

## 西华大学学位论文独创性声明



作者郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下进行研究工作所取得的成果。尽我所知，除文中已经注明引用内容和致谢的地方外，本论文不包含其他个人或集体已经发表的研究成果，也不包含其他已申请学位或其他用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

若有不实之处，本人愿意承担相关法律责任。

学位论文作者签名：李伟

日期：2010年6月8日

指导教师签名

张礼涛

日期 2010年6月8日

## 西华大学学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于西华大学，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅，西华大学可以将本论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复印手段保存和汇编本学位论文。（保密的论文在解密后遵守此规定）

学位论文作者签名：李伟

日期：2010年6月8日

指导教师签名

张礼涛

日期 2010年6月8日

43

23

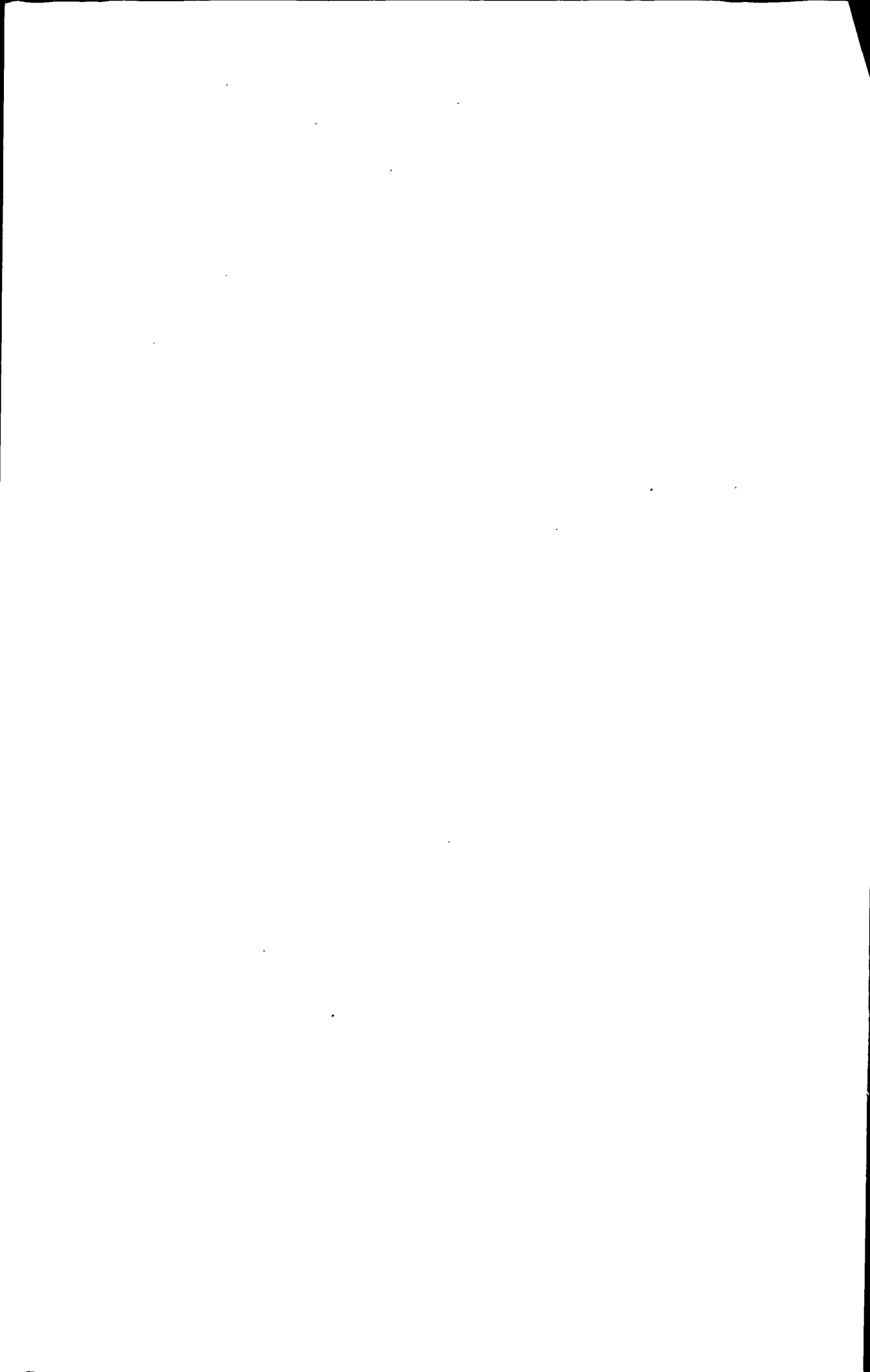
## 摘 要

水轮机是水电站的核心设备，其最重要的三个性能指标是：效率、空化和稳定性，分别关系到机组对水能的利用程度、机组的寿命和机组能否安全正常运行。转轮是水轮机最为关键的部件，其性能的高低直接影响到水轮机的三个性能的好坏；同时也是最容易因设计不当或运行不合理等原因而遭到破坏的部件之一。因此，研究转轮内部流场，对转轮内部流动的速度、压力等进行分析，对于提高水力发电机组的效率和运行稳定性、减少空化的发生以及适应现代化水电机组朝大型化发展的趋势等具有重要的意义。

随着混流式水轮机的不断发展，发现除了尾水管涡带和卡门涡这些熟知的影响水轮机稳定运行的水力振动外，还存在一系列值得关注的水力不稳定现象，其一就是叶道涡。

本文以某具体电站混流式水轮机为例，对转轮区域进行了三维非定常流动模拟计算，得出了多个典型工况下的速度场、压力场及不同测点的压力脉动，研究分析了不同工况下，同一周期不同时刻转轮区域的叶道涡情况。模拟结果显示，在高于设计水头时脱流发生在上冠叶片进口的背面，低于设计水头时，脱流发生在叶片正面进口边。对各测点上压力脉动波形进行 FFT(快速傅立叶变换)后获得了各测点压力脉动的频率特性，计算结果确定了叶道涡的频率特征。

关键词：混流式水轮机；压力脉动；叶道涡；CFD



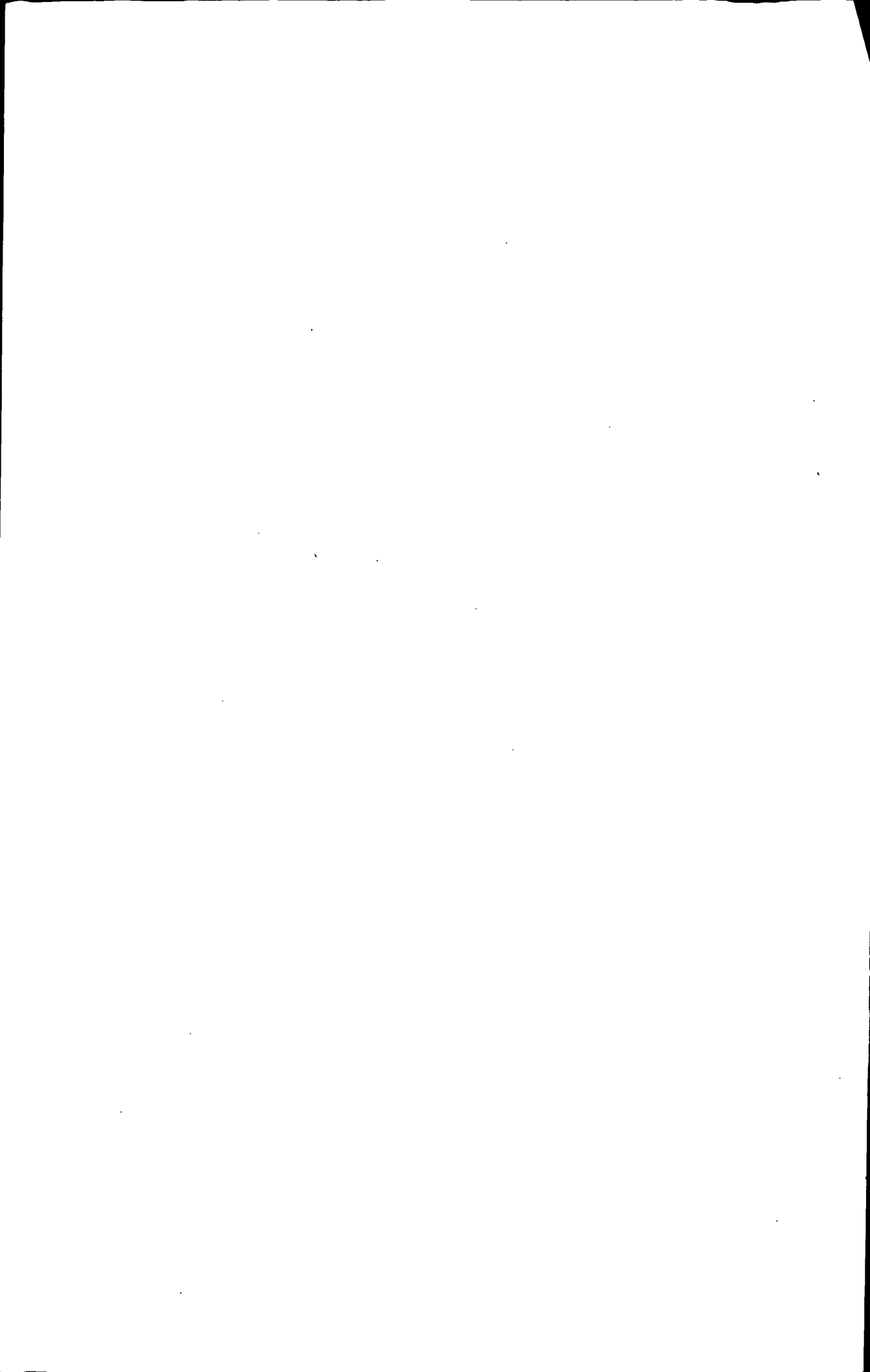
## Abstract

A hydraulic turbine is the core equipment of hydropower stations. The three most important performance indicators: efficiency, cavitation, and stability, are related to the use level of the water, the life and safely running. The runner is the most critical components, which performance will directly affect the turbine performances; and is one of the easily destructive parts in hydropower station accidents because of unsuitable design or irrational running, etc. Therefore, study of runner's flow field and analysis of velocity and pressure, will provide great significance for improving the efficiency and running stability, reducing cavitation and adapting to the development trend to huge scale of modern hydropower units.

For a long period, vortex rope in draft tube and Karman vortex are believed to be the primary factor of stability violation. However, as huge Francis hydraulic turbines are widely used, other important factors, such as interblade vortices, are found to respond the stability violation.

Velocity field, pressure field and pressure fluctuation are simulated based on a specific Francis hydraulic turbine under a number of typical working conditions, and interblade vortices of the runner are studied. The numerical simulation results agree well with the actual situation, which show that the high head interblade vortices are produced by flow separation at pressure side of the blade near the crown when the turbine is operated at higher head, the low head interblade vortices are produced by flow separation at suction side of the blade near the crown when the turbine is operated at lower head. The pressure pulsations of all monitors versus time at different position and these amplitudes spectrums versus frequency were analyzed by FFT to determine the pressure oscillation frequencies.

**Key Words:** Francis Hydraulic Turbine; Pressure Fluctuation; Interblade Vortices; CFD



## 目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	II
目 录.....	III
1 绪论.....	1
1.1 课题来源: .....	1
1.1.1 课题来源.....	1
1.1.1 课题名称.....	1
1.2 课题背景及意义 .....	1
1.3 国内外现状和发展趋势 .....	2
1.4 本文主要工作 .....	4
2 湍流流场解析的基本理论和计算方法.....	5
2.1 引言 .....	5
2.2 基本方程 .....	5
2.2.1 连续性方程和动量方程.....	5
2.2.2 湍流运动连续性方程.....	6
2.2.3 湍流运动动量方程.....	6
2.2.4 湍流能量方程.....	6
2.3 湍流模型 .....	7
2.3.1 湍流粘性模型简介.....	7
2.3.2 标准 $\kappa-\varepsilon$ 模型.....	8
2.3.3 RNG $k-\varepsilon$ 模型 .....	9
2.4 网格技术 .....	9
2.4.1 结构化网格.....	10
2.4.2 非结构化网格.....	10
2.4.3 滑动网格模型 <sup>[36]</sup> .....	10
2.4.4 Gambit 网格划分 .....	11
2.5 控制方程的离散 .....	11
2.5.1 离散方法.....	11
2.5.2 时间离散.....	12
2.5.3 离散方程的求解.....	12
3 混流式水轮机叶道涡的理论分析.....	13
3.1 引言 .....	13



3.2	叶道涡的理论分析 .....	13
3.3	变工况下水轮机的运行变化 .....	16
3.4	产生叶道涡的原因 .....	17
3.5	预防叶道涡的途径 <sup>[40]</sup> .....	18
3.6	修复方法 .....	19
4	混流式水轮机转轮的叶道涡模拟计算 .....	21
4.1	引言 .....	21
4.2	水轮机的参数 .....	21
4.3	转轮几何模型的建立及网格划分 .....	21
4.3.1	绘制及导入叶片木模图曲线 .....	22
4.3.2	确定上冠最高点和叶片尖点 .....	22
4.3.4	叶片模型和网格划分 .....	23
4.4	计算步骤 .....	23
4.4.1	读入模型 .....	23
4.4.2	选择解的格式 .....	23
4.4.3	定义物理模型 .....	23
4.4.4	指定流体物理性质 .....	24
4.4.5	边界条件的确定 .....	24
4.4.6	调整解的控制 .....	25
4.4.7	流场初始化 .....	25
4.4.8	CFD 迭代计算 .....	25
4.5	选取工况点 .....	25
4.6	计算结果及分析 .....	26
4.6.1	小流量工况下计算结果 .....	27
4.6.2	设计工况下计算结果 .....	32
4.6.3	大流量工况下计算结果 .....	35
4.7	本章结语 .....	39
结 论	.....	40
总结	.....	40
展望	.....	40
参 考 文 献	.....	41
攻读硕士学位期间发表学术论文情况	.....	43
致 谢	.....	44

## 1 绪论

### 1.1 课题来源:

#### 1.1.1 课题来源

课题来源: 企业委托

#### 1.1.1 课题名称

课题名称: 中比转速混流式水轮机转轮内部叶道涡模拟研究

### 1.2 课题背景及意义

目前,我国水电技术可开发装机容量为 5.7 亿 kW,技术可开发年电量 2.47 万亿 kWh;可开发装机容量 4.02 亿 kW,可开发年电量 1.92 万亿 kWh。到 2009 年底,我国水电技术可开发装机容量已达到 5.7 亿 kW,经济可开发水电装机容量也将显著增加,但我国的水力资源开发率仅为 22.8%。以国际上通常采用的以发电量考量水能资源和可开发程度,发达国家的水电平均开发程度已在 60%以上,其中法国水电资源已开发约 90%。而我国的水力资源开发率远低于发达国家水平,开发潜力巨大<sup>[1]</sup>。根据国家可再生能源中长期发展规划,水电的发展目标为:2010 年装机容量达到 1.9 亿 kW,2020 年装机容量达到 3 亿 kW。按照这一规划目标,包括今年在内 13 年需新增加 1.52 亿 kW,平均每年需新增加约 1200 万 kW<sup>[2]</sup>。

水电站单机容量和结构尺寸朝着巨型化方向发展对机组在设计合理性、制造工艺先进性、运行稳定性等方面提出了巨大的挑战。而水轮机是水电站的核心设备,其最重要的三个性能指标是:效率、空化和稳定性,分别关系到机组对水能的利用程度、机组的寿命和机组能否安全正常运行<sup>[3]</sup>。转轮是水轮机最为关键的部件,其性能的高低直接影响到水轮机的三个性能的好坏;同时也是最容易因设计不当或运行不合理等原因而遭到破坏的部件之一。水力机组在运行过程中经常由于过流部件中流场的速度分布不均匀和周期性脱流的漩涡所诱发出的压力脉动而引起振动,如尾水管涡带、卡门涡列等因素产生的周期性干扰激振力,会使转轮叶片产生振动,尤其是当激振力的频率与转轮的固有频率相同或相近而发生共振时,会激起较大振幅的振动,产生叶片的破坏。

混流式水轮机所存在的水力不稳定问题,长期以来人们比较熟悉与关心的主要是尾水管涡带<sup>[4]</sup>和卡门涡<sup>[5]</sup>。随着混流式水轮机的不断发展,陆续发现除尾水管涡带和卡门涡这些熟知的水力脉动之外,还存在其它值得关注的水力不稳定现象,其中之一就是叶道涡<sup>[6]</sup>。

混流式水轮机运行在偏离最优工况下,必然要发生叶道涡。过去认为叶道涡分散在各个流道内,很难能形成合力,对稳定运行的威胁并不大。但是,叶道涡发展较为严重

时,可能会形成一定的粗大的涡带,而且叶道涡的尾部相当的不稳定,噪音也比较大,可能会对机组稳定运行产生影响,甚至会引起叶片裂纹的产生。目前,一些大型水轮机在运行中已要求躲开所有的叶道涡区域。叶道涡引起的水力脉动在叶片裂纹形成的过程中起到的作用,值得深入研究<sup>[7]</sup>。

本课题基于此目的,对水轮机转轮内部流场进行了大量的模拟计算,研究了不同工况下转轮的叶道涡规律,这对提高水轮机的运行稳定性等综合性能具有一定的参考意义。

### 1.3 国内外现状和发展趋势

目前国内外的混流式水轮机技术已经发展到很高的地步,尤其是效率方面,有些大型的水轮机已超过了95%,已经达到了一个较高的指标。在水轮机的空化特性和稳定性方面也有了长足的进步,特别是在近代,CFD技术的出现,彻底的改变了混流式水轮机转轮以往的设计方法和设计思路,提出了先性能预估后生产的研制思路。一般是先通过转轮程序设计和优化方案,并采用先进的流场分析软件对设计方案进行仿真和性能预估,用数值模拟部分代替模型试验,预估出转轮的性能指标,然后再在较短时间内研制生产出高性能的转轮,这样既缩短了研制周期,又降低了研制费用,在市场竞争中具有很大的优势。

当大型混流式水轮机在偏离最优工况运行时,机组会产生不稳定现象,伴随有振动和噪声的出现。当振动严重时还会产生叶片裂纹。当水轮机流道中流体对叶片作用力的频率与叶片本身的固有频率耦合时会产生共振,这是叶片产生裂纹的主要原因。因此要研究叶道涡的危害,主要从叶道涡产生的压力脉动的频率和振幅两方面来入手。在研究方法上主要有实验与数值模拟两种方法。在实验中,将应变片粘附在叶片容易产生裂纹的地方,即靠近上冠和出水边的地方,测量该区域叶片表面的应变。由于叶片的应变是由于水力振动引起的,其频率与叶道涡引起的水力振动的频率一致。同时叶片表面的应变的测量可以为今后流固耦合计算做准备。在数值计算中,计算在偏离最优工况情况下,水轮机转轮流道内部的压力。在叶道涡影响的区域,分析该区域由叶道涡引起压力脉动的频率和振幅。

