

发电工程设计项目经理（设总）培训课题

第三部分：综合设计技术

第九章：空冷技术

华北电力设计院工程有限公司

2012 年 8 月 北京

编 写：冯 璟

校 审：雷平和

目 录

1 概述	1
2 空冷系统的型式	1
2.1 直接空冷系统	1
2.2 带混合式凝汽器的间接空冷系统	2
2.3 带表面式凝汽器的间接空冷系统	4
2.4 带表面式凝汽器及散热器垂直布置的间接空冷系统（以下简称 SCAL 型间接系统）	5
3 空冷系统的特点	6
3.1 空冷电厂的总体特点	6
3.2 空冷系统的特点	7
4 空冷技术的应用概况和发展趋势	9
4.1 国外空冷技术应用概况	9
4.2 我国空冷技术应用概况	9
4.3 空冷技术的发展趋势	14
5 空冷系统的构成与设备	16
5.1 直接空冷系统的构成与设备	16
5.2 间接空冷系统的构成与设备	19
6 空冷系统的主要设计参数及优化	21
6.1 初始温差	21
6.2 设计气温	23
6.3 空冷系统的汽机背压	24
6.4 迎面风速	24
7 空冷系统的方案设计及选型案例	25
7.1 工程基础资料	25
7.2 空冷系统优化推荐方案	26
7.3 空冷系统技术特性比较	28
7.4 空冷系统经济性比较	30
7.5 综合分析	31
8 空冷系统的运行现状	32
8.1 直接空冷系统	32
8.2 间接空冷系统	41
8.3 小结	43

1 概述

我国水资源十分缺乏，而且分布不均，在北方地区气候干旱，降雨稀少，水资源尤为匮乏，随着工农业生产的发展和人民生活水平的提高，用水量不断增加，水资源供需矛盾日益加剧，已严重制约了工农业的发展和影响人民的正常生活。火力发电厂用水量大，水的问题往往成为建设、发展电力工业的制约因素。因此，作为用水大户的火力发电厂要采取有效的措施，在保证电厂安全、经济运行的前提下，积极开展水资源的回收利用，大力提高水的综合利用率，使可获得的水资源得到最有效的利用，以达到节约用水，保护水资源，控制污染和改善生态环境的目的。

在火力发电厂中耗水量最大的部分是循环冷却水，约占全厂用水量的 60%~70%。因此发展电站空冷技术、节约循环冷却水是解决上述矛盾的有效措施之一，并成为解决在水资源严重短缺地区建设火电厂的一种有效途径，在国内外都已得到成功应用，并显现出卓越的节水成效。根据国内外空冷机组用水量统计，其耗水量一般为同容量湿冷机组的 $1/4 \sim 1/5$ ，节水效果十分显著。

2 空冷系统的型式

火力发电厂空冷系统也称为干式冷却系统，它与常规湿式冷却方式（简称湿冷系统）的主要区别是，汽轮机排汽(直冷方式)或受热后的冷却水(间冷方式)通过散热器与空气进行热交换，避免了循环冷却水在湿塔中直接与空气接触所带来的蒸发、风吹损失以及开式循环的排污损失。目前用于火力发电厂机组末端冷却的空冷系统主要有直接空冷系统和间接空冷系统，间接空冷系统又分为带混合式凝汽器的间接空冷系统和带表面式凝汽器的间接空冷系统。直接空冷多采用机械通风方式，两种间接空冷多采用自然通风方式。这几种空冷系统在技术特性上具有各自的优势，需根据工程实际情况进行选型。

2.1 直接空冷系统

直接空冷系统是指汽轮机的排汽直接用空气来冷凝，空气与蒸汽间通过空冷凝汽器进行热交换。所需冷却空气，通常由机械通风方式供应。直接空冷系统的凝汽设备称为空冷凝汽器，由若干个管束组成。单排管空冷凝汽器为钢覆铝管钎焊铝翅片管束，双排管空冷凝汽器为外表面镀锌的椭圆形钢管外套矩形钢翅片管束。

直接空冷系统的流程如图 1 所示。汽轮机排汽通过粗大的排汽管道送到室外的空冷凝汽器内，轴流冷却风机使空气流过散热器外表面，将排汽冷凝成水，凝结水再经泵送回汽轮机的回热系统。

大型机组的空冷凝汽器通常在紧靠汽机房 A 列柱外侧，与主厂房平行的纵向平台上布置若干单元组，其总长度与主厂房长度基本一致。每个单元组由按一定比例的主凝器或辅凝器组成“人”字形排列结构，并在其下部设置多台大直径

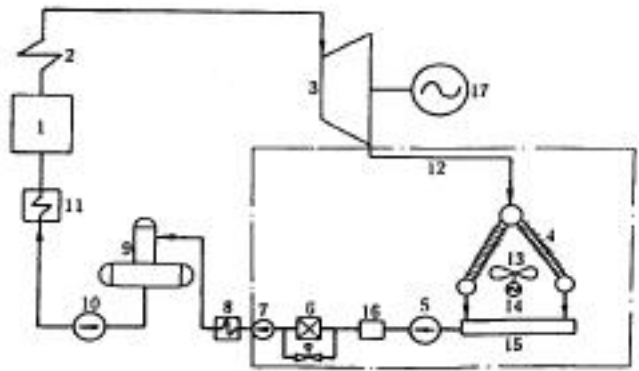


图 1 直接空冷机组原则性汽水系统

1—锅炉；2—过热器；3—汽轮机；4—空冷凝汽器；5—凝结水泵；6—凝结水精处理装置；7—凝结水升压泵；
8—低压加热器；9—除氧器；10—给水泵；11—高压加热器；12—汽轮机排汽管道；
13—轴流冷却风机；14—立式电动机；15—凝结水箱；16—除铁器；17—发电机

轴流风机。

直接空冷系统的特点是设备少，系统简单，防冻性能好，占地少，通过对风机转速调节或投切风机可灵活调节空气量，基建投资相对较低。该系统一般要求需与高背压汽轮机配套，缺点是风机群的噪声危害、由空冷凝汽器的空气侧出口排放的热空气回流到进口的热风再循环问题以及风机消耗的厂用电略高。

2.2 带混合式凝汽器的间接空冷系统

混合式凝汽器的间接空冷系统是指汽轮机的排汽，以水为中间冷却介质，将排汽与空气之间的热交换分为两次进行。一次为蒸汽与冷却水之间在混合式凝汽器里换热；一次为冷却水和空气之间在空冷塔里的换热。

带混合式凝汽器的间接空冷系统如图 2 所示，主要由混合式凝汽器和装有福哥型散热器的空冷塔构成。系统中的冷却水是高纯度的中性水($\text{PH}=6.8\sim 7.2$)，中性冷却水进入凝汽器直接与汽轮机排汽混合并将其冷凝，受热后的冷却水绝大部分由冷却水循环泵送至空冷塔散热器，经与空气对流换热冷却后通过调压水轮机将冷却水再送至喷射式凝汽器进入下一个循环。受热的循环冷却水的极少部分

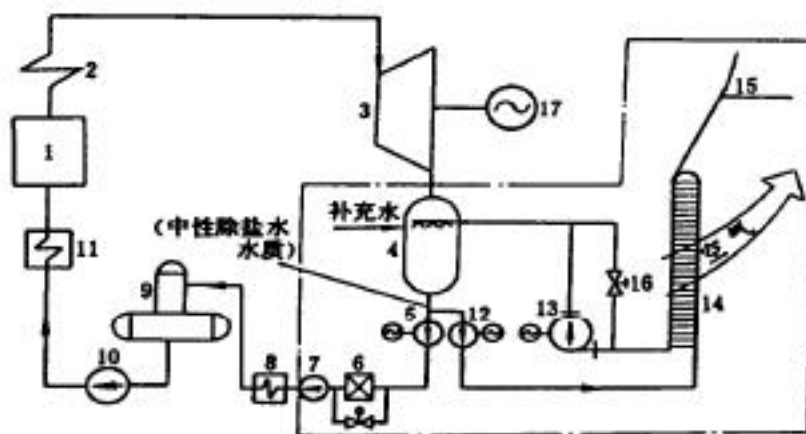


图 2 带混合式凝汽器的间接空冷机组原则性汽水系统

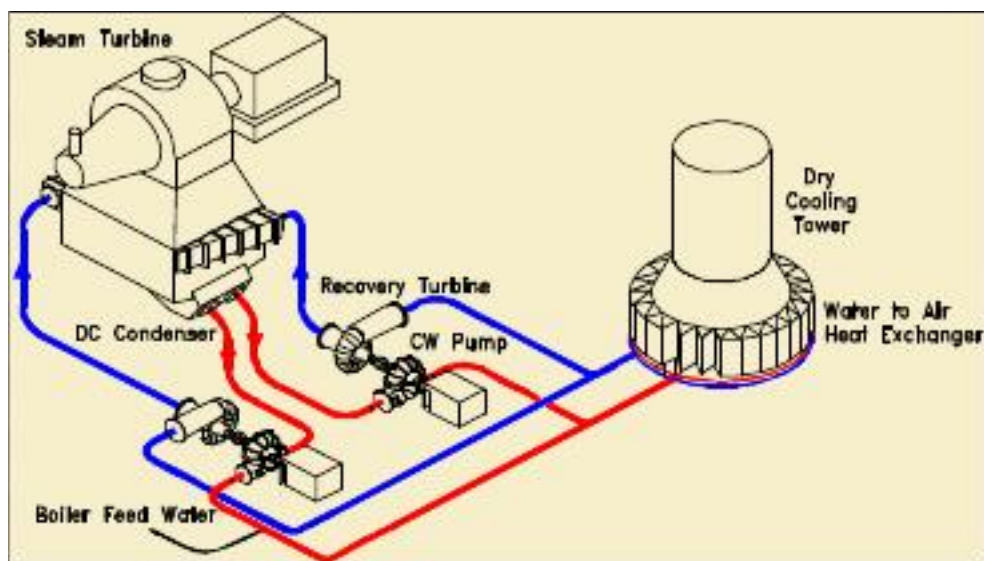
1—锅炉；2—过热器；3—汽轮机；4—喷射式凝汽器；5—凝结水泵；6—凝结水精处理装置；7—凝结水升压泵；8—低压加热器；9—除氧器；10—给水泵；11—高压加热器；12—冷却水循环泵；13—调压水轮机；14—全铝制散热器；15—空冷塔；16—旁路节流阀；17—发电机

经凝结水精处理装置处理后送至汽轮机回热系统。

该系统中的调压水轮机有两个功能：一是通过调节水轮机导叶开度来调节混合式凝汽器内喷嘴前的水压，保证形成微薄且均匀的垂直水膜，减少排汽通道阻力，使冷却水与排汽充分接触换热；另一是回收能量，减少冷却水循环泵的功率消耗，调压水轮机在此空冷系统中的连接方式有两种。一种是立式水轮机与立式电动机连接；另一种是卧式水轮机与卧式冷却水循环泵、卧式电动机的同轴连接。两种连接方式各有优缺点，可视实际情况选用。

该系统采用自然通风方式冷却，铝制的空冷散热器垂直安装在自然通风冷却塔外圈。空冷散热器由内外表面都经过防腐处理的圆形铝管、套以铝翅片的管束所组成的“缺口冷却三角”形排列的散热器，在缺口处装有百叶窗形成一个冷却三角。

其优点是以微正压的低压水系统运行，凝汽器端差小，可以使机组在较低的回压下运行。缺点是设备多、系统复杂、需要凝结水精处理装置、自动控制系统复杂、全铝制散热器的防冻性能较差。冷却水循环泵必须紧靠混合式凝汽器而且泵坑较深，牵连到主厂房基础。



海勒系统原理图

2.3 带表面式凝汽器的间接空冷系统

表面式凝汽器的间接空冷系统是指汽轮机的排汽，以水为中间冷却介质，将排汽与空气之间的热交换分为两次进行。一次为蒸汽与冷却水之间在表面式凝汽器里换热；一次为冷却水和空气之间在空冷塔里的换热。很显然，两次换热均属于表面式的，因此换热效率较低。

