

风力机叶片设计的新方法^{*}

包耳¹, 邵晓荣², 刘德庸¹

(1. 大连民族学院 机电系, 辽宁 大连 116600; 2. 燕山大学 机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004)

摘要:根据水平轴风力机转子的涡流气动模型, 从能量的角度入手, 考虑干涉因子和翼型阻力, 提出了叶片翼型设计的一种新型计算方法。

关键词:风力机; 叶片设计; 双重优化

中图分类号:TH113 **文献标识码:**A **文章编号:**1001-2354(2005)02-0024-03

国际上已对风力发电给予了特殊的重视^[1~4]。我国虽是风能大国, 风能资源丰富, 但在风能利用方面还比较落后。从 1986 年至 1993 年, 新疆电力公司先后从荷兰、丹麦引进 1 kW 到 450 kW 级风力发电机组, 兴建了两个风电场, 总装机容量达 15 000 kW, 进行了并网运行。这些设备的引进及运行经验为我国进行中型风力机的国产化提供了具有世界先进水平的样板。目前, 实现中型风力发电机国产化, 在技术上是可行的。在现有的技术力量和装备条件下, 经过必要的研制阶段, 完全有条件完成中型风力发电机组的设计和制造任务。

1 风力机叶片外形设计的 Glauert 理论

风力机依靠叶轮吸取风能, 叶轮直接决定风力机的重要性指标——风能利用系数。叶轮性能的好坏取决于叶轮直径、叶片数、叶片各剖面的弦长、厚度及翼型、叶片扭转角等。由于实际风速变动及风向不稳等各种瞬态激励的影响, 实际运行工况相当复杂。计算中, 需对这些条件进行简化, 提出简单实用的数学模型。目前比较成熟的理论是 Glauert 环动量理论^[5]。在该理论基础上提出一种新的设计方法。因此, 先简单介绍 Glauert 理论。

Glauert 理论考虑了风轮后涡流流动, 并假定:

- ① 忽略叶片翼型阻力和叶梢损失的影响;
- ② 忽略有限叶片数对气流的周期性影响;
- ③ 叶片各个径向环断面之间相互独立。

如图 1, 在叶轮上取一个环断面, r 为径向方向。由矢量合成, 有:

$$w(r) = u(r) + r\Omega + \omega(r) \quad (1)$$

式中: $w(r)$ ——相对风速;

$u(r)$ ——轴向风速;

$r\Omega$ ——由于叶轮转动而带动风的周向速度;

$\omega(r)$ ——周向诱导速度。

图 1 中 a 是轴向干涉因子; a' 是周向干涉因子。

翼型单位长度上的周向力 F_Q 产生有效转矩, 它位于旋转平面内, 且:

$$F_Q = L \sin \varphi - D \cos \varphi \quad (2)$$

式中: L ——翼型单位长度上的升力值;

D ——翼型单位长度上的阻力值。

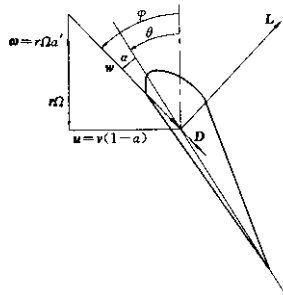


图 1 叶片的气动特性

同理可得翼型单位长度上的轴向推力 F_T , 它沿自然来流方向在转子上产生压力载荷:

$$F_T = L \cos \varphi + D \sin \varphi \quad (3)$$

有效转矩 ΔQ 为:

$$\Delta Q = \frac{1}{2} \rho w^2 r (C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) - BC \Delta r \quad (4)$$

式中: $w = u / \sin \varphi$;

ρ ——空气密度;

C ——叶片剖面的弦长;

B ——叶片数;

C_l ——升力系数, $C_l = L / (\frac{1}{2} \rho w^2 C)$;

C_d ——阻力系数, $C_d = D / (\frac{1}{2} \rho w^2 C)$;

v ——气流速度。

能量输出:

$$\Delta P = \Omega \Delta Q = \frac{1}{2} \rho w^2 r \Omega (C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) BC \Delta r \quad (5)$$

$$\text{推力: } \Delta T = \frac{1}{2} \rho w^2 (C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi) BC \Delta r \quad (6)$$

由贝兹理论的推论:

