

文章编号: 1673-5196(2015)02-0061-04

# 变工况下贯流式水轮机叶片形变分析

李琪飞<sup>1</sup>, 张毅鹏<sup>1</sup>, 敏政<sup>1</sup>, 李正贵<sup>2</sup>, 邓育轩<sup>1</sup>, 李秋桐<sup>1</sup>

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃柴家峡水电有限公司, 甘肃 兰州 730065)

**摘要:** 针对贯流式水轮机在变工况下的叶片变形, 基于 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型和 SIMPLEC 算法, 应用流场仿真软件 CFX 对贯流式水轮机三维全流场进行多工况定常数值计算, 将计算结果通过 ANSYS 软件下的 WORKBENCH 结合流固耦合特性对叶片的静应力和形变总量进行分析。结果表明, 在协联工况下, 相同水头下的叶片应力和水轮机出力成正比, 最大等效应力出现在叶片与轮毂相交处, 最大形变量出现在叶片轮缘处; 在非协联工况下叶片的形变量大于协联工况下的形变量, 而且叶片上的应力分布也不均匀。

**关键词:** 水轮机; 叶片应力; 流固耦合

**中图分类号:** TK733 **文献标识码:** A

## Deformation analysis of tubular turbine blades under variable working condition

LI Qi-fei<sup>1</sup>, ZHANG Yi-peng<sup>1</sup>, MIN Zheng<sup>1</sup>, LI Zheng-gui<sup>2</sup>  
DENG Yu-xuan<sup>1</sup>, LI Qiu-tong<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. Chaijiaxia Hydropower Station, Lanzhou 730065, China)

**Abstract:** Aimed at the deformation of blades in tubular turbine running under variable working conditions and based on RNG  $k-\epsilon$  turbulence mode and SIMPLEC algorithm, numerical computation of full three-dimensional stationary flow field of tubular turbine running under multiple working condition is carried out by using simulation software CFX. The static stress and total deformation of the blade are analyzed by using the computation result and WORKBENCH in software ANSYS combined with the fluid-solid coupling characteristics. The results show that in the case of copying working condition and identical head, the blade stress will be proportional to the turbine output and the maximum equivalent stress at the intersection of blade and hub and the biggest deformation will appear at the intersection of blade and rim. The deformation of blade in the case of off-copying working condition will be greater than that under copying working condition and the stress distribution on the blade will be non-uniform.

**Key words:** hydraulic turbine; blade stress; fluid-solid coupling

贯流式水轮机是适用于低水头、大流量的水电机组<sup>[1]</sup>, 由于河流上游流量的不稳定, 机组需要经常改变运行工况<sup>[2]</sup>, 特别是在非协联工况下, 水轮机内部流态会急剧恶化, 对叶片的变形会产生很大的影响<sup>[3]</sup>。随着新开发电站的水轮机比转速、功率和单机容量的增加和机组尺寸的不断增大, 材料强度提高, 刚度相对降低, 水轮机叶片振动问题日益受到广泛

的重视<sup>[4]</sup>。一方面, 叶片承受载荷较大, 而且自身的空间形状复杂, 同时由于工况的变化, 使其受力状况复杂; 另一方面, 机组在运行过程中, 叶片受到各种各样的激振作用力, 使其产生振动, 长时间的振动可能导致结构的疲劳破坏, 尤其是当激振力的频率与结构的固有频率相同或相近而发生共振时极易产生疲劳破坏, 对其安全运行造成重大威胁<sup>[5-6]</sup>。文献<sup>[7, 8]</sup>对这类机组进行了研究。目前, 流固耦合的应用已经取得一定的成果, 但是, 多数为混流式水轮机<sup>[9]</sup>和风力机<sup>[10]</sup>, 贯流式水轮机较少。本文应用 CFD 软件和 ANSYS 软件, 基于流固耦合的方法, 对转轮叶片的应

收稿日期: 2014-09-02

基金项目: 国家自然科学基金(51209113), 甘肃省自然科学基金(1310RJZA023)

作者简介: 李琪飞(1975-), 男, 甘肃靖远人, 副教授。

力分布规律及变形特征进行分析.

