

混流式水轮机尾水管涡带及压力脉动数值模拟

齐继贺

(河南省水利水电学校, 河南 周口 466001)

摘要:应用 ANSYS 等相关软件对混流式水轮机进行全流道非定常数值模拟,分析了在偏工况下低流量的3种随开度不断变化的工况,模拟由部分负荷区到高部分负荷区的尾水管涡带及压力脉动的变化情况。应用 CFD 数值模拟,观察到尾水管随导叶不同开度变化时,尾水管涡带由双螺旋涡带到单螺旋涡带至柱状涡带的变化过程,并分析了相应工况之间的压力脉动频率及脉动幅值的变化规律。这对尾水管压力脉动产生机理的深入研究有着十分重要的意义。

关键词:混流式水轮机;导叶开度;尾水管涡带;压力脉动;螺旋涡;柱状涡;数值模拟

中图分类号:TV131.2

文献标识码:A

文章编号:1672-643X(2017)03-0168-05

Numerical simulation of francis turbine draft tube vortex and pressure pulsation

QI Jihe

(Henan Province Water Conservancy and Hydropower School, Zhoukou 466001, China)

Abstract: The unsteady numerical simulation of francis turbine was conducted with the application of ANSYS software in this study. Three partial opening changing conditions were analyzed under low flow conditions, and the change of pressure fluctuation by the partial load zone to draft tube vortex high part load zone was simulated. With the application of CFD numerical simulation, it is observed that with the change of the guide vane opening, the tail pipe vortex changed from double helical vortex to single helical vortex and columnar vortex, and the variation law of pressure fluctuation frequency and pulsating amplitude between the corresponding working conditions were analyzed, which is very important to study the mechanism of the pressure pulsation of the draft tube.

Key words: francis turbine; guide vane opening; vortex core in draft tube; pressure pulsation; spiral vortex; cylindrical vortex; numerical simulation

近年来,水力发电行业所关注的三大主要问题是效率、空化、稳定性^[1],而水轮机的效率目前已经能够达到90%以上,水轮机抗空蚀性能也得到了很好的改善,然而稳定性的研究相对较少,但随着目前水轮机单机容量的不断提高,水轮机组稳定性的研究也显得越来越重要。而混流式水轮机弯肘型尾水管产生的带气泡尾水涡流,涡流与水流共同作用形成的涡带而引发产生的压力脉动是混流式水轮机面临的一个普遍性问题^[2]。轻者会引起水轮机转轮叶片裂纹、尾水管壁裂破坏等,重者则会引起厂房振动危及到整个水电站的安全运行。

目前,随着计算机技术的快速发展及 CFD 仿真

技术的进步,已经有许多国内外学者通过数值模拟技术对尾水管涡带及压力脉动进行了研究^[3-5],但对它们之间的相互影响关系研究较少。如廖伟丽等^[6]对混流式水轮机进行了非定常分析对不同开度下的水轮机压力脉动进行了预测,李小煊等^[7]用 ADINA 对水轮机全流道进行了非定常计算,其结果与真实情况较符,徐洪泉等^[8-10]对空腔对水力机械的稳定性理论进行了阐述。而本文通过对混流式水轮机非定常数值计算,初步分析了其在部分不同开度下形成的不同尾水管涡带对压力脉动的影响关系,对改善水轮机运行振动问题的进一步研究有着较为积极的作用。

收稿日期:2017-03-03; 修回日期:2017-03-19

作者简介:齐继贺(1984-),女,河南开封人,工程硕士,讲师,主要研究方向:水工结构分析。

1 计算方法

1.1 控制方程

描述流体运动的控制方程如下:

连续性方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (1)$$

动量方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{U} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2)$$

式(1)、(2)中: t 为时间,s; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; P_k 为压强,Pa; k 为湍流动能, m^2/s^2 ; ε 为湍流耗散率。

1.2 湍流模型方程

本计算中采用 RNG $k - \varepsilon$ 湍流模型来进行计算^[11],其中湍动能 k 与湍流耗散率 ε 的方程如下:

