doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2014.09.019

# 混流式水轮机尾水管近壁湍流特性和流场结构研究\*

# 郭 涛 张立翔

(昆明理工大学土木工程学院,昆明 650500)

**摘要:**采用滑移网格技术以及基于 Vreman 亚格子模型的全局动态大涡模拟方法,得到了 HLA551 - LJ - 43 型水轮 机小开度工况下全流道内速度、压力以及涡量的分布,同时捕捉到尾水区域高强度的近壁湍流特性以及独特的分 离流动现象。计算结果表明,当高转速、小开度工况时,流道内流体的圆周速度占有绝对优势,流体进入尾水管后 "被甩出"呈旋转下泄趋势,在锥管段和弯管段内产生了明显的分流,同时在尾水管中心区域形成一个较大的空腔 涡带。该涡带的流动形式与常规工况差异较大,反映出小开度工况偏离最优工况最远,流道中流体的漩涡、脱流、 分离间断和回流等各种水力不稳定现象更为剧烈和复杂,具有独特的流动形式,容易导致机组异常振动的发生。 关键词:混流式水轮机 尾水管涡带 湍流特性 小开度流动 大涡模拟 Vreman 亚格子模型 中图分类号: TK730.1 **文献标识码:A 文章编号:**1000-1298(2014)09-0112-07

#### 引言

水力因素是诱发机组三大振动(机械、电磁和 水力)中最为突出的振源,其振源特性呈现多样性 和复杂性,机理至今尚未完全清楚,而且通常是所有 机组难以避免的。在某些偏离最优工况下,流道压 力脉动不同程度地诱发厂房结构甚至坝体强烈振动 的工程实例屡见不鲜<sup>[1-5]</sup>,其振幅还比较大,通常只 能通过调节负荷的方法,尽量避免机组在这些工况 下运行。如三峡电站左岸6号机组在过速140%试 验中出现的小开度工况异常振动现象,其振动频率 与活动导叶、蜗壳和固定导叶区域内的低频压力脉 动吻合较好,最终定性为水体共振原因<sup>[6-7]</sup>。机组 振动及诱发的厂房耦联振动不仅危害结构安全,还 常伴随异常噪声恶化厂内工作环境。

一般认为,水力振源可分为动静干扰、叶道涡、 卡门涡、尾水管涡带、迷宫密封的轴承效应和过渡过 程中的不稳定等。与其他水力不稳定因素相比,尾 水管涡带引起的压力脉动幅值比较高,而频率比较 低(约为转频的 0.2~0.5 倍<sup>[8]</sup>),与旋转部件接触 面积大,易引起机组轴系振动。涡带压力脉动经转 轮传至顶盖和蜗壳,从而对这些结构造成不利影响, 此外,尾水管涡带也会与尾水管本身产生显著的耦 联振动。通常认为尾水管涡带的工况范围很宽,在 最优流量的 0.3~0.9 倍或导叶开度 40% ~70% 范 围内都会发生。根据这些特点,实践中不难判断尾 水管涡带诱发的振动。例如,岩滩水轮机在导叶开度40%~45%工况,尾水管涡带压力脉动幅值超过20%,最大时达36.9%~43.9%,频率为0.208~ 1.808倍转频,涡带摆动造成机组强烈振动,尤其是发电机层及副厂房振动更为强烈,副厂房的窗户玻璃都发出"沙沙"响声。关于尾水管湍流计算的文献资料很多<sup>[9-13]</sup>,但关于小开度工况下,尾水管内流场结构的研究成果较少,作者发现小开度工况下 尾水管内产生的涡带与常规的有形涡带有较大的不同,该问题的研究对机组振动分析具有积极意义。

本文基于大涡模拟思想,采用 Vreman 亚格子 模型,对型号为 HLA551 - LJ - 43 的试验模型进行 全三维的数值模拟,捕捉尾水管不均匀流场的动态 流动信息和特殊的流场结构,以期为探索影响水力 机组小开度异常振动的水力振动因素,尾水管设计 和提高整机效率等提供有价值的参考。

# 1 计算方法

#### 1.1 数学模型

通过盒式滤波函数过滤后的不可压缩粘性流体 的连续方程和运动方程组成的方程组为

$$\begin{cases} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0\\ \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\overline{u}_i \overline{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\tau}_{ij} \right] \end{cases}$$
(1)