### 1 计算方法

#### 1.1 流场计算方法

水轮机内部是非常复杂的三维湍流流动,内部的连续性方程和动量方程描述如下:

1) 连续方程:

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

2) 动量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_j u_i) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + f_i$$

基于 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型,运用 SIMPLEC 算法实现压力场与速度场的耦合计算,计算中对叶片采用非结构化四面体网格,将速度场和压力场储存于控制体中心,动量方程的扩散项采用中心差分格式,对流项采用二阶差分格式.

#### 1.2 结构动力方程

建立结构的运动方程,考虑流体的作用,在液体中离散后弹性体的结构动力学方程<sup>[11-12]</sup>为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F$$

式中: $M$ 为质量矩阵, $C$ 为阻尼矩阵, $K$ 为刚度矩阵, $\ddot{u}$ 为有限元节点的加速度, $\dot{u}$ 为有限元节点的速度, $u$ 为有限元节点的位移, $F$ 为有限元节点所受的合力,包括压力、重力和离心力.

根据第四强度理论计算等效应力:

$$\sigma_e = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}/2$$

#### 1.3 流固耦合求解

转轮叶片与流体之间的相互作用是典型的流固耦合问题,在结构分析中必须将流场作用作为边界条件进行考虑.应用 CFD 软件对流场进行定常计算,求解流场控制方程,得到流体耦合边界区域上的压力分布,然后根据耦合面的条件,将其加载到转轮的叶片上进行结构域的分析.由于结构场对流场的

影响很小,故不考虑叶片变形引起的水轮机流场的变化.

#### 1.4 计算模型、网格划分及边界条件

针对流场计算及结构场计算,分别建立计算区域的几何模型.流场的区域包括进口、导叶、转轮和尾水管,结构域只考虑叶轮区域.应用网格划分软件对全流场进行网格划分,转轮和导叶划分为非结构化网格,进口和尾水管划分为结构化网格.结构域也同样采用非结构化网格.流体域的网格数为 4 211 353,结构域的网格数为 1 121 790.流体域和结构域的网格如图 1 所示.

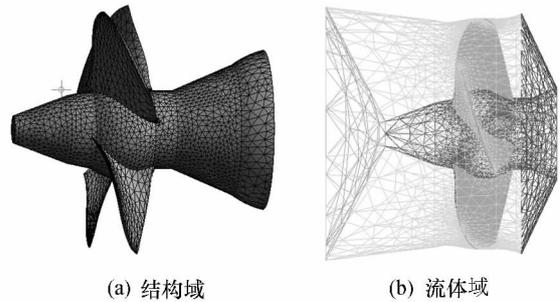


图 1 计算区域

Fig. 1 Computational domain

在流动区域进口面上根据流量给定速度条件,并假定速度垂直于进口面;出口边界条件为自由出流;壁面边界条件为无滑移边界条件.通过全流场的 CFD 计算,得到更为准确的结果,为后续的结构场计算提供精确的叶片表面压力负荷.流体的介质为水,叶轮材料为结构钢,密度为 7 850 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量为 2×10<sup>5</sup> MPa,泊松比为 0.3,抗拉强度为 460 MPa.

### 2 结果分析

#### 2.1 耦合作用下叶片的形变量分布

图 2 和图 3 为在 0.8 $q_v$ 、1.0 $q_v$ 、1.3 $q_v$  设计流量下,叶片的位移变形分布.

