

非能动自然循环风电机舱冷却系统应用研究

周涛^{1,2,3}, 马栋梁^{1,2,3}, 陈柏旭^{1,2,3}, 齐实^{1,2,3}, 宋振龙⁴

(1. 华北电力大学 核科学与工程学院, 北京 102206; 2. 华北电力大学 核热工安全与标准化研究所, 北京 102206;
3. 非能动核能安全技术北京市重点实验室, 北京 102206; 4. 内蒙古华电蒙东能源有限公司, 内蒙古 通辽 028000)

摘要:风电机舱的有效通风冷却, 可以保障风电机组在高温天气下安全、高效运行。通过建立风电机舱仿真模型, 对加装聚风罩前、后的风电机舱进行模拟计算, 计算结果表明: 随着环境风速的增大, 机舱内部温度明显下降, 风速大于 8 m/s 时, 机舱与环境温度差小于 3℃; 外部风速越大, 机舱内外的温度差也越小。加装聚风罩后, 减少了风机因机舱内部温度过高而导致的被迫停运现象, 提高了风电机组发电的经济性和安全性。

关键词:风电机组; 非能动; 自然循环; 机舱; 聚风罩; 通风冷却

中图分类号: TM 614 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-1951(2017)06-0001-05

0 引言

我国每年 4—11 月环境温度为 20 ~ 40℃, 极端天气时温度将达到 45℃。随着环境温度的升高, 风电机组机舱内温度也升高, 平均为 35 ~ 60℃, 比环境温度高 15 ~ 20℃。机舱温度升高会导致齿轮箱油、发电机轴承、变频相关设备温度升高, 进而导致风机限功率或停机。当环境温度达到 38℃ 时, 某 300 MW 风电场 198 台风机有 123 台因以上问题限功率或停机, 大大降低了风机的可利用率, 每年因该问题导致的电量损失高达 10 GW·h, 折合人民币 521 万元左右, 给风电场造成巨大的经济损失。如果将整机的温度控制在合理范围内, 风机可利用率可以提高 2 个百分点, 每年可为企业增效至少 540 万元。统计资料显示, 夏季的备件损耗几乎占全年的 70% 以上, 风机故障率比冬季高 1 倍以上。根据以上分析可以得出, 机舱温度降低后, 整机内部所有设备的温度都会降低, 可改善各设备的运行工况, 降低设备故障率, 因此, 机舱冷却控制系统对降低风机故障率及减少备件损耗有着重要的意义。自然循环^[1-2]系统是一种利用冷热端所形成的密度差进行热量交换的系统, 具有非能动的自然特性, 无需外部驱动机构, 冷却效果安全可靠, 在核反应堆的余热排出及风力发电机舱冷却等领域有着广泛而深入的应用。为避免夏季高温天气下风电机舱内部局部温度过高而导致风机停运^[3-13], 提出了一种非能动自然循环冷却风电机舱系统: 对风机加装聚风罩和导流罩, 使机舱内部的热空气和机舱外部环境的冷空气形成连续的自然循环冷却通风系统, 通过聚风罩将

外部冷空气引入风道, 对变频器柜进行通风降温; 改造齿轮箱散热系统, 加大齿轮箱油冷散热容量; 建立实时采集的数据监控软件平台, 对风机所有温控参数进行采集处理。数值模拟仿真计算表明, 加装聚风罩后, 风电机舱内部冷却效果良好, 内部温度明显下降, 减少了风机因内部机舱温度过高而导致的被迫停运现象, 提高了风电机组发电的经济性和安全性, 为聚风罩冷却装置的推广提供了理论依据。

