

DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2023.20221076

# 某电站灯泡贯流式水轮机转轮优化研究

韦正鹏<sup>1</sup>, 孟 鹏<sup>1</sup>, 陈文清<sup>2</sup>, 李林伟<sup>1</sup>, 刘 阳<sup>1</sup>

(1. 华电电力科学研究院有限公司, 浙江 杭州 310012; 2. 池潭水力发电厂, 福建 三明 365000)

**摘要:** 某电站水轮机转轮由于叶片应力过大而经常产生裂纹, 严重威胁机组安全运行, 为解决该电站水轮机转轮叶片应力过大的问题, 以该电站灯泡贯流式水轮机为例, 基于 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  湍流模型, 对水轮机各个部件进行建模、网格划分, 通过对转轮叶片的加厚与修角优化处理, 利用 CFD 技术对优化前后转轮水力性能及刚度进行对比分析。结果表明, 优化后转轮叶片应力与变形得到较大改善, 符合工程实际需要, 可有效避免转轮裂纹的产生。

**关键词:** 贯流式水轮机; 优化; 水力性能; 流场分析; 刚度

中图分类号: TV734.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-7709(2023)03-0181-05

动量方程为:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial(\mu \partial u_i / \partial x_j)}{\partial x_j} + S_i \quad (2)$$

式中,  $\rho$  为水的密度, 取值为  $1\ 000\ \text{kg/m}^3$ ;  $u$  为速度;  $p$  为压力;  $\tau$  为雷诺应力;  $\mu$  为动力粘度;  $S$  为源项。

## 2.2 流固耦合计算

由于本文结构场对流体场的影响可忽略不计, 故采用单项流固耦合即可<sup>[1]</sup>。当考虑流体域对固体域作用时, 其结构动力学方程可表示为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}_i + \mathbf{K}\mathbf{q}_i = \mathbf{Q}_i + \mathbf{F}_i \quad (3)$$

式中,  $\mathbf{M}$  为质量矩阵;  $\mathbf{C}$  为阻尼矩阵;  $\mathbf{K}$  为刚度矩阵;  $\mathbf{Q}_i$  为节点  $i$  载荷矩阵;  $\mathbf{F}_i$  为流固耦合附加节点载荷矢量;  $\mathbf{q}_i$ 、 $\dot{\mathbf{q}}_i$ 、 $\ddot{\mathbf{q}}_i$  分别为系统内节点  $i$  的位移矢量、速度矢量、加速度矢量。

## 1 概况

某电站的水轮机为灯泡贯流转桨式机, 机组运行最大水头为 14.5 m, 额定水头为 11 m, 最小水头为 8.4 m, 额定流量为  $138\ \text{m}^3/\text{s}$ , 转轮直径为 4.2 m, 额定出力为 13.5 MW, 额定转速为 136.4 r/min, 活动导叶数为 16 个, 额定工况下转轮叶片转角为  $34.5^\circ$ , 导叶开度为  $63^\circ$ 。该电站机组自投运以来叶片经常出现裂纹, 严重影响机组安全稳定运行。该裂纹主要由转轮叶片应力过大而引起。为此, 本文针对该电站转轮叶片应力过大的问题, 利用 CFD 技术, 基于 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  湍流模型, 对叶片进行优化研究, 优化后的转轮符合工程实际需要, 且水力性能与原转轮相比基本保持不变, 为电站的安全稳定运行提供了保障。

## 2 研究方法

### 2.1 控制方程

水作为水轮机中的流动介质, 属于不可压缩流体, 其运动过程遵循质量守恒方程和动量方程。质量守恒方程为:

$$\partial u / \partial x + \partial v / \partial y + \partial w / \partial z = 0 \quad (1)$$

式中,  $u$ 、 $v$ 、 $w$  分别为速度矢量  $\mathbf{u}$  在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的分量。

