et al. Numerical simulation and performance experiment on pump and pump as turbine[J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 2012, 46(3): 36-41. (in Chinese)

[3] VENTRONE G, ARDIZZON G, PAVESI G. Direct and

- reverse flow conditions in radial flow hydraulic turbomachines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A Journal of Power and Energy, 2000, 214(6): 635-644.
- [4] FERNANDEZ J, BLANCO E, PARRONDO J, et al. Performance of a centrifugal pump running in inverse mode[J]. Journal of Power and Energy, 2010, 18(4): 265-271.
- [5] DERAKHSHAN S, NOURBAKHS A. Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(8): 1620-1627.
- [6] SINGH P, NESTMANN F. An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(2): 152-164.
- [7] SINGH P, NESTMANN F. Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2011, 35(1): 121-134.
- [8] 新宾仁. 逆运转的水泵作为水轮机运行的研究[J]. 国外大电机, 2000(2): 72-77.
XIN Binren. Study of pumps as turbines[J]. External Big Motor, 2000(2): 72-77. (in Chinese)
- [9] 杨孙圣, 孔繁余, 薛玲, 等. 长短叶片对液力透平性能的影响[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 104-107.
YANG Sunsheng, KONG Fanyu, XUE Ling, et al. Effect of splitter blade on the performance of pump as turbine[J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 104-107. (in Chinese)
- [10] 王桃, 孔繁余, 袁寿其, 等. 前弯叶片液力透平专用叶轮设计与实验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(12): 75-79.
WANG Tao, KONG Fanyu, YUAN Shouqi, et al. Design and experiment on pump as turbine with forward curved blades[J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(12): 75-79. (in Chinese)
- [11] 史广泰, 杨军虎, 苗森春, 等. 不同导叶数下液力透平蜗壳内压力脉动计算[J]. 航空动力学报, 2015, 30(5): 1228-1235.
SHI Guangtai, YANG Junhu, MIAO Senchun, et al. Calculation of pressure fluctuation within volute of hydraulic turbine under different guide vane numbers[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5): 1228-1235. (in Chinese)
- [12] 史广泰, 杨军虎, 苗森春, 等. 不同进口截面下液力透平非定常压力脉动计算[J]. 航空动力学报, 2016, 31(3): 659-668.
SHI Guangtai, YANG Junhu, MIAO Senchun, et al. Unsteady calculation of pressure pulsation within hydraulic turbine under different entrance sections[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(3): 659-668. (in Chinese)
- [13] 付强, 习毅, 朱荣生, 等. 含气率对 AP1000 核主泵影响的非定常分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(6): 132-136.
FU Qiang, XI Yi, ZHU Rongsheng, et al. AP1000 nuclear main pump internal unsteady analysis under gas-liquid two phase condition[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(6): 132-136. (in Chinese)
- [14] SI Huang, SU Xianghui, GUO Jing, et al. Unsteady numerical simulation for gas-liquid two-phase flow in self-priming process of centrifugal pump[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 85(9): 694-700.
- [15] 付强, 袁寿其, 朱荣生, 等. 离心泵气液混输瞬态过渡过程水力特性研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2012, 33(11): 1428-1434.
FU Qiang, YUAN Shouqi, ZHU Rongsheng, et al. Hydraulic characteristics of transient transition process of gas-liquid mixed flow in a centrifugal pump[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2012, 33(11): 1428-1434. (in Chinese)
- [16] 李贵东, 王洋, 郑意, 等. 气液两相条件下离心泵内部流态及受力分析[J]. 排灌机械工程学, 2016, 34(5): 369-374.
LI Guidong, WANG Yang, ZHENG Yi, et al. Unsteady internal flow and thrust analysis of centrifugal pump under gas liquid two phase flow condition[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2016, 34(5): 369-374. (in Chinese)
- [17] 杨军虎, 夏书强. 液力透平介质含气工况的数值分析[J]. 兰州理工大学学报, 2013, 39(6): 49-54.
YANG Junhu, XIA Shuqiang. Numerical analysis of hydraulic turbine operation with gas-contained medium[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2013, 39(6): 49-54. (in Chinese)
- [18] 杨军虎, 许亭. 气液两相介质的多级液力透平特性[J]. 兰州理工大学学报, 2015, 41(2): 45-50.
YANG Junhu, XU Ting. Performance for multistage hydraulic turbine with gas-liquid two-phase media[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2015, 41(2): 45-50. (in Chinese)
- [19] 阎昌琪. 气液两相流[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2009.

(编辑: 王碧珺)