带表面式凝汽器的间接空冷系统如图 3 所示。该系统由表面式凝汽器与空冷塔构成。与常规的湿冷系统基本相仿，不同之处是用表面式对流换热的空冷塔代替混合式蒸发冷却换热的湿冷塔，通常用不锈钢管凝汽器代替铜管凝汽器，用碱性除盐水代替循环水，用密闭式循环冷却水系统代替开敞式循环冷却水系统。系统的流程是汽轮机的排汽进入表面式凝汽器与碱性水($\text{PH}=10\sim10.5$)通过金属管群间接接触，使排汽冷凝经泵送至汽轮机回热系统。受热循环水经循环水泵送至空冷塔，冷却后循环水送回表面式凝汽器进入下一次循环。

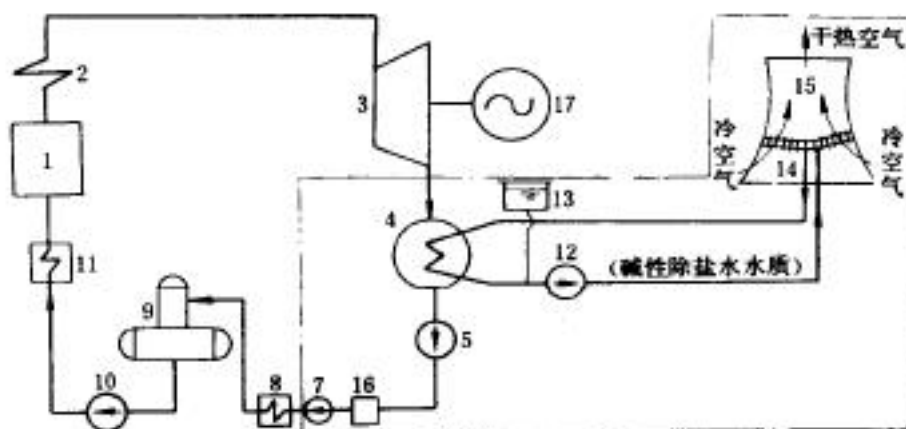


图 3 带表面式凝汽器的间接空冷机组原则性汽水系统

1—锅炉；2—过热器；3—汽轮机；4—表面式凝汽器；5—凝结水泵；6—凝结水精处理装置；
7—凝结水升压泵；8—低压加热器；9—除氧器；10—给水泵；11—高压加热器；12—循环水泵；
13—膨胀水箱；14—全钢制散热器；15—空冷塔；16—除铁器；17—发电机

在表面式凝汽器间接空冷系统回路中，由于冷却水水温变化幅度较大，致使系统里冷却水容积发生变化，故需设置膨胀水箱。膨胀水箱顶部和充氮系统连接，使膨胀水箱内水面上充满一定压力的氮气，即可对冷却水容积变化起到补偿作用，又可避免冷却水和空气接触，保持冷却水品质不变。

该系统采用自然通风方式冷却，钢制散热器水平安装在自然通风冷却塔内，其优点是节约厂用电，设备少，冷却水系统与汽水系统分开，两者水质可按各自要求控制，可以使机组在较低的背压下运行。缺点是空冷塔占地大，基建投资多，系统中需进行两次表面式换热，全厂热效率低，冷季必须注意散热器的防冻。

2.4 带表面式凝汽器及散热器垂直布置的间接空冷系统（以下简称 SCAL 型间接系统）

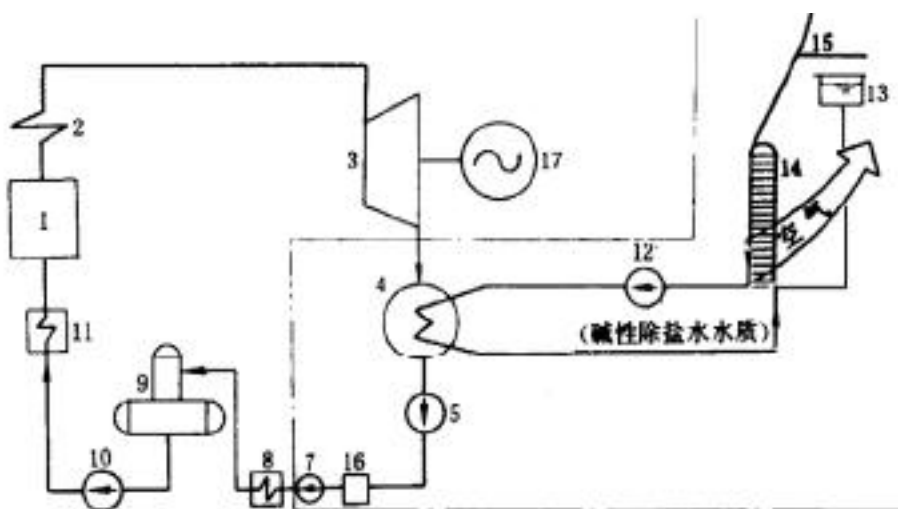
SCAL 型间接空冷系统为我公司的专利技术，由表面式凝汽器和在空冷塔底部垂直布置的铝管铝翅片散热器组成。该系统可近似看作是哈蒙式系统的凝汽器与海勒式系统的冷却塔组合而成。

SCAL 型间接空冷系统主要由表面式凝汽器、循环水系统、福哥型铝管铝翅片（或钢管钢翅片）散热器和空冷塔组成。其中在该表面式凝汽器内，由汽轮机排出的乏汽与冷却水进行表面式第一次换热，乏汽将热量传递给冷却水冷凝为凝结水，由凝结水泵送回到空冷机组的热力系统；冷却水受热升温后，通过循环水泵升压进入空冷塔周围垂直布置的福哥型铝管铝翅片散热器内，与环境空气进行第二次换热，冷却水将热量传递到空气中，使水温下降，再返回到表面式凝汽器

中冷却汽轮机的排汽，形成循环，其系统图如图 4 所示。

空冷散热器由外表面经过防腐处理的圆形铝管铝翅片（或钢管钢翅片）的管束所组成的 A 型排列的冷却三角组成，空冷散热器在塔外围垂直布置。循环冷却水系统是一个密闭的正压循环水系统，循环水水质为碱性除盐水，凝汽器为不锈钢管。间接空冷塔内还设置为了保持循环水系统水压稳定的补水系统、在空冷系统投运前将管道和散热器充满水的充排水系统，以及为了清洁的高压冲洗水系统等。

该系统既具有哈蒙式间接空冷系统冷却水系统和汽水系统分开，水质控制和处理容易的优点，又具有海勒系统空冷塔体型小，占地省，基建投资少的优点。



1—锅炉；2—过热器；3—汽轮机；4—表面式凝汽器；5—凝结水泵；6—凝结水精处理装置；
7—凝结水升压泵；8—低压加热器；9—除氧器；10—给水泵；11—高压加热器；12—循环水泵；
13—膨胀水箱；14—散热器；15—空冷塔；16—除铁器；17—发电机

3 空冷系统的特点

3.1 空冷电厂的总体特点

当发电厂采用空冷系统后，对整个发电厂的生产工艺流程有重大影响。空冷电厂的总体特点是指空冷系统对全厂的影响，可简述如下。

1、改变了厂址选择条件。空冷电厂全厂耗水率约为 $0.1 \sim 0.18 \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{GW}$ ），因而电厂厂址选择基本上不受水源的限制，避免了以水定厂址、以水定容量规模等问题。空冷电厂可建在缺水富煤的煤矿坑口或靠近电力负荷中心处。

2、节水效果明显。可以节约全厂耗水量的 80% 以上，是火电厂节水量最多

的一项技术。与此同时，缩小了电厂水源地建设规模，降低了取水、输水、水处理工程的投资费用。

3、空冷设备因其散热表面大，体积庞大，重量达数千吨，故价格昂贵，应列入电站四大设备（即锅炉、汽轮机、发电机、空冷设备）之一。

4、对环境的影响。由于空冷电厂没有逸出的水雾汽团，不发生淋水噪声，更没有循环水排污向天然水体的排放。但直接空冷电厂的风机群噪音对电厂周围有一定影响，但可控。

5、空冷电厂基建投资有所增加，全厂总投资约增加 5~15%。

6、空冷电厂的全厂热效率稍低，发电标准煤耗约增加 4~8%。

7、空冷电厂需具备较大施工组装场地，复杂的调试及完善的防冻措施。

8、空冷电厂（尤其是直接空冷系统）的带负荷能力受环境空气温度、风向、风速的影响大。

3.2 空冷系统的特点

3.2.1 空冷系统共同特点

1、空冷系统的换热特点都是低温位、小温差、特大散热量的空气冷却热交换。

2、空冷系统属密闭式循环冷却系统，对水质的要求严格。

3、空冷系统需配置高、中背压空冷汽轮机。

4、空冷系统的冷却性能均受环境条件影响很大，导致汽轮机背压变幅增大。空冷汽轮机设计背压比湿冷机组提高很多，背压运行范围也有所扩大，发电煤耗增多。

5、空冷系统的自动化程度远比湿冷系统复杂。

6、空冷系统的基建投资和年运行费用都高于湿冷系统。

3.2.2 不同空冷工艺系统特征

1、火电厂冷端换热

直接空冷的热交换一次完成排汽冷凝，即在空冷凝汽器内进行蒸汽的冷凝，属表面式换热；间接空冷的热交换两次完成，表面式凝汽器间接空冷系统第一次在表面式凝汽器里进行蒸汽的冷凝，属表面式换热；混合式凝汽器间接空冷系统第一次在混合式凝汽器里进行蒸汽的冷凝，属混合式换热。第二次在空冷塔内进

行冷却水的冷却，均属表面式换热。而后一次属密闭式循环冷却水系统，对水质要求很严格，一般采用高纯度除盐水。

从火电厂冷端换热角度分析，直接空冷有利。

2、系统内流动的介质

直接空冷系统内流动着饱和蒸汽。

表面式凝汽器间接空冷系统内流动着呈碱性的高纯度除盐水水质的冷却水。

混合式凝汽器间接空冷系统内流动着呈中性的高纯度除盐水水质的冷却水。

3、空冷系统的排空气方式

直接空冷系统的真空容积大，需设置抽真空系统，依靠真空泵将负压区域内的空气和不凝结气体抽出。

表面式凝汽器间接空冷系统的真空容积较小。稳压水泵通过塔内高位水箱向系统补水，从而维持系统内的冷却水在空冷散热器顶部压力恒定。该系统充水时，散热器内空气靠水压顶至排空气系统，然后排入大气。

混合式凝汽器间接空冷系统的真空容积小。系统内的冷却水在空冷散热器中以微正压运行，全靠水轮机的调压作用来保证。该系统在充水时，散热器内空气靠水压顶至排空气系统，然后排入大气。

4、热介质的出口温度的控制

直接空冷系统凝结水温的控制依靠改变风机的投运台数、调节风机转速控制空气量以及投运的冷凝段数。

间接空冷系统冷却水温的控制依靠空冷塔上百叶窗开度来控制进塔空气量以及改变投运的冷却段数。

5、凝结水处理

直接空冷系统和表面式凝汽器间接空冷系统都需设置凝结水除铁装置，直接空冷系统设有凝结水精处理装置。混合式凝汽器间接空冷系统不论单机容量大小，均要设置凝结水精处理装置。

6、变工况运行

直接空冷系统可随时调节风机运行台数与转速。

混合式凝汽器间接空冷系统和表面式凝汽器间接空冷系统均可通过改变扇形段投入的数量、调节百叶窗改变通过散热器的空气量、调节循环水泵台数改变

水量来适应热负荷、环境温度和環境風的变化，实现变工况运行。

7、空冷系统的防冻

直接空冷系统的防冻措施如下：（1）采用汽水顺流与汽水逆流相结合的 K-D 型结构和控制系统；（2）改变投运风机台数来调节进入空冷凝汽器的空气量；（3）在排汽管道的配汽管上，安装隔离的电动真空蝶阀，以适应冬季或低负荷运行工况时，适时关闭此阀，隔离部分冷凝段。

