文章编号:1001-2060(2015)04-0564-06

# 大型水氢氢汽轮发电机重复级轴流风扇 加弯设计数值研究

# 胡 磊<sup>1</sup>,袁益超<sup>1</sup>,张小虎<sup>2</sup>,崔阳阳<sup>2</sup>

(1.上海理工大学能源与动力工程学院,上海200093;2.上海电气电站设备有限公司发电机厂技术部,上海200240)

摘 要:以某大型水氢氢汽轮发电机重复级轴流风扇的其中 一级为研究对象,使用大折转角叶片技术和单圆弧中弧线设 计方法,对其进行加弯设计,将功率系数由0.42 提升到 0.55。对风扇原型级和加弯级进行三维流场模拟,结果表 明:在设计工况下,加弯级较原型级静压升系数提升19.2%, 但由于动叶根部流动失速,造成角区分离涡加剧,静叶根部 回流导致出口气流发生偏离,加弯级较原型级效率降低 0.3%。

关键 词:级负荷;大转折角叶片技术;角区分离;级效率

中图分类号: TM3 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.04.016

引 言

多级轴流风扇的轴向长度直接关系到发电机的 轴向尺寸,并影响转子的挠度及轴系的振动情况。 通过减少多级轴流风扇的级数而缩短其轴向长度, 将减小转子挠度并改善振动情况,同时会缩短发电 机的轴向长度,这在工程上具有十分重要的意义。

文献 [1]先后对一多级跨声速压气机进行试验 研究、数值研究和改型研究,新设计的叶型静叶根部 的最大折转角约为 57°,达到了要求的设计性能。 文献 [2] 对单级高负荷低速轴流式压气机进行试验 研究,静叶叶型的折转角超过了 60°,静叶根部前掠 可以有效地抑制和延缓吸力面下端壁角区分离,使 得压气机喘振裕度有效提高,在小流量工况下效率 提高 10% 左右。文献 [3-4] 对某一低雷诺数大折 转角叶片进行优化设计,通过实验测量证明通过气 动优化,大折转角叶片有可能打破文献 [5] 的研究 假值。文献 [6] 通过对大量高负荷叶型进行研究, 指出增加动叶载荷的效果要优于增加静叶载荷。

本研究基于增大扭速提升理论功的原理,使用 大折转角叶片技术,以某大型半速水氢氢汽轮发电 机重复级多级轴流风扇的其中一级为研究对象,对

收稿日期: 2014-07-22; 修订日期: 2014-09-05

作者简介: 胡 磊(1980-), 男, 山东费县人, 上海理工大学在职博士研究生.

其动、静叶进行加弯设计,并采用 NUMECA 商业软件进行三维流场模拟。结果表明:增大折转角可有效提高级负荷,但同时对叶片三维流动产生影响,导致效率略有下降。上述研究可为进一步提高加弯级风扇流动效率、减少重复级风扇级数奠定理论基础。

# 1 风扇基元级负荷提升设计

## 1.1 动、静叶的加弯设计

原风扇为重复级八级轴流风扇,由国外某公司 设计。风扇结构如图1所示,图中箭头所示为气流 方向。风扇动叶及静叶叶型如图2所示。







由于结构尺寸及电气距离的限制,此重复级风 扇内、外径不能改变,发电机转速也维持额定转速不 变。因此,对本研究对象来说,提升级负荷是减少其 级数的唯一途径。

此多级风扇目前功率系数  $\Psi = 0.42$ ,动叶弯角  $\theta = 17^{\circ}$ ,静叶弯角  $\theta = 39^{\circ}$ 。为提高其级负荷,现 取功率系数  $\Psi = 0.55$ ,为满足流量和进口气流角 不变,取动叶弯角  $\theta = 24^{\circ}$ ,与之相匹配的静叶弯角 增大到  $\theta = 53^{\circ}$ 。动叶加弯前后速度三角形如图 3 所示。



图 2 重复级风扇叶型图 Fig. 2 Blade airfoil for Repeat multistage fan



图 3 动叶加弯前、后速度三角形 Fig. 3 The varied velocity triangle diagram

图 3 中: W、U、C一相对速度、圆周速度和绝对 速度,m/s; β<sup>\*</sup> 一相对速度与叶栅轴线的夹角; 下标 1、2 分别代指动叶入口、出口; 上标""表示加弯后 对应的速度及夹角。