1 研究对象

1.1 风电机舱结构

研究对象为某风力发电公司的双馈风力发电机组, 其风电机舱内部包括齿轮箱、发电机、制动连轴装置、变频器、降噪装置、偏航系统及水冷装置等, 具体结构如图 1 所示。

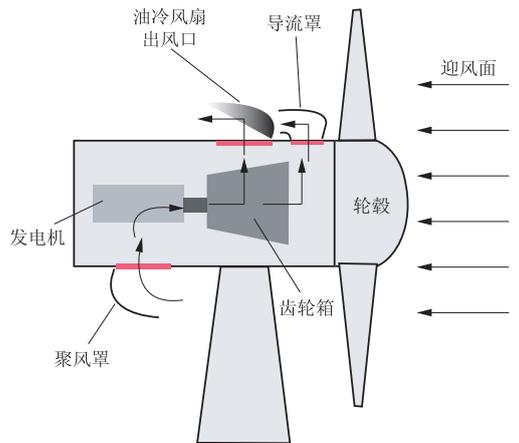


图 1 风电机舱内部结构示意图

由图 1 可以看出, 在逃生口部位加装聚风罩, 风从聚风罩进入机舱尾部, 冷空气经过发电机、变频器、齿轮箱后端对各设备降温, 空气温度逐渐升高, 热空气由于密度较小而积聚到机舱上方, 从机舱壳

上端开口排出。在图中机舱的左下部加装聚风罩后,机舱内外空气形成一定高度差的自然循环,冷风从下部聚风罩进入机舱内部,水平流过发电机和齿轮箱变频器等装置后,由上部出风口流出,可以将机舱内部热量带出。聚风罩的开口面向轮毂迎风面,合理地利用了风机的迎风特性和风能的运动特性,不需要外加电源,不消耗能源就可以达到降低机舱温度的目的;同时,在逃生口加装除尘气栅和滤网,避免外界空气所带灰尘和杂质进入机舱,造成油冷散热器的污染。在风机机舱壳上端面开口设置导流罩,开口背对轮毂迎风面,一方面能更好地形成风道,另一方面可以避免雨水对设备造成损坏。通过拉绳将聚风罩底部与机舱内主机架相连,保证遭受较大顺风时聚风罩安全稳定。

1.2 几何模型

使用 ANSYS 数值模拟软件,对图 1 的研究对象建立模型,如图 2 所示。

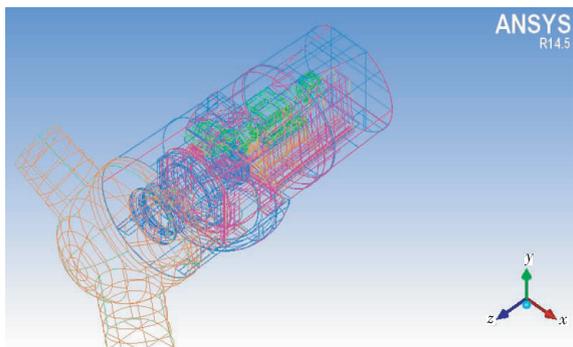


图 2 几何模型

1.3 主要技术参数

所选风电机组为 SL1500 系列典型风力发电机,其主要技术参数见表 1。

表 1 SL1500 型典型风力发电机技术参数

参数	单位	数值
额定功率	kW	1500
切入风速	m/s	3.0
切出风速	m/s	25.0
额定风速	m/s	12.0
叶轮直径	m	70.4
轮毂高度	m	65/70/80
平均风速	m/s	8.5
生存风速	m/s	70.0
转速范围	r/min	11.5 ~ 21.2
额定转速	r/min	20.1
风机类型		IEC II 型

1.4 风机保护定值

机舱内任一散热部件达到温度上限之后,就会触发保护动作而使风机保护停运,保护项目和定值

见表 2。

表 2 风机各设备高温限功率及停机保护定值

项目	限功率定值/℃	停机定值/℃	影响程度
齿轮箱油温	75	80	★★★★★
变频器温度	90(机侧) 95(网侧)	限角度	★★★★
齿轮箱轴承温度	—	95	★★★
发电机温度	—	150 ~ 155	★★
发电机轴承温度	—	100	★★★
滤波板温度	—	100	★★★
机舱温度	—	50	★★★★★

通过表 2 可以看出,影响风机高温限功率的主要因素为齿轮箱油温,影响风机停机的主要因素为机舱温度。而机舱内部平均温度的高低,直接影响齿轮箱散热程度。

2 计算方法

2.1 网格划分

以 SL1500 典型风机为设计模型,采用三维立体建模数值模拟方法^[14-16],对图 2 所示的几何模型建立三维数值分析模型,并进行合理的网格划分,如图 3 所示。合理地设置计算边界条件及湍流计算模型之后,可以对加装聚风罩前、后的机舱温度数据进行比对分析。