间接空冷系统的防冻措施如下：（1）控制自然通风空冷塔上百叶窗开度，调节进塔空气量；（2）空冷塔自身设有旁路，投运时使冷却水先走旁路，待水温升高后，再进入散热器；（3）当冷却水温降至极限值时，自动将系统内的水放水排空；（4）改变散热器的投运段数来调节水温。

4 空冷技术的应用概况和发展趋势

4.1 国外空冷技术应用概况

电厂采用空冷系统的最大优点是大量节水，缺点是一次性投资高、煤耗高，因此，它最适宜用在富煤缺水地区。空冷技术早在上世纪三十年代末即应用于火力发电厂，1938 年在德国北部玻特罗波地区投运了一台 1.5MW 直接空冷汽轮机组。五十年代匈牙利海勒教授提出采用混合式凝汽器和铝制散热器的间接空冷系统，英国的拉格莱电厂在一台 120MW 机组上投运了这种海勒式间接空冷系统。随着空冷技术的发展，又相继出现了应用表面式凝汽器和钢制散热器的间接空冷系统。1977 年在南非的格鲁特夫莱投产了一台 200MW 电站配表面式凝汽器及自然通风冷却塔。1978 年美国怀俄明州 Wyodak 电厂的一台 365MW 直接空冷机组投入运行，并经过了-40℃严冬和+45℃高温的考验。到八十年代末，应用这两种空冷系统的机组容量都达 600MW 级，并已在南非正常投运多台。例如：Matimba 电厂 6×665MW 直接空冷机组，Kendal 电厂 6×686MW 表面式凝汽器间接空冷机组，Majuba 电厂 3×665MW 直接空冷机组。

4.2 我国空冷技术应用概况

国内空冷技术研究工作开始于 60 年代，1966 年在哈尔滨工业大学试验电站的 50kW 机组上首次进行了直接空冷系统的试验，1967 年在山西侯马电厂 1.5MW 机组上进行了直接空冷系统的工业性试验，80 年代庆阳石化总厂自备电站 3MW 机组的直接空冷系统投运。国内大型空冷机组应用于 80 年代末期，1987 年、1988

年在山西大同第二发电厂投产两台 200MW 国产空冷机组，引进匈牙利海勒式间接空冷系统；1993 年内蒙丰镇电厂投产 4×200MW 空冷机组，采用海勒式间接空冷系统；1993 年、1994 年在山西太原第二热电厂投产两台 200MW 国产空冷机组，采用哈蒙间接空冷系统，拉开了我国大容量空冷系统国产化的序幕。

进入 21 世纪，我国迎来了采用空冷系统的新高潮。我公司设计的国内首台 600MW 直接空冷机组于 2005 年在山西大同二电厂投产发电，国内首台 600MW 间接空冷机组于 2007 年在山西阳城电厂投产发电。

我公司设计的 100MW 以上的空冷机组情况见下表。

表 4.2-1 我公司设计的空冷机组简介（部分）

序号	工程名称	规模或容量	正在进行或已完成
1	山西大同第二发电厂二期工程	2×600MW ACC	2005 年投产
2	山西大同第二发电厂三期扩建工程	2×660MW 超临界 ACC	2009 年投产
3	内蒙托克托电厂三期	2×600MW ACC	2006 年投产
4	内蒙托克托电厂四期	2×600MW ACC	2007 年投产
5	内蒙上都电厂一期	2×600MW ACC	2006 年投产
6	内蒙上都电厂二期	2×600MW ACC	2007 年投产
7	内蒙岱海电厂二期	2×600MW ACC	2007 年投产
8	内蒙古丰镇电厂三期	2×600MW ACC	2008 年投产
9	宁夏大坝电厂三期	2×600MW ACC	2009 年投产
10	大同煤矿集团塔山坑口电厂工程	2×600MW ACC	2008 年投产
11	大同煤矿集团轩岗坑口电厂工程	2×660MW 超临界 ACC	2009 年投产
12	山西兆光发电有限责任公司二期扩建工程	2×600MW ACC	2009 年投产
13	多伦年产 46 万吨煤基烯烃工程	2×100MW ACC	2007 年投产
14	同煤集团综合利用项目	4×50MW ACC	2006 年投产
15	燕山湖发电厂新建工程	2×600MW ACC	施工图阶段
16	内蒙古大唐国际克什克腾煤制气项目	2×100MW ACC	2010 年投产

序号	工程名称	规模或容量	正在进行或已完成
17	神华胜利煤电一体化电厂工程	2×660MW 超临界 主机：ACC 辅机冷却：机械通风间冷	施工图阶段
18	瑞光热电厂一期工程	2×300MW ACC	2011 年投产
19	山西右玉煤矸石发电厂工程	2×330MW 主机： ACC 小汽机：机械通风间冷	2011 年投产
20	山西阳城电厂二期	2×600MW 间冷	2007 年投产
21	神头发电有限责任公司“上大压小”工程	2×600MW 间冷、烟 塔合一	2013 年投产
22	国电新疆克拉玛依热电联产工程	2×350MW 自然通风 与机械通风相结合的 并列式间冷系统	2012 年投产
23	神华新疆准东五彩湾发电厂	2×350MW 间冷	2012 年投产
24	内蒙古康巴什热电厂	2×350MW 间冷	2013 年投产
25	同煤大唐热电工程二期	2×330MW 主机： ACC	2013 年投产
26	河北蔚州能源综合开发有限公司蔚县发电厂工程	2×600MW	施工图阶段
27	内蒙古大唐国际克什克腾电厂	2×1000MW 超超临界 ACC	初步设计阶段
28	魏家峁煤电一体化电厂工程	2×660MW 间冷	施工图阶段



照片 4-1 山西大同二电厂 $2 \times 600\text{MW}$ 直接空冷系统



照片 4-2 托克托电厂三期、四期 $6 \times 600\text{MW}$ 直接空冷机组



照片 4-3 南非 Kendal 电厂 $6 \times 686\text{MW}$ 哈蒙式间接空冷塔



照片 4-4 大同二电厂 $2 \times 200\text{MW}$ 海勒式间接空冷塔

山西阳城电厂二期工程 $2 \times 600\text{MW}$ 机组是表面式凝汽器与铝制散热器垂直布置的 SCAL 式空冷塔组合的间接空冷系统（见照片 4-5）。



照片 4-5 山西阳城电厂二期 $2\times 600\text{MW}$ 间接空冷塔

4.3 空冷技术的发展趋势

电站空冷技术的发展已有 70 余年的历史，经历了机组容量由小到大，技术由不成熟到成熟，应用地区由炎热的南非地区到寒冷的北半球地区，由不受重视到感到迫切需要的过程，其发展前景越来越广阔。同时，空冷技术的发展呈现出多样化的趋势。我国空冷机组的发展自从上世纪 80 年代到 90 年代投产了 8 台 200MW 间接空冷机组后，从 2002 年开始发展迅速，投产了从小到大各级别容量的直接空冷机组，可谓蓬勃发展。

近年来随着直接空冷机组的相继投产运行，遇到一些夏季运行背压偏高、对环境风比较敏感、夏季不能带满负荷等问题，以及节能减排的要求、煤价日益高涨的新形势，使间接空冷系统的优势又显现出来，空冷系统的方式呈现多元化发展的态势。

就直接空冷系统设备本身发展而言，仍保持排汽管道直径由小到大，翅片管由多排向单排，轴流风机直径由小到大的发展趋势。通风方式可能会出现机械通风和空冷塔自然通风两种并存的局面。

就混合式凝汽器的间接空冷系统设备本身发展而言，主要是随单机容量的增

加，混合式凝汽器向模块化组合大容积、空冷塔向大体积方向发展，但超临界机组的水质控制对该系统是个考验。目前国内陕西宝鸡电厂二期 2X600MW 超临界机组的带混合式凝汽器间接空冷系统已在 2011 年 2 月投运，运行效果还在观察中。

就表面式凝汽器的间接空冷系统而言，因其系统简化、运行操作方便、可靠性得到提高，自出现以来发展迅速，目前投运的单机容量最大的是南非肯达尔电厂的 6×686MW 机组。考虑到安全因素，该系统在内陆核电站建设中具有广阔的应用前景。我国 1994 年山西太原第二发电厂投产 2×200MW 哈蒙式间接空冷机组后，多年没有再建设常规哈蒙式间接空冷系统，直至我公司研究开发了由表面式凝汽器和垂直布置的铝管铝翅片散热器组成的 SCAL 型间接空冷系统，并成功运用在山西阳城发电厂二期工程 2×600MW 机组，使间接空冷系统的发展出现一个新局面，自此之后国内的间接空冷机组大多数采用这种新型间接空冷系统。且使空冷塔向多功能发展，即空冷塔、烟气脱硫系统、烟囱形成“三合一”的一体化装置。目前我公司设计的山西神头电厂 2×600MW 的间接空冷系统采用的就是烟塔合一的方式。

随着新疆等复杂气象条件区域建设空冷机组的需求，新型空冷系统不断发展以提高各种类型机组在不同气象条件下的适应性。正在建设中的国电新疆克拉玛依热电厂，采用了我公司提出的“热电厂并列配置间接空冷系统”，对解决克拉玛依冬季严寒，夏季高温、大风等复杂气象条件和运行条件下热电厂空冷系统的合理配置提供了整体解决方案。该系统降低了环境风速、风向、温度对冷却系统的影响，具有防冻措施可靠、运行灵活、布置方便、节约投资的特点，是某些复杂气象条件下热电厂空冷系统的一种量身定制的方案。

混合通风直接空冷系统和间接空冷系统也是最新发展的新型空冷系统，其特点是，在自然通风空冷塔的底部加装风机，采用自然通风和机械通风相结合的办法，极大地提高了通风能力和抵御环境大风的能力。特别对于环境风速较高的地区建设百万级间接空冷机组，可以降低冷却塔的高度，避开建设特大型塔的难题，具有一定的技术优势和经济优势。同时，由于通风特点其负荷稳定性较高，用于内陆核电站比常规间接空冷系统具有更大的优势。

5 空冷系统的构成与设备

5.1 直接空冷系统的构成与设备

直接空冷系统，即汽轮机排汽直接进入空冷凝汽器，其冷凝水由凝结水泵排入汽轮机组的回热系统。自汽轮机低压缸排汽口至凝结水泵入口范围内的设备和管道，主要包括：

5.1.1 排汽管道

对大容量空冷机组，排汽管道直径比较粗，南非 Matimba 电站 665MW 直接空冷机组为 2 缸 4 排汽，采用 2XDN5000 左右直径管道排汽，目前国内几个空冷电站设计情况来看，300MW 机组排汽管道直径在 DN5000 多，600MW 机组排汽管道在 DN6000 左右。

大直径管道的壁厚优化和制造是难点，该管道系特大直径薄壁钢管，沿地面敷设或高位布置，在钢管外侧设有加固圈以增加其刚度。在整个管系上设有大直径的补偿器以补偿三维空间的热位移。在管系转角处，于钢管弯头内侧设导向叶片，使汽流转弯时能均匀流过，减少压降。该管道内侧因其为负压在与阀门连接时必须用焊接结合，并经严密性检查验收合格，以确保整个管系的严密性。

5.1.2 空冷凝汽器

空冷凝汽器一般布置在主厂房 A 列柱外侧，紧靠汽机房的室外露天并有一定高度的平台上。该系统呈负压，气密性要求极为严格，多呈人字型倾斜式布置，以立管方式进汽、出水。

(1) A 型架构：

一般单排管为钢管铝翅片，钎焊在大直径矩形椭圆管上；双排管束由钢管钢翅片所组成，为防腐表面浸锌。它上端同蒸汽分配管焊接，下端与凝结水联箱联结。每 8 片或 10 片构成一个散热单元，每个单元的管束为 59.50—60.50 角组成 A 型架构。