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4)$$

式中: G_k 为平均速度梯度引起的湍流动能, m^2/s^2 ; G_b 为浮力影响引起的湍流动能, m^2/s^2 ; Y_M 为湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响;湍流黏性系数 $\mu_t = \rho c \frac{k^2}{\varepsilon}$; p 为压强,Pa。

在 Fluent 中,其中的常数 $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $C_{3\varepsilon} = 0.09$,湍流动能 k 与耗散率 ε 的湍流普朗数分别为 $\sigma_k = 1.0$ 、 $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

1.3 离散方法

应用 ANSYS CFX 软件进行定常与非定常计算,定常计算作为非定常计算的初始值,水轮机转轮旋转 3° 为一个时间步长。湍流模型选用 SST 模型对尾水管模拟分析,选用二阶精度半隐式求解模式对时间积分。速度和压力场应用采用 SIMPLEC 算法进行修正,压力场格式采用二阶迎风格式。残差收敛标准值设为 1×10^{-4} 。

1.4 计算域选取和监测点位置

本研究采用混流式水轮机全流道作为计算域,其转轮直径为 640 mm,叶片数为 13,固定导叶数为 12 个,活动导叶数为 24 个。利用 UG 软件对混流式水轮机的蜗壳、座环、转轮、尾水管进行建模,最终建

立全流道模型如图 1 所示。

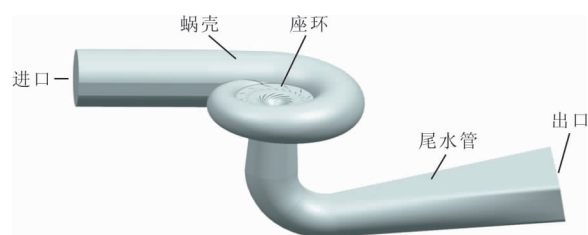


图1 水轮机全流道三维模型

为了能比较准确的观察到水轮机导水机构和尾水管的压力脉动分布规律,在尾水管上布置 3 个监测断面共 6 个监测点,即 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 、 P_5 、 P_6 。由于尾水管涡带引起的压力最大脉动变化主要出现在靠近尾水管进口的 $(0.13 \sim 1.10) D$ 处^[12-13],所以应该在靠近尾水管进口处此范围内的直锥段布置两个断面及一组监测点,即点 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 。6 个监测点的布置示意图如图 2 所示。

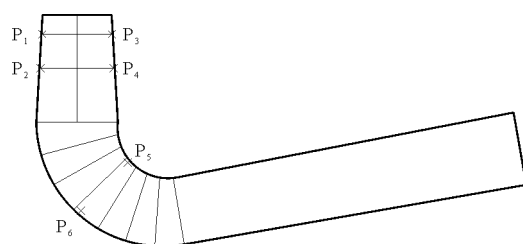


图2 尾水管监测点选取示意图

1.5 进出口边界条件

基于 ANSYS CFX 软件对流域进行定常计算,所计算的结果作为非定常的初始值,以提高收敛速度。非定常设置为每 3° 为一个步长,换算成的时间步长为 $0.001\ 008\ \text{s}$;全流道流体域的进口边界条件设置为 $80\ 000\ \text{Pa}$ 的压力进口,整个流体域参考压力值为 0,水头为 8 m,转频为 8.5 Hz,开度变化分别选取 8、15、22 mm 由小到大进行变化的 3 种工况开度(分别记为工况 A、工况 B、工况 C),出口为压力边界条件。

2 计算结果与分析

2.1 尾水管涡带分析

图 3 分布记录了 3 种不同工况在一个周期内从 $1/6 T$ 到 $1 T$ 的尾水管涡带发展变化过程。涡带的旋转方向与转轮的方向一致,在工况 A 小开度 8 mm 时,尾水管主要形成双螺旋涡带,尾涡从 $0.5040 \sim 0.6048\ \text{s}$ 的时间逐渐推移并不断发展,呈现先增强后逐渐减弱的周期性变化规律,在 $2/6$ 个周期 T 涡带发展最强;当工况 B 开度达到 15 mm 时,随着