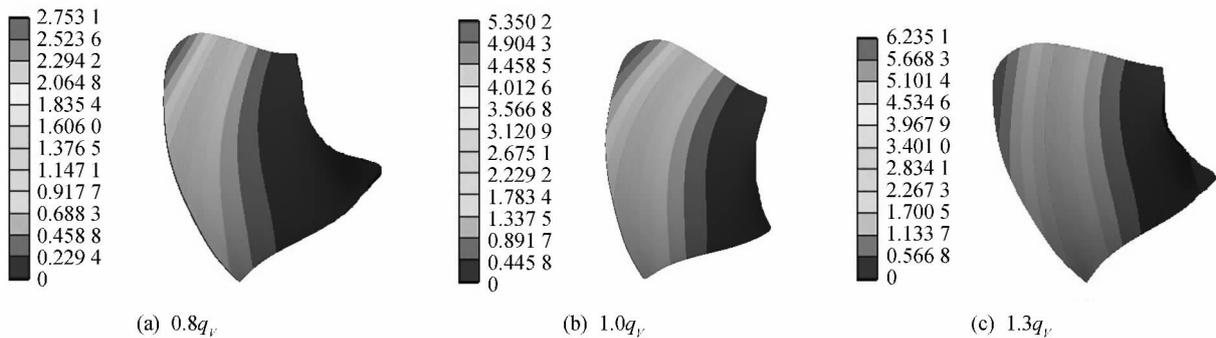


图 2 叶片压力面位移变形分布 (mm)

Fig. 2 Displacement distribution on pressure side of blade (mm)

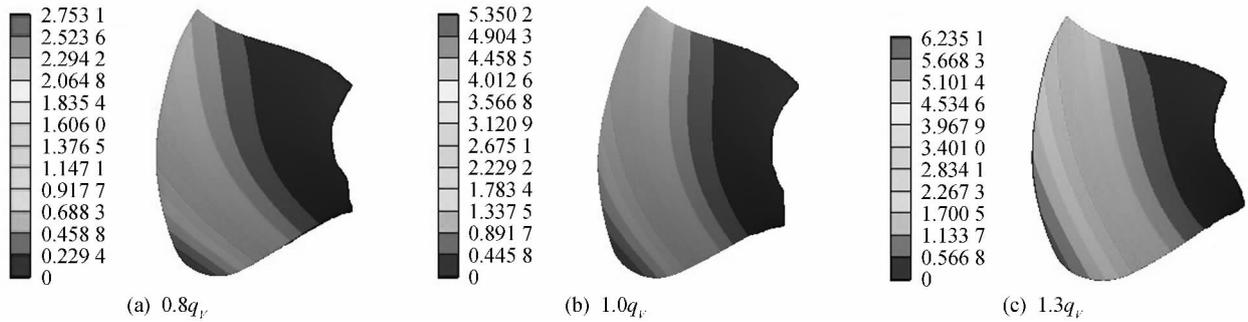


图 3 叶片背面位移变形分布 (mm)

Fig. 3 Displacement distribution on back side of blade(mm)

由图中可以得出,在三种工况下,转轮叶片的最大变形分别为 2.75、5.35、6.24 mm,在叶片背面和靠近轮毂处,变形较小.叶片的变形量随着流量的增大而逐渐增大,见图4. 对于一个单独的工况,叶片

的形变量随着半径的增大不断增大,在叶片的出水边缘处达到最大,这主要是由于在转轮工作的过程中,水流对叶片产生巨大的冲击力,轮缘处的离心力最大.叶片在加工过程中,轮缘处相对其他地方较薄,材料的刚度和强度都不足所导致,这说明叶片的出水边轮缘处在发生振动时容易产生疲劳破坏.

### 2.2 耦合作用下叶片的变形分析

图 5 和图 6 为叶片在  $0.8q_v$ 、 $1.0q_v$ 、 $1.3q_v$  设计流量下,转轮叶片的等效应力分布和等效应变分布.