(2) 冷却元件：

冷却元件即翅片管，它是空冷系统的核心，其性能直接影响空冷系统的冷却效果。对翅片管的性能基本要求：

- a. 良好的传热性能；
- b. 良好的耐温性能；

- c. 良好的耐热冲击力;
- d. 良好的耐大气腐蚀能力;
- e. 易于清洗尘垢;
- f. 足够的耐压能力, 较低的管内压降;
- g. 较小的空气侧阻力;
- h 良好的抗机械振动能力;
- i. 较低的制造成本。

目前可供电厂选用的空冷凝汽器有单排管、双排管、三排管等型式。

单排管空冷凝汽器采用钢覆铝管钎焊铝翅片结构, 单排扁平管规格为 $216 \times 16\text{mm}$, 壁厚为 1.5mm ; 翅片规格为 $190 \times 19\text{mm}$, 壁厚为 0.25mm , 翅片间距 2.3mm 。

双排管空冷凝汽器采用矩形碳钢翅片嵌套在椭圆碳钢基管结构, 通过热浸锌使翅片和基管结合在一起, 椭圆管规格为 $100 \times 20\text{mm}$, 壁厚为 1.5mm ; 翅片规格为 $119 \times 45\text{mm}$, 厚度为 0.35mm , 翅片间距 $4/2.5\text{mm}$ 。

三排管空冷凝汽器采用碳钢翅片缠绕在椭圆碳钢基管结构, 通过热浸锌使翅片和基管结合在一起, 椭圆管规格为 $71.8 \times 20.8\text{mm}$, 壁厚为 1.5mm ; 翅片规格为 $95 \times 46.7\text{mm}$, 厚度为 0.35mm , 翅片间距 $4/3/3\text{mm}$ 。

冷却元件各有特点, 单排管防冻特性优于双排管, 多排管随迎面风速的增加换热性能增加明显。

(3) 散热单元布置

每台机组布置成垂直、平行汽机房方向有列、行之分。**300MW** 机组布置 **6** 列 **4** 行或 **5** 行, 为 **24** 或 **30** 个单元; **600MW** 机组布置 **8** 列 **7** 行或 **8** 行, 有 **56**、**64** 个散热单元。

散热单元有顺流和逆流单元之分。其顺流是指明蒸汽自上而下, 凝结水也是自上而下, 当顺流单元内蒸汽不能完全冷凝, 而剩余蒸汽在逆流单元冷凝, 在这里蒸汽与冷凝水相反方向流动, 即蒸汽由下而上, 水自上而下相反方向流动。

众所周知, 机组运行蒸汽内总是有不可凝气体随蒸汽运动, 设置逆流单元主要是排除不可凝气体和在寒冷地区可以防冻。

在寒冷地区, 顺、逆流单元面积比, 约 **3~5 : 1**, 单元数相比约 **2. 5 : 1**。在 **600MW** 机组的散热器每列是 **2** 组逆流单元, 而在 **300MW** 机组的散热器每列

是 1 组逆流单元。每台机组顺、逆流单元散热面积之和，为散热总面积。这面积为渡夏要求有一定裕量，因为管束翅片上实际沾污要比试验值大、大风地区瞬间风速高于 4. 0m / s、管束机械加工质量缺陷，尤其电厂投产后温度场变化，其温度要比气象站所测温度高出 2. 0℃ 以上，这些问题应引起重视。

5.1.3 凝结水系统

冷却单元下端集水箱，从翅片管束收集的凝结水自流至平台地面或以下的热井，通过凝结泵再将凝结水送往凝结水箱并送回热力系统。

5.1.4 抽真空系统

在逆流单元管束的上端装置排气口，与设置的真空泵相联。真空泵的运行分运行和启动两个工况。启动抽气要求的时间短，300MW 机组的系统容积大约 5300m³，抽气同时在降背压，使之接近运行背压，时间约 40 分钟。抽气系统也是保证系统背压的主要因素。

5.1.5 供气系统

直接空冷系统散热目前均采用强制通风，大型空冷机组宜采用大直径轴流风机，风机可为单速、双速、变频调速三种。根据工程条件可选择任一种或几种优化组合方案。就目前国内外设计和运行经验，在寒冷地区或昼夜温差变化较大的地区，采用变频调速风机有利于变工况运行，同时也可降低厂用电耗。为减少风机台数，通常采用大直径轴流风机，直径达 9. 14m、9. 75m；减速齿轮箱易发生漏油和磨损，目前以采用进口设备比较安全；变频调速器国内已有合资公司，比进口设备造价有较大幅度的降低；为降低噪音，风机叶片的选型很重要，叶片材质为玻璃钢，耐久性强，不宜破损。

近年来，国内直接空冷电站对风机所产生的噪音日益严格，按照厂界噪声标准三类标准要求距空冷凝汽器平台 150m 处的风机噪音声压水平，白天不得超过 65dB(A)，夜间不得超过 55dB(A)，风机选型一般是低噪音或超低噪音风机。

5.1.6 清洗装置

散热器单元都要装配清洗泵，用以清除翅片管上的污垢，如大风产生的杂物、平时积累的灰尘等。清洗有高压空气或高压水，后者优于前者，高压水泵的压力在 130ram(大气压)，10t/h。一般每年在度夏前清洗一到两次。

5.1.7 自控系统

直接空冷系统的运行受环境温度、大风、机组负荷等因素变化影响较敏感，并且变化频次也较多，自控系统对空冷凝汽器的安全、经济运行必须对空气流量和蒸汽流量进行控制。

5.1.8 直接空冷支撑结构

支撑结构是直接空冷装置的主要承重设备，上部为钢桁架结构，下部为钢筋混凝土支柱和基础，结构体系庞大，受各种荷载作用复杂。国外对此已经有了成熟的设计制造经验。目前国内针对大型直接空冷机组支撑结构方面的研究已做了大量工作，完成了大量的工程设计，但对支撑结构设计的优化还有大量工作要做。

5.2 间接空冷系统的构成与设备

间接空冷系统，即汽轮机排汽进入凝汽器由循环水进行凝结，循环水受热后经循环水泵升压进入自然通风间冷塔由空气冷却，冷却后的循环水再回至凝汽器形成闭式循环。主要包括：

5.2.1 空冷散热器循环水系统

间接空冷循环供水系统一般采用单元制，每台机组配 2 或 3 台循环水泵，每台机组采用 1 座自然通风双曲线型冷却塔；每台机组采用供、回水循环水管道各 1 条。

1) 冷凝设备

混合式凝汽器间接空冷系统的冷凝设备为水冷型混合式凝汽器，一般布置在主厂房内汽轮机尾部的底层上。该凝汽器系汽水直接接触混合式热交换器，器内有八个水位需要自动控制。

表面式凝汽器间接空冷系统的冷凝设备为水冷型表面式凝汽器，一般布置在主厂房内汽轮机尾部的底层上。该凝汽器系汽水间进行隔壁式热交换器，要求配备不锈钢的冷凝管作为热交换管材。

2)、冷却设备

混合式凝汽器间接空冷系统的冷却设备为在空冷塔底部外侧四周装有竖直布置的全铝制空冷散热器（园形铝管、矩形铝翅片、管内外整体做防腐处理）的自然通风空冷并以立管方式进水、出水。

表面式凝汽器间接空冷系统的冷却设备为在空冷塔内装有卧式布置的全钢制空冷散热器（椭圆形钢管、矩形或椭圆形钢翅片、整体热浸锌）的自然通风空冷塔并以卧管方式进水、出水。

3)、循环水泵

混合式凝汽器间接空冷系统采用的循环水泵与水轮机组，一般布置在凝汽器的下游、主厂房披屋。该泵吸入侧为负压，出口侧为正压。表面式凝汽器间接空冷系统采用的循环水泵，原则上可在系统里任意位置布置，一般设独立的间接空冷循环水泵房，布置在空冷塔附近。该泵吸入侧为正压，出口侧也为正压；消耗功率小、泵坑浅。

4)、管道系统

间接空冷系统的管道都选用低压焊接管道。该管道系大直径薄壁钢管，多沿地下敷设，在钢管外侧设有许多加固刚性环，管道与阀门间用法兰连接。

5.2.2 空冷散热器充水排水系统

在空冷系统投运前，需将其管道及散热器中充满水，停运、检修亦需将系统水放空。充水、排水系统由地下贮水箱、输水泵、充水管道和阀门组成。贮水箱布置在空冷塔内地面以下，地下贮水箱的容积可满足所有冷却散热器段放空后储水的要求。输水泵采用潜水泵，安装在贮水箱内。

5.2.3 补水稳压系统

为了保持循环水系统内的水压稳定，维持正常的水循环，空冷塔内设置稳压补水系统。每台机组设置 1 套稳压系统，该系统由稳压泵、高位水箱以及连接管道组成。补水来自化学的除盐水，每台机组设置 $2 \times 100\%$ 容量的稳压泵。

在散热器上部设置高位膨胀水箱，每台机组 1 座。稳压泵布置在地下贮水箱中，水泵根据高位水箱的水位自动控制补水。

5.2.4 散热器清洗系统

每年应冲洗空冷散热器外表面 1~2 次，将沉积在空冷散热器翅片间的灰、泥垢清洗干净，保持散热器良好的散热性能。每座空冷塔内设置 1 套清洗系统，包括 1 台清洗水泵和不锈钢清洗水环管，清洗水环管设置在空冷塔内冷却三角的下面。

5.2.5 供气系统

间接空冷系统的通风方式，都采用双曲线型自然通风的空冷塔，利用高大通风筒内外空气密度差形成的抽力使空气流通。近年来，也有在小容量机组或小汽机冷却上采用机械通风方式的间接空冷系统。

5.2.6 排气系统

间接空冷系统若采用全铝制翅片管热交换器，无需采用充氮系统。热交换器所采用的排气系统可以保证管束的正常排气。空冷塔中每个扇段管束的排气共用一根扇段排气立管。每个扇段分别有其自己的排气系统。

扇段立管的高度可以防止在系统稳定正常的运行状态下冷却水的流失，同时将空气排入大气。扇段的排气系统在扇段对外排气过程中为自排式。

6 空冷系统的主要设计参数及优化

6.1 初始温差

1) 初始温差的概念

初始温差 ITD(Initial Temperature Difference)是指在设计工况下热介质的温度与环境空气温度之差。

在直接空冷系统中，ITD 值的定义是汽轮机排汽压力的饱和蒸汽温度 t_c 与环境空气干球温度 t_a 之差，即 $ITD = t_c - t_a$ 。

在两种间接空冷系统中，ITD 值的定义是冷却塔入口温度 $tw1$ 与环境空气干球温度 t_a 之差，即 $ITD = (t_c - \delta t) - t_a = tw1 - t_a$ 。(式中 δt 称为传热的温度端差。在混合式凝汽器中 δt 值约为 $0.5 \sim 3^\circ\text{C}$ ，在间接式凝汽器中 δt 值约为 $3 \sim 5^\circ\text{C}$)。

2) 初始温差的意义和优化的目的

空冷系统初始温差的意义，在于由它来决定汽轮机尾部参数和空冷装置散热器的面积等参数。设计条件下的 ITD 值就是经过优化确定的汽轮机额定背压所对应的汽轮机低压缸排汽温度与设计气温的差值。从上式可以得出 $t_c = ITD + t_a$ ，即当环境气温 t_a 一定时， t_c 仅取决于 ITD。由于汽轮机排汽系饱和蒸汽，其排汽压力 P_c 为饱和蒸汽温度 t_c 的单值函数。所以，ITD 确定后，汽轮机的设计背压 P_c 即确定了。

因此，ITD 是空冷系统的一个重要的设计参数，对 ITD 值进行优化，即是空冷系统的优化，它基本上反映了空冷系统投资和运行费用的关系。在汽轮机尾部的散热量和设计空气温度一定时，初始温差越大，则汽轮机背压越高，空冷装置的尺寸越小，空冷系统的初投资减少，运行费用增加；相反，初始温差越小，则汽轮机背压越低，空冷装置的尺寸越大，空冷系统的初投资增加，运行费用减少。