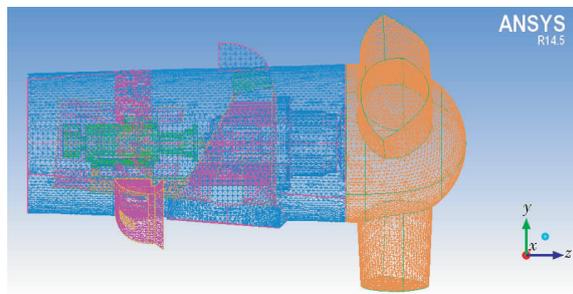


图 3 几何模型网格划分

从图 3 可以看出,划分网格时几何模型中已经包含了改造后的聚风罩,在计算改造前的机舱温度时,可将该部分的入口风速设置为 0。

2.2 计算模型

ANSYS CFX 内部自带了进行热工水力计算的程序,计算中所用到的公式如下。

(1) 连续性方程。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; u, v, w 为流体速度在 x, y, z 方向的分量, m/s 。计算过程中考虑

了重力加速度 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ 。

(2) 动量方程。

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u u) = \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v u) = \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y, \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w u) = \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z, \quad (4)$$

式中: p 为作用在微元体上的压力, MPa; $\tau_{xx}, \tau_{xy}, \tau_{xz}$ 为作用在黏性微元体表面上的黏性力 τ 的分量, N; F_x, F_y, F_z 为作用在微元体上的力, N。

(3) 能量方程。

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\lambda}{c_p} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\lambda}{c_p} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\lambda}{c_p} \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T, \quad (5)$$

式中: c_p 为流体的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T 为流体的温度, K; λ 为流体的热导率, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; S_T 为黏性耗散, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^2)$ 。

(4) 剪切压力传输(SST)湍流模型方程。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k, \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega, \quad (7)$$

式中: ρ 为流体密度, kg/m^3 ; k 为湍动能, J/kg ; G_k 为湍流的动能, J/kg ; G_ω 为 ω 方程; Γ_k 和 Γ_ω 分别为 k 和 ω 的有效扩散项; Y_k 和 Y_ω 分别为 k 和 ω 的发散项; D_ω 为正交发散项; S_k 和 S_ω 由用户自定义; i, j 代表 x, y, z 3 个方向。

2.3 边界条件设置

根据 SL1500 型典型风力发电机技术参数以及风机各设备高温保护定值, 设定风机正常运行时的边界条件, 见表 3。

表 3 风机正常运行时的边界条件

参数	边界条件数值
机舱入口风速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	2~14
系统压力/MPa	0.1
齿轮箱油温/ $^{\circ}\text{C}$	75
环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	7~40
预设机舱温度/ $^{\circ}\text{C}$	30

在 CFX 前处理软件中设置好相应的边界条件参数, 当软件计算达到相应的精度条件后, 计算过程结束, 在计算结果文件中对机舱内部各种参数进行分析处理。

3 计算结果

3.1 改造前、后机舱与环境温度差变化情况

3.1.1 改造前温度变化

对改造前的机舱进行数值模拟计算, 得到了机舱与环境温度差随风速的变化趋势(如图 4 所示), 机舱内温度和环境温度的对比情况如图 5 所示。

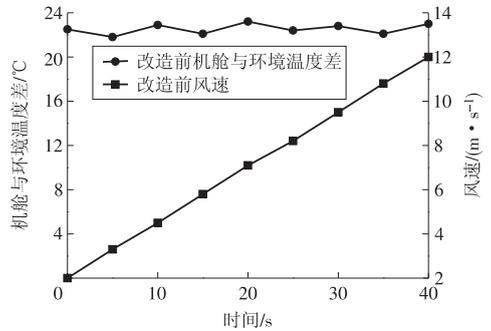


图 4 改造前机舱与环境温度差随风速的变化

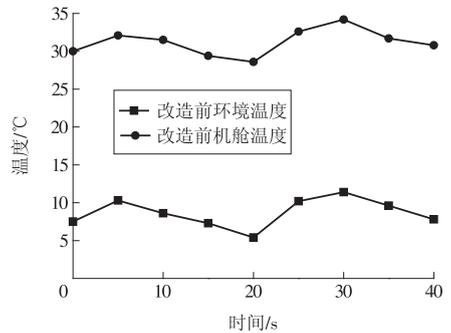


图 5 改造前机舱内温度与环境温度对比

从图 4 可以看出, 加装聚风罩前, 随着外部环境风速的增大, 机舱与环境温度差始终保持在 22°C 左右, 基本没有下降的趋势。从图 5 可以看出, 环境温度保持在 10°C 左右的较低水平, 但机舱内部温度较高, 大约为 33°C , 机舱内部温度过高, 严重威胁风电机组的安全稳定运行。