收稿日期: 2014-03-03 修回日期: 2014-05-14

<sup>\*</sup>国家自然科学基金资助项目(51309128、51279071)和教育部高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20135314130002) 作者简介:郭涛,讲师,主要从事流固耦合数值模拟及水电站建筑物结构研究,E-mail: guotaoj@126.com

(8)

其中 
$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \overline{u_i u_j}$$
  
式中  $\overline{p} \sqrt{u_i}$  ——过滤后的压力和速度  
 $\nu$  ——运动黏性系数  
 $t$  ——时间  $\rho$  ——流体密度  
 $\tau_{ij}$  ——亚格子应力  
式中,下角标  $i,j$ 表示坐标方向。

由于对速度信号进行了时均化处理,故uiu,又 可分解为

$$\overline{u_i u_j} = \overline{\overline{u_i u_j}} + \overline{\overline{u_i u_j'}} + \overline{u_i' \overline{u_j}} + \overline{u_i' u_j'}$$
(2)

因此

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \overline{u}_i \overline{u}_j = \overline{\overline{u}_i \overline{u}_j} - \overline{u}_i \overline{u}_j + \overline{\overline{u}_i u_j'} + \overline{u_i' \overline{u}_j} + \overline{u_i' u_j'} = L_{ii} + C_{ii} + R_{ii}$$
(3)

其中,Leonard 项 $L_{ii}$ ,代表大尺度涡之间的相互作用 (可直接计算)。交叉项 C<sub>ii</sub>,代表大尺度涡和小尺度 涡之间的相互作用(动量输运)。亚格子雷诺应力 项 R<sub>a</sub>代表小尺度涡之间的相互作用,需要通过建立 模型来模拟,最基本和常用的应力模型为 Smagorinsky 亚格子应力模型,其标准表达式为

$$\tau_{ij} - \frac{\delta_{ij}}{3} \tau_{ii} = -2\nu_i \overline{S}_{ij} \tag{4}$$

$$\nu_{i} = (C_{s}\overline{\Delta})^{2} (2\overline{S}_{ij}\overline{S}_{ij})^{\frac{1}{2}} = (C_{s}\overline{\Delta})^{2} |\overline{S}| \qquad (5)$$
$$\overline{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \overline{u}_{i}}{\partial x_{i}} + \frac{\partial \overline{u}_{j}}{\partial x_{i}} \right)$$

其中 
$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

S<sub>ii</sub>——亚格子应变率张量 式中 *∆*-----滤波宽度 C<sub>s</sub>-----Smagorinsky 模型系数,取0.1~0.2 ν,-----亚格子尺度的湍动粘度  $\delta_{ii}$ ——克罗内克符号 代入式(1)整理后得  $\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\overline{u}_i \overline{u}_j)}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \nu_e \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) \right]$ 

即以等效黏性系数  $\nu_e = \nu + \nu_i$  来代替  $\nu_o$ 

Smagorinsky 亚格子应力模型由于形式简单曾 得到广泛应用,但是实际使用中发现该模型耗散大, 特别在层流到湍流的转捩阶段,而且近壁区湍流模 拟与实际出入较大<sup>[14]</sup>。根据公式壁面亚格子应力 等于有限值,但实际在近壁区湍流脉动等于零,亚格 子应力也应当等于零,显然与物理实际不符,需采用 衰减函数控制。后来 Bardina 等提出了尺度相似模 型<sup>[15]</sup>及涡粘性模型与相似模型相结合的混合模 型<sup>[16]</sup>,相似模型预测的雷诺应力准确度有所提高, 但预测值仍偏低。Smagorinsky 模型、尺度相似模型 和混合模型都是基本模型,很多学者在此基础进行 了发展和完善,文献[17]对各种模型的效果进行了 对比。