由于空冷系统的投资很大，若单纯考虑降低空冷系统的投资，取大的 ITD 值，把汽轮机排汽压力提的很高，将使发电煤耗增加过大，也降低了电厂循环效

率，还可能存在机炉匹配的问题，不可取。反之，若单纯考虑提高电厂热效率，取小的 ITD 值，选择较低的排汽压力，将会增加空冷系统的造价，增大电厂的初投资，也不可取。因此应将能量利用和空冷系统的投资合理地匹配，达到最佳的经济效益，这就是优化的目的。

3) 初始温差的影响因素和优化原则

ITD 值实际上就是空冷凝汽器的散热能力，它反映了空冷系统的规模。影响 ITD 值优化的因素主要有：

- 机组的年利用小时数；
- 当地的燃料价格和电价；
- 空冷系统主设备价格与维修率；
- 不同背压汽轮机的热耗与微增功率；
- 厂址的气象条件---环境温度、风速、风向等；
- 工程的贷款利率、投资回收率等金融参数。

当汽轮机额定出力和环境温度一定时，若 ITD 不同，汽轮机的排汽压力不同，因而汽轮机的热耗、年发电量以及空冷系统的投资也不同。最佳 ITD 的确定，通常采用“年总费用最小法”，即根据工程的当地气象条件和厂址条件、电厂运行特点和其它实际情况，以空冷系统 ITD 为变量，以年总费用为目标函数，进行多方案比较，初选出多种可能实施的方案，按动态经济规律将每个方案的初投资在经济服务年限内等额均摊得到年费用，然后再算出每个方案的发电量，将投资的年费用与发电量差额折算的费用相加，年总费用最小值即为最佳方案和相应最佳的 ITD。

在设计条件下，对 ITD 值的优化，既要考虑技术经济的合理性，还要考虑工程实际的需要。有时，ITD 的优化值不一定是最佳 ITD 值。在严重缺电地区，强调多发电，ITD 值宜取较低的数值；若强少调投资，ITD 值可确定得大些；在矿区建设电厂，燃料价格比较便宜，ITD 值可取较高的数值。此外还与电厂在电力系统网络中所处地位和承担的年负荷等都对 ITD 的优化有很大影响。如对于担当调峰负荷的空冷电厂，ITD 就可选择得大些；对于担当基本负荷的空冷电厂，ITD 就可选择得小些；承担夏季负荷高峰的空冷电厂，ITD 就可选择得小些，而承担冬季负荷高峰的空冷电厂，ITD 就可选择得大些。最终应根据优化结果并结合工程的实际情况选定一个适合该工程的最佳值。

目前我国机械通风直接空冷系统电厂在北方寒冷的气象条件下优化的 ITD 值一般在 $35\sim 42^{\circ}\text{C}$ 范围内，两种自然通风间接空冷系统在北方寒冷的气象条件下优化的 ITD 值一般在 $27\sim 35^{\circ}\text{C}$ 范围内。随着煤价和电价提高以及大型空冷系统国产化后空冷设备价格的降低，优化的 ITD 值会越来越趋向更小的数值，即空冷系统的规模会越来越大。

6.2 设计气温

空冷电厂设计温度的确定有着重要的意义，当优化确定空冷系统的 ITD 值后，确定了设计气温也就确定了设计背压。合理的设计背压会正确指导汽轮机的选型，给电厂带来可观的经济效益。

在空冷汽轮机及其排汽冷却系统的设计中，合理选取当地大气温度（均指干球温度）的某一个代表值称为设计气温。选取设计气温不仅要有翔实、可靠能代表电厂厂址气象特征的多年气象资料，而且还应综合考虑装机性质、燃料价格、气候变化趋势等多种因素。空冷电厂设计气温的确定方法主要有以下四种：

1) 年平均气温法：将典型年 8760 小时的气温值按由高到低分类排队，制成典型年的小时气温统计表，然后绘制典型年的小时气温历时频率曲线，在此曲线上取出正负两者面积相等的点对应的气温为设计气温。

2) 6000 小时法：在典型年的小时气温统计表上找出 6000 小时(从低到高排列的气温)所对应的气温为设计气温。

3) 5°C 以上平均气温法：在典型年的小时气温统计表上从 5°C 开始直到最高值取其加权平均值为设计气温(5°C 以下按 5°C 计算)。

4) 30% 频率曲线法：典型年的小时气温历时频率曲线图上的 30% 的点对应的气温为设计气温(实际与 6000 小时法基本相同， $2760/8760=31\%$)。

汽轮机在设计背压的工况也称为经济工况，也就是说汽轮机应尽可能在这个工况运行。所以机组设计背压应该接近全年平均运行背压，对应的设计气温应该是年平均气温。但是机组运行时受到防冻和阻塞背压的限制，在某一温度下的低温已经没有利用价值，也称为无效低温，此时不管温度再低，机组也只相当于在某一温度下运行，那么实际的全年平均气温就与机组实际运行的平均气温不同。

设计气温应该是机组实际运行的年平均气温，从空冷系统防冻和阻塞背压角度考虑，在相当于 5°C 时不会产生冻结问题，在 5°C 时汽轮机已经基本在阻塞背压下运行，再低的气温也不可能增加机组的出力。因此以 5°C 以上(5°C 以下按 5°C

计算)全年加权平均气温法的统计结果作为空冷机组的实际年平均运行气温。

6.3 空冷系统的汽机背压

根据国家标准《大中型火力发电厂设计规范》(GB50660——2011)规定:“直接空冷系统机组的额定背压应为设计气温与经优化计算确定的初始温差之和对应的饱和蒸汽压力,间接空冷系统机组的额定背压计算还应包括凝汽器的端差。”

不难看出,湿冷汽轮机设计背压的确定是以水温选择和循环水系统方案优化为前提的。在我国常规湿冷汽轮机的参数系列中,背压变化不大。比照常规湿冷汽轮机,空冷汽轮机设计背压的确定亦应以环境空气温度选择和空冷系统方案优化为前提,但其值的变化范围较大。对于空冷汽轮机,目前我国还没有系列参数的设计标准,其设计背压亦不能便捷地选定,必须与空冷系统的设计密切结合来考虑。

空冷机组背压的选择和确定是空冷机组设计的关键问题之一,是业主、制造厂家和设计单位所关心的重要技术问题之一。要充分考虑影响运行背压的多种外部因素,如汽轮机进(排)汽量、排汽冷却能力、环境温度等,必须通过综合优化选定设计背压。

排汽背压所对应的排汽温度是由 ITD 值和设计气温所确定的。因此,当确定了设计气温和 ITD 值后就确定了设计背压(间接空冷系统还需确定凝汽器面积和端差)。寒冷的地区宜采用较低的设计背压,相对不太寒冷的地区宜采用较高的设计背压。

6.4 迎面风速

迎面风速是整个空冷系统优化中一个非常重要的参数,对于直接空冷系统它直接关系到风机的选型,对于间接空冷系统它关系到空冷塔的塔型和风量,从而影响到 ITD 值及设计背压的优化选取。

对于直接空冷系统,迎面风速高,散热效果好,空冷凝汽器散热面积可以减小,但对同直径的风机而言,风机的风量增大,转速提高,噪音也随之升高。反之,降低空冷凝汽器迎面风速,风机风量减少,转速降低,噪音随之降低,但空冷凝汽器面积要增大。同时,迎面风速过小,对抗外界风干扰的能力也下降,因而不宜选择过低的迎风面风速。优化过程中应该综合考虑各方面的因素,在取得最优的散热面积的情况下,在满足夏季满发要求的前提下,选取最佳的迎面风速,

以指导风机的选型。直接空冷系统的迎面风速的取值范围：一般在 1.8~2.5m/s 之间，单排管宜采用较小的迎面风速，多排管可采用相对较高的迎面风速。

对于间接空冷系统，通过空冷散热器的迎面风速是整个间接空冷系统优化中一个非常重要的参数，它直接影响散热器的散热面积和空冷塔的塔型。较低的迎面风速，需要的散热器面积较大，塔的底部直径较大，所需要散热器和百叶窗所需阻力较小，则所需空冷塔的抽力较小，空冷塔高度较低，空冷塔塔型为低胖型空冷塔；越高的迎面风速，需要的散热器面积较小，塔的底部直径较小，所需要散热器和百叶窗所需阻力较大，则所需空冷塔的抽力较大，空冷塔高度较高，空冷塔塔型为高瘦型空冷塔。空冷塔塔型除受通过散热器的迎面风速影响外，受当地风压影响较大，如果电厂所处地区风压较高，不宜建设高瘦型空冷塔。间接空冷系统的迎面风速的取值范围：一般在 1.5~2.2m/s 之间。

7 空冷系统的方案设计及选型案例

以某 2×350MW 超临界机组为例，简述直接空冷系统和间接空冷系统的优化设计方案，以及通过技术经济比较进行系统选型。

7.1 工程基础资料

7.1.1 气象参数

大气压力：	934.3hPa
厂址海拔高度：	548.00~542.00m
年平均气温：	7.4℃
极端最高气温：	41.6℃
极端最低气温：	-36.6℃
年平均相对湿度：	58%

7.1.2 汽轮机排汽参数

汽轮机主要特性数据见表 7.1-1 和表 7.1-2。

表 7.1-1 汽轮机各工况特性数据表（电泵方案，适用于直接空冷系统）

	THA 工况	TRL 工况	TMCR 工况	VWO 工况	额定抽汽 供热工况	最大供热 抽汽工况
汽轮机背压 (Kpa.a)	13	30	13	13	13	13
汽轮机排汽量 (t/h)	672.444	723.475	711.653	741.633	337.447	277.447
汽轮机排汽焓 (KJ/Kg)	2440.2	2537.2	2434.6	2430.5	2535	2557

表 7.1-2 汽轮机各工况特性数据表（汽泵方案，适用于间接空冷系统）

	THA 工况	TRL 工况	TMCR 工况	VWO 工况	额定抽汽 供热工况	最大供热抽 汽工况
汽轮机背压 (Kpa.a)	12	28	12	12	12	12
汽轮机排汽量 (t/h)	623.5	663.5	663.79	686.4	329.06	206.29
汽轮机排汽焓 (KJ/Kg)	2431.8	2527.9	2424.9	2421.5	2487.2	2560
小汽机背压 (Kpa.a)	13.5	29.5	13.5	13.5	13.5	13.5
小汽机排汽量 (t/h)	61.76	79.37	65.97	68.36	69.56	77.22
小汽机排汽焓 (KJ/Kg)	2525	2605.2	2515.5	2510.4	2515.3	2510.1

7.2 空冷系统优化推荐方案

为了确定工程空冷系统方案，根据国内外有关直接空冷系统和间接空冷系统实际应用情况，结合工程特点，分别对两种空冷系统进行优化计算，计算出各方案的年固定投资费用及年运行费用，从而得出空冷系统的年总费用，取年总费用最低的空冷系统方案既为推荐方案。

由于该工程的煤价和上网电价都非常低，故不论直接空冷系统还是间接空冷系统，都遵循以下规律：既空冷散热面积越小、空冷系统投资越少、系统背压越高、年费用就越小。因此各方案均以满足夏季 TRL 工况下机组运行背压作为校核条件确定推荐方案。

各空冷系统的推荐方案如下。

7.2.1 直接空冷系统方案

推荐的直接空冷系统方案主要设计参数为：

设计气温：	16℃
设计背压：	13.0kPa
夏季满发气温：	33℃
汽轮机满发背压：	30kPa
空冷凝汽器迎面风速：	2.3m/s
空冷凝汽器迎风面积：	7057m ²
空冷凝汽器总散热面积：	868064m ²
空冷凝汽器基本单元：	30 个
空冷风机直径：	Ø9.144m
空冷风机数量：	30 台
单台风机的功率：	132kW
设计初始温差（ITD）：	34.64℃