从图中可以看出,在三种工况下,叶片上最大等效应力分布不均匀,且集中分布于工作面靠近叶片根部轮毂处,随着转轮叶片半径的递减,应力分布趋势逐渐增大,随着流量的不断增大,应力逐渐减小,

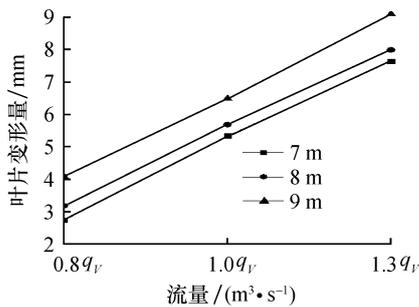


图 4 叶片工作面变形量分布

Fig. 4 Displacement distribution on pressure side of blade

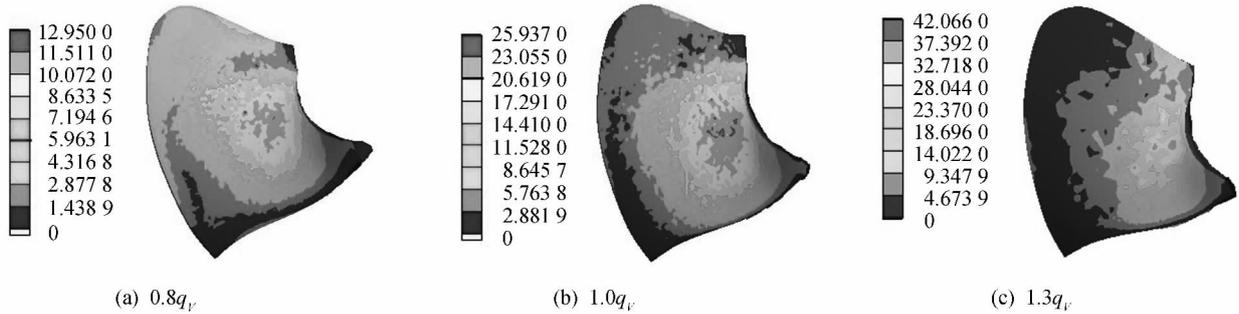


图 5 叶片压力面等效应力分布 (MPa)

Fig. 5 Von mises stress distribution on press surface of blade(MPa)

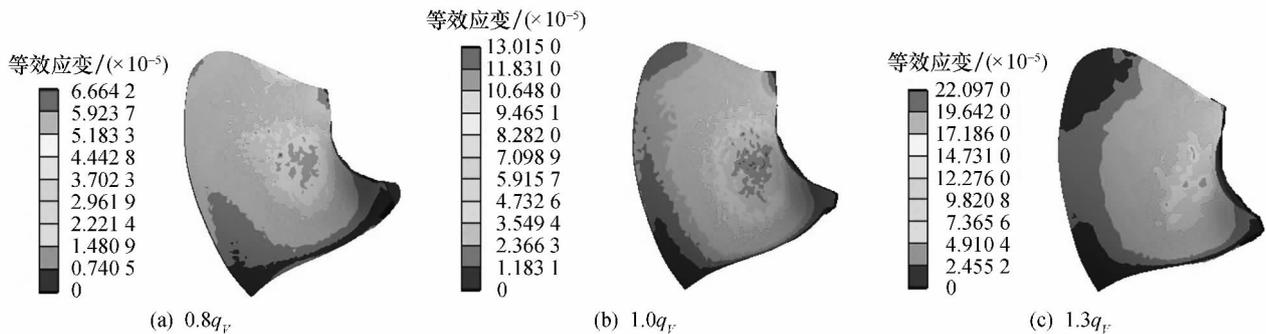


图 6 叶片压力面等效应变分布

Fig. 6 Equivalent strain distribution on pressure-surface of blade

主要原因是流量增大时,叶片表面的静压减小,导致叶片的应力逐渐较小,见图 7. 在同一工况下,叶片工作面等效应力分布与等效应变分布类似,但是有微小的变化.