目前各种亚格子应力模型还不能准确、合理地 刻画小尺度涡运动的影响,在模型上存在一定误差, 使得目前的大涡模拟预测结果有所偏差。致力于构 建一种合理预测湍流的普适性 SGS(SubGrid-Scale Model)模型仍是大涡模拟研究的一个热点。比较有 代表性的是由 Vreman<sup>[18-19]</sup>提出的 Vreman 模型,该 模型既传承了传统涡粘性 Smagorinsky 模型简单、稳 定的特性,又保证了较小的耗散性。在高雷诺数湍 流混合层和槽道湍流大涡模拟中得到了推广应 用<sup>[20]</sup>。本文通过自主编程将该方法应用于混流式 水轮机湍流数值计算中。

Vreman SGS 模型表达式为

$$\gamma_{SCS} = C_V \sqrt{\frac{B_{\overline{\beta}}}{\overline{\alpha}_{ij}\alpha_{ij}}}$$
(7)  
$$\overline{\alpha}_{ij} = \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i}$$
(8)

其中

(6)

$$B_{\overline{\beta}} = \overline{\beta}_{11}\overline{\beta}_{22} + \overline{\beta}_{22}\overline{\beta}_{33} + \overline{\beta}_{33}\overline{\beta}_{11} - \overline{\beta}_{12}^2 - \overline{\beta}_{23}^2 - \overline{\beta}_{31}^2 \quad (9)$$
$$\overline{\beta}_{11} = \Delta_{-}^2 \overline{\alpha}_{-11} \overline{\alpha}_{-11} \quad (10)$$

 $C_v$ 是 Vreman 模型系数,与 Smagorinsky 常数  $C_s$ 相关,对于均匀各向同性湍流 C<sub>v</sub>≈2.5C<sup>2</sup>,在高雷诺 数湍流混合层和槽导流计算中 C<sub>V</sub> 取 0.07,并建议  $C_{v} \in [0.025, 0.1]$ ,本文计算中  $C_{v} = 0.07$ 。 $\Delta_{m}$  是各 方向的滤波尺度(m = x, y, z),  $\alpha$  是可解尺度速度导 数的三阶矩阵,若 $\overline{\alpha_{ii}} \alpha_{ii} = 0$ ,那么 $\gamma_{scs}$ 也定义为零。 实际上, $B_{\bar{a}}$ 是矩阵 $\bar{\beta}$ 的不变量, $\bar{\alpha}_{ii}\bar{\alpha}_{ii}$ 又是 $\alpha^{T}\alpha$ 的不 变量。若各方向的滤波尺度相同,即 $\Delta_m = \Delta$ ,则 $\overline{B}$ =  $\Delta^2 \boldsymbol{\alpha}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\alpha}_{\circ}$ 

采用 Vreman 亚格子模型作为基本涡粘性模 型,基于亚格子耗散和粘性耗散整体平衡的基本思 想, $\tau_{i}$ 的输运方程可描述为

$$\frac{\partial \tau_{ii}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ -\tau_{ii} \overline{u}_k + \overline{u_i u_i} \overline{u}_k - \overline{u_i u_i u_k} + 2(\overline{p} \overline{u}_k - \overline{pu}_k) + \nu \frac{\partial \tau_{ii}}{\partial x_k} + 2\tau_{ik} \overline{u}_i \right] - 2\nu (\overline{\alpha_{ik} \alpha_{ik}} - \overline{\alpha_{ik}} \overline{\alpha}_{ik}) - 2\tau_{ik} \overline{S}_{ik}$$
(11)

对式(11)进行体积平均,可得整体平衡方程

 $\langle \tau_{ik} S_{ik} \rangle_{V} = -\nu \langle \overline{\alpha_{ik} \alpha_{ik}} - \overline{\alpha}_{ik} \overline{\alpha}_{ik} \rangle_{V}$ (12)利用式(12)和尺度相似关系,  $\langle \overline{\alpha_{ik}\alpha_{ik}} \rangle_{V}$  =

 $\gamma \langle \overline{\alpha}_{ik} \overline{\alpha}_{ik} \rangle_V$ , Vreman 模型系数可动态表示为

$$C_{V} = \frac{\nu(\gamma - 1) \langle \alpha_{ik} \alpha \rangle_{V}}{2 \langle \frac{II_{\bar{\beta}}}{\overline{\alpha}_{ik} \alpha} \overline{S}_{jl} \overline{S}_{jl} \rangle_{V}}$$
(13)