## 3 模型网格划分与工况点选取

### 3.1 模型建立与网格划分

对水轮机各组件及全流道进行物理建模与网格划分。为消除网格数量对计算结果所引起的误差, 本文对模型所采用的网格进行网格无关性计算验证, 最终确定网格数量为  $500 \times 10^4$  个<sup>[2]</sup>。模型与网格划分见图 1、2。

收稿日期: 2022-05-20, 修回日期: 2022-06-13

基金项目: 中国华电集团科技项目(CHDKJ21-01-13)

作者简介: 韦正鹏(1995-), 男, 硕士、工程师, 研究方向为流体机械仿真计算, E-mail: 1476479121@qq.com

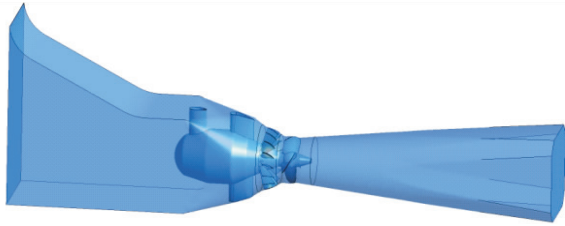


图 1 水轮机全流道装配图

Fig. 1 Full flow channel assembly diagram of water turbine

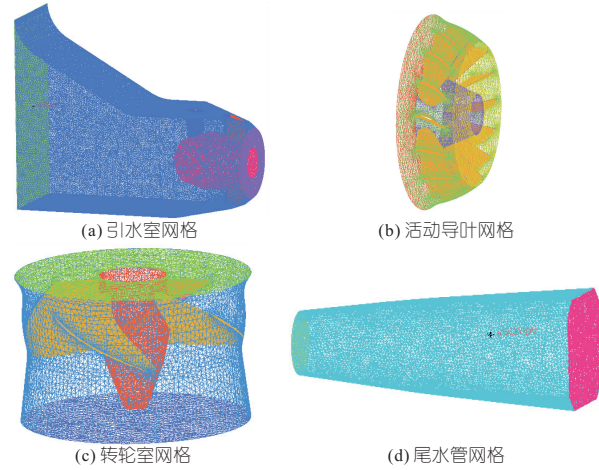


图 2 各部件网格划分

Fig. 2 Each part grid partition

### 3.2 计算工况

选取最小水头、额定水头、最大水头下最佳协联工况进行分析,计算工况见表 1。

表 1 计算的工况

Tab. 1 Calculation working condition

工况	工况名称	水头 $H/m$	导叶角 度/ $(^\circ)$	桨叶角 度/ $(^\circ)$
1	最小水头最佳协联工况	8.4	63	27.5
2	额定水头最佳协联工况	11.0	63	34.5
3	最大水头最佳协联工况	14.5	49	25.0

### 3.3 边界条件及湍流模型

贯流式水轮机的边界主要包括进口边界、固体边壁、交界面及出口边界,其边界条件设置如下:①进口。以引水室的进口为计算区域的进口,以压力为进口条件;②出口。以尾水管的出口为计算区域的出口,以静压 0 Pa 为出口条件;③固体壁面。采用无滑移、光滑壁面的边界条件;④动静交界面。水轮机转轮用旋转坐标系作为参考,尾水管、活动导叶与引水室用静止坐标系作为参考,在转轮室进口与活动导叶出口、转轮出口与尾水管进口两交界处的动静交界面的边界条件需设置为 Frozen 交界面。

湍流模型选择 RNG  $\kappa$ - $\epsilon$  模型,收敛标准为最大残差为  $10^{-5}$ 。

## 4 转轮优化前后对比分析

### 4.1 转轮优化方案

为提高转轮叶片的刚强度,对转轮叶片正反面各自加厚 2 mm,同时为减小应力叶片局部位置变形过大,对转轮叶片出水边轮缘边角进行修圆处理(图 3 灰色区域),转轮叶片优化前后对比见图 3。