对于水力机组压力脉动及其水力振动的研究方法,主要分两个方面:一是以试验研究为主要手段,二是以数值模拟为主要手段<sup>[8-10]</sup>。近年来,计算机的技术飞速发展和紊流数值模拟理论不断改进,通过数值仿真逐步代替物理实验来提供精确的流场研究有了希望。

目前,国内外对于导叶和转轮内的不稳定流引起的压力脉动及水力振动问题研究主要是针对导叶后卡门涡列所激起的振动,也只是通过经验公式计算卡门涡列的频率,考察它是否与机组部件的固有频率相近。另外,脱流旋涡也可激起水力振动,这类振动在我国出现过多次,国外也发生过类似的情况。如小浪底、岩滩、二滩、塔贝拉等等<sup>[11-13]</sup>。

表 1.1 列举了水轮机内部流场解析的数值方法发展年代及特点等<sup>[14]</sup>。

表 1.1 水轮机内部流场解析的数值方法发展年代及特点

Tab.1.1 the numerical method, development age and characteristics of the Internal flowfield in turbine

方法	发展年代	主要原理	离散方法	特点	应用
二维势流	50-70年代	变分、加权余量法	有限元法、差分法、边界元法、奇点分布法	假设流动不可压、无旋、无粘: 只求解 1 个变量(势函数或流函数), 不考虑三维效应、旋转效应和粘性效应	只局限于简单的轴流式水轮机叶栅等的计算
三维势流	80年代	变分、加权余量法	有限元法、差分法、边界元法	假设流动不可压、无旋、无粘: 只求解 1 个变量(势函数或流函数), 不考虑旋转效应和粘性效应, 但考虑三维效应, 无法计算效率	用于分析转轮内的流态, 可以在设计工况点附近得到较合理的速度和压力分布
准三维	50-80年代	s1、s2流面迭代求解	准正交线法、有限元法、差分法、奇点分布法等交互使用	假设流动不可压, 用 s1、s2 流面迭代求解, 考虑有旋效应和三维效应; 与边界层理论结合, 可粗略计算粘性损失和计算效率	用于分析转轮、导叶内的流动, 可以在设计工况附近得到较合理的速度、压力分布, 应用较广
二维欧拉	80-90年代	拟压缩法、压力泊松法	有限差分法、有限体积法、有限元法	假设流动不可压、无粘; 求解 4 个变量(三个速度分量和压力); 考虑三维、有旋效应; 但不考虑粘性效应, 无法计算效率	用于分析转轮、导叶及其他过流部件内部流动, 可以在设计工况附近得到较合理的速度、压力分布
二维湍流(定常)	80年代至今	涡量-流函数法、压力校正法、速度校正法	有限差分法、有限体积法、有限元法(主要方法)	假设流动不可压; 考虑三维效应、有旋效应、粘性效应; 主要利用各种湍流模型求解	用于转轮及各过流部件内流动分析, 可以较大的工况范围内得到较合理的速度、压力等分量的分布。用于转轮及各过流部件的优化设计及性能预估
三维湍流(非定常)	1998年至今	压力校正法、速度校正法	有限体积法	假设流动不可压, 非定常; 考虑三维效应、有旋效应、粘性效应; 利用各种湍流模型	用于分析导叶尾部及转轮出口卡门涡列, 静动翼干涉(RSI)等不稳定因子对拿昆流式水轮机稳定性的影响
大涡模拟和直接数值模拟	2000年至今	压力校正法、速度校正法	有限体积法	假设流体弱可压, 非定, 考虑雷诺应力各向异性效应, 利用“亚格子”法考虑流动中小尺度涡对于大尺度涡的影响	用于分析尾水管内涡带, 水锤现象等因素对于水轮机稳定性的影响

在叶片式流体机械的转轮内部的流动是复杂的三元流动，不是简单的轴对称流动，不同轴面上的流动情况各不相同，在转轮中各点的轴面速度是由该点的三个坐标决定。三元流动在理论上更加严密，更加接近于实际的情况。

混流式水轮机转轮叶片不可调节，当运行工况偏离最优区时，叶片的绕流条件变差，水流将在转轮叶片进口产生撞击、脱流，严重时发生空化，尤其是在小负荷区域，水流将在转轮流道间形成叶道涡，在尾水管中出现正向旋转的偏心涡带<sup>[15]</sup>。现在的研究大致可以以设计水头为界把叶道涡分成高水头，低水头两种。低水头叶道涡一般发生在设计流量的 50%~70%之间。低水头来流时为负的冲角，因此液流的脱流发生在叶片的正面。高水头叶道涡发生的流量没有一个固定值，而是随着水头升高而向大流量区发展。高水头是来流是正冲角，因此液流的脱流发生在叶片的背面<sup>[16]</sup>。

#### 1.4 本文主要工作

本文主要是研究中比转速混流式水轮机在几种工况下运行产生的叶道涡具体分布情形，并分析叶道涡引起的脉动频率。同时为今后流固耦合计算，分析叶道涡对生成叶片裂纹的影响做准备。论文期间的主要工作为以下几个方面：

- 1、研究和分析三维湍流计算的数学模型，同时经过计算比较，得出水轮机内部非定常湍流计算较好的数学模型；
- 2、根据某电站原型混流式水轮机，利用 UG 软件建立混流式水轮机转轮部件的几何物理模型，将三维模型导入到 Gambit 软件中进行非结构化网格划分；
- 3、利用流动分析软件对转轮进行边界条件设定，选取比较有代表性的几个工况点(设计工况、大流量工况、小流量工况)进行内流场求解计算；
- 4、利用 Fluent 软件分析处理，得到水轮机在各种工况时的速度矢量分布、静态压力分布，比较分析了该水轮机在不同的工况下，同一周期的不同时刻转轮叶片间的叶道涡的情况。同时分析由叶道涡引起压力脉动的频率及振幅。

## 2 湍流流场解析的基本理论和计算方法

### 2.1 引言

随着计算流体动力学及紊流理论研究的深入和计算机的发展,水轮机三维紊流场的研究有了长足的进展。水轮机 CFD 技术的突破表现在:从解欧拉方程到解  $N-S$  方程;从准三维分析到全三维分析;从不考虑粘性到考虑粘性的紊流求解,其中基于  $k-\varepsilon$  紊流模型的雷诺平均  $N-S$  方程的数值求解得到了广泛应用;从解定常流到解不定常流;从计算单部件到水轮机整体模拟(从蜗壳进口直到尾水管出口)。流动可视化技术的进步使具体而详细地描述水轮机内的流态也成为可能。本章将叙述湍流流动的基本方程和数值求解方法,包括基本方程、湍流模型、方程离散方法、网格生成等。

### 2.2 基本方程

#### 2.2.1 连续性方程和动量方程

流体力学中的三大方程,即连续性方程、动量方程及能量方程。它们是在质量守恒定律、牛顿第二定律和能量守恒定律下建立的反映流体运动的基本方程,是计算流体力学的基础<sup>[17]</sup>。

对于不可压缩的粘性流体,连续性方程和动量 (Navier-Stokes) 方程分别如下:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \rho F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2.2)$$

$N-S$  方程的求解是湍流计算的基础,一般可分三种方法<sup>[18]</sup>:

(1)大涡模拟(Large Eddy Simulation): 该法用非稳态的  $N-S$  方程来直接模拟大尺度涡,不直接计算小尺度涡,小涡对大涡的影响通过近似的模型来考虑。LES 方法是目前 CFD 研究和应用的热点之一。

(2)直接模拟(Direct Numerical Simulation): 用非稳态的  $N-S$  方程对湍流进行直接计算。但要对高度复杂的湍流运动进行模拟,需要多达  $Re^{9/4}$  个自由度才能充分描述流动特征,即必须采用很小的时间与空间步长。该方法在目前的计算机水平上难以进行具体的工程化应用。DNS 的最大好处就是无需对湍流流动做任何简化或近似,理论上可以得到相对准确的计算结果。

(3)雷诺(Reynolds)平均法: 该法将非稳态的  $N-S$  方程对时间作平均,求解实际中感兴趣的时均量。这种方法即是目前工程上普遍应用的全三维  $N-S$  方程解。

下面从粘性流动基本方程推导描述湍流运动的基本方程组。

### 2.2.2 湍流运动连续性方程

设瞬时速度  $u_i = \bar{u}_i + u'_i$  ( $u_i$  表示  $i$  方向流速瞬时值), 把它代入粘性流连续方程, 并对方程取时间平均, 可得:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.3)$$

该式为时均流动的连续方程。

$$\frac{\partial u'_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.4)$$

该式为脉动流速的连续方程。

### 2.2.3 湍流运动动量方程

将  $u_i = \bar{u}_i + u'_i$  和  $p = \bar{p} + p'$  代入  $N-S$  方程, 并对方程式取时间平均, 可得:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{F}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) \quad (2.5)$$

此即湍流时均的运动方程, 也就是“雷诺方程”。

对湍流的时均流动而言, 连续方程和动量方程共有四个方程式, 但未知量除  $\bar{u}$ ,  $\bar{v}$ ,  $\bar{w}$ ,  $\bar{p}$  以外又增加了6项雷诺应力, 因为雷诺应力张量是对称张量。所以共有10个未知量, 这就造成了湍流方程的不封闭问题。解决湍流方程的封闭性问题至今仍在探索之中。

### 2.2.4 湍流能量方程

对于不可压缩流体, 当不存在强烈的热传导时, 流动的能量主要是指其机械能。维持流体的脉动将消耗相当的能量。湍流的能量方程有助于解决湍流方程的不封闭性问题, 特别近年所发展的湍流模型都是建立在能量方程的基础上。

#### (1) 湍流瞬时流动的总能量方程

在  $N-S$  方程中, 各个项所表示的是作用于单位体积流体上的各种力, 因此对方程各项乘以流速  $u_i$ , 则变为各种力作功的功率, 而该方程也就是单位时间内单位体积流体中各种能量之间的关系。即:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\rho}{2} u_i u_i \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( u_j * \frac{\rho}{2} u_i \right) &= - \frac{\partial [u_i (p + \gamma h)]}{\partial x_i} \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) u_i \right] &- \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2.6)$$

此即湍流瞬时流动的总能量方程。式中左侧表示单位体积流体动能的物质导数, 即

包括动能的当地变化率和迁移变化率。式中右侧第一项表示单位体积流体的压能与位能的迁移变化率，也就是单位体积流体势能的迁移变化率。右侧第二项为粘性应力对单位体积流体在单位时间内所作的功称为扩散项。右侧最后一项为粘应力对变形速率作功称为变形功，也称耗散项，即单位体积流体在单位时间内耗散的机械能量，它转化为流体中的热能，这种转化是不可逆的。

## (2) 湍流时均的总能量方程

以  $u_i = \bar{u}_i + u'_i$ 、 $u_j = \bar{u}_j + u'_j$ 、 $p = \bar{p} + p'$  代入湍流瞬时流动的总能量方程之中，并对整个方程式取时间平均，即可得到时均的总能量方程。

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left[ \frac{\rho(\bar{u}_i \bar{u}_i + \bar{q}^2)}{2} \right] + \bar{u}_j \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \frac{\rho(\bar{u}_i \bar{u}_i + \bar{q}^2)}{2} \right] + \bar{u}_j \frac{\partial(\bar{p} + \gamma h)}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}'_j}{\partial x_j} \left( \bar{p}' + \frac{\rho}{2} \bar{q}^2 \right) \\ & = \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \bar{u}_i \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \bar{u}_i (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \right] - \mu \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \\ & \quad + \mu \frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) - \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2.7)$$

其中,  $\bar{q}^2 = \overline{u'_i u'_i} = \overline{u_1'^2 + u_2'^2 + u_3'^2}$  为单位质量流体的脉动动能。

式中各项的物理意义如下：

左边由总动能的当地变化率（由湍流流动不恒定性而引起）、总动能和总势能的迁移变化率（由时均流场的空间不均匀性所引起）以及脉动压能与动能的迁移变化率所组成；右边是由湍流扩散项（粘性应力作功而传递能量的项）与时均和脉动耗散项（粘性应力所作的变形功项）所构成<sup>[19]</sup>。

## 2.3 湍流模型

### 2.3.1 湍流粘性模型简介

湍流模型的研究在近年来湍流研究中发展很快，成为解决工程实际湍流问题的一个有效的手段。当前广泛应用的湍流模型有混合长度模型、标准  $k-\varepsilon$  模型、各种改进的  $k-\varepsilon$  模型如： $k-\varepsilon/k-w$  混合模型<sup>[20]</sup>、realizable  $k-\varepsilon$  模型<sup>[21]</sup>、RNG  $k-\varepsilon$  模型<sup>[22]</sup>、Chien  $k-\varepsilon$  模型<sup>[23]</sup>、SMC 模型<sup>[24]</sup>、雷诺应力 RSM 模型等<sup>[25]</sup>。

J. Boussinesq 提出了湍流粘性系数的概念，即将雷诺应力写成如下形式：

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_T \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.8)$$

其中， $\mu_T$  称做湍流粘性系数； $\nu_T = \mu_T / \rho$  称做湍流运动粘性系数，以一种新的方式



来表达雷诺应力<sup>[26]</sup>。为求解雷诺方程,就需要给出 $\mu_T$ 或 $\nu_T$ 的补充关系式。

随着湍流模型研究的发展, $k$ 方程( $k$ -equation)出现了。其中, $k' = 0.5\overline{u'_i u'_i}$ ,  $k = 0.5\overline{u'_i u'_i}$ 代表脉动动能。即:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \overline{u'_j \left( k' + \frac{p'}{\rho} \right)} \right] - \nu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \quad (2.9)$$

上式右边最后一项就是在动能方程中的脉动粘性耗散项,即 $\varepsilon$ 。

主要的二方程模型见表2.1。

表 2.1 主要的双方程模型和提出者  
Tab.2.1 main two-equation model and author

提出者	组合量	原用符号
Kolmogorov (1942)	$k^2 / l$	$f$
周培源(1945), Davidov (1961), Harlow-Nakayama (1968), Jones-Lauder (1972)	$k^2 / l$	$\varepsilon$
Rotta(1951), Spalding (1967)	$l$	$l$
Spalding (1969)	$k / l^2$	$w$
Rotta(1968), Ng-spalding (1972), Rodi-Spalding (1970)	$kl$	$kl$

### 2.3.2 标准 $k-\varepsilon$ 模型

目前, $k-\varepsilon$ 方程湍流模型应用比较广泛。整理后,可得湍流运动的封闭方程组<sup>[27]</sup>:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \\ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu_{\text{eff}} \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} + g \\ \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - C_k \varepsilon \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_k - C_{2\varepsilon} \varepsilon) \end{cases} \quad (2.10)$$

其中,  $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ ,  $G_k = \nu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ ,  $C_\mu = 0.09$ ,  $C_k = 1.0$ ,  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,

$C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $\sigma_k = 0.9$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

标准 $k-\varepsilon$ 方程模型是通过联立湍动能 $k$ 和耗散率 $\varepsilon$ 的运输方程,并建立它们与湍流粘性的关系<sup>[28]</sup>:

$$\rho \frac{D\kappa}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_l}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + G_\kappa - \rho \varepsilon \quad (2.11)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_l}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_\kappa - c_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.12)$$

其中,  $\mu_l = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$  为湍流涡团粘性系数。  $G_\kappa$  是由于速度梯度引起的应力生成项:

$$G_\kappa = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.13)$$

模化后, 有:

$$G_\kappa = \mu_l S^2$$

其中,  $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ ;  $S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ 。

这种方法相对稳定、简单, 在较大的工程范围内具有足够的精度。但是缺点在于某些情况下如果有回流和大曲率和强旋度的情况下不能很好地反映湍流特性。

### 2.3.3 RNG $k-\varepsilon$ 模型

Yakhot 和 Orszag (简称为 YO) 首次将重整化群(RNG, renormalization group)方法应用于高雷诺数的紊流流动中。YO 理论在动量方程中引入一个恒定的具有一定统计特性的随机外力, 并假设其方程解是  $N-S$  在惯性范围内统计意义上的等价解。并且在  $\varepsilon$  扩展过程中假设  $\varepsilon = 4$ 。Lam 在 YO 理论的基础上提出了新的公式, 证明即使不使用  $\varepsilon$  扩展方法仍得到与 YO 理论相同的结果。Smith 和 Reynolds 发现 YO 推导的  $\varepsilon$  方程中的耗散项系数与普遍认可的数值不太相符, 因此在  $\varepsilon$  方程的生成项中缺少了一项。Yakhot 和 Smith(简称为 YS)修正了 YO 理论推导。

$$\rho \frac{D\kappa}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ a_\kappa \mu_{eff} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] + G_\kappa - \rho \varepsilon \quad (2.14)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} G_\kappa - c_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon}{\kappa} - R \quad (2.15)$$

其中,  $G_\kappa$  含义与上述相同。

RNG  $\kappa-\varepsilon$  模型考虑了高应变率或大曲率过流面等因素的影响, 从而提高了模型在旋流和大曲率情况下的精度<sup>[30]</sup>。

## 2.4 网格技术

流动数值计算非常复杂, 其中第一步是生成网格, 即是对空间上连续的计算区域分割成多个子区域, 并确定每个子区域中的节点。由于叶片形状等原因的影响, 水轮机内

部流体流动区域形状较为复杂, 网格质量的好坏直接影响解析的敛散性和结果的精度, 网格生成的难度和耗费在整个模拟解析过程中占有较大的比重。复杂边界的网格大致可以分成结构化网格和非结构化网格。

#### 2.4.1 结构化网格

从严格意义上讲, 结构化网格是指网格区域内所有的内部点都具有相同的毗邻单元, 即每个节点及控制容积的几何信息必须存储, 但节点的邻点关系可以依据网格编号的规律而自动得出而不必专门存储。根据生成方法的不同, 结构化网格方法包括保角变换法<sup>[31]</sup>, 代数法<sup>[32]</sup>, 微分方程法<sup>[33]</sup>等。

结构化网格有很多优点<sup>[34]</sup>:

- (1) 它可以很容易地实现区域的边界拟合, 适于流体和表面应力集中等方面的计算;
- (2) 网格生成的速度快;
- (3) 网格生成的质量好;
- (4) 数据结构简单;
- (5) 对曲面或空间的拟合大多数采用参数化或样条插值的方法得到, 区域光滑, 与实际的模型更容易接近。

#### 2.4.2 非结构化网格

非结构网格<sup>[35]</sup>的发展是在 20 世纪 80 年代。同结构化网格相对应的是, 非结构化网格区域内的内部点不具有相同的毗邻单元。即与网格剖分区域内的不同内点相连的网格数目不同。从定义上可以看出, 结构化网格和非结构化网格有相互重叠的部分, 即非结构化网格中可能会包含结构化网格的部分。