- ① 轴向的风速损失在去流无穷远处是叶轮平面处的 2 倍;
- ② 气流在旋转平面处的旋转速度是其最终旋转速度的一半。

再参照图 1, 经推导整理, 得:

$$\frac{a}{1-a} = \frac{BC}{8\pi r} \cdot \frac{C_l \cos \varphi + C_d \sin \varphi}{\sin^2 \varphi} \quad (7)$$

^{*} 收稿日期: 2004-04-29; 修订日期: 2004-09-14

基金项目: 国家民委重点科研资助项目 (200116)

作者简介: 包耳 (1956—), 女, 上海人, 工学士, 副教授, 研究方向: 机械设计及工程材料。

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{BC}{8\pi r} \cdot \frac{C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi}{\sin \varphi \cos \varphi} \quad (8)$$

考虑涡流影响,忽略翼型阻力,即 $D = 0$,再忽略叶尖损失等因素的影响,经推导得:

$$\frac{B\Omega}{8\pi v}(CC_1) = \frac{4a-1}{1-2a} \cdot \sqrt{(1-a)(1-3a)} \quad (9)$$

式(9)为弦长优化公式。当保持弦长 C 恒定时,可调节 C_1 值的大小,使式(9)成立。 C 和 C_1 值都有一定的调控范围,在实际应用中可采取叶片变形、桨距角的变化等措施,改变 C 和 C_1 值的大小,以获得最大的功率输出。

Glauert 理论在桨叶外形的初期设计中是十分有用的。但它忽略了翼型阻力、叶尖损失等因素的影响,而且对工况的敏感性很强,即只能在一种工况条件下保持最优化。在叶尖速比改变时,其功率利用系数急剧下降。当 $a > 1/2$ 时,桨叶处于失速状态。因此,Glauert 理论具有很大的局限性。

2 一种新的设计方法

下面考虑干涉因子和翼型阻力,从能量的角度入手,对桨叶气动外形重新进行计算。根据 Glauert 环动量理论可初步推算 a 、 a' 和 φ 值的大小,桨叶的功率系数可表示为:

$$C_p = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho v^3 \Delta A} = \frac{\frac{1}{2}\rho v^2 r \Omega BC(C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) \Delta r}{\frac{1}{2}\rho v^3 2\pi r dr} = \frac{w^2 r \Omega BC(C_l \sin \varphi - C_d \cos \varphi) / (2\pi r v^3)}{\frac{4a'}{\tan^2 \varphi} \cdot \frac{(1-a)^3}{(1+a')^2}} \quad (10)$$

将式(7)、(8)代入式(10),并令 $k = \frac{1-a}{1+a'} \cdot \frac{1}{\tan \varphi}$, $\epsilon = C_d/C_l$, 得:

$$C_p = 4ka(1-a)(\tan \varphi - \epsilon) \frac{1}{1+\epsilon \tan \varphi} \quad (11)$$

将 $1/(1+\epsilon \tan \varphi)$ 按泰勒级数展开,取前三项,由于 $(1+\epsilon \tan \varphi)$ 值很小,在 $\varphi = 40^\circ$ 、 $\epsilon = 0.01$ 时,计算误差小于 1%,所以取:

$$C_p = 4ka(1-a)(\tan \varphi - \epsilon) \quad (12)$$

由于 a 值对 ϵ 值变化不敏感,当 ϵ 在一定范围内变化时,能量系数 C_p 值变化不大。

由式(7)可得:

$$k \tan \varphi = 1 - a \left(1 + \frac{\tan \varphi - \epsilon}{\cot \varphi + \epsilon} \right) \quad (13)$$

参考式(12),构造函数:

$$F = a(1-a)(\tan \varphi - \epsilon) \quad (14)$$

当 $dF/d\varphi = 0$ 时,功率系数 C_p 取得最大值。

由此式可以得到考虑翼型阻力时的轴向干涉因子和周向干涉因子的优化值。将式(8)、(12)、(13)运用反复迭代的方法,可求得 a 和 a' 的最优值。

对于整个风轮:

$$P = \int dP = \sum_{j=1}^n \frac{1}{2} \rho v_j^2 r_j \Omega (C_{lj} \sin \varphi_j - C_{dj} \cos \varphi_j) BC_j \Delta r \quad (15)$$