Lieblein 定义扩压因子为<sup>[5]</sup>:

$$DF_{\text{Lieb}} = \left(1 - \frac{\cos\beta_1^*}{\cos\beta_2^*}\right) + \frac{\cos\beta_1^*}{2b/t} \left(\tan\beta_1^* - \tan\beta_2^*\right)$$
(1)

式中: b 一弦长, mm; t 一栅距, mm。

压气机的扩压因子必须严格控制在 0.6 以内, 一旦扩压因子大于 0.6,叶栅中的损失剧烈增加,效 率急剧下降。根据式(1) 和表 1 中的参数进行计 算,加弯级动、静叶叶顶位置扩压因子分别为 0.54 和 0.5,说明新设计的加弯级叶型既保证性能,也提 高做功能力。

# 1.2 叶型单圆弧中弧线设计方法

在叶栅设计法中,风扇叶型中弧线通常采用圆 弧形或抛物线形。本研究采用单圆弧中弧线法,如 图 5 所示。在确定中弧线后,叠加 NACA65-010 叶 型厚度,得到加弯叶型型线,如图 4 所示。

表1 叶型参数和扩压
------------

Tab. 1 Profile parameters and diffusion factor

叶 型	b/mm	t/mm	$oldsymbol{eta}_1^*$ /( °)	$eta_2^*$ /( °)	$DF_{\rm Lieb}$
原动叶	46.22	27.43	61.91	47.51	0.41
原静叶	41.32	22.51	38.06	0	0.38
加弯动叶	44.54	27.43	61.91	39.8	0.54
加弯静叶	42.09	22.51	46.17	0	0.50



图 4 加弯叶型与原始叶型对比图 Fig. 4 Varied blade airfoil



图 5 单圆弧中弧线 Fig. 5 Single circular camber

## 2 数值计算方法

采用 NUMECA 软件对计算域进行网格划分,在 风扇进、出口采用 H 型网格,在叶片排通道中采用 O 型网格,动、静叶排在计算中均加入 1.9 mm 间 隙,间隙内采用蝶形网格,通过不同网格数试算,最 终发现网格独立无关性的网格总数为 82 万。选取 k - epsilon(Extended Wall Function)两方程模型,空 间离散采用 Jameson 有限体积中心差分格式,为提高计算效率使用了多重网格、当地时间步长等加速收敛措施。

边界条件设置为:进口给定总温、总压和轴向进 气条件;出口原型级给定平均静压,加弯级给定质量 流量,其值为原型级的各工况下的出口流量,以便将 二者在相同边界条件下进行比较。

# 3 结果及分析

# 3.1 加弯级与原型级性能对比

图 6 为原型级和加弯级的等熵效率一流量系数 及静压升系数一流量系数曲线图。从图中可以看出 动、静叶加弯后,整级做功能力明显提高。



图 6 原型级和加弯级性能曲线图 Fig. 6 Comparison of efficiency and static pressure rise

大流量工况下,加弯级流动状况良好,效率提高;随着压力升高、流量减少,加弯级的效率较原型级曲线明显变陡峭,在高压力、小流量工况下,效率降低较为明显;加弯级最大静压升系数较原型级增加12.1%,但最高效率下降0.1%。其中,设计工况流量系数为0.52,此工况下加弯级效率较原型级下降0.3%,但静压升系数提高19.2%。

对照图 3,本研究按流量不变对轴流风扇级进行加弯设计,然而从图 6 中可以发现,加弯级的最佳 工况点向大流量方向偏移。这是由于流体的黏性作 用造成加弯动叶实际出口气流角偏离设计方向,从 而影响静叶的进口气流角,导致静叶出口气流角也 偏离原始设计方向。

## 3.2 提高负荷对动叶性能的影响

图 7 为加弯级及原型级在 10%、50% 和 90% 3 个叶高位置,其动叶表面静压系数分布对比情况。 由图 7 可知,加弯动叶叶根、叶中和叶顶 3 个位置的 叶片负荷都有所提高,说明加弯对提高动叶静压升 有效果。但是加弯动叶根部后半段逆压梯度加重, 动叶叶根位置大约在 60% 轴向弦长处出现流动分 离,叶中与叶顶流动状况良好。

图 8 为加弯级及原型级在 10%、50% 和 90% 3 个叶高位置,其截面的流线图对比情况。从图 8 不 同叶高位置的流线图可以更直观地看出,原型动叶 与加弯动叶的流动情况:10% 叶高处,加弯动叶尾缘 部分有小的分离涡形成,低能流体流入静叶前缘,沿 静叶排流道流动,在静叶根部吸力面流动分离加剧。