非结构网格的基本思想基于如下假设: 四面体是三维空间最简单的形状, 任何空间区域都可以用四面体单元所填满, 即任何空间区域都可以被四面体为单元的网格所划分。由于非结构网格舍去了网格节点的结构性限制, 易于控制网格单元的大小、形状及网格点的位置, 因此比结构网格具有更大的灵活性。非结构网格中的一个结点周围的点数和单元数都不是固定的, 可以方便地作自适应计算, 合理分布网格的疏密, 提高计算精度。

#### 2.4.3 滑动网格模型<sup>[36]</sup>

滑动网格模型允许相邻网格之间相对滑动。因此, 网格面不需要在分界面上排列。计算时, 在交界面处, 要求两侧的通量相等。为了计算交界面的通量, 首先在每一新的时间步确定出交界面两边接触区的重合面。基本上, 通过网格重合面的通量, 是由交界面两边接触区的重合面计算, 而不是用整个交界面计算。

混流式水轮机中, 由于转轮的转动, 分别与上游导叶和下游尾水管形成两级动静干扰。因此可以应用滑动网格技术进行水轮机内动静干扰的非定常计算。

#### 2.4.4 Gambit 网格划分

Gambit目前是CFD分析中比较好的前置处理器之一，它包括先进的几何建模和网格划分模块。借助功能灵活，完全集成的和易于操作的界面，Gambit可以显著减少CFD应用中的前置处理时间。其中，划分网格是其最主要的功能。Gambit提供了多种网格单元，可根据用户的要求，自动完成划分网格。复杂的模型可直接采用Gambit固有几何模块生成，或由其它CAD/CAE构型系统生成几何模块，再通过接口程序输入到Gambit中。

利用 Gambit 生成网格主要包括 3 个环节：构建几何模型、网格划分、指定边界及计算区域类型。其网格划分有两种方式，一是结构型网格，二是非结构型网格。结构型网格比非结构型网格对几何形状的适应性差。对复杂的几何形状，非结构型网格往往能以相对较少的节点数获得疏密合理，过度均匀的网格；而结构型网格为了满足“结构型原则”，往往必须在局部区域布置很密的、从而使节点数增加，需要大量的计算资源。非结构型网格单元根据几何形状的不同可以采用包括三角形、四边形、棱柱以及六面体等任意适合的单元形状<sup>[37]</sup>。

### 2.5 控制方程的离散

控制方程的离散就是将主控的偏微分方程组在计算网格上按照特定的方法离散成代数方程组，用以进行数值计算。按照应变量在计算网格节点之间的分布假设及推到离散方程的方法不同，控制方程的离散方法主要有：有限差分法，有限元法，有限体积法，边界元法，谱方法等等。

#### 2.5.1 离散方法

求解流动微分控制方程之前，必须对每个控制体的微分控制方程积分，再将控制方程在各个面上进行离散处理，从而把控制方程写为代数方程的形式才能进行计算。求解流体力学基本方程组空间离散的数值方法主要有：有限差分法、有限元法和有限体积法等<sup>[38]</sup>。

本文采用了有限体积法，在对流扩散方程的有限体积法的数值计算中，除了对流项采用二阶迎风差分格式计算外，其它各项如源项等均采用二阶中心差分格式计算。

有限体积法 (Finite Volume Method, 简称 FVM) 是近年发展非常迅速的一种离散化方法，其特点是计算效率高。目前在 CFD 领域得到了广泛的应用。其基本思路是：将计算区域划分为网格，并使每个网格点周围有一个互不重复的控制体积；将待解的微分方程（控制方程）对每一个控制体积分，从而得到一组离散方程。其中的未知数是网格点上的因变量，为了求出控制体的积分，必须假定因变量值在网格点之间的变化规律。从积分区域的选取方法看来，有限体积法属于加权余量法中的子域法，从未知解的近似方法看来，有限体积法属于采用局部近似的离散方法。简言之，子域法加离散，就是有限体积法的基本方法。

### 2.5.2 时间离散

对于非定常流动计算,控制方程必须在空间域和时间域离散。而非定常流动数值模拟的难点在于时间的离散精度和计算的收敛性以及由解决这两个问题的方法所带来的巨大计算量。显式方法具有精度高的特点,但是因为显式方法要求时间步长非常小才能收敛,因此过小的时间步长使得计算周期过长而无法达到工程进度的要求;隐式方法放宽了对时间步长的限制,但是应用于定常流动数值模拟的控制方程隐式处理简化如对角化、因式分解等使得时间精度只能达到一阶甚至不到一阶而不能被工程界接受。因此发展收敛快、精度高的时间离散方法是非定常流动数值模拟的迫切需求。近几年来,混合时间离散方法开始出现,John和Jameson提出了一种计算非定常流动的显隐混合格式,充分考虑了时间精度和收敛性,成为构建非定常时间离散格式的一个新思路<sup>[39]</sup>。

### 2.5.3 离散方程的求解

在控制方程中,压力梯度是以源项形式出现在动量方程中的,压力没有独立的方程。因此就需要对控制方程进行离散,从而求解。对离散后的控制方程组的求解可分为耦合式解法和分离式解法。耦合式解法同时求解离散化的控制方程,联立求解出各变量( $u$ 、 $v$ 、 $w$ 、 $p$ 等),但计算效率低、内存消耗大。分离式解法不直接解联立方程组,而是顺序地、逐个地求解各变量代数方程组。

目前,工程上现在大多采用分离式迭代求解方法(segregated method),即将压力场和速度场分离求解,通过一定的修正方法,实现速度和压力的耦合。如此循环往复,可得出压力场和速度场的收敛解。其中的速度压力修正算法(SIMPLEC)<sup>[40]</sup>是比较成熟可靠的一种。

SIMPLEC是SIMPLE的改进算法之一。在SIMPLE算法中,为求解的方便,略去了速度修正方程中的 $\sum_{nb} a_{nb} u'_{nb}$ 项,从而把速度的修正完全归结为压差项的直接作用。这一做法虽然并不影响收敛解的值,但加重了修正值 $p'$ 的负担,使得整个速度场迭代收敛速度降低。为了能略去 $\sum_{nb} a_{nb} u'_{nb}$ 项,同时又能使方程基本协调,SIMPLEC算法在原式两端同时减去 $\sum_{nb} a_{nb} u'_{i,j}$ ,推导出新的速度修正方程和压力修正方程。这种算法由于考虑了相邻点的影响,比完全不考虑邻点影响的SIMPLE算法合理。这样做,虽然增加了计算邻点的计算量,但其良好的收敛性使迭代次数比SIMPLE算法减少了,从而降低了总运算量。因此,本文采用了SIMPLEC算法。

### 3 混流式水轮机叶道涡的理论分析

#### 3.1 引言

当混流式水轮机运行工况偏离最优工况时,由于转轮叶片是不可调节的,叶片的绕流条件会变差,水流在转轮叶片进口产生脱流,严重时会发生空化,尤其是在小负荷区域,将在转轮流道间形成叶道涡。这些因素均会导致在水轮机过流通道中的水力不太稳定,出现压力振动。情况严重时将可能导致机组振动和出力摆动,造成机组元件破坏,对机组的安全稳定运行产生威胁<sup>[41]</sup>。

#### 3.2 叶道涡的理论分析

现实的混流式水轮机转轮叶片数是有限和弯曲的,通过转轮的流体流动不可能是对称的。流体对转轮的运动是相对运动,相应的速度为 $\vec{w}$ ;流体随转轮转动是牵连圆周运动,速度为 $\vec{u}$ ,方向与圆周相切;流体对静止件的运动是绝对运动,速度为 $\vec{v}$ ,有:

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u} \quad (3.1)$$

我们假定叶片为无限多且无限薄,这时流体质点相对速度的方向与叶片相切,相对速度与圆周速度间的夹角 $\beta$ 等于叶片安放角 $\beta_e$ ,流体质点相对流动的轨迹与叶片的形状相同。但是实际中转轮叶片数是有限的,流体的相对运动可分解为两个运动:一个是流体流过不转动转轮的运动,一个是流体流过转动转轮的流动。由于转轮的旋转,流体在惯性的作用下对转轮有一个与旋转方向相反、角速度相等的旋涡,这种旋涡为轴向旋涡,如图 3.1 所示。这两种运动速度的矢量和即是有限叶片数转轮中流体质点的相对速度。在转轮叶片的出口边上的某点,如图 3.2,在不计质量力影响时,理想流体的欧拉方程式变为:

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} \quad (3.2)$$

向量 $n$ 的方向为沿等势线方向即叶片的出口边方向,其加速度 $d\vec{v}/dt$ 等于轴面加速度 $\vec{v}_m^2/R$ ( $R$ 为轴面流线的曲率半径)与径向加速度 $\vec{v}_n^2/r$ ( $r$ 为点到轴线的距离)之和,并将加速度分解到 $n$ 的方向上,有

$$\frac{\vec{v}_m^2}{R} - \frac{\vec{v}_n^2 \sin \mu}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} \quad (3.3)$$

其中, $\mu$ 为等势线(出口边)与半径的夹角。

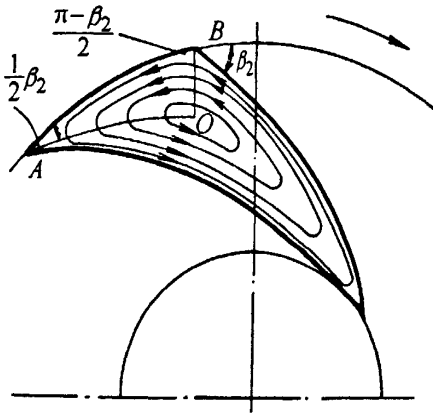


图 3.1 轴向旋涡图

Fig.3.1 axial swirl

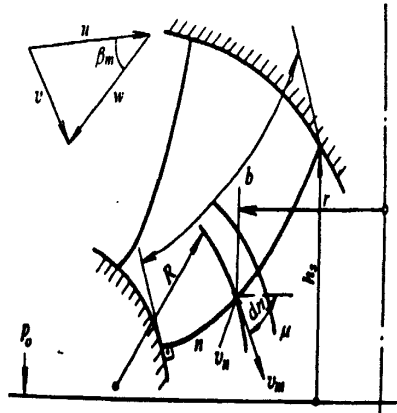


图 3.2 轴面与出口速度

Fig.3.2 axial region and delivery speed

由相对运动的伯努利方程式(忽略位置的变化)

$$\frac{p}{\rho} + \frac{w^2 - u^2}{2} = \text{常数} \quad (3.4)$$

将各参数对  $n$  求偏导数, 便可得到压强沿转轮出口边在  $n$  方向上的变化率, 即:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u^2}{\partial n} - \frac{\partial w^2}{\partial n} \right) \\ &= u \frac{\partial u}{\partial n} - w \frac{\partial w}{\partial n} = wr \frac{\partial(wr)}{\partial n} - w \frac{\partial w}{\partial n} \\ &= rw^2 \frac{\partial r}{\partial n} - w \frac{\partial w}{\partial n} = -rw^2 \sin \mu - w \frac{\partial w}{\partial n} \end{aligned} \quad (3.5)$$

再由速度三角形, 可得:

$$v_u = u - w \cos \beta$$

其中,  $\beta$  为转轮叶片出口的安放角。

由  $\frac{\partial r}{\partial n} = -\sin \mu$ , 将式(3.5)代入到式(3.3)中, 得:

$$-rw^2 \sin \mu - w \frac{\partial w}{\partial n} = \frac{w^2 \sin \mu}{R} - \frac{(u - w \cos \beta)^2 \sin \mu}{r} \quad (3.6)$$

将上式展开, 整理后得:

$$\frac{\partial w}{\partial n} + \left( \frac{\sin^2 \beta}{R} - \frac{\cos^2 \beta \sin \mu}{r} \right) w = -2w \cos \beta \sin \mu \quad (3.7)$$

上式表达了转轮出口边上相对速度的变化规律。

如图 3.3 所示为叶片内流体质点受到的作用力。设相对流线方向为  $x$  方向, 流线的曲率半径为  $R_c$ , 相对速度为  $w$ , 相对速度与圆周方向夹角为  $\beta$ 。流体质点受力有: 流线

曲率造成的离心力  $\frac{w^2}{R_c} \rho d\tau$ ，叶轮旋转的离心力  $w^2 r \rho d\tau$ ，以及相对运动的科氏力  $-2\omega w \rho d\tau$ ，在次方向上的力平衡关系有：

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = w^2 r \cos \beta + \frac{w^2}{R_c} - 2\omega w \quad (3.8)$$

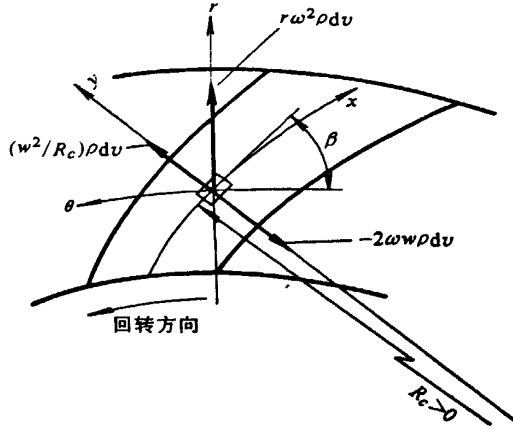


图 3.3 叶轮内流体质点所受到的作用力  
Fig.3.3 the acting force of mass point in the blade wheel

沿流线  $x$  方向的力平衡方程为：

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = w^2 r \sin \beta - w \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3.9)$$

当流体质点沿  $x$  方向作相对运动时，式(3.9)可写成

$$dp = \rho(w^2 r dr - w dw)$$

假定流体是不可压缩的，则可对上式进行积分，得：

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} - \frac{w^2 r^2}{2g} = c \quad (3.10)$$

由于  $u = wr$ ，即上式为：
$$\frac{p}{\rho g} + \frac{w^2 - u^2}{2g} = c \quad (3.11)$$

这实际就是不可压缩流体相对运动时的伯努利方程。

为了求得叶轮内的相对速度  $w$  的分布，可用式(3.11)对流线的法向方向  $y$  求偏导：



$$\frac{1}{\rho g} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{w}{g} \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{u}{g} \frac{\partial u}{\partial y} = 0$$

即: 
$$\frac{\partial p}{\partial y} = \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial y} - w \frac{\partial w}{\partial y} \right)$$

由于  $u = wr$ ,  $\frac{dr}{dy} = \frac{\partial r}{\partial y} = \cos \beta$ , 则:

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \rho \left( w^2 r \frac{dr}{dy} - w \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (3.12)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{对于工作面,} \\ \text{对于非工作面,} \end{array} \right\} \begin{array}{l} w_p = w_m - b \left( w - \frac{w_m}{2R_c} \right) \\ w_s = w_m + b \left( w - \frac{w_m}{2R_c} \right) \end{array} \quad (3.13)$$

式 (3.13) 是转轮叶片间任一断面上的相对速度沿流线方向变化的微分方程式, 求解该方程式便能得到相对速度的分布规律。

可以知道, 在叶片工作面上的相对速度小, 非工作面上的相对速度大。

进一步可将相对速度看成是由两部分组成的, 即:

$$w = w_1 + w_2$$

其中,  $w_1 = w_m \left( 1 \pm \frac{b}{2R_c} \right)$ , 当叶片为直叶片时  $R_c = \infty$ ,  $w_1 = w_m$ , 即相对于叶轮静止时的平均过流速度,  $b/(2R_c)$  仅表示了叶片曲率的影响;  $w_2 = \pm bw$  表明叶片工作面上的  $-bw$  和非工作面上的  $+bw$  大小相等, 但方向相反, 这就相当于在封闭叶道内形成了轴向涡流<sup>[42]</sup>。

### 3.3 变工况下水轮机的运行变化

水轮发电机组的出力随电力系统负荷变化而发生变化, 另外, 随着上游和下游水位的变化, 水轮机的水头也将会发生变化。在水电站工作时, 水轮机除过渡过程外, 应经常稳定在额定转速下运行。因此, 水轮机运行工况主要是取决于水头  $H$  和流量  $q_v$  (尤其是流量) 的变化。

水头  $H$ 、转速  $n$  保持不变时, 改变导叶开度  $\alpha_0$  可以调节流量  $q_v$ 。图 3.4 是在流量变化时, 高水头混流式水轮机叶片进、出口速度三角形。流量变化时, 叶片进口绝对速度  $v_1$  的数值和方向都发生了变化, 使得叶片角  $\beta_e$  与相对液流角  $\beta_1$  不相等,  $\beta_1 \neq \beta_e$ , 在叶片进口形成冲角  $\Delta\beta$  (图 3.4 中, 大流量时  $\Delta\beta$  为负冲角, 小流量时  $\Delta\beta$  为正冲角) 而产生撞击损失, 使水轮机效率下降, 这时还有可能产生脱流, 对翼型头部造成汽蚀。在叶片

出口处,当流量 $q_v$ 变化时,液流的流动不再满足法向出口或略具正环量的出口条件,从图中可知,大流量时叶轮出口将出现与旋转方向相反的 $-v_{u2}$ ;小流量时叶轮出口出现与旋转方向一致的 $+v_{u2}$ 。

在这种情况下,水轮机将增加出口动能损失,而且在叶片出口将形成环流,工况偏离最优工况越远,水流的旋转强度越大,并在尾水管中产生涡带。运行中的一些水轮机证明,混流式水轮机在小负荷时(一般为导叶开度的40%-70%范围),尾水管中的涡带会呈现螺旋状得摆动,从而产生空腔汽蚀或压力脉动,并引起尾水管管壁低频振动,水轮机功率摆动,出现噪声及机架振动等。所以,一般情况下混流式水轮机不允许在低于额定功率50%以下运行。

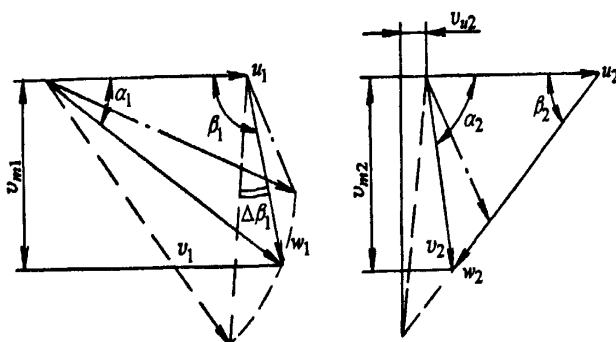


图 3.4 混流式水轮机流量变化时速度三角形

Fig.3.4 the francis Turbine's velocity triangle when flow changes

### 3.4 产生叶道涡的原因

混流式水轮机在运行中要求转轮的水流入口处水流对叶片头部没有撞击,呈正冲角,在出口处水流方向应为法向并带有正环量。如果转轮进口水流冲角太大,会导致叶片头部脱流、空化,形成叶道涡,进而引起高频或中频水压脉动。这是诱发电机组振动的水力振源之一。脱流空化时水流对叶片为负压,水流与叶片表面之间形成真空空腔,脱流严重时这种真空负压作用是以将叶片金属表面结晶撕裂、剥层,并导致空蚀破坏。另一个水力振源是当叶片出口处水流环量过大时在尾水管内产生的强裂涡带,它能引起低频压力脉动。