3.1.2 改造后温度变化

加装聚风罩后, 机舱与环境温度差随风速的变化趋势如图 6 所示, 机舱内温度与环境温度的对比情况如图 7 所示。

从图 6 可以看出, 加装聚风罩后, 随着外部环境风速的增大, 机舱与环境温度差迅速下降, 当风速达到 12 m/s 时, 该差值已趋近 1°C , 说明此时机舱内部的冷却效果非常好。从图 7 可以看出, 环境温度保持在 25°C 左右, 但机舱内部温度已经下降非常明显, 机舱内部高效的通风冷却保障了风电机组的安

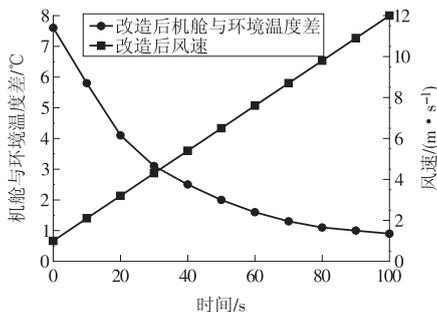


图 6 改造后机舱与环境温度差随风速的变化

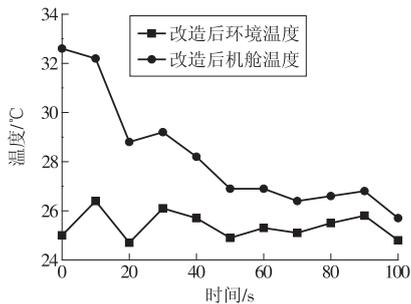


图 7 改造后机舱温度与环境温度对比

全稳定运行。

3.2 改造前、后机舱与环境温度差随入口风速的变化

3.2.1 改造前、后不同风速下的温度差

对改造前、后的机舱进行数值模拟计算,得出了不同入口风速下机舱与环境温度差的变化趋势,如图 8、图 9 所示。

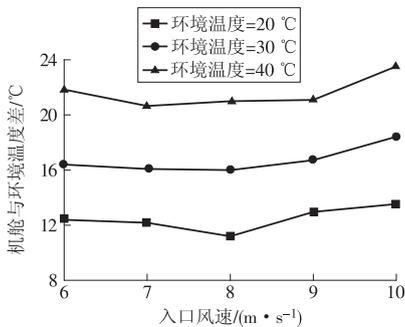


图 8 改造前不同风速下的机舱与环境温度差

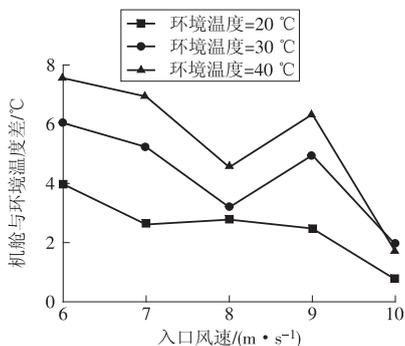


图 9 改造后不同风速下的机舱与环境温度差

通过图 8 可以看出,加装聚风罩前,随着环境温度的升高,机舱与环境温度差增大,说明此时机舱内

部冷却效果非常不好,此现象与试验结果基本保持一致。随着入口风速的增大,机舱内部温度没有降低的迹象。

通过图 9 可以看出,加装聚风罩后,随着环境温度的升高,入口风速较低时机舱与环境温度差较大,但当入口风速增大到一定值之后,该差值迅速减小,说明此时机舱内部得到了有效冷却,从理论上验证了加装聚风罩的合理性。