 $\gamma = \frac{\langle \hat{\overline{\alpha}}_{ik} \hat{\overline{\alpha}}_{ik} \rangle_V \langle \overline{\alpha}_{ik} \overline{\alpha}_{ik} \rangle_V^2}{\langle \hat{\overline{\alpha}}_{ik} \hat{\overline{\alpha}}_{ik} \rangle_V^2}$ 其中 (14) 这里,"<sup>•</sup>"表示二次滤波,同时假定 $\hat{\Delta} = 2\tilde{\Delta} = 4\bar{\Delta}$ 成立。

#### 1.2 计算模型、方法及边界条件

计算域如图 1 所示,模型包括蜗壳区域、导水区 域(包括 8 个固定导叶和 16 个活动导叶)、转轮区 域(13 个叶片)和尾水管区域。水轮机型号为 HLA551-LJ-43,转轮标称直径为 43 cm。计算上 采用混合网格并行计算的分区方法,在转轮区域动 静交界面上设置网格滑移界面以处理导叶与转轮、 转轮与尾水管之间动静干扰流动的数据传递,网格 为非结构四面体网格,共划分单元数 2.739 393 2 × 10<sup>7</sup>。蜗壳进口处为速度进口边界条件(实际测试水 头 13 m),尾水管出口处为自由出流边界条件,壁面 为无滑移边界条件,根据蜗壳进口速度和水力直径 给定 *Re* 为 1.8 × 10<sup>5</sup>。导叶开度 20%, 攻角 9.5°, 取 额定转速 600 r/min。



图 1 混流式水轮机全流道计算模型 Fig. 1 Whole computational domain

控制方程在空间上采用有限体积法进行离散, 在时间上采用二阶全隐式格式。源项和扩散项采用 二阶中心格式,对流项采用二阶迎风格式;时间步长 为0.01 s(即1/100 的转轮转动周期),在分步加载 到额定转速的前提下,计算了7个旋转周期(10 r/s, 0.7 s),时间平均的统计数据取最后2个周期。由 于网格规模大,采用了分块并行算法,最终计算机时 达6个月左右。

#### 2 计算结果

#### 2.1 全流道流态分析

图 2~4 显示的是水轮机全流道在 X =0、Y =0、 Z =0 平面上的时均压力、速度和展向涡量云图(T 表示周期)。从图中可看出,蜗壳内部和导水区域 的压力、速度和涡量几乎是均匀的。流道内压力分 布在圆周方向具有很好的对称性,压力沿转轮径向 逐步降低,在各个叶道的出口端有一个尺度几乎相 等的低压区,即为叶道涡产生的地方。在尾水管内, 存在一个不规则形状的低压区,而且占据了绝大部 分尾水管断面,说明尾水管有明显的偏心涡带存在。 由速度云图(图3)可以看出,水流从活动导叶流出, 在转轮叶片进口附近流速梯度变化急剧,特别是在 滑移交界面处流体速度较大,说明转轮前端,湍流运 动剧烈,流体受转轮动静部件干扰的影响较大。而 尾水管内壁区域流速明显高于中心区域,中心区域 速度梯度比较均匀。

由流道展向涡量云图(图4)同样可以看到,活 动导叶后的流体呈剧烈的流动状态。从活动导叶出 口到转轮叶道直至尾水管内,存在不同尺度的各种 漩涡结构,其中转轮区域的涡结构相对要对称些。 随着流体流向下游,从活动导叶脱流下来的集中漩 涡,相互干扰、分离,强度降低,进入转轮叶道。并与 叶片发生撞击、脱流,在叶片进口端形成尺度几乎相 同的漩涡,强度进一步增加。叶道内部主要以负展 向涡量为主,流出转轮后,这些具有高湍动能的漩涡 不断演化,大尺度涡与小尺度涡进一步能量交换,诱 发出更多新的小尺度漩涡,充满下游流道,最终流出 尾水管。