叶道涡出现的根本原因是混流式水轮机进口水流对叶片冲击脱流和转轮内部二次流的形成。当混流式水轮机从最优水头向高水头变化时,若导叶开度一定,水头增加必然导致叶片出口流速增大,从而增大转轮进口水流的冲角,并在叶片背面引起脱流形成旋涡。

叶道涡的顶部边界是上冠过流表面,下端通向尾水管(见图 3.5)<sup>[43]</sup>。

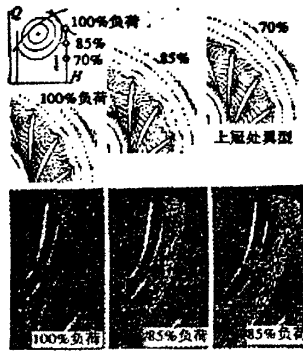


图 3.5 叶道涡的表现形式

Fig.3.5 the manifestations of the interblade vortex

叶道涡中存在二次流，不同的水力设计，二次流呈现不同的特性。当叶道内的二次流是稳态时，叶道涡呈现稳定状态(如图 3.6)，压力脉动相对较小，它不会带来有害的振动问题。相反，当二次流是紊乱的，叶道涡变得湍急和不稳定(如图 3.7)。涡核空化由于二次流的干扰变得激烈起来，叶道涡时隐时现，产生严重的压力脉动和不规则的水力冲击。

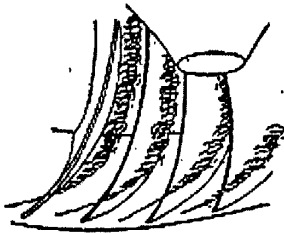
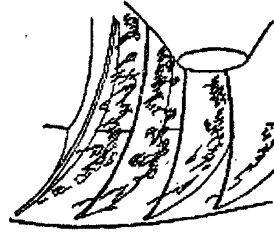


图 3.6 稳定状态的叶道涡图

Fig.3.6 steady-state interblade vortex



3.7 不稳定状态的叶道涡

Fig.3.7 instability of the interblade vortex

大型水电机组多采用混流式水轮机，转轮叶片由上冠和下环固定。在非设计工况下运行，不可能同时满足转轮进口和出口的最佳流动条件，使流动状态不良，转轮出口的水流环量大小和方向发生变化，在尾水管内形成不稳定的涡带，由于紊乱而又不规则的涡核外表面的触发，涡带会出现突然的暂态抖动，然后又回到原来的稳定状态。这种从稳态过渡到不稳定状态的暂态现象，称为“涡带溃裂”，它能产生很大的冲击力，引起水压脉动以及机组振动，从而引发转轮、尾水管等出现裂纹、开裂甚至破断。但其出现完全没有规律可循，这种现象目前还不能用现代最先进的数值流动分析进行预测，而且通过模型试验也难以辨认。

### 3.5 预防叶道涡的途径<sup>[44]</sup>

电站条件的变化导致机组运行在非最佳设计工况下，就会出现压力脉动、裂纹。机组运行又不大可能停机等待适合的水力条件。按照现有技术水平，混流式转轮叶片因其

不可调节的固有特点,决定了它不适于在远离最优设计工况下运行。提高混流式机组运行稳定性可以从下面几种途径来考虑。

### (1) 开发设计方面

对混流式水轮机的设计要求有两点:即转轮的水流入口处应保证水流对叶片头部没有撞击,并呈正冲角,而出口处的水流方向应为法向并带有正环量。如果转轮进口水流冲角太大,会导致叶片头部脱流、空化,形成叶道涡,进而引起高频或中频水压脉动。这是诱发水电机组振动的水力振源之一。脱流空化时水流对叶片为负压,水流与叶片表面之间形成真空空腔,脱流严重时这种真空负压作用是以将叶片金属表面结晶撕裂、剥层,并导致空蚀破坏。另一个水力振源是当叶片出口处水流环量过大时在尾水管内产生的强裂涡带,它能引起低频压力脉动。因此,在水力学设计时应当避免导叶和转轮叶片出口处出现卡门涡和叶道涡;同时设法减小压力脉动和空蚀。尽量减小水头变化幅度,使它小于平均水头的30%-40%。还应减小单位转速,提高设计水头,以避免高水头下运行的不稳定性。不要单纯追求高参数,运行实践证明,参数较低的机组,运行稳定性较好,参数较高则稳定性差。比如效率要求过高,就要减少转轮叶片数目,减薄叶片厚度,从而降低了稳定性。采用具有负倾角的“X”型叶片可以适应较大的水头变幅高水头电站可采用长和短叶片,中水头电站可增加转轮叶片数目。

除了在水力设计方面考虑上述措施外,在结构力学设计方面也要保证强度、避免共振;提高刚度,降低工作应力,以及适当增加叶片厚度和叶片与上冠和下环的交接圆角 $r$ 。不要追求重量指标,应保证刚度和强度。固定导叶的卡门涡频率应比其固有频率高30%以上,可防止产生裂纹;防止固定导叶和活动导叶的卡门涡频率与其固有频率接近以及转轮叶片的卡门涡频率与转轮的固有频率接近;还要注意活动导叶、固定导叶、蜗壳中的压力脉动频率与其固有频率的接近而引起的共振。

### (2) 制造工艺方面

水轮机过流表面的翼型,是理想的水力设计,但必须要采用先进的制造工艺来实现。采用超低碳钢精炼铸件,转轮叶片采用数控机床加工,减小重量和水力不平衡,采用的焊接、探伤和热处理工艺应能保证减小残余应力,以确保不产生裂纹。

### (3) 安全运行方面

在电站机组运行过程中,起动、停机、加载、卸载都应缓慢运行,急开急停都可能导致叶片产生裂纹。当额定水头值偏低时,应提高发电机出力,以改善高水头大负荷的稳定性,拓宽负荷调节范围。对补气系统应进行优化,改善低负荷区的稳定性。应该重视厂家提供的稳定运行范围,实现避振运行。如果不能满载运行,也不要在此较低的部分负荷下运行,负荷低于50%以下应引起注意。

## 3.6 修复方法

水压脉动、脱流化空蚀、振动裂纹成为国内外水电机组运行的常见问题,今后也不

可能完全避免。所以急需探讨善后处理、抢修措施。

### (1) 补气消振恢复运行

向水轮机内补充空气能够促使不稳定的涡流达到稳定，并能消除涡带的旋涡或摆动。当补气气泡在水中溃散时还能使压力脉动衰减。补气方法有 2 种：自然补气和压缩空气补气。自然补气时可在尾水管壁上开孔，或通过主轴和泄水锥中心孔，也可采用稳流板加短管或剖、气支架等；压缩空气时可通过顶盖进行，也可通过底环或基础环进行。采用自然补气可使尾水锥管处的压力脉动减小约 30%，蜗壳进口处的减小约 60%。采用压缩空气补气效果基本上与自然补气相同，但因增设空气压缩机而影响机组效率。

在部分负荷下运行出现较大压力脉动和振动时，可向导叶后部和转轮叶片前部补气（补气量约为机组额定水流量的千分之一左右），除了衰减压力脉动外，补气还能消除水流动态变异、脱流引起的真空、空腔、空化和空蚀破坏。

### (2) 裂纹空蚀的补焊

水轮机部件、特别是转轮的裂纹、开裂、空蚀、磨蚀等损坏部位的补焊、铺焊、打磨、修型等工作量巨大，劳动强度很大，还难以保证质量。现在急需研究开发高强度、高韧性和高抗疲劳性能的补焊材料。补焊时产生的残余拉应力有时高达材料本身的屈服应力，可使抗疲劳强度降低 80% 左右。消除这种残余拉应力的办法是采用应力应变补偿法，最好是能产生残余压应力，比如通过锤击方法来实现，这样可使焊接接头抗疲劳强度提高 1-2 倍。

## 4 混流式水轮机转轮的叶道涡模拟计算

### 4.1 引言

Fluent 是目前国际上比较流行的商用 CFD 软件包,具有丰富的物理模型、先进的数值方法以及强大的后处理功能,在航空航天、汽车设计、石油天然气、涡轮机设计等方面都有着广泛的应用。Fluent 的软件设计基于 CFD 软件群的思想,从用户需求角度出发,针对各种复杂流动的物理现象,Fluent 软件采用不同的离散格式和数值方法,以期在特定的领域内使计算速度、稳定性和精度等方面达到最佳组合,从而高效率地解决各个领域的复杂流动计算问题。基于上述思想,Fluent 开发了适用于各个领域的流动模拟软件,这些软件能够模拟流体流动、传热传质、化学反应和其它复杂的物理现象,软件之间采用了统一的网格生成技术及共同的图形界面,而各软件之间的区别仅在于应用的工业背景不同,因此大大方便了用户。

在本文的三维湍流流动计算中,采用 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型来模拟水轮机的全三维湍流流动。采用有限体积法将流动的控制方程组离散为代数方程组,变量存储在控制体中心。压力项采用二阶中心差分格式,其他项采用二阶迎风差分格式。应用 SIMPLEC 算法实现压力和速度变量的分离求解。

### 4.2 水轮机的参数

转轮型号: HL220-60

水轮机比转速:  $n_s=220$

转轮直径:  $D_1=600\text{ mm}$

实验水头:  $H=25.6-79.84\text{ m}$

转轮叶片数:  $Z=14$

最优单位转速:  $n_1^*=71\text{ rpm}$

最优单位流量:  $Q_1^*=1000\text{ L/S}$

导叶类型: 对称型导叶

导叶数量:  $Z_1=24$

### 4.3 转轮几何模型的建立及网格划分

本文转轮叶片首先利用 AutoCAD 中混流式水轮机转轮叶片木模图,通过其输出功能,以二进制编码的方式输出(部分截面数据如图 4.1 所示)。再导入三维建模软件中,用同心圆的形式将各个翼型等间距投影到片体上,按叶片的工作面和背面分别把同一流面上的交点连成空间曲线,再由这些空间曲线组成叶片的工作面和背面,然后通过构体命令,建造叶片的三维模型。根据此方法可以得到光滑的叶片三维模型,并且能够避免模型的不正常凹凸,避免叶片建模时头部的不光滑现象,避免叶片建模时接近下环部分连接过度不自然的现象。

### 4.3.1 绘制及导入叶片木模图曲线

先在 AutoCAD 中绘制出木模图, 如图 4.2 所示。然后再将各截面图形按照位置关系, 根据指定的基点进行叠加, 并将各截面图形生成面域以\*.dat 文件格式进行输出。再打开 UG 软件直接导入从 AutoCAD 中输出的\*.dat 文件, 并将各截面按照木模图中位置关系用同心圆的形式将各个翼型等间距投影到片体上, 使各个截面回到其真实的三维空间所对应的位置。

### 4.3.2 确定上冠最高点和叶片尖点

由于叶片的上冠处的翼型及叶片形状变化和 1-1 断面相比较, 两个断面在 Z 轴方向距离相隔较小, 可以认为断面形状基本没有变化, 即取 1-1 截面移动后的头部顶点做为最高点。

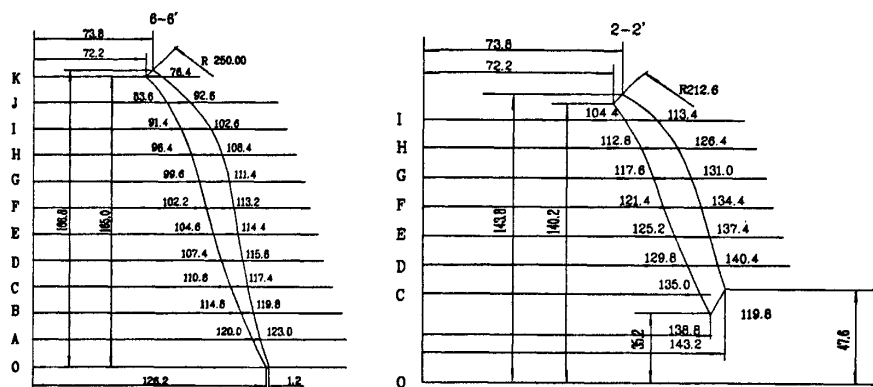


图 4.1 叶片部分截面数据

Fig.4.1 part data-section of blades

叶片下缘处的尖点, 按照木模图中给出的尺寸。分别连接叶片工作面和背面的前缘点和后缘点, 可以得到工作面和背面的边界曲线, 其图形如图 4.3 所示。

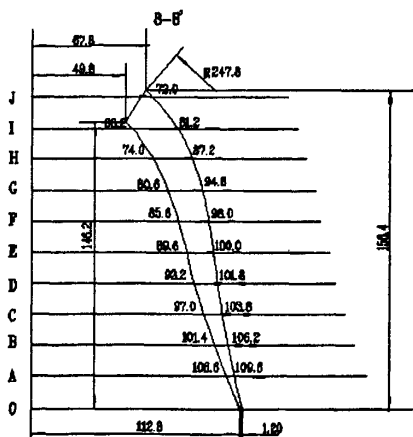


图 4.2 转轮叶片截面木模图

Fig.4.2 the wooden patterns of runner blade

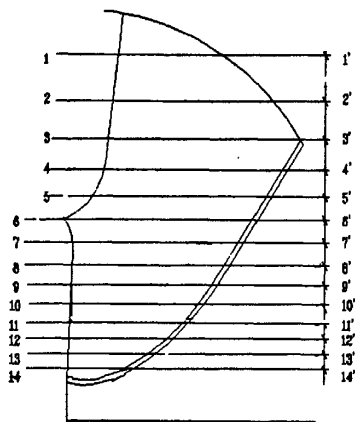


图 4.3 叶片木模截面图

Fig.4.3 the wooden patterns's section

#### 4.3.4 叶片模型和网格划分

缝合所有的投影后（包括头部和尾部），就可以生成叶片的三维模型。对生成的转轮叶片以 Z 轴为旋转轴，生成整体叶片的三维图。其生成的转轮模型如图 4.4 所示。

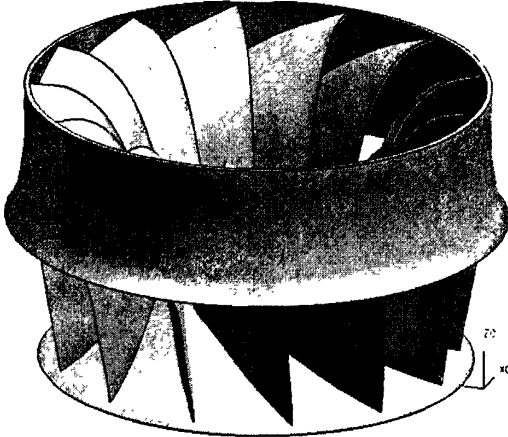


图 4.4 HL220 转轮三维模型

Fig.4.4 the three-dimensional model of runner

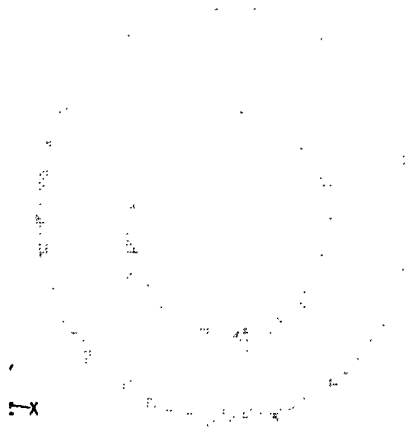


图 4.5 转轮网格效果图

Fig.4.5 the grid diagram of runner

将 UG 中生成的模型导入到 gambit 软件里，采用非结构化网格进行网格划分，得到网格效果如图 4.5 所示。

模型网格划分的单元数为 1498765，节点数为 302345。

### 4.4 计算步骤

#### 4.4.1 读入模型

启动 FLUENT 程序，在 FLUENT Versions 栏选择 3d。读入物理模型的 \*.msh 文件后，点击菜单 Grid/Check 对网格图进行网格质量检查。如果检查不合格，那需要查出问题所在并改良。网格检查最容易出的问题是网格体积为负数。如果最小体积是负数你就需要修复网格以减少解域的非物理离散，可以在 Adapt 下拉菜单中选中 Iso-Value 来解决。

#### 4.4.2 选择解的格式

FLUENT 提供三种不同的解格式：分离解，隐式耦合解，显式耦合解。三种解法都可以在很大流动范围内提供准确的结果，但是它们也各有优缺点。点击菜单 Define/Models/Solver 弹出图框，选择分离解 Segregated 格式即可。

#### 4.4.3 定义物理模型

FLUENT 中默认物理模型是层流流动。在本文中选择了 RNG  $k-\epsilon$  模型。解算器控制面板的时间选择—非定常。



#### 4.4.4 指定流体物理性质

对所要计算的区域选择计算的材料,如:水,空气。选择菜单: Define/Materials 得到对话框,选择液态水。

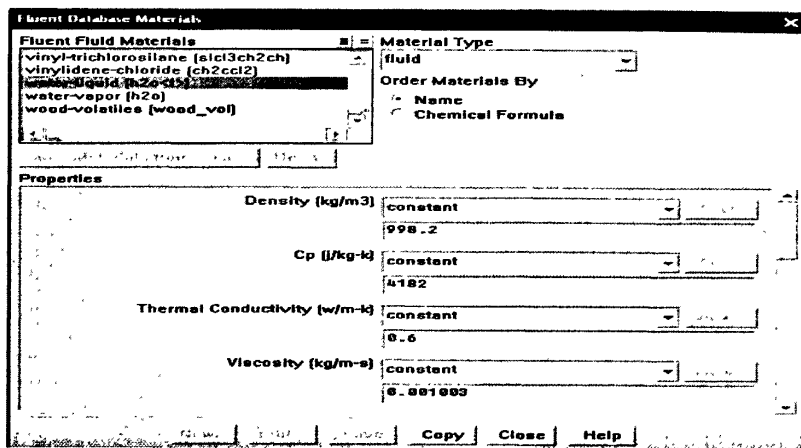


图 4.6 指定流体物理性质  
Fig.4.6 Fluent Database Materials

#### 4.4.5 边界条件的确定

使用菜单 Define/Boundary Conditions 可以设定边界条件的数值与类型。

(1) 进口条件。本文中选用速度进口,在运用模型计算湍流运动时,加上入口边界上的湍动能  $k$  及其耗散率  $\epsilon$  的边界条件,并假定进口湍动能的耗散率按充分发展的边界层给出。