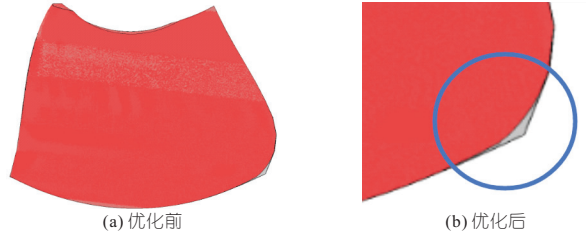


图 3 叶片优化前后对比

Fig. 3 Comparison before and after blade optimization

### 4.2 水力性能对比分析

#### 4.2.1 能量对比分析

表 2 为转轮叶片改型前后水轮机能量特性。由表 2 可看出,转轮优化后 3 种工况下水轮机的进口流量均有小量增加,过流能力均得到增强,水轮机的水流出力有微量增加,水力损失与改型前相比有所增加,水轮机出力有小幅下降,水轮机效率下降。优化后水轮机的利用水头未发生变化,工况 1、2 水头利用率相近,分别为 96.78%、96.18%,工况 3 下水头利用率为 98.20%,初步分析水轮机水头利用率主要受导叶开度的影响。其中,转轮叶片优化后水轮机的出力和效率虽均有所下降,但幅度均很小,可忽略不计。

表 2 转轮叶片改型前后水轮机能量特性

Tab. 2 Energy characteristics of front and rear turbine blades

工况	叶片	扭矩 /( $N \cdot m$ )	利用水头 /m	水流流量 /m <sup>3</sup> /s	水流出力 /MW	水轮机出力 /MW	效率 /%	水力损失 /m
1	优化前	558 082	8.13	109.35	8.72	7.97	91.40	0.70
	优化后	556 162	8.13	109.58	8.74	7.94	90.89	0.74
2	优化前	923 255	10.58	137.55	14.29	13.19	92.30	0.81
	优化后	915 657	10.58	137.87	14.31	13.11	91.61	0.89
3	优化前	922 118	14.24	101.29	14.15	13.17	93.07	0.90
	优化后	919 214	14.24	101.51	14.18	13.13	92.60	1.05

注:流量单位为  $m^3/s$ 。

#### 4.2.2 内部流动特性对比分析

选取转轮叶片 0.5 m 处的截面进行分析,图 4~6 分别为工况 1~3 转轮内部流动特性分析图。由图 4(a)、(b)~6(a)、(b)可知,叶片优化前后水轮机叶片表面水流速度分布无明显差异,具有良好的速度梯度,由于导叶与转轮叶片的协联角度关系,水流以一定的速度进入转轮室,在叶片的压力面流动顺畅,在吸力面水流撞击叶片头部形成一个小范围的低速区,在叶片吸力面中部偏