#### 2.2 尾水区流场结构

从图 2~4 均可看出导水区域和尾水管近壁湍 流运动较激烈。导水区域主要是由于动静干扰和高 速流体在复杂流道中的流态快速变迁所致。当流体



图 2 时均压力分布

Fig. 2 Contour of means pressure distributions











在管状流道里作自由漩涡前进运动时,在圆周速度 占优的运动状态下,受尾水管压力的影响,在漩涡中 心位置将产生流体的分离间断和回流,可能因空化 而形成一个低压或真空的空腔,成为有形涡带<sup>[21]</sup>, 如图5所示。流体绕着这个空腔区域发生螺旋状漩 涡水流运动现象。本文捕捉到的尾水管中高强度的 近壁湍流特性和独特的分离流动现象正是因此产生 的,但死水区域较大且不规则,在弯管段还呈现出向 上回流的趋势,未看出常规有形涡带明显的绕尾水 管轴线旋转、摆动的现象,不同于常规的涡带形式, 如图6所示(均方根压力0.4 kPa 等值面图)。

当高转速、小开度工况时,导水区域里流体的圆周速度更加占有主导作用,从而使得周向湍流强度增强,表现为明显的旋转湍流形式,如图7所示(展向涡量 W<sub>2</sub> =90 s<sup>-1</sup>等值面图),导致流体进入尾水管后贴着壁面被甩出,呈现出旋转下泄的运动趋势,如图8所示,流体不但在尾水区域的锥管段和弯管段内产生了明显的分流,还直接导致了尾水管中心较大空腔(涡带)的形成。图9为尾水管不同断面(位置见图11)圆周速度与水头的平方根之比沿半径方向的变化情况(图中 v<sub>u</sub>表示圆周速度,h 表示水头),从图中也可以看出,在断面 0~0.7R 范围内流

体速度明显低于(0.7~1) R 范围,说明小开度工况 下,尾水管近壁区域具有较强的湍流特性。与其他 工况相比(文献[12],转轮直径 37 cm 与本文机组 级别大致相同),低速区域明显较大,占据了尾水管 断面面积的 50% 左右,而且该区域均为低压区(如 图 10 所示),属于空腔涡带占据的区域,直接与锥 管壁面相撞,容易导致整个机组的低频振动,影响机 组稳定运行。



图 5 常见的尾水管内死水区域形状 Fig. 5 Vortex rope in draft tube of hydraulic turbine

与普通工况相比,小开度工况下尾水管内呈独 特的流场结构(见图8):



图 6 某时刻(*t*/*T* = 6.0)尾水管内死水区域形状 Fig. 6 Iso-surface of RMS pressure



图 7 某时刻(*t*/*T* = 6.0)导水区域展向涡量等值面图 Fig. 7 Instantaneous iso-surface of span-wise vorticity



Fig. 9 Distributions of velocity along the radius

(1)由于周向湍流强度的增强,锥管段和弯管 段内的流体流动在径向极不均匀,近壁区湍流强度



图 10 尾水管不同断面时均压力沿半径方向的变化 Fig. 10 Distributions of means pressure along the radius

较大,表现为明显的旋转湍流形式。

(2)由于流体圆周速度占有主导作用,在锥管 段和弯管段内产生了明显的分离间断和回流。流体 流动大体分为3部分:绝大部分流体沿着壁面呈螺 线型下泄(主流),到达尾水管扩散段后,逐渐扩散 开,再均匀地流向下游;一部分流体在尾水管中间 形成了一个较大的空腔(涡带),该区域属于低速、 低压区,其空腔边缘压力为0.4 kPa(如图6所示); 沿着近壁区域旋转下泄的主流在到达扩散段时,由 于受空腔区域(低压区)的影响,开始分叉,少部分 流体产生了回流。

(3)尾水管内产生的回流区大致可分为两个。 较明显的是主流在扩散段进口处的回流,其次是绕 着空腔周围螺旋运动的部分流体在到达弯管段时, 呈现出向上回流的流动状态。

#### 2.3 尾水区断面压力

尾水管相关断面上的时均压力如图 11 所示,可 以看到在中间区域存在一个不规则的负压区。该负 压区,随着流体流向下游不断扩散,越靠近下游,负 压区强度越低,到达扩散段后负压区消失。由于负 压区域较大,主要偏心区位置并没发生太大变化,在 一个旋转周期内参考断面的低压区未表现出明显的 绕尾水管轴线旋转、摆动的常规涡带运动趋势。从 图 12 可以看出:不同时刻参考断面的负压区极其不 规则,存在较大偏心,直接与锥管壁面相撞,容易导 致整个机组的低频振动,影响机组稳定运行;主负压