(2) 出口条件。出口速度和压力未知,应采用自由出口边界条件。

(3) 固壁条件。在固壁处采用滑移边界条件,并在近壁区采用标准壁面函数。

(4) 时间步长: 设定时间步长,当计算收敛后时间步向前推进,转轮网格相应转动到新的位置时开始进行新的计算。

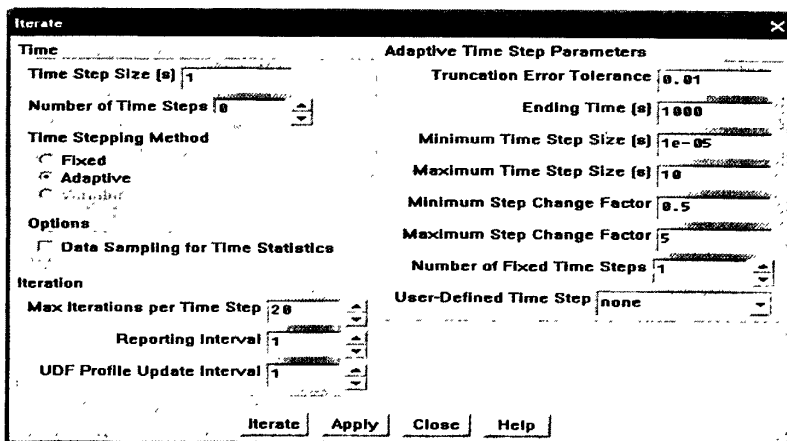


图 4.7 非定常计算的时间步长设定  
Fig.4.7 Time Step Size of unsteady flow

#### 4.4.6 调整解的控制

在Solve/Controls子菜单中打开的面板里,你可以改变压松弛因子、多网格参数以及其它流动参数的默认值。一般说来这些参数不需要修改。激活残差图(Residual Plotting):点击菜单Solve/Monitors /Residual,在选项中,打开Plot选项激活残差图形,然后点击OK,从而可以在计算过程中查看残差。

#### 4.4.7 流场初始化

在设置好以上的一些模型参数以后,即将进入CFD计算的区域的初始化。初始化后,将之以\*.cas&\*.dat文件保存。

#### 4.4.8 CFD 迭代计算

当设置好所有参数后,将进入CFD的计算工作。当设置好迭代数以后,点击Iterate按钮,就将开始CFD计算历程。在非定常流的情况下,会出现设置时间步长参数。

### 4.5 选取工况点

本论文只讨论了在三种工况下的转轮流场流动分析。水轮机模型综合特性曲线如图4.8所示,在其中选取了三个工况点,即大流量、小流量及设计工况(表4.1)。然后根据相似理论,确定水轮机的大流量、小流量以及设计工况。

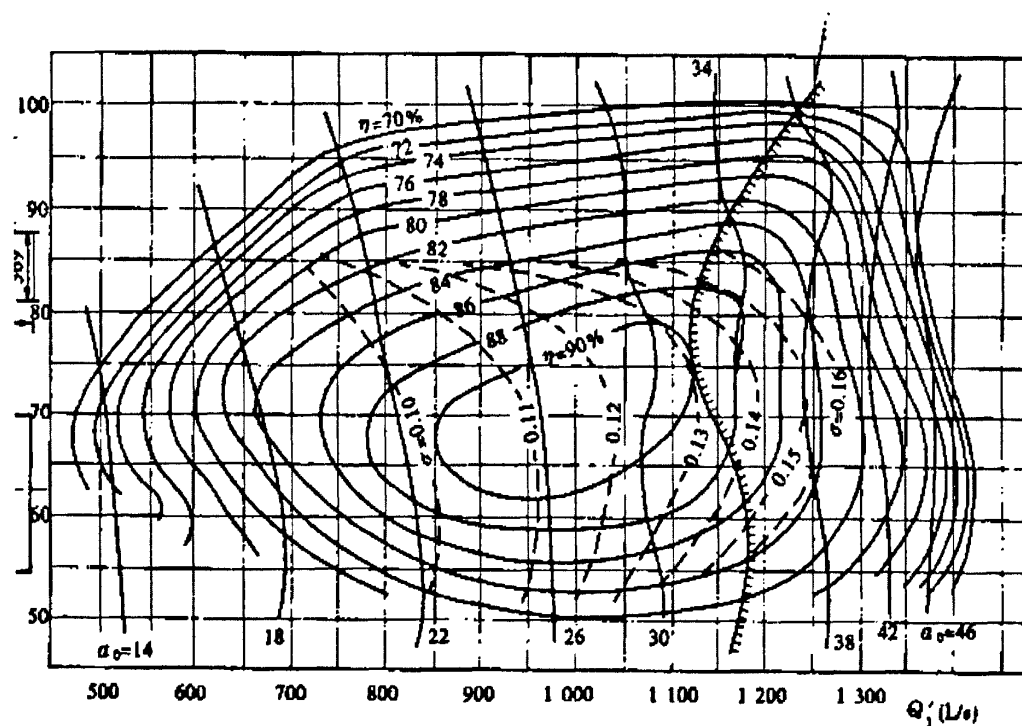


图 4.8 HL220-46 水轮机模型综合特性曲线

Fig.4.8 HL220-46 model comprehensive characteristic curve

表 4.1 计算工况点的选取  
Tab.4.1 the work condition point

工况点 型号	小流量工况 A (L/s)	设计工况 B (L/s)	大流量工况 C (L/s)
单位流量	780	1000	1260
导叶开度	22mm	28mm	38mm
模型效率	91%	93.79%	91%
流量	2021	2520	3175

#### 4.6 计算结果及分析

本文主要研究转轮区域的叶道涡情况，特别是要模拟几个典型工况下速度、压力以及压力脉动。为了得到叶道涡的振幅和频率，我们在转轮叶片上设置几个监测点，分别位于位于叶片进水边靠近上冠下环处和出水边靠近上冠下环处以及中间位置。

表 4.2 监测点的选取  
Tab.4.2 Monitors on the blade

选择的点	点的坐标		
	x	y	z
a	-0.2046	0.2143	0.3071
b	-0.2278	0.1608	0.1712
c	-0.2069	0.1369	0.0359
d	-0.0593	0.2858	0.5388
e	-0.0617	0.2154	0.3823
f	-0.0253	0.1347	0.1755

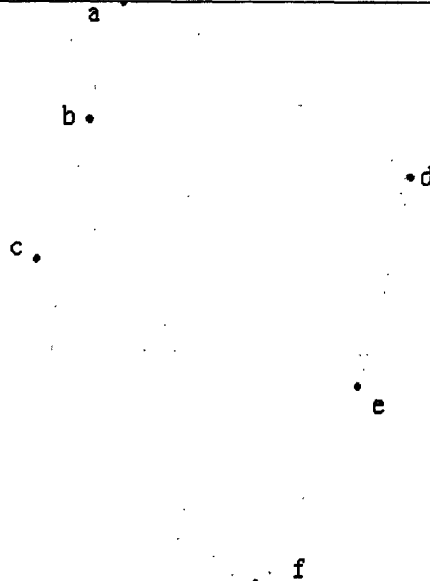


图 4.9 监测点的选取  
Fig.4.9 Monitors on the blade

设置好边界条件、流体、解模式等等之后，在 Fluent 中进行初始化，模拟计算。

#### 4.6.1 小流量工况下计算结果

在小流量工况下，导叶开度、单位流量较小，水流入口角为负值。叶片压力分布从入口到出口逐渐降低，在压力面，叶片上半部分的压力梯度大于下半部分，压力分布不均匀（图 4.10）。从速度分布来看（图 4.11~4.15），叶片进口处有一定的正环量，在压力面靠近上冠处产生了脱流。

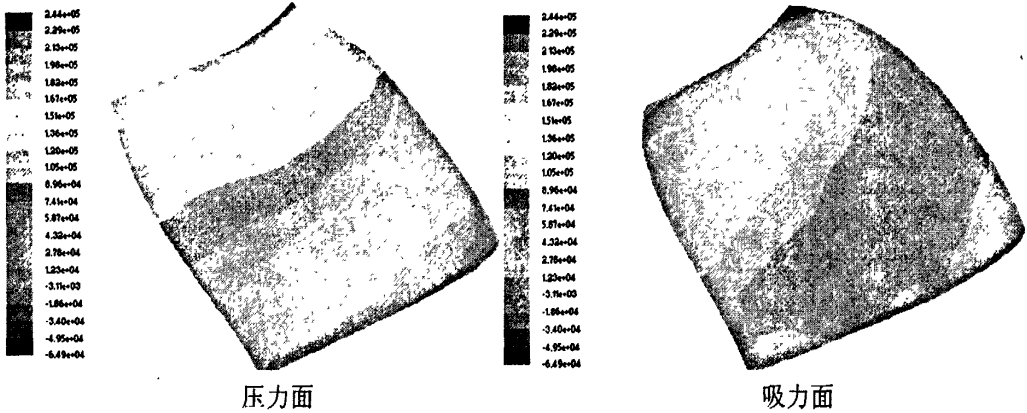


图 4.10 叶片压力分布

Fig.4.10 Blade pressure distribution

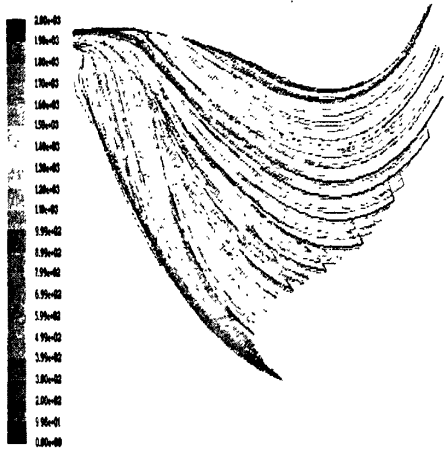


图 4.11 转轮叶片流线

Fig.4.11 Flowline in the blades

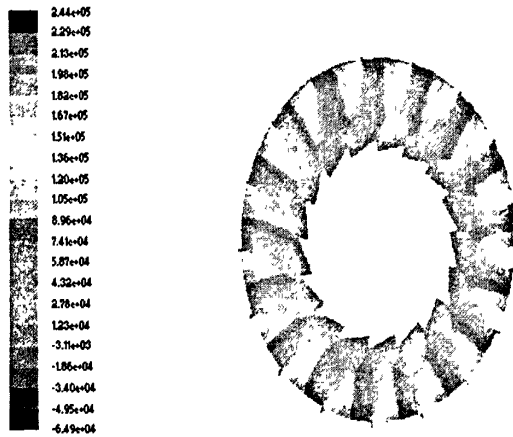


图 4.12 转轮全体叶片压力分布

Fig.4.12 Pressure of all the runner blades

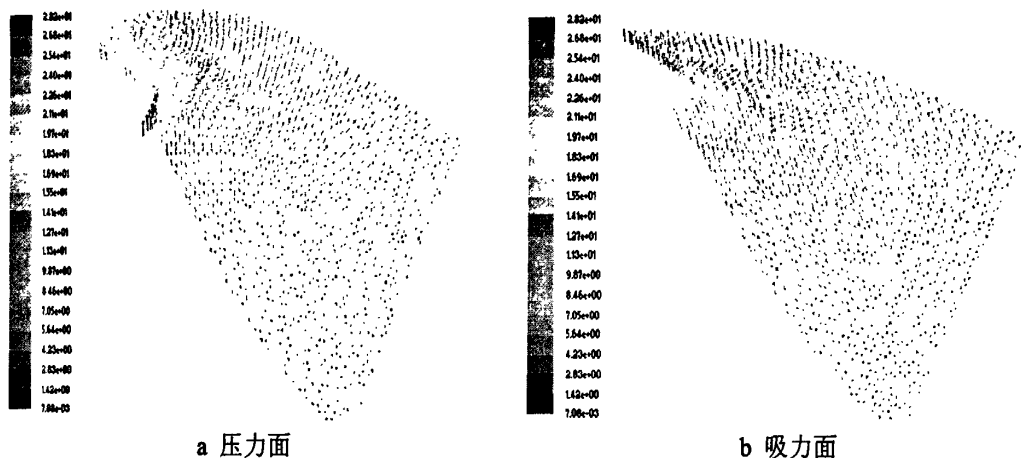


图 4.13 转轮叶片速度分布

Fig.4.13 the Velocity spread of runner blade

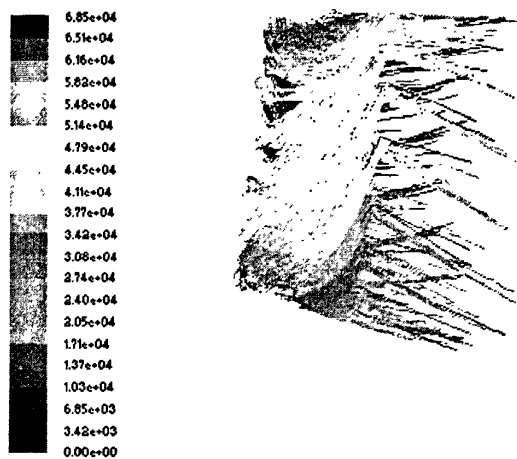


图 4.14 转轮全体叶片流线

Fig.4.14 the Flowline in the runner

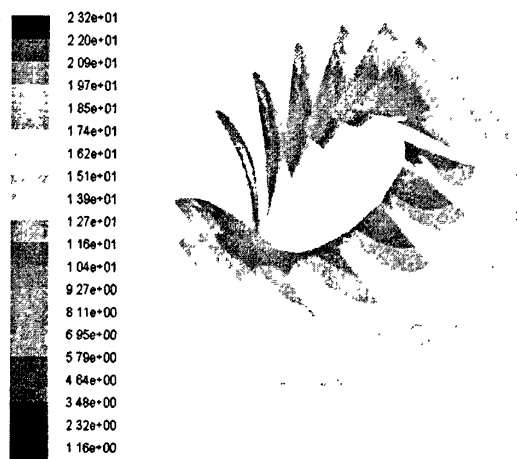


图 4.15 转轮全体叶片速度分布

Fig.4.15 Velocity of all the runner blades

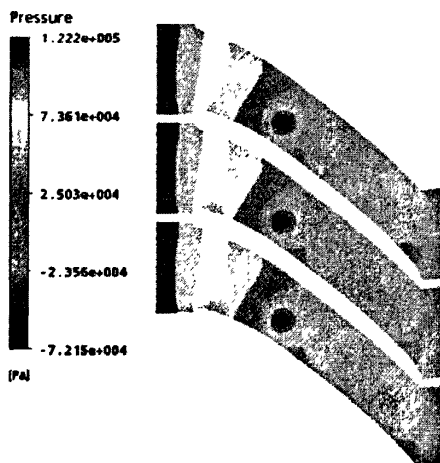


图 4.16 靠近上冠压力云图

Fig.4.16 the Pressure distribution upto the crown

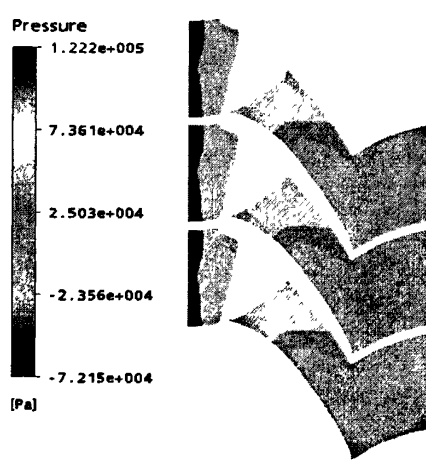


图 4.17 靠近下环压力云图

Fig.4.17 the Pressure distribution downto the ring

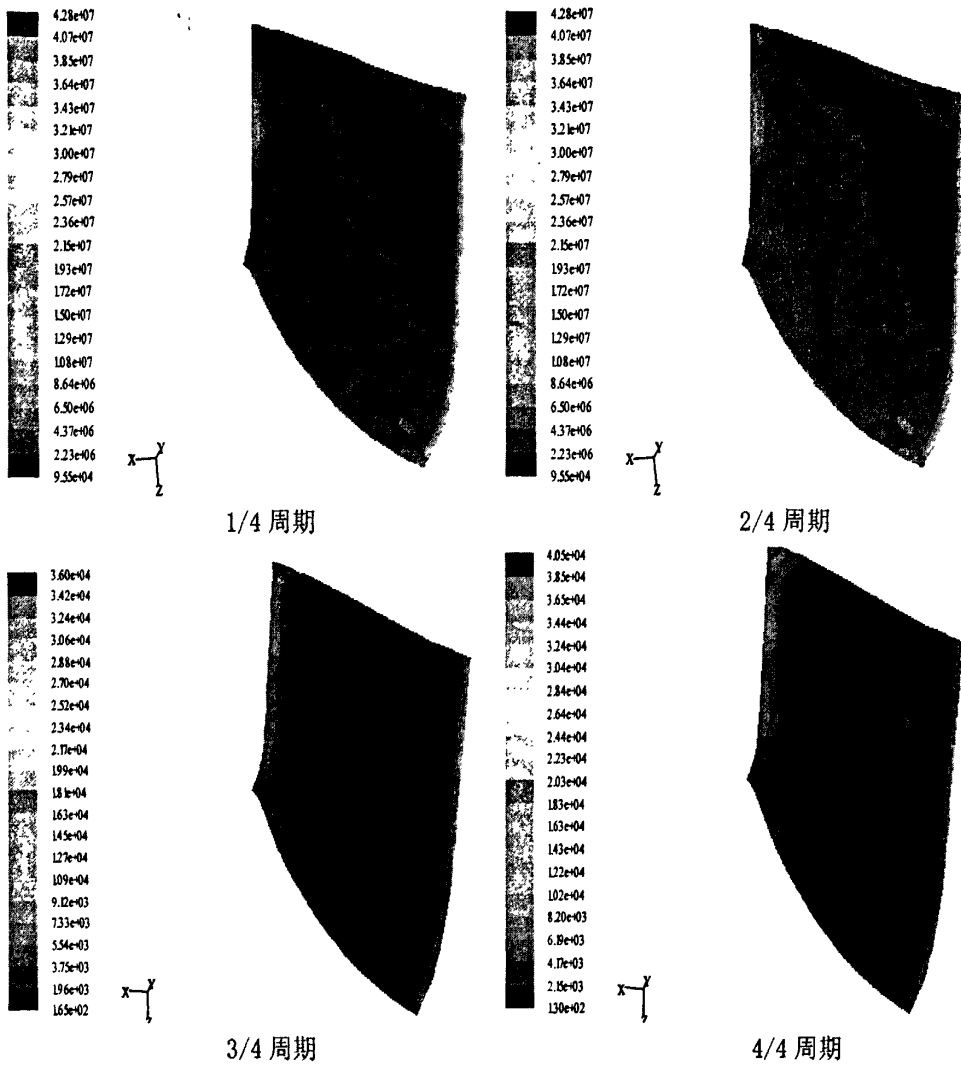
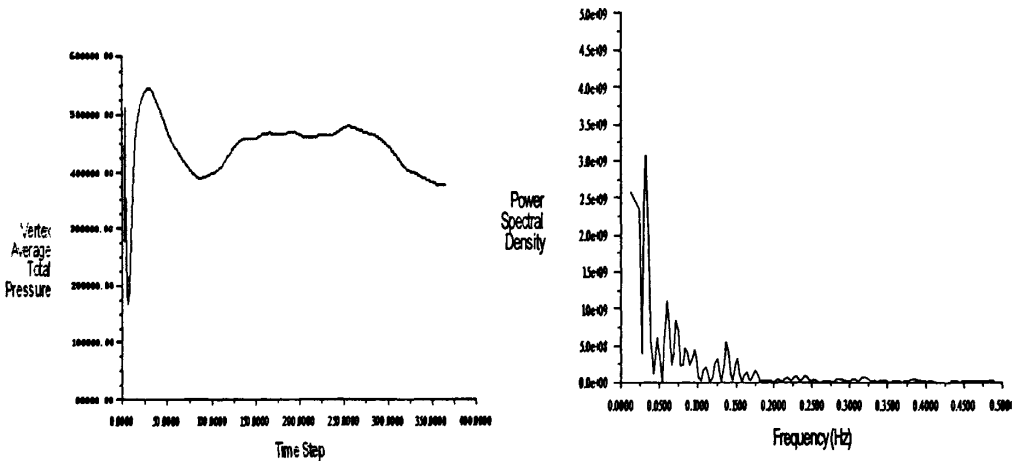
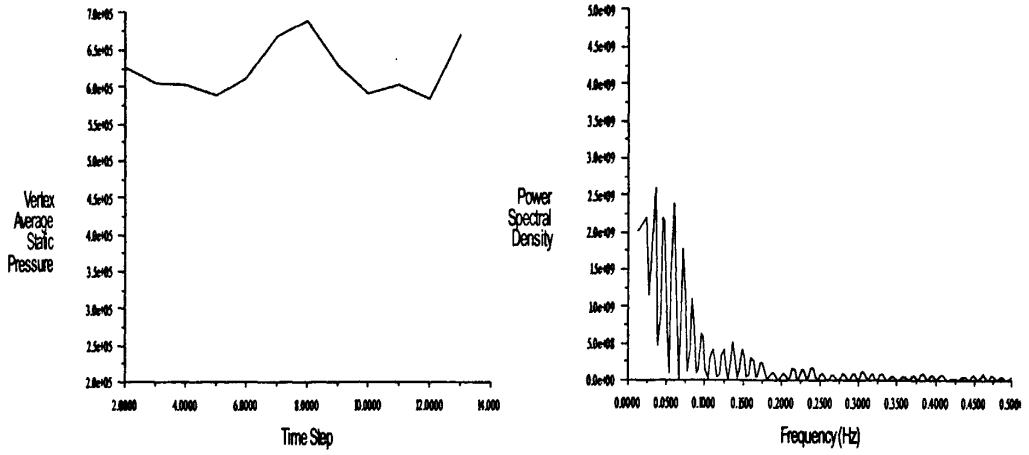