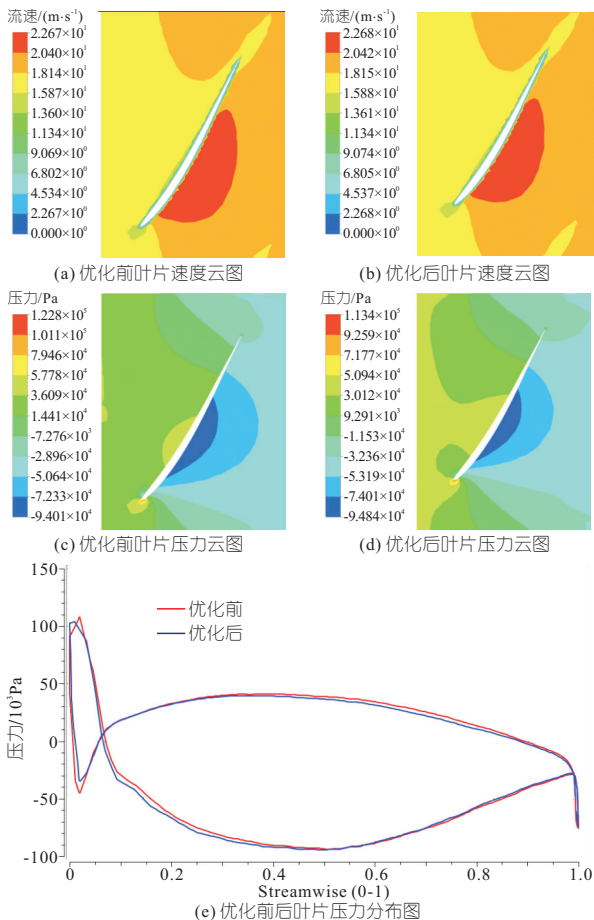


图 4 工况 1 转轮内部流动特性分析

Fig. 4 Analysis of internal flow characteristics under working condition 1

进口位置形成一个高速区,最后以较高速度流出转轮室。由图 4(c)、(d)~6(c)、(d)可知,在工况 1、2 下运行时,叶片优化前后压力分布除了叶片头部位置有所不同以外,叶片其他位置的分布基本保持不变,优化前后转轮叶片所受最大压力均分布在叶片头部吸力面,优化前后叶片所受最大压力值有所提高,而最小压力值有所下降,但上升与下降幅度很小,均可忽略不计。由图 4(e)~6(e)可知,在工况 1 下,叶片优化后头部负压有所提高,且数值较为明显,有利于改善叶片头部空化性能;在工况 2 下,叶片优化前后压力分布线基本重合;在工况 3 下,叶片优化后头部位置负压下降也较为明显,叶片头部空化性能下降,但优化后叶片吸力面负压面积有明显减小,说明叶片优化后空化区域在减小。

综合可知,叶片优化前后转轮室内部流动基本保持一致,在工况 1 下叶片优化后的空化性能得到一定的改善,而在工况 3 下,叶片优化后的最差空化性能有所恶化,但叶片空化面积有所减小。由于水电站的运行水头一般在额定水头附近运行,因此空化性能的改变也可忽略不计。