开度的增加,流量加大,尾水管涡带出现了明显的单螺旋涡带,在 0.5040~0.6048 s 时间内呈现先减弱后加强再减弱的周期变化过程;当工况 C 开度达到 22 mm 时,随着流量的继续加大,尾水管已形成了稳定的中心柱状涡,而 A、B 两工况在变化过程中均有偏心涡存在,其原因是由于 22 mm 开度靠近了最优工况所致。综上可知,开度在经由小变大的过程中,尾水管涡带经历了一个由双螺旋涡到单螺旋涡再到柱状涡的一个变化过程。

图 4 为尾水管断面 P_1 工况 A、B 的压力分布云

图,主要对偏心涡的运动情况做一个分析,由于工况 C 未出现偏心涡所以不做分析。从图 4 中可以看出,在小流量工况 A 下,低压区分布存在于断面偏心处,即出现了偏心涡,且压力大小沿半径方向呈梯度变化,偏心涡呈周期性变化,且轴截面低压中心的脱落周期为 0.22978,频率为 4.35 Hz;工况 B 的低压中心脱落周期为 0.4,频率为 2.5 Hz。

2.2 尾水管压力脉动时域图和频谱图分析

2.2.1 时域图分析 图 5、6 分别为 3 种开度下的各监测点直管段和弯管段的压力脉动变化时域图。

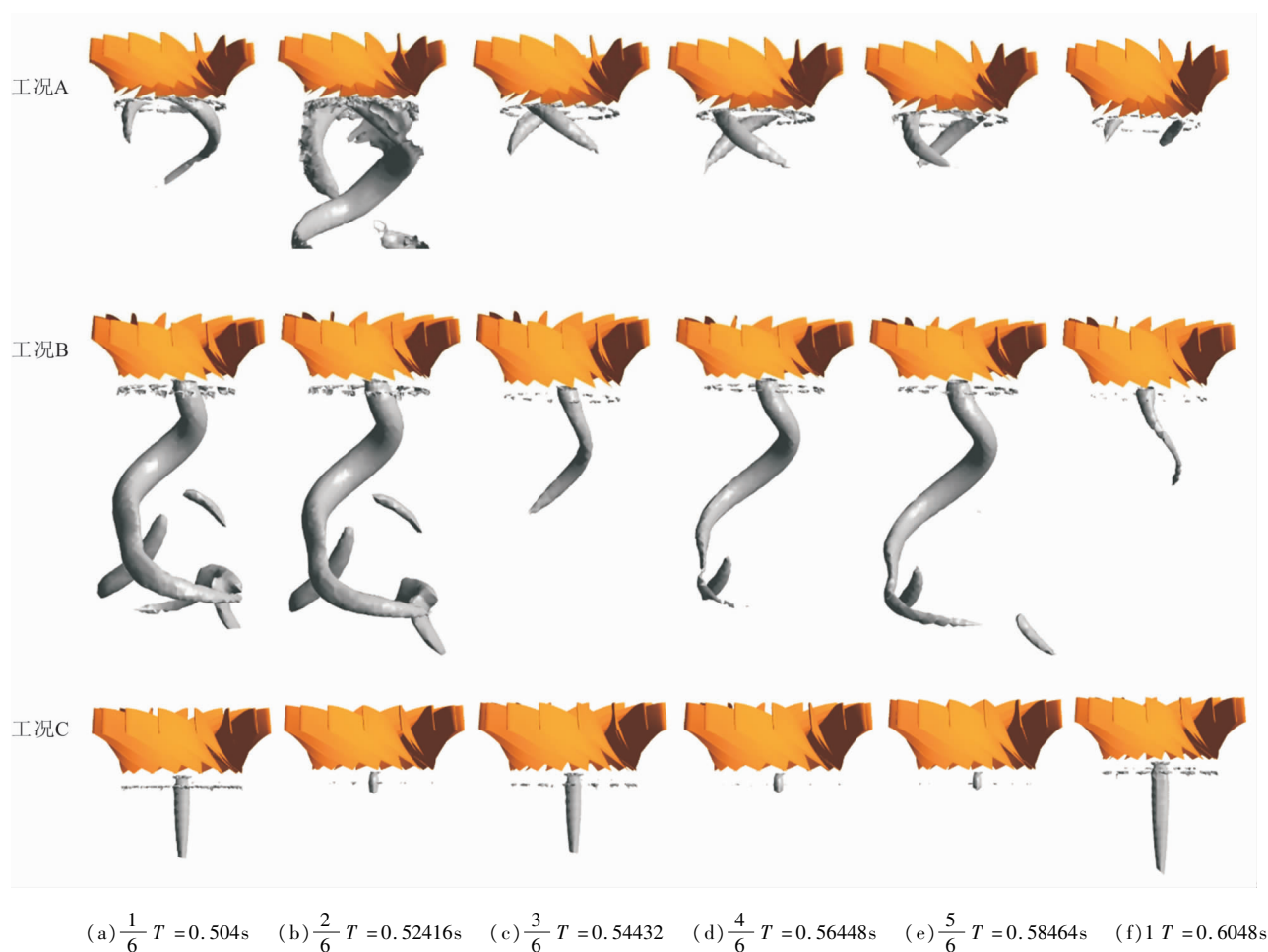


图 3 不同工况下一个周期内的涡带变化图