图 4.18 小流量工况下叶片涡带分布  
Fig.4.18 the Vorticity Magnitude of blade

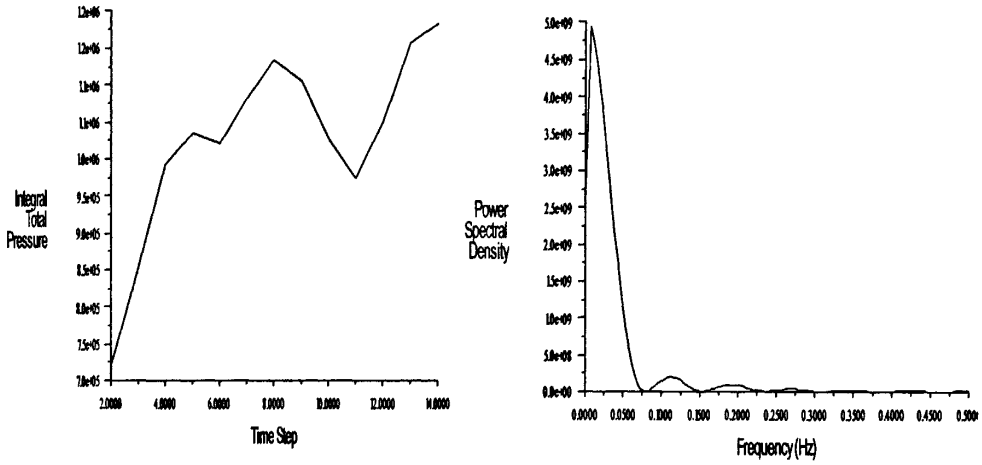


监测点 a 压力脉动时域与频域

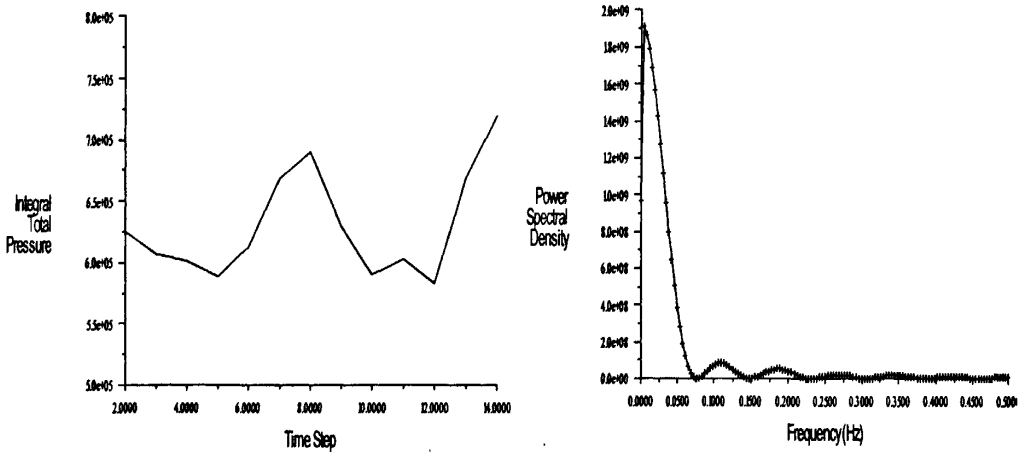
中比转速混流式水轮机转轮内部叶道涡模拟研究



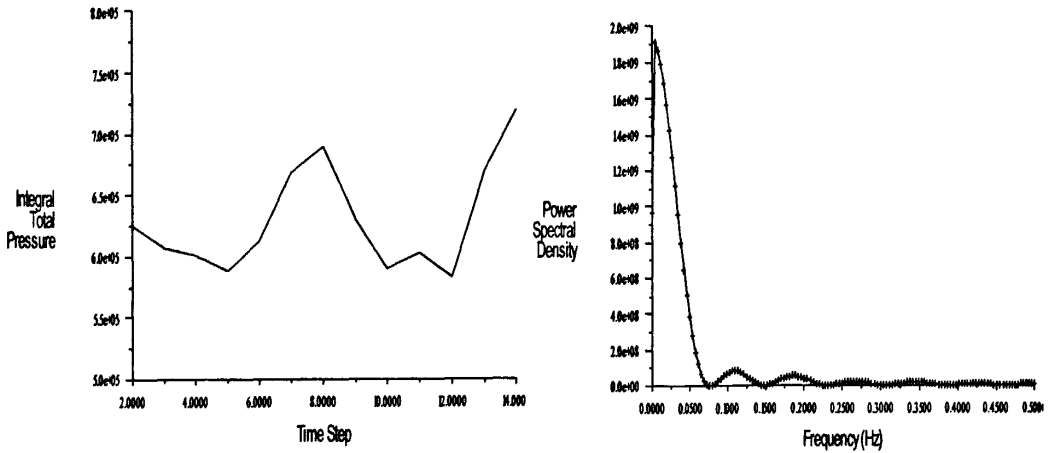
监测点 b 压力脉动时域与频域



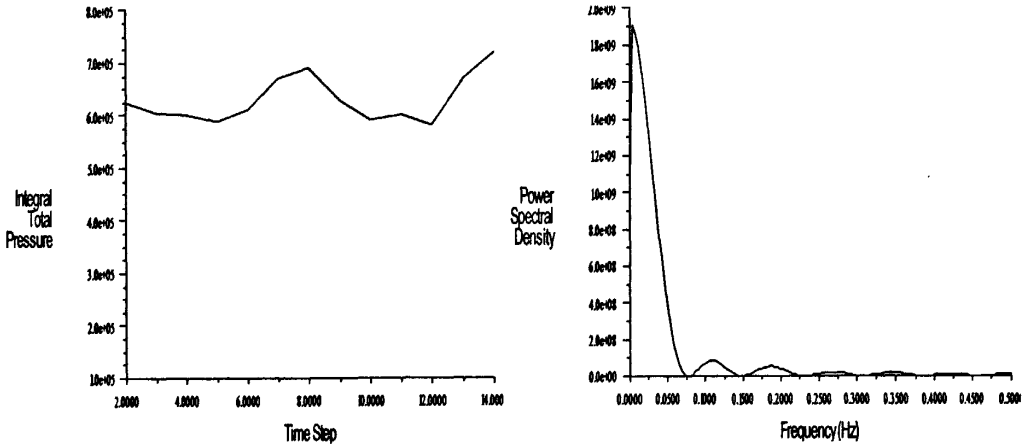
监测点 c 压力脉动时域与频域



监测点 d 压力脉动时域与频域



监测点 e 压力脉动时域与频域



监测点 f 压力脉动时域与频域

图 4.19 小流量工况下各监测点压力脉动时域与频域

Fig.4.19 the Time domain and Frequency domain of all monitoring points

表 4.3 小流量工况下各监测点压力脉动与频率

Tab4.3 Pressure fluctuation and Frequency of all monitors

监测点	脉动均值	脉动变化	脉动幅值	主频
	单位: Pa	单位: Pa	%	单位: Hz
a	400709.27	28851.05	7.21	0.026
b	430629.57	33158.43	7.70	0.027
c	490759.65	54242.14	10.69	0.01
d	335388.68	57825.52	17.4	0.01
e	361506.44	60262.72	16.67	0.01
f	401556.15	61777.85	15.38	0.01

观察小流量工况下同一周期不同时刻的叶道涡分布, 根据叶片上每个监测点压力随时间的变化, 同时利用 FFT 分析各个监测点压力脉动, 可以得到转轮区域叶道涡的频率 (图 4.19)。从压力脉动上来看, 小流量工况下, 各监测点的压力脉动较为明显, 压力



变化很大。叶片出水边比叶片进水边的压力变化幅值要大，这个时候转轮区域造成压力脉动的原因不仅有叶道涡，还有尾水管涡带。两者相互干扰产生的振动对水轮机组的稳定运行会造成极大伤害。

#### 4.6.2 设计工况下计算结果

设计流量工况下，导叶开度、单位流量较小，叶片压力分布比较均匀，梯度变化明显。压力从叶片进口到出口迅速降低，压力面压力大于吸力面压力（图 4.20），从速度分布来看（图 4.21），叶片相对速度分布比较均匀，总体流动情况较好。

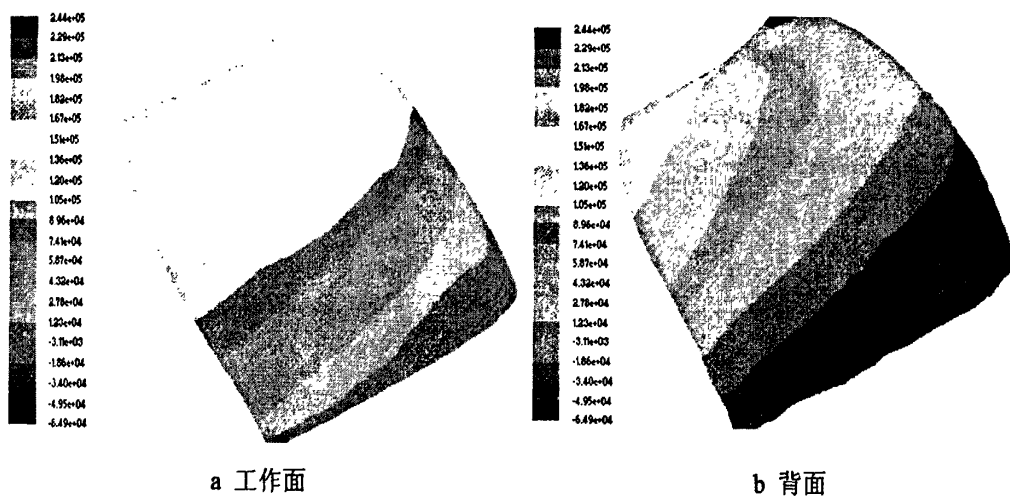


图 4.20 叶片压力分布

Fig.4.20 Blade pressure distribution

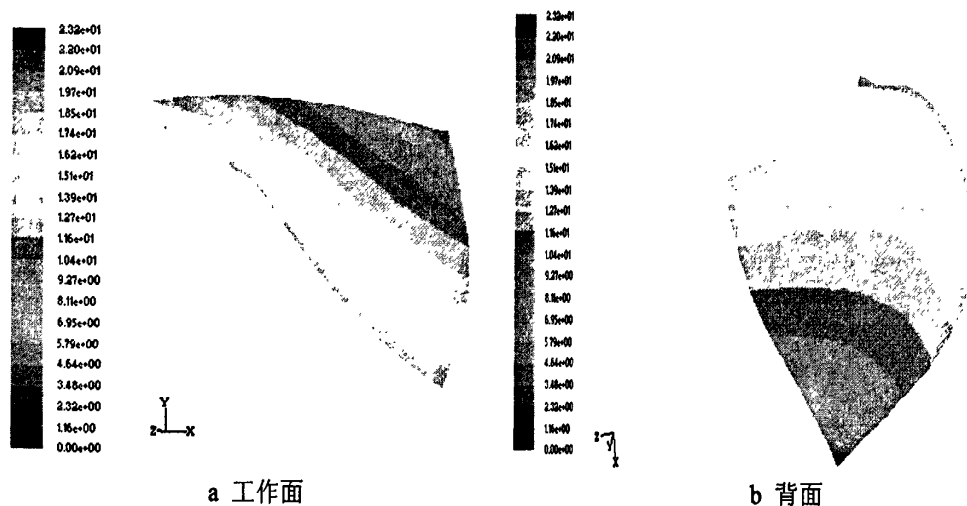


图 4.21 转轮叶片速度分布

Fig.4.21 the Velocity spread of runner blade

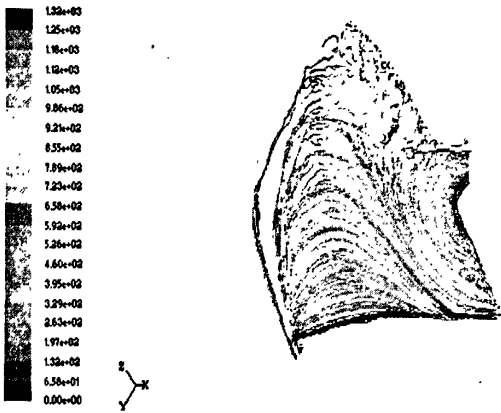


图 4.22 转轮叶片流线

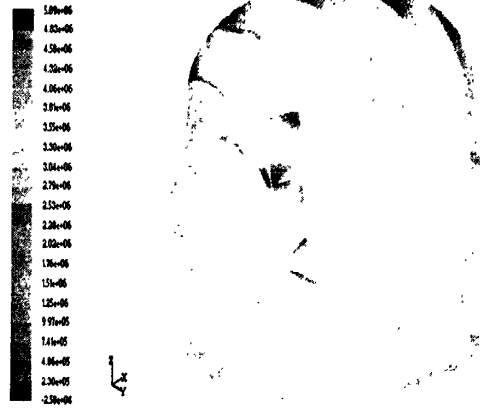
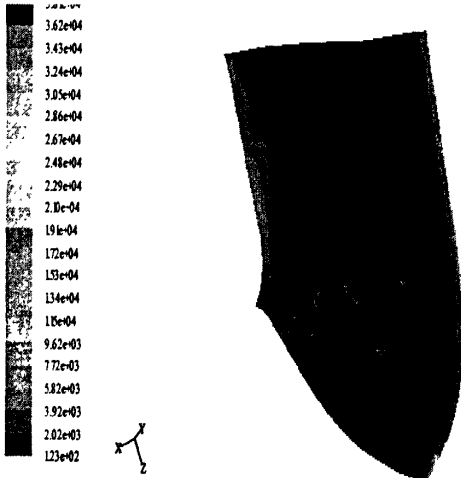


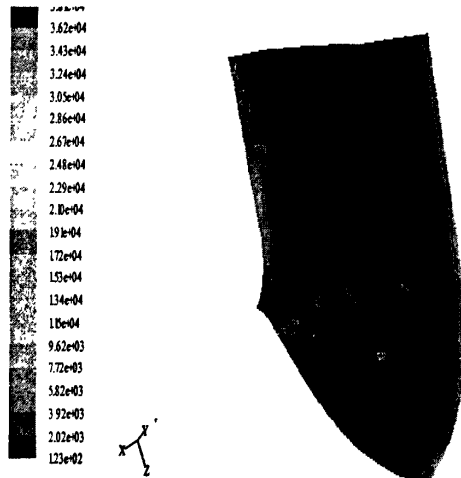
图 4.23 转轮全体叶片压力分布

Fig.4.22 Flowline in the blades

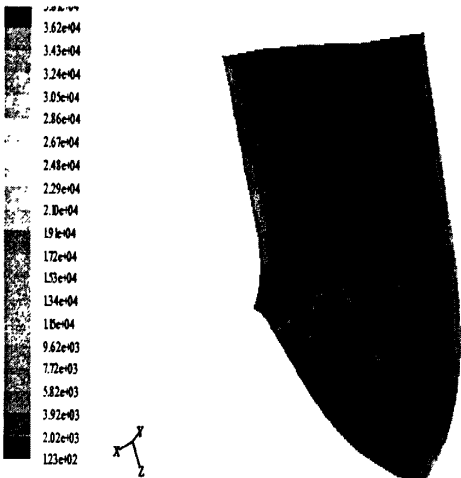
Fig.4.23 Pressure of all the runner blades