3.2.2 改造前、后温度差的对比

在相同的环境温度(25 °C)、不同风速条件下,改造前、后机舱与环境温度差对比结果如图 10 所示。

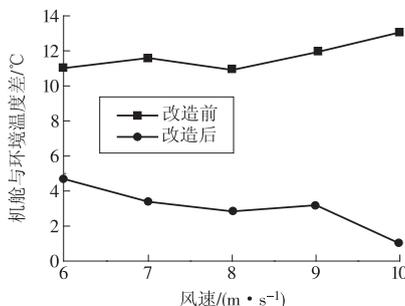


图 10 风机改造前、后机舱与环境温差对比

通过图 10 可以看出:改造前、后的机舱与环境温度差相差较大,且随着风速的增加,数值差距逐渐增大,改造前的温度差与风速正相关,而改造后的温度差与风速负相关;风速大于 8 m/s 时,机舱与环境温度差小于 3 °C,显著降低了机舱温度;外部风速越大,机舱与环境温度差也越小,即冷却效果也越好,改善了设备的运行环境,明显降低了风机故障率。

3.3 模拟计算结果与试验数据对比

将改造前、后的模拟软件计算结果与试验数据进行对比,如图 11、图 12 所示。从图 11、图 12 可以看出,模拟计算结果与试验数据符合良好,由于模拟计算取值点较少,因此未能模拟出温度的波动情况,但模拟值近似等于温度变化的平均值,既可以证明模拟结果的准确性,同时也可以看出加装聚风罩的确能够有效降低机舱温度。