图 9 为加弯动叶和原始动叶的吸力面极限流线 图,结合图 7、图 8 可以看出:

(1)由于叶片负荷提升,加弯动叶吸力面叶根部位在轴向弦长 20%的位置就开始发生流动分离,且对叶片径向流动的影响范围扩大为原始动叶的1.5倍,造成加弯动叶损失整体增大。

(2) 端壁边界层中的低能流体随着逆压梯度的 增大逐渐脱离主流,易在靠近尾缘处发生流动分离, 由于动叶旋转,在离心力作用下,发生分离的流体并 没有形成滞止涡,而是由根部向叶中卷动,最后融入 主流流体。

(3) 动叶叶顶的泄漏流卷入叶片角区,最终融入主流。

图 10 为动叶沿叶高的能量损失系数分布,动叶 能量损失系数定义为:  $\overline{\omega} = \Delta I / \rho U_{\text{mid}}^2$  (2) 式中:  $\rho$  一密度,kg/m<sup>3</sup>;  $U_{\text{mid}}$  一叶中圆周速度,m/s; I一转子焓,J/kg。





由于叶顶间隙的存在,动叶叶顶位置损失最大。 4% 叶高处加弯动叶能量损失系数开始超过原型动 叶,在10% 叶高和90% 叶高处二者差值最大,说明 加弯动叶在叶根和叶顶处流动损失增大。



#### 3.3 提高负荷对静叶性能的影响

图 11 为加弯级及原型级在 10%、50% 和 90% 3 个叶高位置,静叶表面静压系数分布对比情况。由 图 11 可以看出,在 10% 和 90% 叶高位置,加弯级静 叶出口压力略有增大,分布规律与原始静叶相似。 50% 叶高处,加弯级静叶负荷明显增大,轴向弦长 40% 处压差达到最大,吸力面易在此处发生流动分 离。图 8 显示加弯级静叶在 50% 和 90% 叶高处流 动状况良好,而在 10% 叶高位置吸力面靠近尾缘处 出现滞止流动。







图 12 为静叶沿叶高的总压损失系数,静叶总压 损失系数定义为:

$$\overline{\omega}_{p} = (P_{in}^{*} - P_{out}^{*}) / \rho U_{mid}^{2}$$
(3)  
式中:  $P_{in}^{*}$ 、 $P_{out}^{*}$ 一进、出口总压, Pa。









由于叶根间隙的存在,静叶根部为产生损失最 大的地方。8%叶高处加弯级静叶总压损失系数开 始超过原型级静叶,在加弯级静叶10%-80%叶高 范围其总压损失系数可以达到原型级静叶的两倍, 结合静叶吸力面极限流线图13,原型级静叶根部仅 有角区分离流,而加弯级静叶在动叶尾迹的作用下, 进口边界层增厚,分离流向外延展到约30%叶高 处,最终与主流掺混,流动损失较原型级静叶严重。

图 13 为静叶吸力面极限流线图,静叶加弯前后 吸力面根部分离流有较显著区别:在原型静叶中,分 离流集中在叶片根部;在加弯静叶中,因动叶提升负 荷后尾迹涡增强,以及静叶折转能力的提高,根部分 离流向上延伸到 30% 叶高的位置,流动损失增加。

## 4 结 论

(1) 增大叶片折转角,对动、静叶进行加弯设计可以提升级负荷。加弯级最大静压升系数较原型级增加12.1%,但最高效率下降0.1%。其中,设计工况流量系数为0.52,此工况下加弯级效率较原型级下降0.3%,但静压升系数提高19.2%。

(2) 动、静叶流场为典型的三维流动,在叶片根部,三维流动特征表现的尤为明显。在离心力作用下,动叶根部的分离涡向叶中卷动,最终融入主流。动叶尾部的低能流体流入静叶,导致静叶根部进口边界层增厚,分离流向外延展到约30%叶高处,最终与主流掺混,加弯级效率降低。

(3)流动损失主要是由叶片根部端壁分离引起。仅从二维设计角度对叶片改型,例如可控叶栅设计,并不能有效抑制三维黏性流动造成的端壁分离。

下一步考虑从三维设计角度出发对叶片进行正 弯处理,控制叶片径向压力梯度来抑制端壁分离,从 而提升效率。并在此基础上,对重复级八级风扇进 行整体气动性能分析,以便获得此多级风扇的最终 性能提升,以及各级之间的匹配情况。