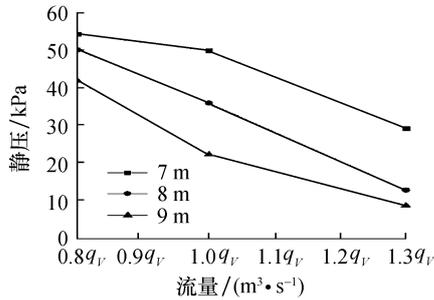


图 7 叶片压力面静压分布

Fig. 7 Static pressure distribution on pressure side of blade

2.3 非协联工况下叶片的变形分析

图 8 为额定水头时非协联与协联工况下叶片的应变. 从图中可以看出,叶片上的应力及应变分布基本相同,但是在非协联工况下的叶片上应力及应变分布明显不均匀,这很容易造成叶片自身的振动. 表 1 中给出了叶片在计算工况点的叶片变形量,可以得出,叶片的变形量在协联工况下小于非协联工况,叶片上的变形量的幅度也小于非协联工况. 这是由于在非协联工况下,转轮出口处的流态恶化,产生大量的漩涡,使叶片上受到水击力的作用更加强烈. 在

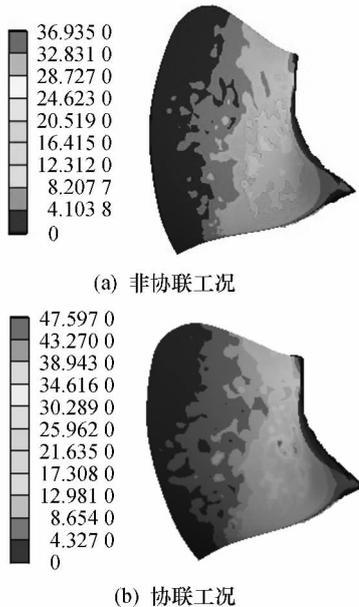


图 8 非协联与协联工况叶片的应变

Fig. 8 Blade strain under off-copying and copying operational conditions

此工况下长时间运行容易使叶片的达到疲劳强度极限,使叶片寿命缩短.

表 1 计算工况点叶片总变形

Tab. 1 Total deformation of blade at computational condition points

工况	叶片最大变形/mm	最大形变位置
1	2.309 3	出水边外缘
2	2.609 9	出水边头部

3 结论

- 1) 贯流式水轮机叶片的应力集中发生于叶片与轮毂相交处,当流量逐渐增大时应力逐渐下降.
- 2) 贯流式水轮机叶片的变形主要发生在叶片轮缘处,在出水边处尤其明显,当流量增大时变形量也增大. 因此,在设计时,应当注意此处的刚度.
- 3) 叶片的变形量在协联工况下小于非协联工况,叶片上的形变量幅度小于非协联工况,应力分布优于非协联工况.

参考文献:

- [1] 程良骏. 水轮机 [M]. 北京:机械工业出版社,1981.
- [2] 于波,肖惠民. 水轮机原理与运行 [M]. 北京:中国电力出版社,2008.
- [3] 扬波,李培根. 贯流式水轮机转轮试验研究 [J]. 东方电机, 2001(1):41-47.
- [4] 汤毅强. 灯泡贯流式和轴伸贯流式水轮机的发展现状 [J]. 东方电气评论,1990,4(4):274-278.
- [5] 黄金树. 洪江灯泡贯流式水轮机性能与运行状况分析 [J]. 水电站机电技术,2009,32(4):137-141.
- [6] 巩志生,李海红,张新春,等. 灯泡贯流式水轮机水力振动原因分析 [J]. 青海电力,2007,26(3):58-63.
- [7] 张丕祚. 万向联轴节传动的全贯流式水轮机的探讨 [J]. 甘肃工业大学学报,1981,7(1):53-63.
- [8] 齐学义,张庆,邱文斌,等. 基于流场计算的贯流式水轮机叶片修型 [J]. 兰州理工大学学报,2008,34(5):45-49.
- [9] 张立翔,王文全,姚激. 混流式水轮机转轮叶片流激振动分析 [J]. 工程力学,2007,24(8):143-150.
- [10] 杨从新,张强. 考虑静气弹特性的风力机叶片优化设计 [J]. 兰州理工大学学报,2014,40(1):46-49.
- [11] BATHE K J, ZHANG H. Finite element developments for general fluid flows with structural interactions [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2004, 60(1):213-232.
- [12] LUO Y Y. Fluid-structure interaction analysis of flexible composite [J]. Journal of Fluids and Structures, 2008, 24(6):799-818.