在直管段(图 5),水流经历复杂变化发生了不稳定流动,监测的两个面分别对应两个监测点的相位差约为 180° ,压力随时间的脉动变化呈周期性变化规律,随着开度逐渐增大至最优开度附近时,压力脉动频率减小,以至于到工况 C 时脉动变化微弱;小开度工况 A 下的压力值监测点 P_1 、 P_2 处的平均压力约为 8.00 kPa,比 P_3 、 P_4 平均压力约 7.60 kPa 要大 5.0%;工况 B 下压力平均值监测点 P_1 、 P_2 约为 9.00 kPa,比 P_3 、 P_4 处约 8.50 要大 5.80%,两种变化梯度相近。尾

水管直锥段由于受进口端转轮的旋转影响产生了螺旋涡带,使在离进口段较远处的压力值会更小,这与实验的实测规律是一致的^[14];而在工况 C 时,由于靠近了最优工况,因此波动幅度小,随着内部流动的影响使得 P_3 、 P_4 监测点压力值高于 P_1 、 P_2 监测点。

在弯管段(图 6),从监测点 P_5 、 P_6 可以看出,小开度 8 mm 时,压强随时间变化呈交叉波动,监测点 P_5 处的压强平均值为 7.60 kPa 比监测点 P_6 的平均值 7.30 要大 4.10%;开度 15 mm 时压强逐渐分开监测点 P_5 压

强平均值 8.00 kPa 比监测点 P_6 平均值 7.50 要大 6.67%;开度 22 mm 时监测点 P_5 比监测 P_6 平均值大 13.33%,变化梯度呈增大趋势;这主要是因为在小流量