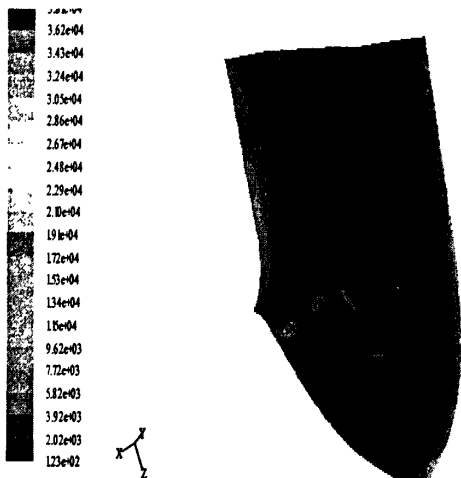
1/4 周期



2/4 周期



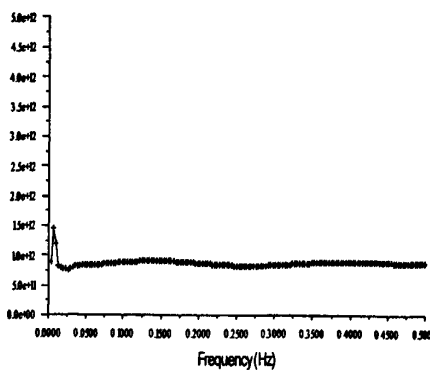
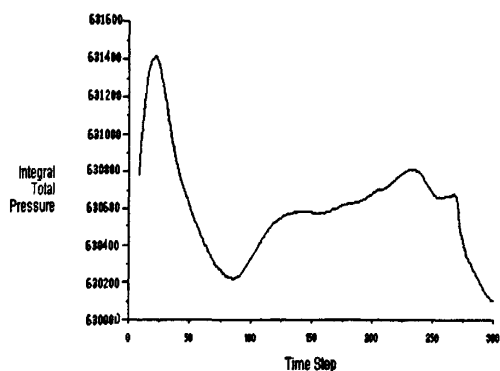
3/4 周期



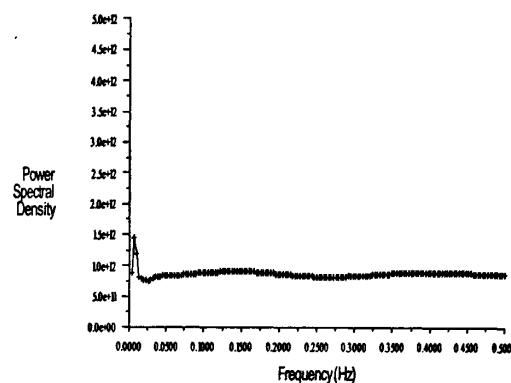
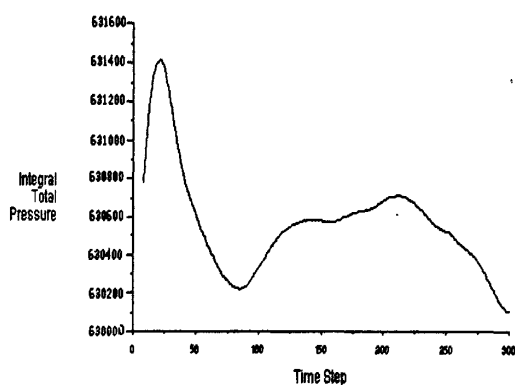
4/4 周期

图 4.24 设计工况下叶片涡带

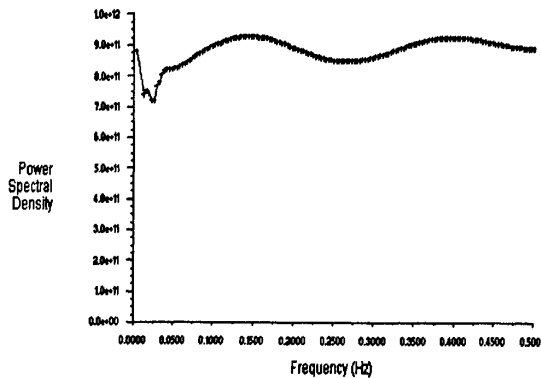
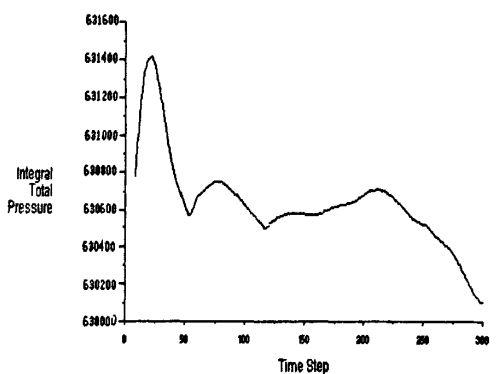
Fig.4.24 the Vorticity Magnitude of blade



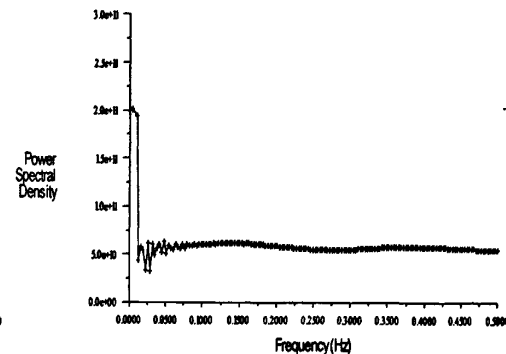
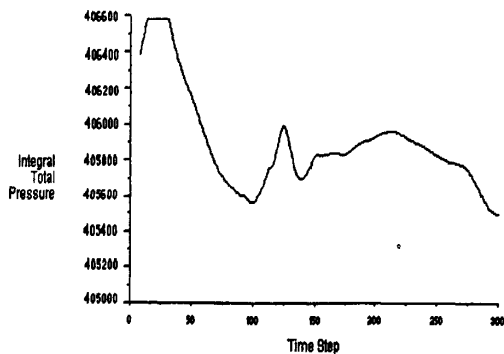
监测点 a 压力脉动时域与频域



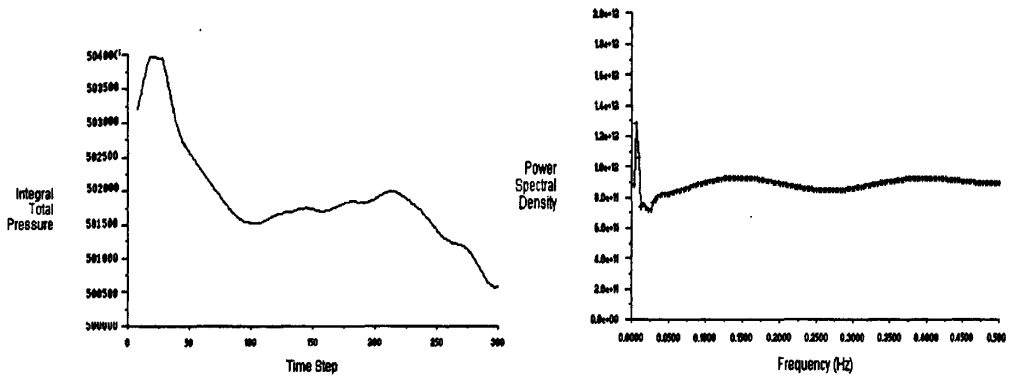
监测点 b 压力脉动时域与频域



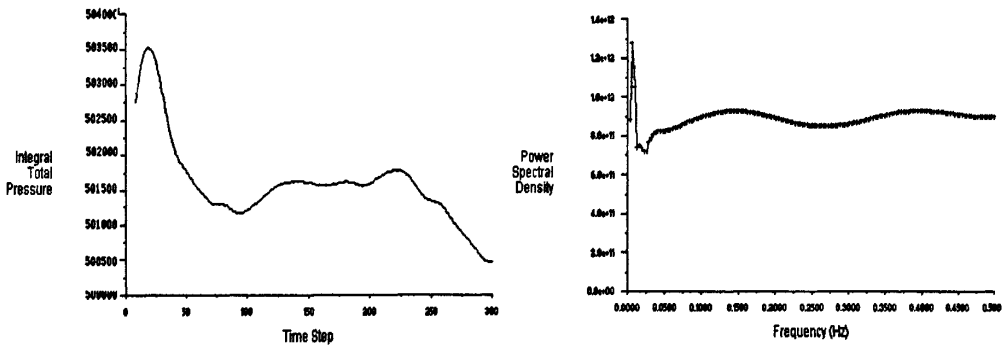
监测点 c 压力脉动时域与频域



监测点 d 压力脉动时域与频域



监测点 e 压力脉动时域与频域



监测点 f 压力脉动时域与频域

图 4.25 设计工况下各监测点压力脉动时域与频域

Fig.4.25 the Time domain and Frequency domain of all monitoring points

表 4.4 设计工况下各监测点压力脉动与频率

Tab4.4 Pressure fluctuation and Frequency of all monitors

监测点	脉动均值	脉动变化	脉动幅值	主频
	单位: Pa	单位: Pa	%	单位: Hz
a	630709.27	1326.92	0.21	0.01
b	630629.57	1285.34	0.20	0.01
c	630759.65	1239.87	0.19	0.126
d	405388.68	1016.57	0.25	0.008
e	501506.44	3275.46	0.65	0.01
f	501556.15	2981.36	0.59	0.01

从叶道涡的分布及压力脉动的分析来看（图 4.24, 4.25），在设计工况下，转轮内部流动情况较好，叶道涡基本没有出现。压力脉动很小，基本是在一个小范围内波动，这时水轮机运行比较平稳。

#### 4.6.3 大流量工况下计算结果

在大流量工况下，导叶开度、单位流量较大，叶片压力分布从入口到出口逐渐降低，且较为均匀。叶片进口处有冲击形成的高压区（图 4.26）。从速度分布来看（图 4.27），

叶片出口处有一定的负环量，叶片工作面距进口 1/3 出有明线低速区产生。

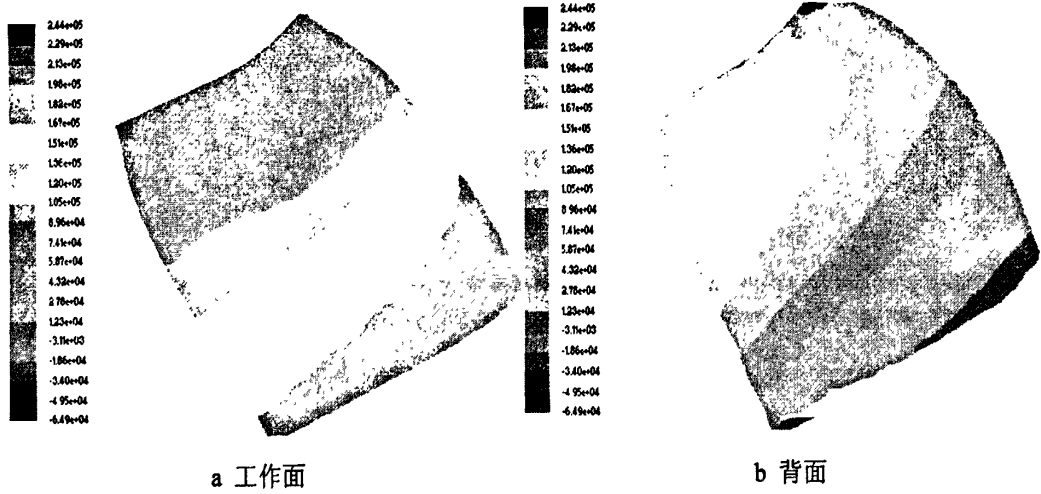


图 4.26 叶片压力分布

Fig.4.26 Blade pressure distribution

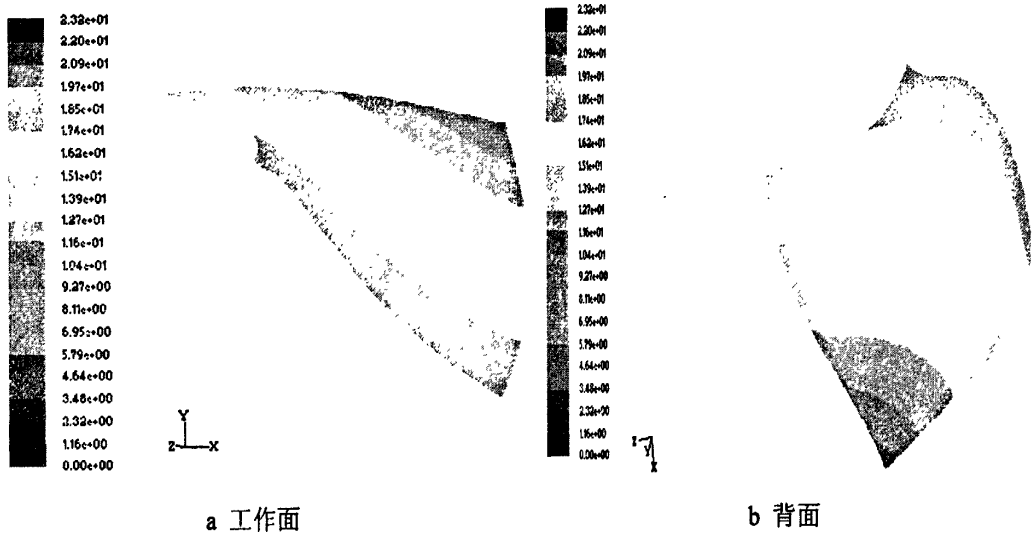
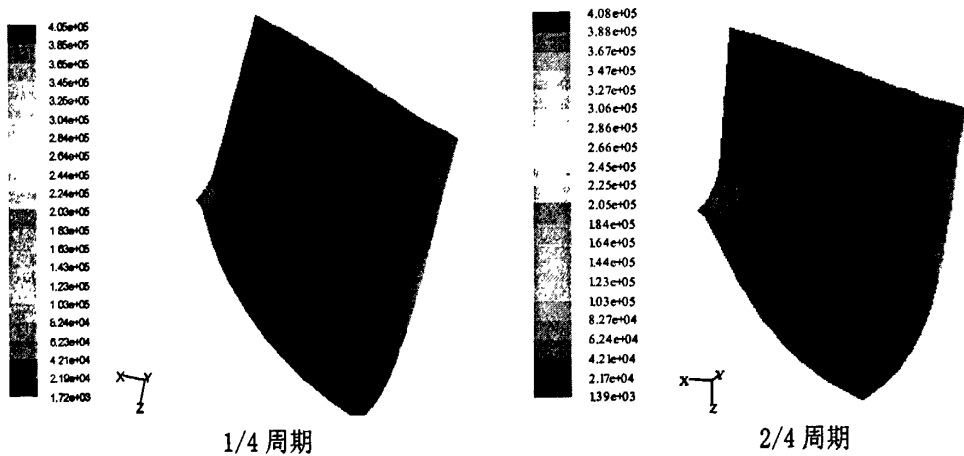
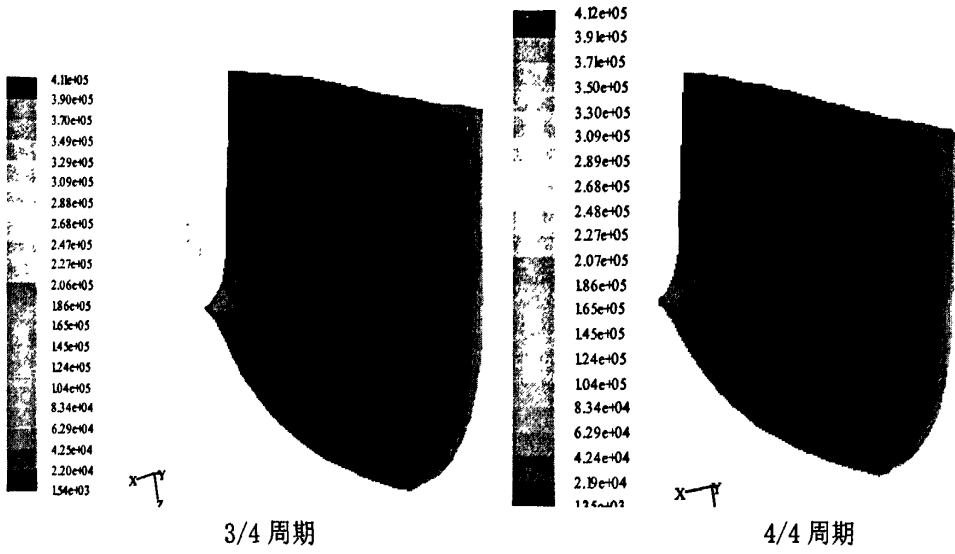


图 4.27 转轮叶片速度分布

Fig.4.27 the Velocity spread of runner blade

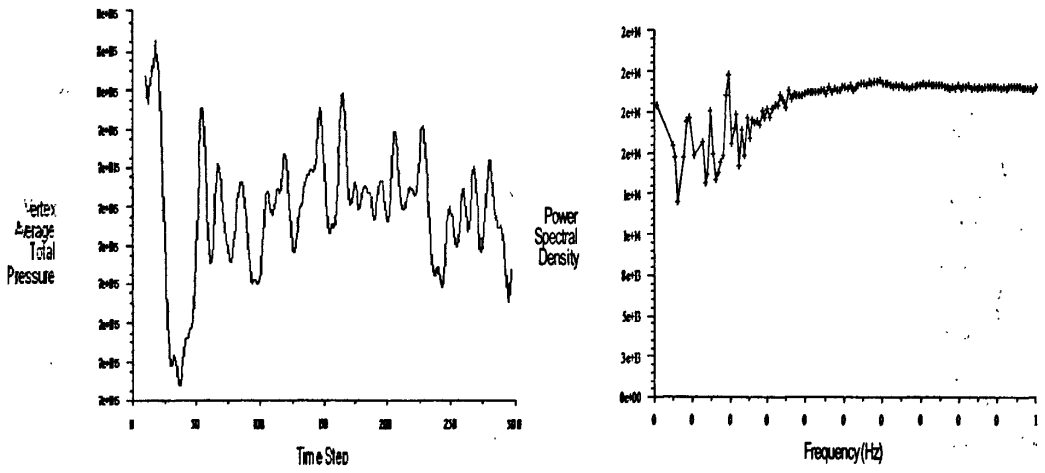




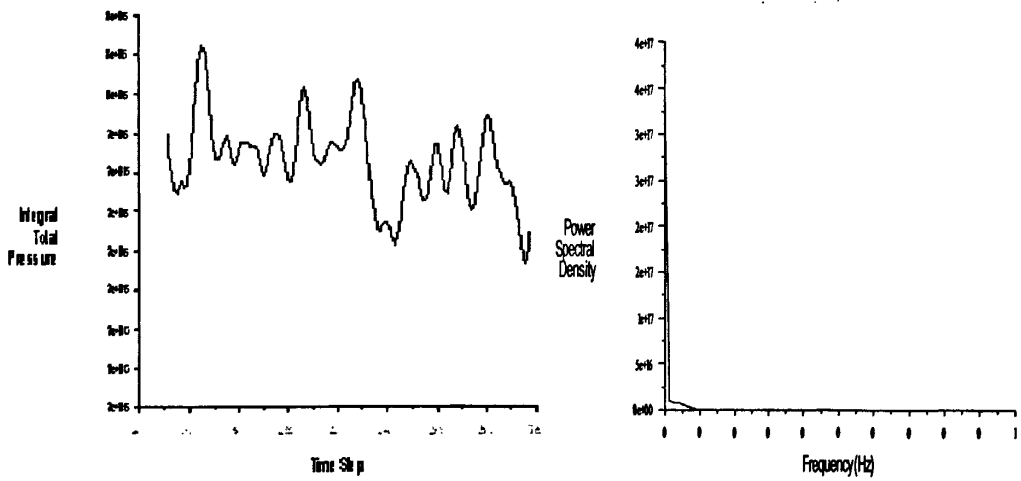
3/4 周期

4/4 周期

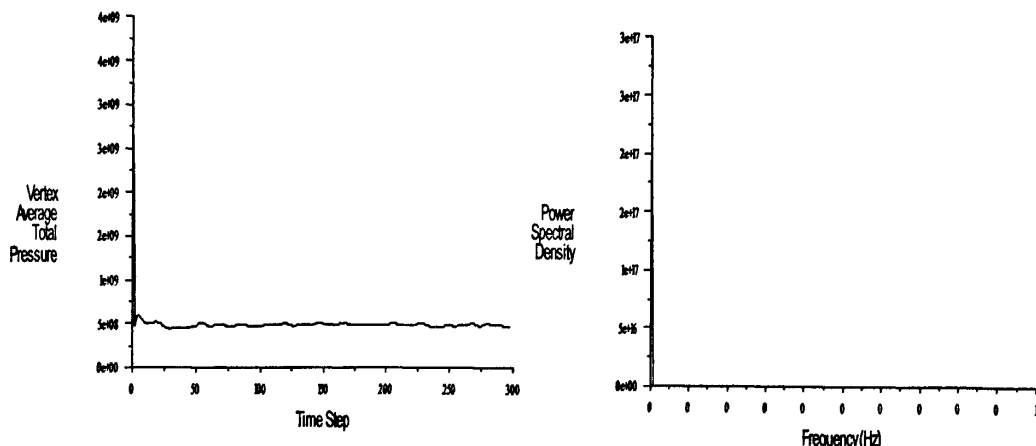
图 4.28 大流量工况下叶片涡带  
Fig.4.28 the Vorticity Magnitude of blad