风机参数：

	顺流	逆流
型号：	低噪音、超宽叶片系列	低噪音、超宽叶片系列
风机台数（台）：	24	6
风机直径（m）：	9.144	9.144
风机风量（m ³ /s）：	516	516
风机轴功率（kW）：	90.1	90.1
风机静压效率（%）：	~60	~60

7.2.2 自然通风间接空冷系统方案（一机一塔）

推荐的自然通风间接空冷系统方案主要设计参数为：

设计气温：	16℃
设计背压：	12.0kPa
夏季满发气温：	33℃
汽轮机满发背压：	28.0kPa

空冷系统设计散热量:	500.58MW
设计初始温差 (ITD) :	27.32℃
循环水流量:	40137 m ³ /h
空冷散热器形式:	铝管铝翅片
扇段数:	6 个
冷却三角数:	138 个
冷却三角有效高度:	20m
每一冷却三角迎风面积:	47.7m ²
每一冷却三角翅片管面积:	3976.5m ²
每一冷却三角迎面风速:	1.65m/s
空冷散热器总散热面积:	1097517m ²
空冷塔总风量:	23244.35m ³ /s
空冷塔散热器外缘直径:	108.8m
空冷塔零米处直径:	102.3m
空冷塔喉部直径:	61.4m
空冷塔出口直径:	66.8m
空冷塔进风口高度:	23.8m
空冷塔喉部高度:	97.2m
空冷塔总高:	135.0m

7.3 空冷系统技术特性比较

直接空冷系统、自然通风间接空冷系统从技术特性上看各有优缺点，所以必须从工程实际出发，通过对各空冷系统的安全性和经济性做出科学的比较，才能选择出适合本工程的空冷系统。该工程每台 350 MW 空冷机组采用各空冷系统主要设计参数对比表见表 7.3-1，技术特性比较见表 7.3-2。

表 7.3-1 本工程空冷机组配置不同空冷系统的设计参数比较

序号	比较项目	直接空冷系统	间接空冷系统
1	给水泵方案	电泵	汽泵
2	设计气温 (℃)	16.0	16.0

序号	比较项目	直接空冷系统	间接空冷系统
3	设计背压 (kPa)	13.0	12.0
4	夏季满发气温 (°C)	33	33
5	夏季满发背压 (kPa)	30	28
6	设计散热量(MW)	415	500.58
7	初始温差 ITD (°C)	34.64	27.32
8	总散热面积 (m ²)	868064	1097517
9	设计迎面风速(m/s)	2.3	1.65
10	冷却水量 (m ³ /h)	----	40137
11	总占地面积 (公顷)	1.1	4.9

注：间接空冷系统设计散热量包含小汽轮机排热量。

表 7.3-2 空冷系统技术特性比较表

序号	比较项目	直接空冷系统	自然通风 间接空冷系统
1	占地面积	直冷系统空冷凝汽器高架布置在主厂房 A 列外场地上, 2 台机空冷凝汽器平台平面尺寸约长×宽=153.6×62.45m ² 。空冷凝汽器平台下面可以布置变压器、出线架构等设施。	每台机配置 1 座空冷塔, 空冷塔底部(散热器外缘)直径约为 108.8m, 每台机组比直冷多占地约 4500m ² 。加上两塔间需脱开约 54m 的距离, 2 台机比直接空冷平台多占地约 3.8 公顷。
2	防冻性能	直接空冷系统采用适当的顺逆流比例配置, 在低气温和低负荷工况下, 能有效地防止蒸汽过冷却和凝结水结冰, 避免空冷凝汽器损坏; 大直径轴流风机采用调频电机, 通过程序控制风机, 调节空冷凝汽器的进风量, 达到防冻的目的; 关闭直接空冷凝汽器的排汽隔离阀, 这对隔离阀关阀密闭性要求较高。国内已有直接空冷机组在寒冷地区成功运行的经验。	自然通风表面式间接空冷系统在空冷塔进风口装设百叶窗及启闭执行机构, 并用程序控制百叶窗开启角度调节进风量。冬季可以通过控制百叶窗的开度来调节循环水系统的水温, 达到防冻的目的。国内山西、内蒙地区已经运行的 200MW、300MW 间接空冷系统均成功的度过了严寒, 运行正常。并已有 600MW 大型间接空冷系统的运行经验。
3	噪声问题	空冷凝汽器平台距周围 150~200m 处噪音控制在 55 分贝左右, 满足环保要求。同时可以采用低噪音轴流风机、降低空冷凝汽器的迎面风速等措施降低风机的噪音, 必要时还	自然通风间接空冷塔基本无噪声, 能够满足环保要求。

序号	比较项目	直接空冷系统	自然通风 间接空冷系统
		需在电厂围墙外设置防噪音距离。	
4	运行检修	直接空冷系统简单，设备少，控制系统也不复杂，运行调整比较简便。但大型轴流风机多，所以检修维护工作量略大，但不频繁。	自然通风表面式凝汽器间冷系统由于增加了中间的冷却环节，所以系统比较复杂，设备较多，检修工作量与直冷系统相当。
5	夏季热风	直接空冷机组存在着夏季热风再回流的影响。国内外均出现过夏季因热回流造成机组跳闸的现象。	调节空冷塔进风口的百叶窗，可以减少大风对空冷系统的影响。夏季防范热风的能力强于直接空冷。
6	整体布置	为了减少夏季热风对空冷系统的影响，空冷平台布置时对炉后来风应尽量避免开热季的主导风向	空冷机组主厂房的布置方位受风向的影响较小。

7.4 空冷系统经济性比较

根据本工程建厂条件和气象条件，结合电厂当地的气象条件进行综合效益分析，以电厂发电收益及安全运行作为优化目标，经过各空冷方案的优化和比较，对直接空冷系统、自然通风间接空冷系统做初步的经济比较。

表 7.4-1 2×350MW 机组各空冷系统经济性比较

序号	项目	单位	直接空冷系统	间接空冷系统
一	投资比较			
1	空冷设备投资	万元	25706	30978.6
2	总占地面积	公顷	1.1	4.9
3	占地投资	万元	82.40	367.04
4	可比投资合计	万元	25788.40	31345.64
5	可比投资差	万元	0	5557.24
二	年固定投资费用	万元	3029.11	3681.86
1	年固定投资费用差	万元	0	652.75
三	年运行成本比较			
1	年维修费用	万元	642.65	774.465
2	机组供电标煤耗	g/kW·h	314.40	308.00
3	年总发电量	GWh	3850	3850
4	年耗标煤量	t	1210440	1185800
5	年耗标煤费用	万元	33892.32	33202.4
6	年运行费用	万元	34534.97	33976.865
7	年运行费用差	万元	0	-558.105
四	年总费用			
1	年总费用	万元	37564.08	37658.72
2	年总费用差	万元	0.00	94.65

注：1、各空冷系统根据经验均不同程度考虑了大风、辐射热、污垢等因素对背压、煤耗的影响。

2、标煤价 280 元/吨，地价 50000 元/亩。

3、年利用小时数 5500 小时，经济运行年限 20 年，投资回收率 10%，维修费用率 2.5%。

4、年运行费用即空冷系统厂用电，直接空冷系统为直接空冷系统风机；间接空冷系统为循环水泵。

由以上各表可知，间接空冷系统的设备投资及占地均大于直接空冷系统投资，间接空冷系统较直接空冷系统运行费用低。

由于直接空冷系统采用的电泵方案，且高温大风的影响较大，使供电煤耗比间接空冷系统多出约 6.4g，当煤价达到 300 元/吨时，煤耗所增加的运行费用使间接空冷系统的优势就显现出来，如煤价再上涨则年总费用的差值会进一步降低。

7.5 综合分析

1) 通过以上的技术经济比较,技术上两种方式各有特点,直接空冷方案系统简单,占地面积小,间接空冷方案的厂用电率、煤耗低;经济上间接空冷初投资高,运行费用低;两个方案比较年总费用基本相当。

2) 该工程含税标准煤价格为 280 元/吨,同类工程相比燃料价格较低。随着电煤燃料价格上涨趋势,直接空冷系统节约的运行费用会进一步增加,间接空冷的优势会更加显现。

3) 该工程所处地区具有明显的大陆性季风气候特征,全年平均风速大于 3.0m/s,直接空冷受气候季风影响较大,间接空冷影响较小。

4) 在冬季防冻方面,由于直接空冷机组隔离阀泄漏和冬季风造成的局部过冷的风险,极大地增加了直接空冷系统防冻的难度。同理,对自然通风间接空冷系统,在采取切除部分冷却扇段,关闭百叶窗的措施后,仍存在循环水流速过低,百叶窗关闭不严引起冻害的风险。因此无论采用哪种空冷系统,其冬季防冻问题的解决还主要取决于系统运行的管理水平和经验。

总之,通过以上综合论述,虽然间接空冷的投资较高,但从长期运行的角度分析厂用电率低、煤耗低,运行费用低,以及考虑煤价上涨因素等等,间接空冷方案优于直接空冷。

8 空冷系统的运行现状

不论间接空冷机组还是直接空冷机组都可以获得较好的经济运行参数,关键在于是否选择正确的空冷型式、设计合理的空冷系统配置以及施工、安装、调试、运行各个环节的管理手段和措施等因素。

8.1 直接空冷系统

8.1.1 自然环境对直接空冷系统的影响及解决措施

自然环境对直接空冷机组产生的影响十分敏感,特别是风从锅炉房后吹向主厂房前的空冷平台,当达到一定风速就会在空冷凝汽器处形成热回流,使空冷系统的换热效率产生不同程度的降低,当气温较高时热回流较大就有可能造成机组停机。国内外直接空冷机组的运行均出现过这种情况。

例如山西大同二电厂二期 2005 年 7 月某工况,环境气温 30℃,负荷 600MW,微风,背压 32.4kPa,基本上达到性能要求。这时从正面刮来一阵大风,机组从背压 32.4kPa、负荷 600MW、迅速升高至背压 46.6kPa,负荷降了 10%为 537MW。

2005 年 6 月某工况，在高气温 37.7℃情况下，背压为 52kPa，突然从炉后来了了一阵大风，由于空冷凝汽器安装后污垢没有清理、环境风速较高、个别汽水系统阀门不严等复杂情况，造成机组跳闸，而此时安全背压余量仅 13kPa(机组跳闸背压为 65kPa)。这种变化引起背压上升速度极快，基本上来不及调节。

由此可以看出机组在高气温、高负荷、高背压情况下，大风对空冷凝汽器系统性能影响极大。通过对风速、风向的分析，下列重要因素导致空冷系统性能下降：

①、大风导致空冷散热器排出的热空气，在某些条件下被轴流风机吸入，提高了空冷散热器的入口空气温度，空气密度降低、ITD 值降低，空冷系统换热量减少。

②、大风在空冷散热器上部具有对空冷凝汽器散热的压抑作用，阻碍散热。特别是风速高于空冷凝汽器出口风速时，空气供应系统阻力增加，通风受到严重阻碍。

③、大风在进风口形成负压区，抽吸作用使空气供应系统阻力增加。大风同时也导致空气密度不均匀，各风机进风量不均匀，进风量减少。

为减小大风对空冷系统性能的影响，直冷系统可采取以下几条措施：

第一，根据风环境实际情况，对 VGB-R131Me-标准关于在蒸汽分配管上方 1m 任何方向平均风速不能超过 3m/s，6m/s 峰值风速不超过 20 次/小时的规定作出修正，适当提高在蒸汽分配管上方 1m 任何方向的平均风速，从整个空冷凝汽器设计原始条件上有所提高，有利于保证空冷凝汽器全年平均性能。

第二，在性能保证前提下给空冷系统留有适当裕量，采用提高风机风量裕量的方案，采用变频技术，将风机转速提高至~110%。

第三，提高平台周围设置的挡风墙高度，超过蒸汽分配管顶高，提高对热回流的防护能力。

第四，从不同分组空冷凝汽器单元之间设置隔墙，改为每个冷却单元之间设置隔墙，并对整个凝汽器除冷凝器风道以外的缝隙，采用抗腐蚀板进行封堵。避免相邻冷却单元相互影响和相邻风机的停运而降低通风效率。