图 11 尾水管断面时均压力 Fig. 11 Contour of means pressure distributions

区和个别小负压区并存占据了大部分尾水管断面, 符合如前所述,在高转速、小开度工况下绝大部分流 体以周向速度占优的运动状态,贴着尾水管壁面被 下甩,导致流体分流后,在断面中心部分形成一个较 大的低速、低压空腔(涡带)。



Fig. 12 Contour of means pressure at reference section

### 3 结束语

本文基于大涡模拟的方法,自主编程将 Vreman 模型成功应用到混流式水轮机全流道非定常湍流预 测中,获得了小开度工况下尾水区近壁湍流特性和 独特的流场结构。结果表明,当高转速、小开度工况 时,导水区域和尾水区域内流体的圆周速度占有主 导作用,流体进入尾水管后,贴着尾水管壁面"被甩 出",呈旋转下泄趋势,在锥管段和弯管段内产生了 明显的分流,同时在尾水管中心区域存在一个较大 的偏心涡带,直接与尾水管壁相撞,容易导致整个机 组的低频振动,是影响机组稳定运行的重要因素。 到达扩散段后一部分流体有回流趋势,大部分逐渐 扩散开,再均匀地流向下游。

#### 参考文献

- 1 汪丽川. 浅析岩滩电厂厂房振动现象[J]. 广西电力技术, 1996(3):10-16.
- 2 沈可,张仲卿,梁政. 岩滩水电站厂房水力振动计算[J]. 水电能源科学,2003,21(1):73-75.
- Shen Ke, Zhang Zhongqing, Liang Zheng. Hydraulic vibration calculation of Yantan hydropower house[J]. Water Resources and Power, 2003,21(1):73-75. (in Chinese)
- 3 马震岳,沈成能,王溢波,等. 红石水电站厂房的机组诱发振动及抗振加固研究[J]. 水力发电学报,2002(1):28-36. Ma Zhenyue, Shen Chengneng, Wang Yibo, et al. Studies on the anti-vibration and reinforcement of powerhouse in Hongshi hydropower station[J]. Jouranl of Hydro Electric Engineering, 2002(1):28-36. (in Chinese)
- 4 宋志强,马震岳,陈婧,等. 龙头石水电站厂房振动分析[J]. 水利学报,2008,39(8):916-921. Song Zhiqiang, Ma Zhenyue, Chen Jing, et al. Dynamic analysis on power house of Longtoushi hydropower station[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2008,39(8):916-926. (in Chinese)
- 5 韩芳,蔡元奇,朱以文.十三陵抽水蓄能电站地下厂房结构动力分析[J].武汉大学学报:工学版,2007,40(5):91-94. Han Fang, Cai Yuanqi, Zhu Yiwen. Dynamically structural analysis of underground power house for Shisanling pumped storage power station[J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2007,40(5):91-94. (in Chinese)
- 6 彭玉成,张克危,陈喜阳,等. 三峡左岸电厂 6F 机组小开度工况异常振动原因分析[J]. 水力发电学报,2008,27(6):153-156. Peng Yucheng, Zhang Kewei, Chen Xiyang, et al. Cause analysis on the abnormal oscillation of the 6F unit of the Three Gorges left bank plant under small opening condition [J]. Journal of Hydroelectric Engineering, 2008, 27(6): 153-156. (in Chinese)
- 7 刘连伟,朱俊杰,凌伟华. 三峡左岸电站 6 号机小开度异常振动分析及解决方案[J]. 水电站机电技术,2004(4-专集): 38-40.
- 8 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. Li Zhangchao, Chang Jinshi, Xin Zhe. Numerical simulation of elimination of pressure fluctuation in francis turbine draft tube using water jet[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013,44(1):53-57. (in Chinese)
- 9 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. Gao Zhangxin, Deng Jie, Ge Xinfeng. Numerical simulation of three-dimensional unsteady vortex rope tur bulent flow occurred to the draft tube of a Francis turbine [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2009,40(10):1162-1167. (in Chinese)
- 10 杨建明,刘文俊,吴玉林. 用大涡模拟方法计算尾水管内非定常周期性湍流[J]. 水利学报,2001,32(8):79-84. Yang Jianming,Liu Wenjun, Wu Yulin. The large eddy simulation method for computation of 3-D unsteady periodic turbulent flow in draft tube[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2001,32(8):79-84. (in Chinese)
- 11 张双全,符建平,段开林,等. 三峡水轮机尾水管涡带的 CFD 数值模拟[J]. 华中科技大学学报:自然科学版,2006,34(7): 19-23.