## 参考文献:

- Emmerson P R. Three-dimensional flow calculations of the stator in a highly loaded trasonic fan [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(1): 141 – 146.
- [2] JensFriedrichs, Sven Baumgarten, Gunter Koayna, et al. Effect of stator design on stator boundary layer flow in a highly loaded single-stage axial-flow low-speed compressor [J]. ASME J,2001,123 (3):483-489.
- [3] Sonoda T, Yamaguchi Y, Arima T, et al. Advanced high turning compressor airfoils for low reynolds number condition—Part: design and optimization [J]. Journal of Turbomachinery, 2004(126): 350 - 359.
- [4] Schreiber H, Steinert W, Sonoda T, et al. Advanced high-turning compressor airfoils for low reynolds number condition—Part II: Experimental and numerical analysis [J]. Journal of Turbomachinery, 2004(126):482-492.
- [5] Lieblein S. Experimental flow in two-dimensional cascades, reprinted NASA SP-36: Aerodynamic Design of Axial Compressors, 1965:183 – 226.
- [6] Dickens T, Day I. The design of highly loaded axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2011(133):031007.

(丛 敏 编辑)

新技术、新工艺

# Siemens 给广州分布式能源站供应燃气轮机

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.04.017

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2014年1-2月刊报道, Siemens公司将供应2台SGT-400燃气轮机给广州鳌头分布式能源站,这是在中国广东省的第一个DE(分布式能源)示范项目。

推出 年份	ISO 基本负荷额 定功率/kW	热耗率/ kJ・( kW・h) <sup>-1</sup>	效率 /%	压比	流量/ kg•s <sup>-1</sup>	涡轮转速/ r•min <sup>-1</sup>	排气温 度/℃	大约的重 量/kg	尺寸/ L×W×H/m
1997	12 900	10 360	34.8	16.9	39.5	9 500	555	83 825	14 × 3.0 × 4.3
2010	14 400	10 234	35.2	18.9	44.3	9 500	543	83 825	14 × 3.0 × 4.3

50/60 Hz 的 SGT-400 简单循环的技术规范和额定性能(原型和加大功率的升级改进型):

(吉桂明 摘译)

and premixed combustion. The performance of hybrid combustor has been studied in different conditions. The catalytic-premixed hybrid combustor model has been established with the detailed reaction mechanism and 2D distribution parameters flow model. The temperature distribution and  $NO_x$  emission at design and off-design conditions are studied using the model, and the model results are compared with the experiment results in reference<sup>[11]</sup> at the design point. The results show that, at the design point, the performance of hybrid combustor is basic? agreement with the experimental result in the reference<sup>[11]</sup>. There is no major fluctuations of the temperature distribution at different operation conditions,  $NO_x$  is mainly from the pre-combusotr. The  $NO_x$  emission is always lower than 15 mg/m<sup>3</sup> which achieves the ultra low emission standard. **Key words**: catalytic combustion,  $NO_x$ , mixed combustor

大型水氢氢汽轮发电机重复级轴流风扇加弯设计数值研究 = Numerical Study on Increasing Bending Design of Repeat Multistage Axial Fan of Large Water-hydrogen-hydrogen Turbogenerator [刊,汉]HU Lei, YUAN Yi-chao(School of Energy & Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), ZHANG Xiao-hu, CUI Yang-yang(Technology Department, Shanghai Electric Power Generation Equipment Co., Ltd Generator Plant, Shanghai, China, Post Code: 200240) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2015, 30(4). -558 - 563

The design to increase the blade loading factor of a repeat multistage axial flow fan from normal 0.42 to highly loaded 0.55 is described by using the large camber angle blade technology upon the designated camber line. A threedimensional viscous solver is used to model the flows in the highly-loaded and normal loaded stages over its operation range. The results show that under the design condition the static pressure rise can be increased by 19.2 percent. Since the rotor hub flow stalls, and separation vortex extends over the rotor hub region. The backflow, which occurs along the stator hub-suction surface, changes the exit flow from the prescribed axial direction, efficiency of the highly loaded fan stage is decreased by 0.3 percent. **Key words**: Stage loading factor large camber angle blade technology, Numerical simulation, Corner separation stage efficiency

基于分形谱和 EEMD 的鼓泡床压力脉动分析 = An Analysis on Pressure Fluctuation of Bubbling Fluidized Bed Based on Fractal Spectrum and EEMD [刊,汉]ZHOU Yun-long(School of Energy and Power Engineering, Northeast Dianli University, Jilin, China, Post Code: 132012), WANG Fang(Changchun City Heating(group) Co. Ltd, Jilin Changchun, Post Code: 130000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(4). - 564 - 569