尽管采取了以上措施，并适当增加了直冷系统的投资，也只是减小大风对空冷系统性能的影响，并不能消除大风对空冷系统的威胁，机组在高气温、高负荷、

高背压情况下，大风对空冷凝汽器系统性能影响仍然很大。

8.1.2 直接空冷系统的渡夏能力

8.1.2.1 直接空冷系统渡夏时的问题

与湿冷系统相比，空气的比热小，冷却同容量蒸汽需要的空气量多；同时由于空冷凝汽器空气侧传热系数低，导致空冷凝汽器总传热系数较小，所需要的翅片管面积较大。因此，在夏季高温时段直接空冷系统经常出现凝结水温度过高，背压过高，使机组出力不能达到满发的现象。但是如果一味追求冷却效果，增加空冷凝汽器的面积和通风量，虽然在夏季高温时段能够达到较高的负荷，但在一年的大多数时段造成空冷凝汽器容量的浪费，从全年的安全、经济运行方面考虑却是不可取的。因此，选择适当的空冷凝汽器的面积和通风量，在夏季高温时段采取一些措施，使机组达到要求的负荷，才是最佳的选择。

8.1.2.2 直接空冷系统渡夏的措施

首先要强调的是要以保证机组安全经济的运行为渡夏原则，不能使机组长期在较高的背压下运行。通常直接空冷系统要求在环境温度在夏季满发气温及以下时，汽轮机背压低于设计满发背压值，汽轮机达到满发。在夏季高温时段，当气温高于设计温度值时空冷机组的出力就会受到影响。为了提高机组的渡夏能力，在环境温度超过夏季满发气温设计值时，可采取以下措施：

1) 控制背压

适当增加汽轮机的进汽量，提高满发背压，也能使机组达到满发。但必须控制机组的背压在一定范围内，必要时适当降低负荷。以托克托电厂为例，目前空冷机组在夏季气温 32°C ，风速小于 5m/s 时，机组负荷 600MW ，所有空冷风机均投运，频率 55HZ ，背压 30Kpa 左右。遇大风时，背压曾上升至 42Kpa 。整个机组的运行一直将背压控制在 40 KPa 以内，设定的报警背压为 60KPa ，跳闸背压为 65KPa 。

2) 提高风机转速

空气供应系统轴流风机采用变频调速方式驱动，选择合适的电动机容量，在夏季炎热季节，可提高风机转速增加通风量，提高迎面风速，从而提高冷却系统的散热能力。对于风机转速增加的范围，主要与风机的高效率范围有关，若风机转速增加过多，使风机的运行点偏离高效区太远，则不仅没有使风机的出力大幅

度提高，还存在安全隐患，过高的转速使风机桥架的震动加剧，容易引起共振。因此从针对风机效率、电动机匹配的性价比以及横向风的影响等方面的分析，风机转速增加的范围控制在 5~10% 比较合适。由于国内近期建设的直接空冷系统对噪声控制的普遍重视，风机选择向低噪声、低转速、低能耗、大直径方向发展，但要注意由于片面强调噪声控制和能耗考核，往往引出风机风量和全压选择偏小，不能满足稍许的边界条件恶化带来的负面影响。同时还要注意风机本身的空气动力性能，选择效率高，转速、风压、风量关联程度高的高效风机，方能对切实可行地解决渡夏问题有所补益。

3) 清洗空冷凝汽器

在每年夏季来临之前，利用高压除盐水清洗空冷凝汽器的外表面，去除附着在其上的污垢和尘埃，减少热阻，保持空冷凝汽器良好的传热效果。相同条件下比较，可能提高机组出力 5—10% 左右（因污垢程度的不同有所差异）。因此，要保证空冷凝汽器清洁，全年冲洗 2—3 次是十分必要的。清洗时间在一台机组 1 个月左右为宜。目前有些电厂投产后，反映清洗系统设计容量偏小，喷头覆盖面积太小，清洗时间过长，一台 600MW 机组的空冷凝汽器冲洗一遍需两个月时间，四台机组冲洗一遍就将近一年。

4) 采取水喷雾加湿系统

根据间接空冷系统的经验，还可采用尖峰冷却方式如设置水喷雾加湿系统，在一天中的高温时段几小时内对空冷凝汽器进行喷水。其主要原理是高气温时段在空冷凝汽器迎风面喷除盐水雾，一部分与翅片管束进行热交换，水雾在管束表面升温后蒸发，利用汽化潜热吸收了热量；另一部分雾化后的小水滴与环境空气直接换热，降低了环境温度，增大了传热温差，强化了传热效果。大同二电厂在投产运行后进行了改造，增设水喷雾系统，夏季空冷系统的背压能降低 5~7KPa，每天运行 2 小时，喷淋水量 120t/h，以进一步降低凝结水温，达到所需的冷却效果。但这种措施属于运行投产后的一种补救手段，在设计时不提倡设置该系统。

8.1.3 直接空冷系统的防冻能力

8.1.3.1 直接空冷系统设计的防冻措施

目前我国空冷机组大多处于“三北”（华北、东北、西北）地区，均属于寒冷地带，对直接空冷系统采取有效的防冻措施是非常重要的，通常在设计过程

中在以下方面予以考虑：

1) 翅片管的形式

翅片管的设计经历了多排、两排管、单排管的发展过程，其主要目的就是为了防冻，因为空气冷凝器翅片管内饱和蒸汽冻结现象的其中一个主要原因是翅片管束冷却能力与饱和蒸汽热负荷的不平衡。比如早期的多排管、二排管布置，前几排管容易产生死区，且第二、三排蒸汽会倒流至第一排管，导致第一排管的下部存在死区，发生冰冻现象。

为避免这种冰冻现象，对于多排管结构，需要进行合理的换热面积配比，防止不凝性气体的聚集。目前生产多排管、两排管的公司都采用各排管不同的翅化比的方法。在与冷空气接触的第一排管采用翅化比较小的翅片管，后排管采用翅化比较大的翅片管。翅片管的间距变化，前排管蒸汽与空气温差大，采用较大的片距，后排管采用较小的片距，如 GEA 公司前排采用 4mm 片距，后排管采用 2.5mm 片距。

从防冻的角度看，也可减少排数，增大基管的横截面及基管的高度，使蒸汽有较大的流动空间，减少产生死区的可能。从管型来看，单排管由于采用大直径的扁平基管，截面积大，管内蒸汽侧通流面积增大，有利于汽液的分离和防冻，管内和空气侧阻力较小，不会因为多排管束压降不同导致蒸汽回流而产生死区，防冻性能较好。处于三北地区的电厂，均属于寒冷地带，大多数采用的是单排管。当然，多排管具有传热效率高、相同排热量时散热面积较小等优点。具体选择哪种翅片管应综合比选确定，优先推荐采用单排管空冷凝汽器管束。

2) 空冷凝汽器的顺逆流比例配置

根据汽流和凝结水的流动方向分类，空气冷凝器内部可分为顺流段和逆流段两部分。

顺流段（简称 K 段）：蒸汽分配管自上而下进入翅片管束，与凝结水流向相同而进入下联箱。

逆流段（简称 D 段）：将在顺流段中未被凝结的蒸汽通过下集管由下而上的进入翅片管束，与凝结水流相反。

上述可称 K/D 结构。空冷凝汽器的这种组成方式有效地提高了冷凝器的防冻性能。设置逆流管束主要是为了能够比较顺畅地将系统内的空气和不凝结气体排

出，防止冬季运行中凝结水在空冷凝汽器下部出现过冷，以及某些部位形成死区而形成冻结的情况。

因此直接空冷凝汽器采用适当的顺逆流比例配置，在环境温度较低或低负荷工况下，能有效地防止蒸汽过冷却以及凝结水结冰，避免空冷凝汽器冻结。但进入逆流段的蒸汽经过顺流段后有一定的压力降低和温度降低，即传热温差有所降低而使冷凝器效率下降。理论上说不凝结气体的含量百分比很小，D 段的冷却面积可较小，但工程中为了有效地防冻，将 D 段的冷却面积增大。表 1 列出了部分电厂顺逆流比例配置。可以看出，并不是气候寒冷的厂址均采用了较小的 K/D 比，和供货方的产品性能、顺逆流空冷凝汽器的设置形式（单独、混合）等有关。因此工程中对 D 与 K 面积比例的选用要进行综合分析研究，气候寒冷地区建议采用 3:1~6:1。

3) 风量控制

对风量进行合理控制是一种有效的防冻措施，控制方法有以下几种：

- a) 采用单速风机，在冬季根据气温停止部分空冷风机运行，用运行风机数目控制风量，一般是风机台数较多采用这种方法较好。
- b) 配备双速风机，即可以全速供应大风量，也可以半速供应小风量。
- c) 采用变频调速控制风机，一方面可以根据气温的变化合理地调节风量。

另一方面可以节能。通过程序分组控制风机，根据机组负荷和气温变化调整风机转速，从而调节空冷凝汽器的进风量。冬季还可关闭部分顺流冷却单元的风机，或使逆流冷却单元的风机间断反转，吸入空冷系统散出的热量，以形成内部热风循环，提高或保持凝结水温，达到防冻的目的。变频调速的范围兼顾防冻和渡夏，可设置在 20%~110%之间，便于适应较大区域的温度变化运行。

4) 采用防冻的自动控制

随着自动控制水平的提高，对空冷系统的防冻保护控制是一种非常有效的手段。系统可设置冬季运行保护模式程序，即当环境温度、凝结水温、抽真空温度低于某设定值时自动进入保护模式。如对凝结水温的控制，由于冷却程度不同可能有很大的差异，当空气冷凝器各个管束的凝结水的温度降到某一设定值时，则自动对这个管束的风机减速或停止运行，直至凝结水温度回升。空冷凝汽器逆流

段上可能会结一层薄冰，可周期性的对有关风机调速或反转。但必须保持逆流风机的转速大于等于顺流风机的转速。严禁在冬季运行时，当顺流风机还在运行时，调低逆流风机转速或停运逆流风机，这将在控制程序设计中予以关注。在冬季运行中如出现异常，控制系统及时发出指令，同时发出警报，提醒运行人员注意。

5) 设置挡风墙

设置挡风墙防止冬季外界自然风直接吹向凝汽器，从而避免引起两侧凝结水温相差太大。

6) 抽真空系统的严密性

保证抽真空系统的严密性是机组防冻的重要保障因素。不凝结的空气及其它气体自逆流段的顶部由抽真空系统抽出，凝结水仍返回到下集管，由于蒸汽中含有不凝结气体，如不及时将不凝结气体抽出，容易造成气阻，而不凝气体的焓值较低，当气温下降到一定极限值时，极易造成空气冷凝器管束内冻结现象的发生。因此及时有效的抽出空气冷凝器管束内的不凝气体是防冻和提高管束传热性能的有效措施之一。需在施工、安装过程中予以严格的控制，并在空冷系统调试阶段进行空冷凝汽器气密性试验，从而检验整个空冷系统的真空严密性是否合格。通常空冷凝汽器气密性试验，试验期间为 24 小时，使开始和结束的环境温度保持不变，每 24 小时压力下降不超过 50mbar，即为满足气密性试验要求。

7) 设置电动真空隔离阀

在蒸汽分配管道上设置真空隔离阀，当冬季汽轮机低负荷运行或启动时，关闭部分蒸汽分配管道上的真空隔离阀，将热量集中在其余的散热段中，以增加每段热负荷，提高凝结水温，防止凝结水在空冷器下部出现过冷而冻结。并且有两个附加作用：第一有利于真空查漏，当机组调试或运行真空很低或者达不到要求时，为了更好的查找泄露点，可以单列解列进行查漏；第二在调试热冲洗时可以进行单列大蒸汽流量冲洗，这样即可以达到很好的冲洗效果又可以避免小流量长时间热冲洗浪费除盐水。