Zhang Shuangquan, Fu Jianping, Duan Kailin, et al. CFD numerical simulation of the vortex in the draft tube of Three Gorges' turbine [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 2006,34(7):19-23. (in Chinese)

12 钱忠东,李万. 泄水锥形式对混流式水轮机压力脉动的影响分析[J]. 水力发电学报,2012,31(5):278-285.
Qian Zhongdong, Li Wan. Analysisof pressure oscillation characteristics in Francis hydraulic turbine with different runner cones
[J]. Jouranl of Hydro electric Engineering, 2012,31(5):278-285. (in Chinese)

- 13 廖伟丽, 姬晋廷, 逯鹏, 等. 水轮机主轴中心孔补气对尾水管内部流态的影响[J]. 水利学报, 2008, 39(8):1005-1011. Liao Weili, Ji Jinting, Lu Peng, et al. Effect of air admission through center hole of turbine shaft on the flow in draft tube[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2008, 39(8):1005-1011. (in Chinese)
- 14 Meneveau C, Katz J. Scale-invariance and turbulence models for large-eddy simulation [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2000, 32:1-32.
- 15 Bardina J, Ferzigr J H, Reynolds W C. Improved subgrid-scale models for large eddy simulation [C] // AIAA 13th Fluid & Plasma Dynamics Conference, 1980: AIAA Paper 80 - 1357.
- 16 Bardina J, Ferzigr J H, Reynolds W C. Improved turbulence models based on large eddy simulation of homogeneous incompressible turbulence [R]. Stanford University Report TF 19, 1983.
- 17 Wu Horng-Wen, Perng Shiang-Wuu. LES analysis of turbulent flow and heat transfer in motored engines with various GSG models [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45(11):2315-2328.
- 18 Vreman A W. An eddy-viscosity subgrid-scale model for turbulent shear flow: algebraic theory and applications [J]. Physics of Fluids, 2004, 16(10):3670-3691.
- 19 Vreman A W, Geurts B J, Deen N G, et al. Large-eddy simulation of a particle-laden turbulent channel flow [C] // 5th International ERCOFTAC Workshop Direct and Large-Eddy Simulation V, 2004: 271 - 278.
- 20 Park N, Lee S, Lee J, et al. A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model with a global model coefficient [J]. Physics of Fluids, 2006, 18(12): 106-111.
- 21 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.

Xu Hongquan, Meng Xiaochao, Zhang Haiping, et al. Theory of cavitation bubbles conglomeration endangering stability of hydraulic machinery. III. Effects on pressure fluctuations of vortex rope coming from cavitation bubbles conglomeration in draft tube[J]. Journal of Hydro Electric Engineering, 2013,32(4):204-208. (in Chinese)

# Numerical Study of Swirling Flow Fields in Francis Turbine under Small Opening Condition

#### Guo Tao Zhang Lixiang

(Faculty of Civil Engineering and Mechanics, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

**Abstract**: The phenomenon that strong vibration of units occurred when the Francis turbine is operating under the small opening conditions, such as Gongzu, Shiquan, Liujia Gorges, Lijia Gorges and Three Gorges project. It was used the large eddy simulation (LES) method based on Vreman SubGrid-Scale model to analysis the generation and evolution process of turbulence flow, captured the details of the flow structures and the dissipation of the turbulent kinetic energy. The SIMPIEC algorithm was applied to solve the coupled equation of velocity and pressure. The result shows that the small guide opening conditions deviated from the optimal conditions mostly. The unstable flow phenomenon including the swirl, flow separation, interruption and reflux was strong and complicated, which led to the abnormal vibration of the units.

Key words: Francis turbine Vortex rope Turbulence characteristics Small opening flow Large eddy simulation Vreman subgrid-scale model