如果在桨叶翼展方向上取 10 个断面,弦长分别为 C_1, C_2, \dots, C_{10} ,整个风轮的实度公式为:

$$\sigma = B \sum_{j=1}^{10} C_j \Delta r \frac{1}{\pi R^2} \quad (16)$$

$$C_1 > C_{10} \quad (17)$$

根据所要求的输出功率,将式(15)、(17)作为约束条件,对式(16)进行优化,即可算得桨叶各个断面的弦长值。

在风力机桨叶翼型参数的设计过程中,各个参数的变化都会对其它参数的设计产生影响。在设计中本着能够使单位叶素有最大的功率利用系数的原则,来选择翼型参数。

贝兹理论仅把空气流动考虑成一维定常流动,对翼型阻力、叶梢阻力都没有考虑,仅能从总体上对风轮性能确定一个大致的范围^[5]。

Glauert 环动量理论、环动量优化理论、Wilson 理论分别考虑了涡流运动、叶梢损失的影响,但此影响仅在计算干涉因子 a 和 a' 时加以考虑,在优化弦长 C 时仍采用动量理论的推导公式,仅保证了功率系数为最大值,而忽略了所设计风力机实际输出功率的限制,因而设计的弦长或升力系数值普遍偏大^[6]。

这里提出的设计方法,把 CC_1 值的大小与实际功率联系起来,在考虑涡流运动、翼型阻力、叶片数等诸多因素后,以保持叶轮实度最小为最终条件进行优化,在满足性能要求的前提下,极大地降低了翼弦的取值。

3 双重优化理论

为讨论方便,引入桨叶负载系数 λ :

$$\lambda = \frac{BCC_1}{8\pi r} \quad (18)$$

若转子具有良好的气动特性、较高叶尖速比时,来流角 φ 及阻升比 $\epsilon = C_d/C_l$ 值很小, $\cos \varphi \approx 1$, $\epsilon \sin \varphi \approx 0$,则式(6)可简化为:

$$\Delta T \approx \frac{1}{2} \rho v^2 BCC_1 \Delta r \quad (19)$$

$\frac{1}{2} \rho v^2$ 表示在径向 r 处单位质量流体作用于桨叶的动态压力。根据 λ 的定义,有:

$$\frac{\Delta T}{(2\pi r dr) \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right)} = \frac{BCC_1}{2\pi r} = 4\lambda \quad (20)$$

物理意义为:作用于区间 $[r, r+dr]$ 环形区域叶片上的平均轴向压强与单位面积气动压力的比值为 $1/4$ 。由式(20),可将式(7)、(8)简化为:

$$\frac{a}{1-a} = \lambda (\cot \varphi + \epsilon) / \sin \varphi \quad (21)$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \lambda (\tan \varphi - \epsilon) / \sin \varphi \quad (22)$$

以上所讨论的理论都是单点优化理论,即翼型仅在一种叶尖速比条件下保持最佳的气动特性,有最大的功率输出。当风速发生变化时,在非额定叶尖速比下, C_p 值急剧下降。为了提高翼型对工况的适应性,提出一种双点优化理论。假设保持翼型的弦长 C 不变,翼型在两个叶尖速比 x_1, x_2 下能够保持最优的气动特性。对 x_1, x_2 ($x_1 > x_2$) 分别进行翼型优化设计,得 λ_1, λ_2 和 φ_1, φ_2 则:

$$\Delta \lambda = \lambda_2 - \lambda_1 = \frac{BC(C_{l2} - C_{l1})}{8\pi r} = \frac{a_0 BC(\Delta \varphi + \tau)}{8\pi r} \quad (23)$$

式中: a_0 —— 升力曲线斜率;

τ —— 桨叶叶片安装角的变化,当 $\tau > 0$ 时, $\lambda_2 > \lambda_1$ 。

由式(23)可得优化的 C_1 和 C 值。即翼型由工况 1 转到工况

水力旋流器结构形式及参数关系研究*

刘晓敏¹, 檀润华¹, 蒋明虎², 王尊策²

(1. 河北工业大学 机械工程学院, 天津 300130; 2. 大庆石油学院 机械科学与工程学院, 黑龙江 大庆 163318)