托克托电厂三、四期工程空冷岛系统，每台机组有八列空冷凝汽器，每一列凝汽器蒸汽分配管前均装有直径 3 米的隔绝蝶阀，并在每一列的凝结水回水管道和抽真空管道上分别加装阀门。从三期机组运行后的情况看，隔绝蝶阀在真空查漏和调试冲洗时起到了作用，但在冬季防冻和低负荷运行中并没有起作

用，冬季从未关闭过隔绝蝶阀，主要担心会产生以下一些不利的影响：

a) 蝶阀如果不严，机组冬季运行阀门处于关闭状态时，阀门泄露的蒸汽会冻坏空冷凝汽器。

b) 加装的凝结水回水阀门和抽真空阀门，主要是考虑正常运行时，如果误关对安全运行影响很大。

对于真空隔离阀设置的数量，各工程的情况均不同，因为在不同的环境温度下(低于 0℃)，与机组启动时所需要的最小防冻流量或热量及与气温相对应的最小流量下允许的运行时间有关。表 2 列出了几个工程空冷系统最小需要的热负荷和气温的关系表。

表 2 空冷系统最小需要的热负荷和气温的关系表（单台机组）

气温 (℃)	空冷系统最小热负荷(MW)				达到最小热负荷时允许的 运行时间 (h)	备 注
	最小防冻热量 (MW)	最小防冻流量 (kg/s) 饱和蒸汽	最小防冻热量 (MW)	最小防冻流量 (kg/s) 饱和蒸汽		
锦界电厂：实际安装 4 只						
	不装隔离阀		装隔离阀 2 只			
0	234	97	175.5	72.75	4	
-5	270	112	202.5	84	4	
-10	308	127	231	95.25	4	
-15	346	143	259.5	107.25	4	
-20	385	159	288.75	119.25	4	
-25	426	176	319.5	132	4	
-28	451	186	338.25	139.5	4	
通辽电厂：实际安装 6 只						
	不装隔离阀		装隔离阀 6 只			
0	230	95	58	24	1.2	
-5	264	109	66	27		
-10	302	125	76	31		
-15	339	140	85	35		
-20	375	155	94	39		
-25	421	174	105	44		
-28	447	185	112	47		
托克托电厂：实际安装 8 只						
	不装隔离阀					
0	234	96.7				
-5	270	111.6				
-10	307	127				
-15	345	142.7				
-20	385	158.9				

气温 (℃)	空冷系统最小热负荷 (MW)				达到最小热负荷时允许的 运行时间 (h)	备 注
	最小防冻热量 (MW)	最小防冻流量 (kg/s) 饱和蒸汽	最小防冻热量 (MW)	最小防冻流量 (kg/s) 饱和蒸汽		
-25	425	175.5				
-30	475	195.9				

从上表可以看出，机组在环境气温零度左右启动时，只要能在一定时间内使机组热负荷达到 40%，或正常运行阶段保持负荷在 40%以上，即使不装隔离阀也能满足防冻的要求。

8) 机组冬季启动或停机的要求

机组启动运行时，需严格按照空冷系统设计的最小防冻流量要求进行。尤其在冬季启动时，打开旁路使蒸汽直接进入空冷凝汽器，必要时还可以采取限制冬季启动的大气温度，避免长时间在最小防冻流量以下的排汽量工况下运行。

a) 机组旁路系统的选择

对于机组旁路系统的容量，目前国内 600MW 机组一般按锅炉 BMCR 容量的 30%—40%选择，其在启动冲转参数条件下供热能力约为 210MW—280MW。为保证空冷凝汽器在机组启动过程中不发生冻胀引起空冷凝汽器结构性破坏，通过对旁路容量、空冷凝汽器所要求的最小防冻流量、达到最小防冻流量允许的时间以及真空蝶阀数量等参数进行综合比选后合理确定。

b) 机组启动方式

机组及旁路的运行方式可采取锅炉先点火后抽真空的方法：锅炉点火后，旁路系统关闭，锅炉利用 5%启动疏水旁路运行；主蒸汽系统依靠管道上疏水点进行暖管，疏水引至定排排放；高低压旁路开启，蒸汽进入空冷凝汽器，计时时间开始，锅炉按 1%的负荷升速率快速提升负荷，并在允许时间内低压旁路出口（高压旁路入口）热流量达到最小保证热流量。以下为托克托电厂三期工程的一次启动记录：

2006 年 1 月 31 日 5 号机启动时，环境温度为-12℃。机组启动前，先关闭主、再热蒸汽管道疏水，关闭空冷岛各排凝汽器进汽蝶阀及抽空阀门，锅炉点火后，开启末端出口对空排汽阀，控制炉膛出口烟温不超过 540℃，升温升压至 0.5 MPa 时，开启第四、第五排凝汽器进汽蝶阀及抽空气阀，主机送轴封抽真空，当真空达 40 Kpa 以上时，开启主、再热蒸汽疏水及高低压旁路向空冷岛供汽，

在此操作过程中，一定要严密监视管道的振动情况，防止水冲击。随着锅炉负荷的增加，机组背压增加时，再逐渐投入其它排空冷凝汽器。

c) 机组停机方式

机组在停机过程中，以 600MW 机组为例，根据背压情况按照 8-1-7-2-6-3-5-4 排的顺序关闭空冷系统各排凝汽器的抽空气阀及进汽蝶阀。机组停机后，立即关闭所有至排汽装置的疏水，破坏真空，关闭所有空冷凝汽器进汽蝶阀并就地确认蝶阀在完全关闭状态，必要时手动关严各进汽蝶阀并投入伴热。

8.1.3.2 直接空冷系统运行的防冻措施

近几年随着我国大批空冷机组投产，逐年不断总结运行经验，根据近一两年的运行反馈情况看，只要加强运行管理、采取措施得当，空冷系统完全可以安然过冬。具体可采取的防冬措施有以下几个方面：

- a) 空冷系统在不同环境温度下凝汽器全部投入时有最小负荷及防冻流量要求，冬季运行中尽量避免机组在当时环境温度所允许的最小负荷下长时间运行。
- b) 冬季运行时，空冷机组满负荷时背压可达到接近阻塞背压，但此工况不利于防冻，在实际运行中，一般保持背压在 8~10Kpa，凝结水温度保持 40~45℃，控制机组背压可通过调节风机转速实现，当风机转速调至低限仍不能满足背压要求时，可将某一排所有风机停运。托克托电厂通过运行观察，将某一排所有风机停运后，空冷岛凝结水温度、抽空气温度较稳定。停风机顺序为先外侧，后内侧。
- c) 若空冷凝汽器抽空气温度低于 15℃，应及时降低逆流风机转速或将其停运，当抽空气温度恢复正常或该排空冷凝汽器凝结水过冷度达到 6℃时，重新启动逆流风机运行。若停运逆流风机后效果不明显，应启动逆流风机反转，各温度恢复正常后，再将其恢复正常运行。

在冬季机组正常运行期间，只要认真监视运行参数，采取以上措施，基本上能保证空冷岛的安全运行。

8.2 间接空冷系统

8.2.1 自然环境对间接空冷系统的影响及解决措施

1) 气温的影响

在热季气温越高间接空冷机组的运行背压越高，机组煤耗的增加值越大。近

几年来全球气温普遍升高,延长了机组在高温条件下的运行时间,如内蒙某电厂 1988 年超过空冷机组设计气温 27.3°C 的日历小时数为 184h,而 1997 年达到 300h 以上,造成空冷机组比湿冷机组年平均煤耗高 $10\sim 10.5\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

而在冷季当电厂环境温度 $t_a\leq 5^{\circ}\text{C}$ 时,空冷机组即进入防冻期,空冷塔冷却后的水温需控制在 $20\sim 25^{\circ}\text{C}$ 左右,凝汽器的真空度为 $90\%\sim 92\%$ 。如不考虑防冻,空冷塔设计保证值在 $t_a=5^{\circ}\text{C}$ 时凝汽器的真空度为 94.4% 。即为了防冻,人为地将空冷循环水水温提高,从而使凝汽器的真空度降低,影响了机组的经济性。在该地区环境温度 $t_a\leq 5^{\circ}\text{C}$ 的时间每年约有 3870h,约占全年小时的 44% 。经计算,该电厂每台 200MW 的空冷机组年平均煤耗增加 $4.3\sim 4.5\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

2) 大风的影响

近几年来,各方面的研究成果和机组的实际运行情况表明,大风对冷却效果影响很大,从而影响机组的经济性。机组运行实践表明,风速大于 6m/s 时会明显影响空冷塔的冷却效果。例如在大同地区风速大于 6m/s 的时间为 1019h/a,其中 4、5 月份为 220h,6~9 月份为 249h。经计算和运行数据统计,因大风的影响使 200MW 间接空冷机组年平均煤耗比湿冷机组高 $1.2\sim 1.4\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

同直接空冷系统一样,间接空冷系统同样也会受到环境风速变化的影响,但是其影响程度相对于直接空冷系统要小。原因在于间冷系统大气环境的变化直接影响的是空冷塔的换热,而对汽轮机排汽的冷却是通过循环水进行。直接空冷系统在风速大幅增加时,其背压变化可达 10kPa 左右,而间冷系统当风速大幅增加时背压变化在 $5\sim 6\text{kPa}$ 间接空冷系统由于采用双曲线的冷却塔,扇形段在冷却塔圆周方向布置,对于风向的敏感程度则不如直接冷却系统严重。而对付风速变化的成熟手段之一,是迅速将迎风面扇形段的百叶窗关闭,可以有效地对机组背压进行控制。

8.2.2 间接空冷系统的渡夏能力

间接空冷系统是依靠空气来散热的,与湿冷系统来比,空气比热小,冷却同容量蒸汽需要更多的空气量;同时由于散热器空气侧传热系数低,导致散热器总传热系数较小,所需要的翅片管面积较大。对于间接空冷机组无一例外地会受到环境干球温度、风速的影响。但是一味追求冷却效果,增加空冷塔的面积和通风量,在经济上也是不可取的。为了提高机组的渡夏能力,当环境温度升高时,可

采取的措施有：

(1) 采取投入喷淋水的方法，在散热器的迎风面喷射除盐水雾，一部分与翅片管束进行热交换，水雾在管束表面升温后蒸发，利用汽化潜热吸收了热量；另一部分雾化后的小水滴与环境空气直接换热，降低了环境温度，增大了传热温差，强化了传热效果。另外利用高压除盐水清洗散热器的外表面，去除附着在其上的污垢和尘埃，减少热阻，也可以保持散热器良好的传热效果。

(2) 设置带机械通风设备的尖峰冷却器，在夏季通过风机和风道可直接从空冷塔外吸入空气与尖峰冷却器的管束进行换热。

8.2.3 间接空冷系统的防冻能力

间接空冷系统的防冻通过我国北方地区的几个电厂十多年的运行经验，已总结出一系列措施：

- 1) 在冷却塔周围安装百叶窗，通过调节百叶窗的开度来提高循环水温度，防止散热器内循环水冻结。
- 2) 调整冷却塔内散热器运行的扇段数，增加热负荷，达到防冻目的。
- 3) 必要时调整机组运行背压达到防冻目的。
- 4) 特别注意机组在冬季启动和停运时的防冻措施。

8.3 小结

综上所述，虽然当环境风速大于 6.0m/s 时，就会对间接空冷系统产生一定的影响，但此时直接空冷系统平台处的风速已约为 8.0m/s，直接空冷系统必须采取上述的若干保护措施，并将牺牲部分供电量以保证系统的安全。另外，据国外相似工程的运行经验，直接空冷系统因环境影响损失的电量约占年供电量的 1.8%左右，而间接空冷系统因环境影响损失的电量仅占年供电量的 1.2%左右，由此可见间接空冷系统对自然界风带来影响的敏感程度远低于直接空冷系统。

就间冷系统冬季防冻而言，国内已有多年运行电厂的成功经验，且该系统噪声较小，厂用电较低。除占地较大外，对于总平面布置并无其它太多的要求。

另外与直接空冷机组相比，间接空冷机组可以在较低的背压下运行，在定流量的工况下，机组出力将比直冷要高，也就是说可调度的供电量要比直冷多。