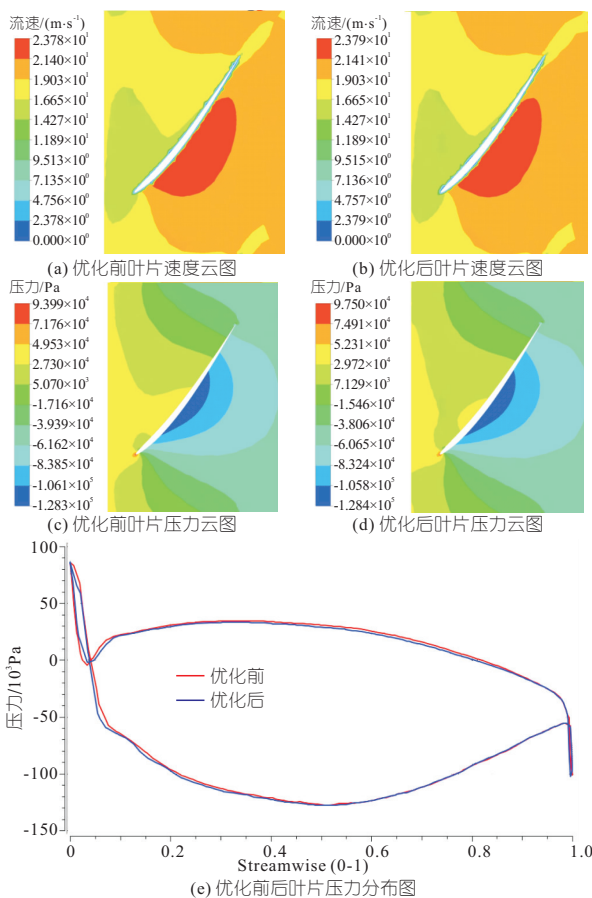


图 5 工况 2 转轮内部流动特性分析

Fig. 5 Analysis of internal flow characteristics under working condition 2

### 4.3 刚强度对比分析

根据 CFD 计算结果,利用流固耦合原理对优化前后的转轮进行刚强度计算,论证转轮刚强度是否满足工程设计需要,保证机组在运行过程中的安全性。

#### 4.3.1 叶片材料属性与受力分析

转轮叶片材料采用 06Cr13Ni4Mo 不锈钢。材料属性为:重力加速度  $9.8 \text{ m/s}^2$ ,密度为  $7850 \text{ kg/m}^3$ ,弹性模量为  $210 \text{ GPa}$ ,泊松比为  $0.3$ ,屈服极限为  $550 \text{ MPa}$ 。

转轮叶片受力情况见图 7。图 7 中, $F$  为叶片在旋转过程中所产生的离心力; $P$  为叶片受到水流所产生的压力; $G$  为叶片自身的重力。

#### 4.3.2 设计要求

电站转轮设计要求为水轮机转轮叶片在预期最大载荷条件下正常运行时,转轮各部位最大应力值不应超过材料屈服极限的  $1/5$ ,即  $110 \text{ MPa}$ ;转轮叶片轮缘与转轮室外壁之间的设计间距为  $5 \text{ mm}$ ,同时为防止机组运行过程中转轮叶片所产生沿转轮室外壁方向的变形分量超过  $5 \text{ mm}$  而导致叶片与转轮室外壁接触,转轮叶片在运行过程中靠近转轮室外壁处总变形不得超过  $5 \text{ mm}$ 。

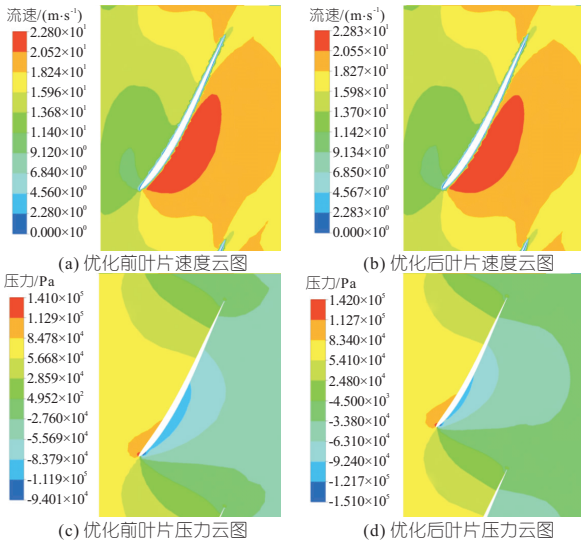


图6 工况3转轮内部流动特性分析

Fig. 6 Analysis of internal flow characteristics under working condition 3

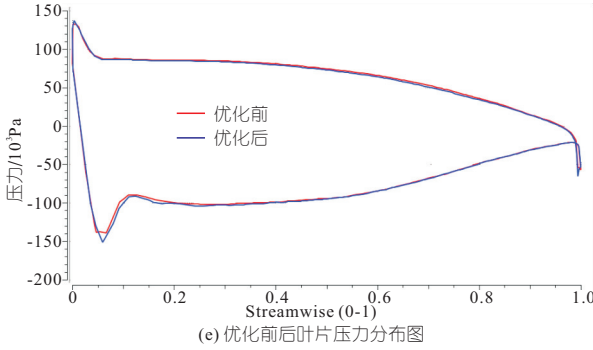


图7 叶片受力图

Fig. 7 Stress diagram of blade

### 4.3.3 刚强度结果对比分析

图8~10分别为工况1~3转轮叶片应力与位移分布图。由图8~10可知,叶片优化前在3种工况下运行时,叶片最大应力均发生在叶片与轮毂相接触,最大位移均发生在叶片边缘靠近出水边位置。工况1应力值为87.72 MPa,符合设计要求,最大位移值为5.76 mm,超出设计要求值;工况2、3转轮叶片最大应力值分别为113.78、135.07 MPa,最大位移值分别为6.76、7.07 mm,均超出设计要求。叶片优化后在3种工况下运行时,最大应力值分别降为71.96、96.55、101.88 MPa,最大位移值分别降为3.03、3.86、4.23 mm,均在设计要求范围内,且最大位移位置均不发生改变,与优化前保持一致。在工况1、2下运行时,应力最大位置由原来位置转变