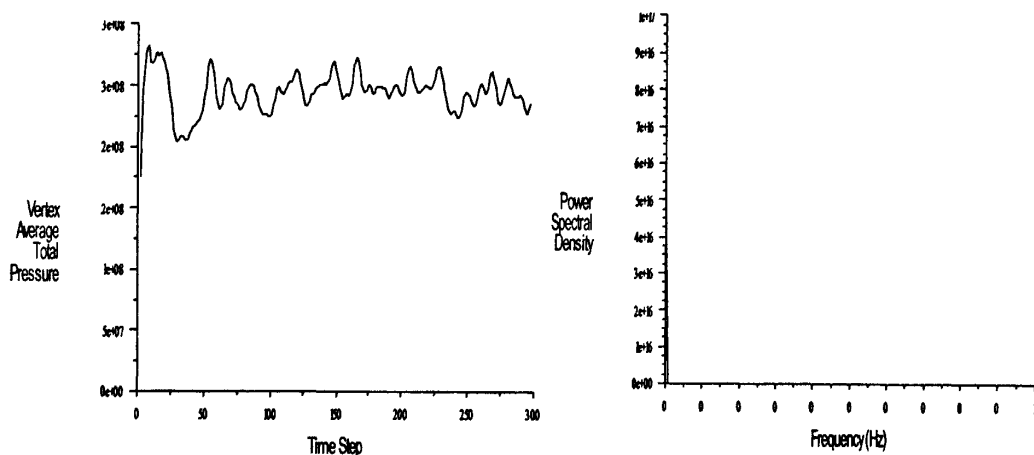
监测点 a 压力脉动时域与频域



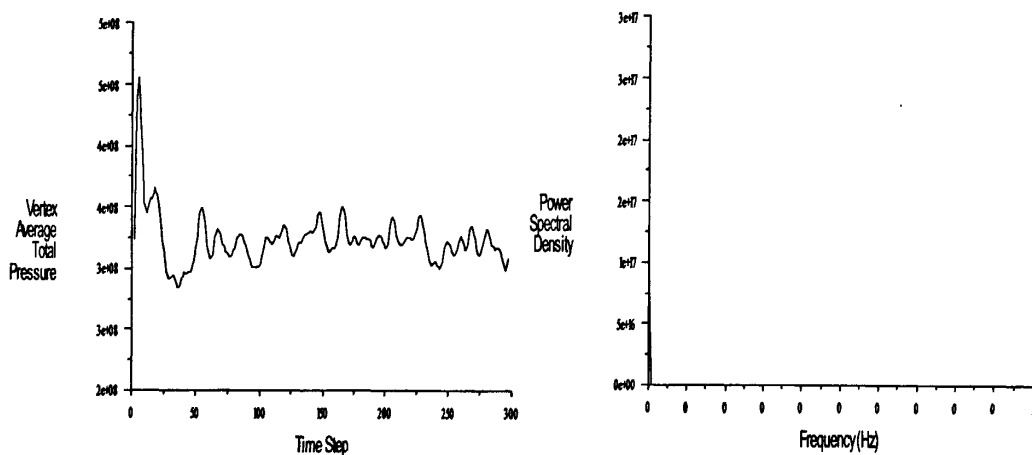
监测点 b 压力脉动时域与频域



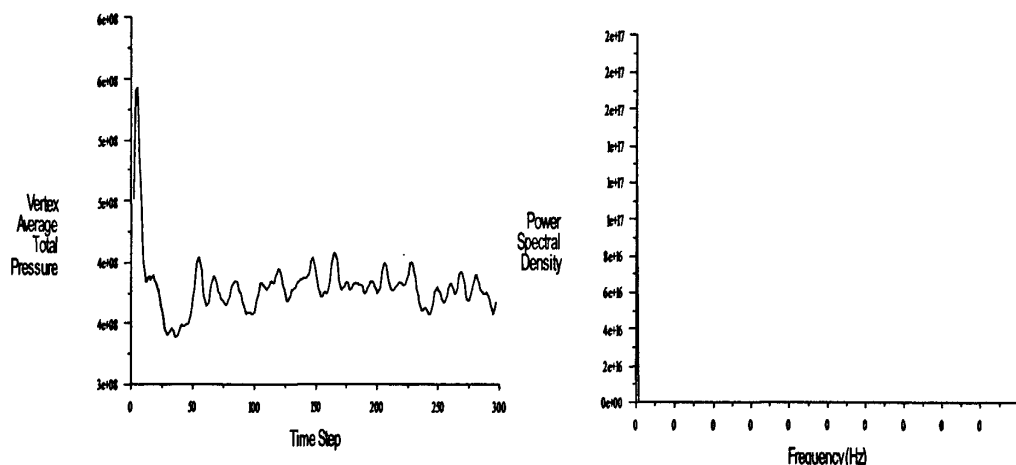
监测点 c 压力脉动时域与频域



监测点 d 压力脉动时域与频域



监测点 e 压力脉动时域与频域



监测点 f 压力脉动时域与频域

图 4.29 大流量工况下各监测点压力脉动时域与频域

Fig.4.29 the Time domain and Frequency domain of all monitoring points

表 4.5 大流量工况下各监测点压力脉动与频率

Tab4.5 Pressure fluctuation and Frequency of all monitors

监测点	脉动均值	脉动变化	脉动幅值	主频
	单位: Pa	单位: Pa	%	单位: Hz
a	856732.53	54573.82	3.37	0.18
b	831752.91	19878.87	2.39	0.02
c	918087.41	10925.24	1.19	0.02
d	695388.68	7857.88	1.13	0.02
e	731506.44	41768.99	5.71	0.02
f	801556.15	44806.98	5.59	0.02

从叶道涡的分布及压力脉动的分析来看(图 4.28, 4.29), 在大流量工况下, 转轮叶片背面没有明显的叶道涡发生, 没有回流、横向流动。在压力面靠近上冠处产生了脱流, 在叶片正面形成了叶道涡。总体流动情况较设计工况差, 但较小流量工况下要好。

#### 4.7 本章结语

本章利用数值模拟的方法研究了某水轮机转轮的内部流场, 通过分析在转轮内部流场中监测点的压力脉动, 研究了叶道涡的振幅和频率。由结果可知, 在转轮内部叶道涡诱发的压力脉动对机组的振动产生的影响比较小, 但不可忽视。当水轮机运行在小流量工况时, 要注意叶道涡产生的压力脉动和尾水管、引水部件等产生的压力脉动相混合, 会对机组造成较大的影响, 危害机组的运行寿命



## 结 论

叶道涡近几年来才引起人们广泛的关注和研究,形成叶道涡的水力原因是:当水轮机偏离最优工况时,来流的冲角偏离了设计冲角,会在转轮叶片的进水边上冠处发生脱流,然后在叶片间产生叶道涡。叶道涡按照设计水头分成两种:一种发生在高水头工况下,来流在叶片的背面发生脱流,被称之为高水头叶道涡;另外一种发生在低水头工况下,来流在叶片的正面发生脱流,被称之为低水头叶道涡。叶道涡是转轮区水力脉动的主要诱因,也是引起叶片的疲劳、裂纹的交变应力的主要诱因,但是叶道涡诱发的脉动压力的幅值和频率,目前尚不明确,值得深入研究。

### 总结

(1) 研究和分析混流式水轮机内部流场几种湍流模型,同时比较几种湍流模型,对水轮机转轮内部非定常湍流计算,采用 RNG $\kappa-\varepsilon$  模型是较好的。

(2) 根据一具体混流式水轮机的水力参数,在 UG 软件中建立了此水轮机的转轮过流通道三维几何模型,将三维几何模型在 Gambit 中进行非结构化网格划分。

(3) 利用 Fluent 软件中的计算模块,采用有限体积法将流动的控制方程组离散为代数方程组,并采用亚松弛迭代通过求解离散方程得到三维流场的速度和压力。压力项采用二阶中心差分格式,其他项采用二阶迎风差分格式。应用 SIMPLEC 算法实现压力和速度变量的分离求解。确定边界条件和时间步长等,对转轮内部非定常流动进行数值模拟,得到所需要的模拟结果。

(4) 利用后处理模块对结果进行处理,得到了水轮机在三种工况(设计工况、大流量工况、小流量工况)时转轮内的速度矢量分布、静态压力分布,分析转轮内的流动状态(包括压力分布和速度分布),同时详细地比较分析了该水轮机在不同的工况下,同一周期的不同时刻转轮叶片间的叶道涡的情况。利用 FFT 分析了各个位置压力随时间的变化,得出了由叶道涡诱发的压力脉动的频率变化,为电站的实际运行提供了可靠的依据。

### 展望

(1) 本文限于实验条件,没有对真机进行实验,且限于计算机硬件条件,只是针对转轮部分进行了数值模拟,如果条件允许,应该对全流道进行建模拟拟,并与真机的实验相互对比,使结果更具有真实性。

(2) 本文只是选取了三个具有代表性的工况点进行模拟分析,今后为了更加真实地反映水轮机在各个工况下的运行情况,需要选取更多的工况点进行数值模拟。

(3) 为了研究叶道涡引起压力脉动对叶片的疲劳、裂纹、空蚀等影响,今后应该考虑进行液固耦合计算以及与电气系统的多学科耦合问题。

## 参 考 文 献

- [1] 刘继军. 水力资源开发率仅为22.8%[EB/OL]. 中国改革报 (2010, 01, 05)  
<http://www.crd.net.cn/web/NewsInfo.asp?NewsId=721>
- [2] 我国水电发展概况及其发展规划[EB/OL]. 太原科技信息网 (2008, 12, 30)  
<http://www.tykj.gov.cn/taiyuan/center/jsscycykj.nsf/showhead/8A5DCBB4989DADEF8525753000050325?opendocument>
- [3] 曹鹏, 姚志民. 水轮机原理及水力设计[M]. 清华大学出版社, 1991
- [4] 高忠信, 唐澍等. 水轮机固定导叶和活动导叶后的卡门涡频率研究[J]. 中国水利水电科学研究院学报, 2005, 3 (1)
- [5] 陶星明, 刘光宁. 关于混流式水轮机水力稳定性的几点建议[J]. 大电机技术, 2002, (2)
- [6] 石清华, 许巍巍, 龚莉. 低水头混流式水轮机叶道涡引起的噪声及其消除[C]. 第十六次中国水电设备学术讨论会论文集. 哈尔滨: 黑龙江科学技术出版社, 2007. 156~164
- [7] 张鹏远. 混流式水轮机转轮区叶道涡压力脉动研究[D]. 北京: 清华大学热能工程系, 1998.
- [8] 耿延芳译. 水轮机转轮叶片的固有振动及水流激发振动研究[J]. 水力机械技术, 1987. 3
- [9] 水利水电科学研究院, 科学研究论文集[M]. 水利电力出版社, 第15集
- [10] 董毓新. 水轮发电机组振动[M]. 大连理工大学出版社, 1989
- [11] 李启章, 付联桂, 李志民. 卡门涡还是叶道涡—关于岩滩水轮机的高负荷振动[C]. 第13次中国水电设备学术讨论会论文集, 1997
- [12] 田树棠. 石泉. #1机顶盖至尾水管水力谐振分析[J]. 水力发电学报, 1992, 4
- [13] 陈飞翔等. 二滩水力发电厂水轮机振源分析[J]. 中国农村水利水电, 2002, (12)
- [14] 刘春梅. 混流式水轮机转轮内部流动的CFD分析[D]. 成都: 西华大学, 2006
- [15] 陈锐. 混流式水轮机转轮叶片出口水压脉动试验研究[J]. 水利水电技术, 1999. 11
- [16] 陈锐, 彭忠年等. 混流式水轮机转轮叶片出口处水压脉动试验研究[J]. 水利水电技术, 1999, 30
- [17] 程良骏. 水轮机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981
- [18] 赵学端, 廖其奠. 粘性流体力学[M]. 机械工业出版社, 1983
- [19] 吴刚, 韦彩新. 大水头变幅工况下混流式水轮机尾水管水压力脉动分析[J]. 发电设备, 2000. 4
- [20] R Mitcheltree, M Salas, H Hassan. A one-equation turbulence model for transonic air/oil flows[J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics meeting papers, 1989, 89-0057
- [21] Launder BE, Spalding DB. Numerical computation of turbulent flows[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, 3(2):269~289
- [22] Menter FR. Zonal two-equation  $k-\omega$  turbulence models for aerodynamic flows[J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics meeting papers, 1993. 93-2906
- [23] T-H Shih, W W Liou, A Shabbir, et al. A new  $k-\epsilon$  eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows—Model Development and Validation[J]. Computers&Fluids, 1995, 24(3):227~238
- [24] Yakhot Victor, Orszag Steven A. Renormalization group analysis of turbulence. I. basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1):3~51

- [25] Chien KY. Predictions of channel and boundary layer flows with a low Reynolds number turbulence model[J]. American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 1982, 20(1):33~38
- [26] J. Billdal. A study on no stationary flows effects in Francis turbine runner caused by the guide vane effects[J]. IAHR symposium, Beijing, 1994
- [27] 杨建明. 水轮机尾水管和转轮中湍流计算研究[D]. 北京:清华大学, 1999
- [28] 张礼达. 流体机械优化设计及应用[M]. 成都:四川科学技术出版社, 1999
- [29] 辛喆. 混流式水轮机全部通流元件的三维湍流场分析与性能预测[D]. 北京:中国农业大学, 2005
- [30] 吴刚, 戴勇峰. 混流式水轮机尾水管进口流场与压力脉动的关系[J]. 水电能源科学, 2000, 3
- [31] Thomas P D. Composite Three-Dimension Grid Generated by Elliptic System[J]. Journal of AIAA. 20(9), 1982:1195~1202
- [32] Thompson J F., Thames F C., Mastin C W. Automatic numerical generation of body-fitted curvilinear coordinate system for field containing any number of arbitrary two-dimensional bodies[M]. J Compute Phys, 1974. 15:299-319
- [33] 陶文铨. 计算传热学的近代进展[M]. 北京:科学出版社, 2000. 19~96
- [34] Lnl. 结构化和非结构化网格技术 [EB/OL]. (2007, 7, 8).  
<http://hi.baidu.com/qinpc/blog/item/6961ecf80f4fd0dd9f9fd4f.html>.
- [35] Hassan O, Probert E. J, Morgan K, et al. Unsteady flow simulation using unstructured meshes[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2000, 189(4):1247~1275
- [36] Jayanti S, Murthy S. CFD study of power and mixing time for paddle mixing in unbaffled vessels[J]. Chemical Engineering Research and Design, 2002, 80(5):482~498
- [37] 温正, 石良辰, 任毅加编著. FLUENT 流体计算应用教程[M]. 北京:清华大学出版社, 2008, 2, 23~36
- [38] 王福军编著. 计算流体力学分析 CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2004, 9, 164~168
- [39] 李跃军, 闫超. 非定常流动计算的混合时间推进方法研究[J]. 空气动力学报, 2007, 12
- [40] Versteeg H K, Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method[M]. London: Longman Group Ltd, 1995
- [41] 陈锐. 混流式水轮机转轮叶片出口水压脉动试验研究[J]. 水利水电技术, 1999, 11
- [42] 陈次昌, 宋文武. 流体机械基础[M]. 北京:机械工业出版社, 2002, 12
- [43] 陈金霞. 叶道涡产生机理及对水轮机稳定性的影响[J]. 大电机技术, 2007(3)
- [44] 李进军. 混流式水轮机全流道的叶道涡模拟计算[D]. 成都:西华大学, 2009

## 攻读硕士学位期间发表学术论文情况

- 1 李伟, 张礼达. 科学之友, 2010年, 5: 50-51. 主办单位: 山西省科学技术协会。(本硕士学位论文第三章)

## 致 谢

在西华大学，经过三年的努力和紧张的学习，我将要完成硕士研究生学业。首先非常感谢我的导师张礼达教授。感谢导师以渊博的知识、不倦的身心教诲我，感谢导师以严谨的治学态度、刻苦的工作精神以及严以律己、宽以待人的风尚熏陶我，在此谨以微薄言词向尊敬的导师致以最衷心的感谢和最美好的祝愿。另外非常感谢余波教授给予我的关心和帮助，使我在学业上不断取得进步。

还要感谢实验室的谭伦慧、张彦南和郭晋勇同学以及师弟师妹们在学习上、生活上对我的关心、帮助和鼓励。

感谢在百忙之中抽出时间评阅我的论文和出席我答辩的各位专家、教授以及观看本人答辩的同学们。

最后，向所有关心和帮助过本人的所有老师、同学及家人道一声衷心的感谢和深深的祝福。

李 伟