4 改进措施与对策

风电机组实际运行过程中,可采取以下措施来保证风电机组正常的通风冷却。

(1) 加装聚风罩可以实现机舱内部的自然通风冷却,且随着自然风速的增大,冷却效果更佳。

(2) 当夏季温度超过 40 °C 时,在机舱顶部天窗加装导流罩,导流罩下方机舱顶部天窗位置加装一个涡流风机向外排风,同时在涡流风机上方加装防雨罩。

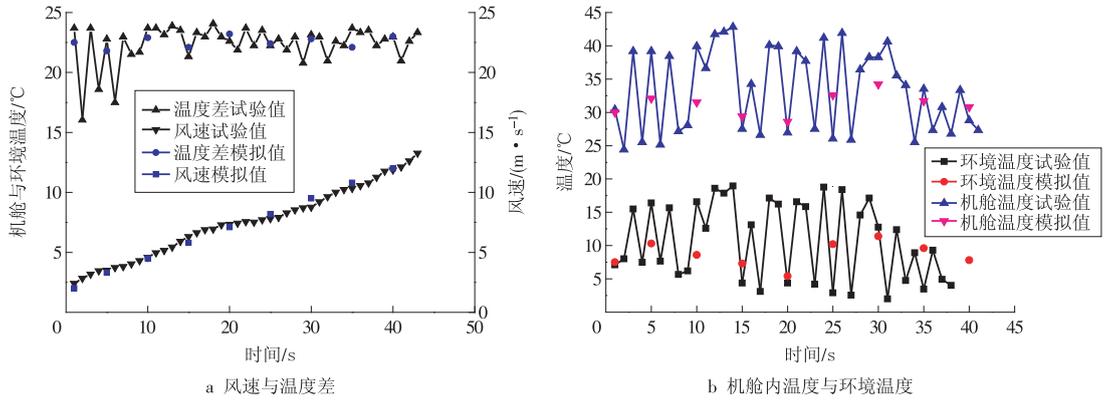


图 11 改造前模拟计算结果与试验数据对比

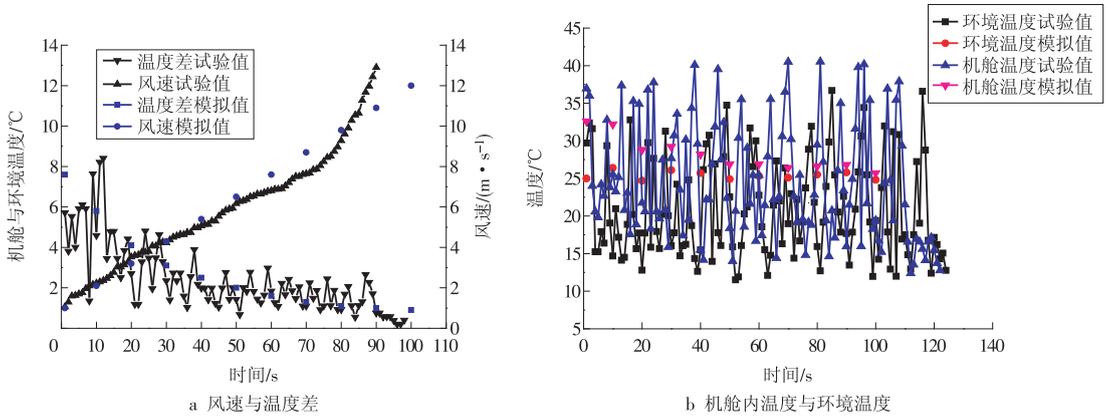


图 12 改造后模拟计算结果与试验数据对比

(3)在变频器柜体外侧加装2套温控通风换气设备,通风换气设备从聚风罩进风口引风,在进风口加装气栅,在通风设备上加装除尘滤网,整个换气设备加装温控装置,冬季自动关闭换气设备,夏季外界环境温度升高到一定值时自动开启换气设备。

5 结论

运用 ANSYS 数值模拟软件,对加装聚风罩之后的风电电机舱进行了数值计算分析。将数值计算结果和试验数据进行了对比,两者对比符合良好。

(1)风电电机舱加装聚风罩后,机舱与环境温度差迅速下降,风速在 10 m/s 以上时,该差值小于 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且会随着外部环境风速的增大而减小。

(2)加装聚风罩前,机舱与环境温度差较大,机舱内部温度没有下降趋势。加装聚风罩后,机舱与环境温度差已经趋于一致,有效地对机舱内部进行了冷却,在环境温度 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内,风机不会发生高温限功率故障。

(3)非能动聚风罩的使用,可以保障机组运行平均故障率低于其他未安装聚风罩的风机,风机可利用率达到 99% 以上,有力地保障了风电机组安全、高效、可靠运行。

(4)夏季高温天气时,可在机舱顶部天窗加装导流罩,同时配合涡流风机加强排风冷却。

(5)在变频器柜体外侧加装通风换气设备,配合温度控制装置,可以实现冬季自动关闭换气设备,夏季高温环境自动开启换气设备进行通风冷却。

参考文献:

- [1]周涛,李精精,据忠云,等.非能动自然循环技术的发展与研究[J].核安全,2013,12(3):32-36.
- [2]周涛,李精精,汝小龙,等.核电机组非能动技术的应用及其发展[J].中国电机工程学报,2013,33(8):81-89.
- [3]王家华,刘豪,刘敏.1.5 MW 风电机组变流柜温升问题解决方案[J].风能产业,2015(5):60-63.
- [4]王东升.基于故障统计的风力发电机组维护管理研究[D].北京:华北电力大学,2011.
- [5]张文秀.双馈风力发电机运行特性及其热性能分析研究[D].南京:南京理工大学,2015.
- [6]刘敏,刘豪,董红云,等.兆瓦级风电机组高温气候应对技术及应用[J].风能,2014(10):88-91.
- [7]徐婷.风电机组能效评价与诊断研究[D].北京:华北电力大学,2016.
- [8]董红云,高首聪,宋建秀,等.风电机组塔筒内大功率风冷变流器的散热研究[J].大功率变流技术,2017(1):50-54.
- [9]王明军,邵勤丰.系列风电机组事故分析及防范措施(七):提高机组的整机性能与机组安全[J].风能,2017(1):46-49.

(下转第 27 页)

表2 优选的3种燃煤配比策略

来煤公司(选3)	配比系数		价格/(元·t ⁻¹)	热值/(kJ·kg ⁻¹)	挥发分/%	
淮北弘润,邹庄矿,朱庄矿	0.191 226	0.524 412	0.284 362	681.8	19 345.5	20.00
能源科技,邹庄矿,朱庄矿	0.120 171	0.565 723	0.314 107	682.9	19 345.5	20.00
邹庄矿,朔里矿,朱庄矿	0.580 194	0.285 842	0.133 964	699.6	19 345.5	20.00