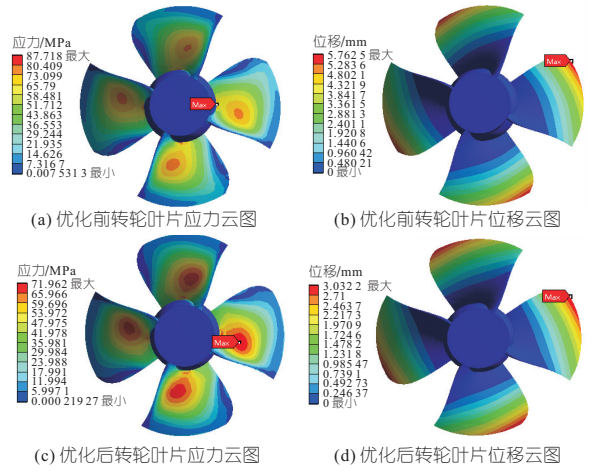


图8 工况1转轮叶片应力与位移分布图

Fig. 8 Stress and displacement distribution diagram of one rotating wheel blade in working condition 1

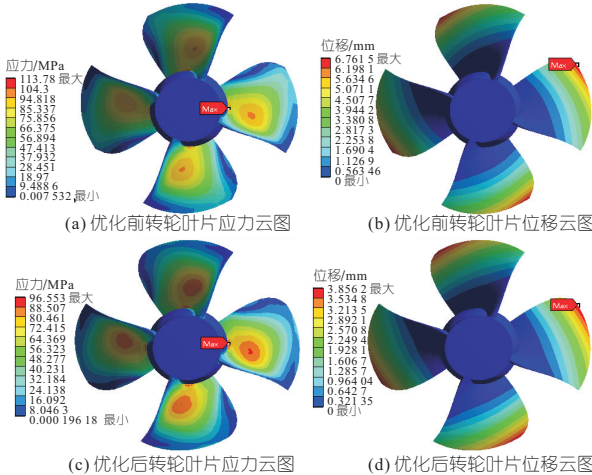


图9 工况2转轮叶片应力与位移分布图

Fig. 9 Stress and displacement distribution diagram of the second rotating wheel blade under the working condition 2

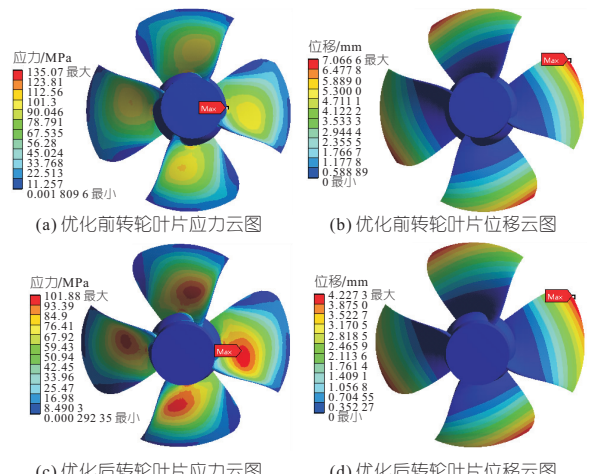


图10 工况3转轮叶片应力与位移分布图

Fig. 10 Stress and displacement distribution diagram of second wheel blade under working condition 3

为叶片中心位置,工况2下最大应力位置保持不变。综上所述,转轮优化后可有效解决转轮叶片应力过大的问题,避免转轮叶片裂纹产生。