工况下,尾水管弯管处产生了漩涡,出现了流动分离致使靠近弯管内部的压强值要比外侧的大,并随着流量的逐渐加大流动分离减弱从而致使脉动减弱。

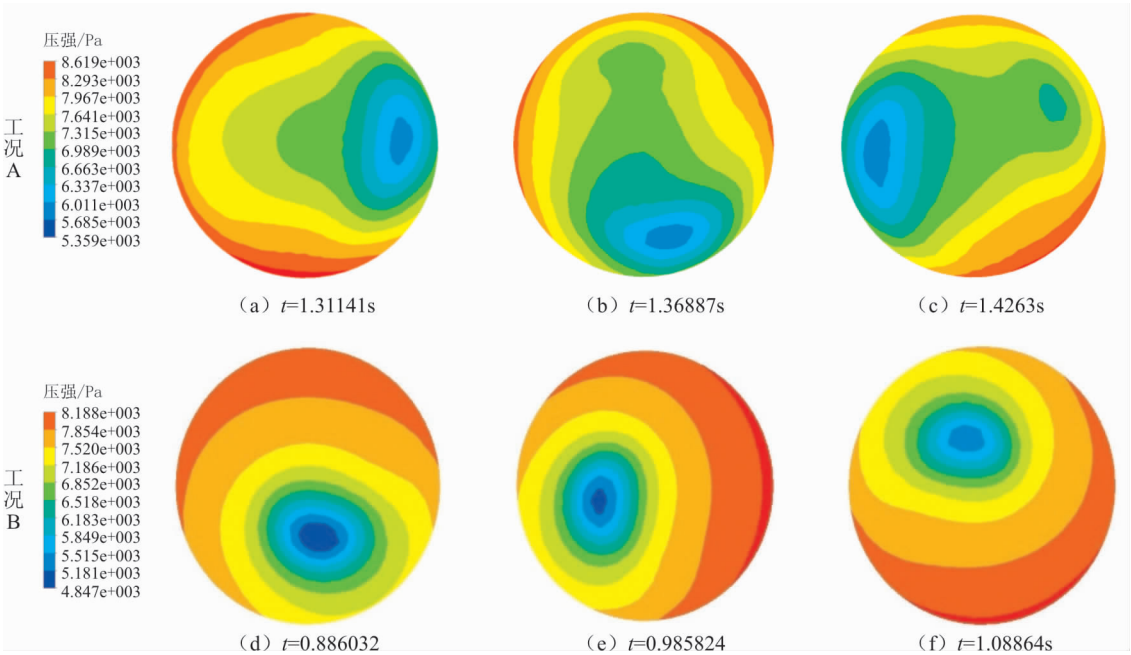


图 4 $Z = -0.21$ m 的尾水管断面(P_1 断面)压力云图分布

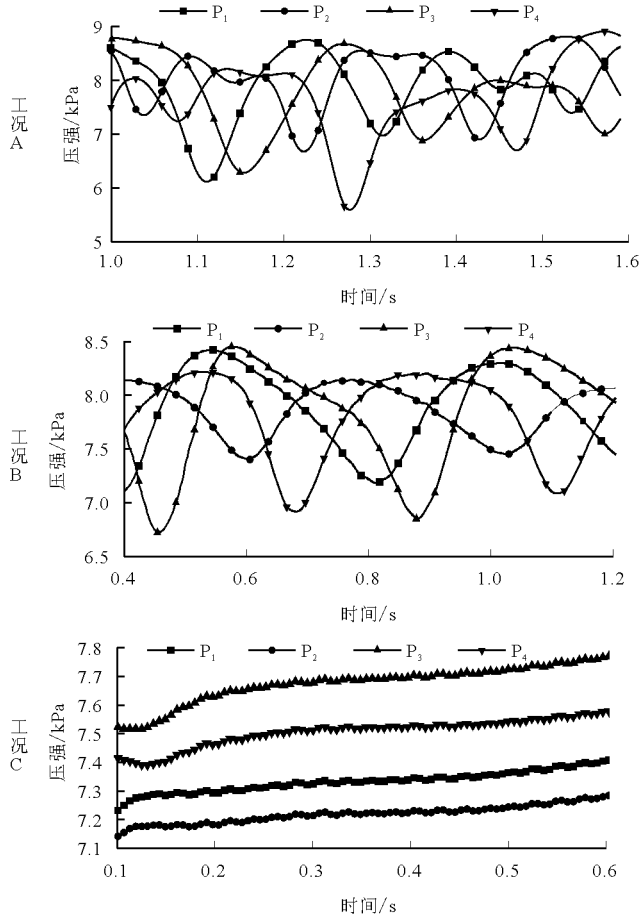


图 5 直管段各监测点压力脉动时域图

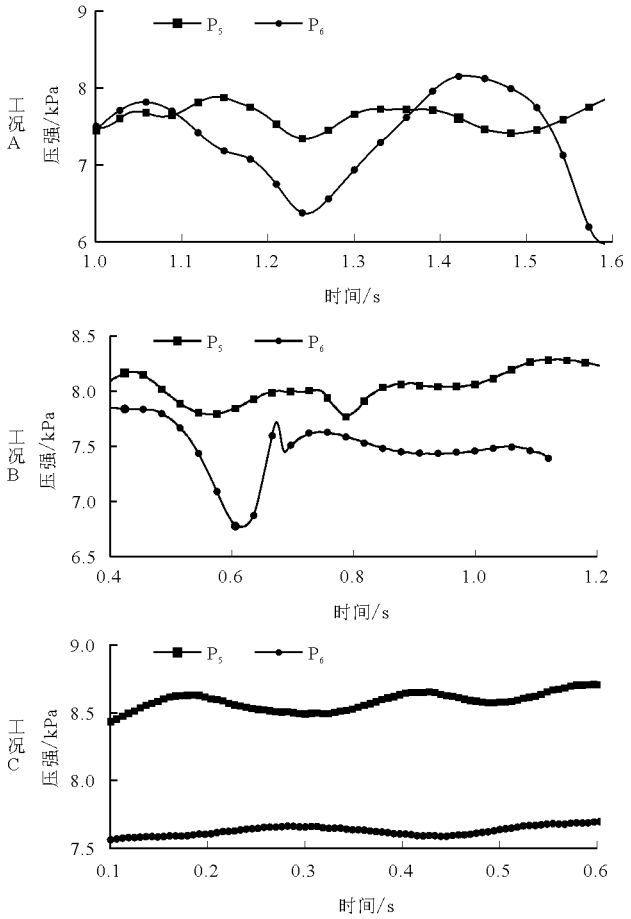


图 6 弯管段各监测点压力脉动时域图

2.2.2 频谱图分析 图7分别为3种工况下的尾水管压力脉动时域信号经过快速傅里叶变换后得到的频域图。从频谱图可以看出,3种开度下的脉动表现为低频压力脉动未出现中频脉动(10~20 Hz),这说明这3种工况下的脉动主要是转轮出口水流偏离法线出口,产生正或负环量,在尾水管中形成螺旋状涡带而引起的脉动,与工况有关。由小流量工况A可以看出,4个监测点的主频频率相同,主

频为4.35 Hz为转频的0.51倍,符低频脉动,频率为转频的0.25~0.5倍规律^[15];由工况B可以看出,流量加大时4个监测点的主频率也相同,且主频为2.5 Hz为转频的0.29倍。在同一工况下,尾水管的压力脉动幅值从直管段到弯管处降低;不同工况时,在偏离最优工况随着流量的加大,脉动频率减小,脉动幅值增大,由于工况C靠近最优工况,因此脉动小且幅值均衡。