规划和采购,保证剩余的燃煤最经济使用。

5 燃煤贮备和使用综合分析

燃煤贮备和使用都是动态的且有一定的规律性,只有将两者有机结合,才能达到最大的经济效益。比如,按照燃煤的使用规律,经过最经济使用后,剩余的燃煤可以作为最低燃煤贮量 Q_0 ,以 Q_0 为基准开始采购燃煤,然后再根据剩余燃煤的种类进行逆向规划,缺哪种就去采购哪种成分特性的燃煤,保证进入炉膛的燃煤的成分特性都为预期设定的值,最终,使得燃煤在炉膛中的燃烧是最经济、最安全的。

6 结论

存贮论和线性规划法都是通过数学方程来进行规划和分析的,最终找出一定条件参数下的最小值,而实现最小值的各个量,即为最佳策略。

但实际应用中有许多不确定因素,如供货率、运输费、损失费、最低燃煤贮量等都是不确定值,需要用加权平均法进行归纳分析,找出合适的值再进行计算;同时,燃煤供应的多样化导致燃煤成分多变,再加上采样、化验存在的误差,对燃煤的线性规划有

或多或少的影 响,需要及时校验。

只有将两种方法进行结合,才可以实现动态变化中的整体规划,有效提高企业燃煤经营管理的综合效益。

参考文献:

- [1]徐绳均. 运筹学及其在电力系统中的应用[M]. 北京:水利电力出版社,1995.
- [2]柏柳. 存贮论对企业库存控制策略的启示及应用研究[J]. 物流工程与管理,2011,33(4):76-78.
- [3]张艾萍,曹丽华. 火力发电厂经济运行技术及应用[M]. 西安:西安交通大学出版社,2007.
- [4]马云霞. 关于供应链模式下企业库存管理的思考[J]. 重庆科技学院学报(社会科学版),2012,27(10):103-104,120.
- [5]霍满臣,赵春元,张东. 电厂燃用煤混煤的数学模型及最佳混煤配比的确定[J]. 东北电力技术,1998,19(11):16-19.

(本文责编:刘芳)

作者简介:

陈鹏(1982—),男,安徽淮北人,工程师,工学硕士,从事火电厂节能分析和研究方面的研究(E-mail:cup2002@sohu.com)。

- [15]罗慧强. 风力发电机的流体场和温度场数值分析[D]. 成都:西南交通大学,2012.
- [16]成丹凤. 风力发电机冷却系统实验研究及数值模拟[D]. 南京:南京航空航天大学,2013.

(本文责编:刘芳)

作者简介:

周涛(1965—),男,陕西西安人,华北电力大学国际教育学院副院长,博士生导师,教授,从事核热工水力与安全方面的研究及教学工作(E-mail:zhoutao@ncepu.edu.cn)。

马栋梁(1982—),男,河北保定人,在读博士研究生,从事反应堆热工水力方面的研究(E-mail:madongliang168@163.com)。

陈柏旭(1992—),男,甘肃兰州人,在读硕士研究生,从事反应堆热工水力方面的研究(E-mail:623054362@qq.com)。

齐实(1994—),男,吉林长春人,在读硕士研究生,从事反应堆热工水力方面的研究(E-mail:1093798898@qq.com)。

宋振龙(1966—),男,山东枣庄人,副总经理,工程师,从事电厂生产管理等方面的工作。

(上接第5页)

- [10]LU B, LI Y, WU X, et al. A review of recent advances in wind turbine condition monitoring and fault diagnosis [C]//Power Electronics and Machines in Wind Applications, 2009:1-7.
- [11]POLINDER H, PIJL F, VILDER G J D, et al. Comparison of direct-drive and geared generator concepts for wind turbines [J]. IEEE transactions on energy conversion, 2006,21(3):725-733.
- [12]ARNALTE S, BURGOS J C, RODRÍGUEZ-AMENEDO J L. Direct torque control of a doubly-fed induction generator for variable speed wind turbines [J]. Electric power components and systems,2002,30(2):199-216.
- [13]SONG D, YANG J, DONG M, et al. Model predictive control with finite control set for variable-speed wind turbines [J]. Energy, 2017(126):564-572.
- [14]CORTINA G, CALAF M. Turbulence upstream of wind turbines: A large-eddy simulation approach to investigate the use of wind lidars [J]. Renewable energy, 2017(105):354-365.