摘要:目前,水力旋流器在油田采出液预分离和含油污水处理中逐步推广应用。水力旋流器具有结构简单紧凑、效率高、体积及占地面积小等优点。对水力旋流器结构及参数关系进行了分析。通过改进与优选水力旋流器结构,得到旋流器单体的双入口结构理想型式为反涡线、大小锥段为圆弧过渡形式。同时简要分析了高次曲线与正余切曲线结构的锥段过渡形式,确定出合理的水力旋流器单体旋流腔长度为 65 mm。经过理论研究和对比试验发现,具有结构参数关系模型的水力旋流器较常规结构的水力旋流器有更高的分离效率。

关键词:水力旋流器;分离效率;入口;锥段;溢流管;旋流腔;底流管

中图分类号: TQ028.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1005-2354(2005)02-0026-03

液-液水力旋流器是一种新型高效油水处理设备,在油田采出液预分离和含油污水处理中的作用越来越突出。旋流器分离效率的获得是以牺牲压力损失为前提的。入口是压力损失的主要部位,又是混合液流入水力旋流器的首要通道,它能使液流在旋流腔内迅速形成稳定的旋转液涡^[1]。利用复合式水力旋流器进行压力对比测试,发现双切向入口的压力损失约为水力旋流器总压力损失的 2/3。可见,压力损失与入口结构及参数关系密切相关。入口和大小锥段结构形式及参数都是影响旋流器分离性能的至关重要的因素。通过实验优选,得到反涡线双切向入口与圆弧曲线流道结构,将该结构的旋流器推广应用于油田实际生产,获得了极大成功。

2 时,通过调节桨叶方位来改变迎角的大小,使最佳升力系数由 C_{11} 向 C_{12} 转化。

双重化理论一般用于桨叶的初步设计完成以后对优化结果作一些必要的修正,以提高翼型对工况变化的适应性。

4 结论

以上给出的设计方法,在考虑涡流运动、翼型阻力、叶片数等诸多因素后,以保持叶轮实度最小为最终条件进行优化,在满足性能要求的前提下,极大地降低了翼型的取值。

双重优化的结果,提高了翼型对工况变化的适应性。

参考文献

- [1] 袁玉琪,杨校生. 风能 风力发电[J]. 太阳能,2002(2):7-9.
- [2] 周春平,孙瑶廷,白旭. 当今世界风力发电最新动向[J]. 发电设备,2001(3):41-43.
- [3] 许振华. 世界风力发电的现状 & 远景[J]. 发电设备,2001(6):47-53.
- [4] 孔宪文,高峰. 提高风力发电机组发电量的研究[J]. 东北电力技

1 结构原理及参数关系

液-液水力旋流器是利用两相不互溶的液体介质间的密度差,在离心力作用下,使密度小的介质向轴中心运移,由溢流口排出;同时,密度大的介质则向边壁运动,由底流口排出,从而实现有效的分离。一般认为,旋流器内部流场结构呈“双螺旋”分布,即内部为强制螺旋涡、外部为自由螺旋涡。旋流器单体结构主要有双切向入口、旋流腔、大小锥段及底流管等组成。经过多年研究,得到旋流器的结构参数关系模型,见图 1^[2]。实践证明,这一建模结构的比例关系与实际吻合得非常好。这一

术,2002(8):31-34.

- [5] 勒古力雷. 风力机理论与设计[M]. 施鹏飞,译. 北京:机械工业出版社,1987.
- [6] 陈云程. 风力机设计与应用[M]. 上海:上海科技出版社,1990.

New method on the vane design of wind turbines

BAO Er¹, SHAO Xiao-rong², LIU De-yong¹

(1. Department of Mechatronic Engineering, Dalian Nationality University, Dalian 116600, China; 2. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: Proceed from the angle of energy and taking considerations on interference factor and drag of airfoil profile, a kind of new typed calculation method on the design of vane airfoil was put forward according to the vortex aerodynamics model of the rotor of wind turbines with horizontal axis.

Key words: wind turbine; vane design; double optimization
Fig 1 Tab 0 Ref 6 “Jixie Sheji”4300

* 收稿日期:2003-09-15;修订日期:2004-08-20

基金项目:黑龙江省重大科技攻关资助项目(GA01C201-02);黑龙江省自然科学基金资助项目(E03-07)

作者简介:刘晓敏(1971-),男,山东菏泽人,大庆石油学院讲师,在读博士,主要研究方向:水处理技术及产品创新设计。