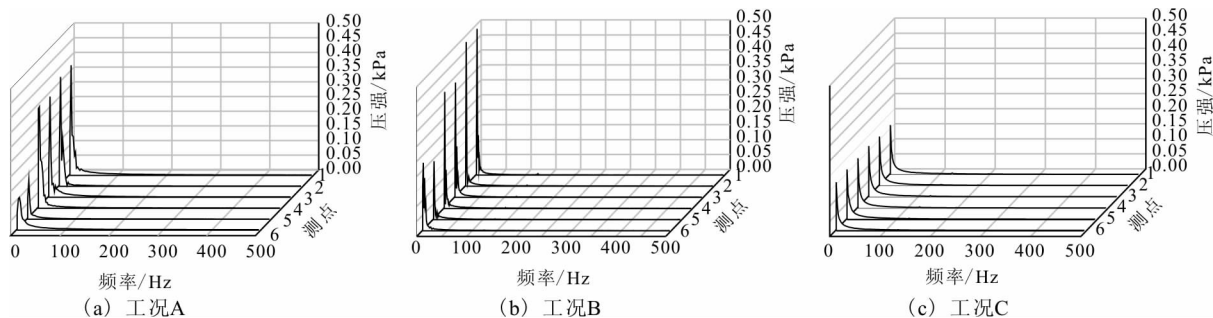


图7 各工况下各监测点压力脉动时域图

3 结论

通过对本文的研究,得出以下尾水管压力脉动变化结论提供参考,对流体机械的理论研究和工程实际应用均有着十分重要的意义:

(1)在偏离工况小流量条件下,尾水管的压力脉动主要以低频脉动为主,主要是由转轮出口水流偏离法线出口,产生环量,在尾水管中形成螺旋状涡带而引起压力脉动。

(2)在偏离工况的小开度下,尾水管压力脉动幅值由直管段向弯管段减小。

(3)在偏离最优工况下,尾水管涡带的变化随开度的变化,从偏心的螺旋涡向涡带同心的柱状涡变化。

(4)在极小开度时,尾水管涡带表现为明显偏心,形成了双螺旋的牛角涡;随之,在高部分负荷区靠近最优工况时,尾水管涡带同心,呈长条柱状涡,压力脉动值低,振幅值小,无扰动。

参考文献:

- [1] 郑源,汪宝罗,屈波. 混流式水轮机尾水管压力脉动研究综述[J]. 水力发电,2007,33(2):66-69.
- [2] 高忠信,邓杰,葛新峰. 三维非定常湍流尾水管涡带数值模拟[J]. 水利学报,2009,40(10):1162-1167.
- [3] Favrel A, Müller A, Landry C, et al. LDV survey of cavitation and resonance effect on the precessing vortex rope dynamics in the draft tube of francis turbines[J]. Experiments in Fluids, 2016,57(11):168.

- [4] Anup K C, Lee Y H, Thapa B. CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control techniques[J]. Renewable Energy, 2016,86:1406-1421.
- [5] 李章超,常近时,辛喆. 射水减弱混流式水轮机尾水管内压力脉动的数值模拟[J]. 农业机械学报,2013,44(1):53-57.
- [6] 廖伟丽,姬晋廷,逯鹏,等. 混流式水轮机的非定常流动分析[J]. 机械工程学报,2009,45(6):134-140.
- [7] 李小煥,张燎军,张晓莉. 混流式水轮机全流道非定常湍流研究[J]. 中国农村水利水电,2013(3):145-149.
- [8] 徐洪泉. 空腔危害水力机械稳定性理论刍议[J]. 水力发电学报,2012,31(5):266-271.
- [9] 徐洪泉,崔涛. 空腔危害水力机械稳定性理论[J]. 西北水电,2012(S1):1-5.
- [10] 徐洪泉,孟晓超,张海平,等. 空腔危害水力机械稳定性理论Ⅲ——空腔对尾水管涡带压力脉动的影响和作用[J]. 水力发电学报,2013,32(4):204-208.
- [11] 李万,钱忠东,邵元勇. 4种湍流模型对混流式水轮机压力脉动模拟的比较[J]. 武汉大学学报(工学版),2013,46(2):174-179+251.
- [12] 张宇宁,刘树红,吴玉林. 混流式水轮机压力脉动精细模拟和分析[J]. 水力发电学报,2009,28(1):183-186.
- [13] 李龙庭. 混流式水轮机数值模拟研究与压力脉动分析[D]. 杭州:浙江大学,2012.
- [14] 彭忠年,陈锐,蒋学运,等. 三峡模型水轮机转轮的流态观测及过流通道内水压脉动试验研究[J]. 水利水电技术,1999,30(11):8-14.
- [15] 潘罗平,桂中华. 水轮机发电机组状态监测技术[M]. 广州:华南理工大学出版社,2008.