

Research on Indirect Cold Air System Modified by Peak Load Cooling System for Generator Unit

Yue Shan

School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing
Email: 18811352700@163.com

Received: Sep. 5th, 2019; accepted: Sep. 20th, 2019; published: Sep. 29th, 2019

Abstract

The operating performance of indirect air cooling system of a 600 MW unit was fully analyzed following the guidelines of dry cooling tower acceptance and performance test (VDI2049); it was found that its cold end runs with high back pressure, poor vacuum and low economy in summer. Therefore, the cooling transformation was studied. By referring to the peak cooling reform widely implemented in direct air cooling system, the peak cooling reform scheme of indirect air cooling system was designed, that is, a set of surface evaporative condensing system is set up to operate in parallel with the main condenser to supplement the condensing function of the unit. After research, the retrofitted indirect-cooling system achieved a significant reduction in back pressure, and the best effect under full load was 8.25 kPa. Finally, the income of the renovation project was analyzed. Taking the unit operation in 2016 as an example, the investment could be recovered within 5 years.

Keywords

Peak Load Cooling, Indirect Cooling System, Technological Transformation, Benefit Analysis

发电机组间接空冷系统尖峰冷却改造研究

单悦

华北电力大学, 能源动力与机械工程学院, 北京
Email: 18811352700@163.com

收稿日期: 2019年9月5日; 录用日期: 2019年9月20日; 发布日期: 2019年9月29日

摘要

遵循干式冷却塔验收及性能试验导则(VDI2049),对某600 MW机组间接空冷系统的运行性能进行了充分分析,发现其冷端夏季运行背压高,运行真空性差,运行经济性低,故对其进行冷却改造研究。通过借鉴广泛实施于直接空冷系统的尖峰冷却改造,设计了间接空冷系统的尖峰冷却改造方案,即设置一套表面蒸发式凝汽系统与主凝汽器并联运行,对机组冷凝功能进行补充。经研究,改造后间冷系统背压实现明显降低,且满负荷情况下效果最佳,达到8.25 kPa。最后,对改造工程的收益进行了分析,以2016年机组运行情况为例,5年内即可实现投资回收。

关键词

尖峰冷却, 间冷系统, 技术改造, 收益分析

Copyright © 2019 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 前言

间接空冷系统[1][2]采用自然通风冷却及三塔合一布置,即间冷塔中间还布置有脱硫塔及烟囱。长期运行实践表明,间冷系统在夏季高温时段循环水出口温度偏高,影响凝汽器运行性能,进而导致机组运行真空降低,运行经济性降低,运行成本增加。极端情况下,真空偏低还会制约机组带负荷能力,而夏季高温时段正值电网负荷需求较高的时期,机组发电与电网需求之间的矛盾愈发明显。

为提高机组在夏季高温时段的带负荷能力及运行经济性,拟对间接空冷机组冷却系统进行尖峰冷却改造。尖峰冷却改造常用于直接空冷系统[3][4],国内采用直接空冷系统的电厂普遍在空冷系统加装冷却装置[5][6][7],如换热器喷淋冷却和喷雾冷却[8][9];近年来部分电厂采用尖峰冷却系统,通过设置一套辅助冷却系统分流部分排汽,降低空冷系统的热负荷,从而在其他参数不变的情况下,降低运行背压。

间接空冷系统在我国大规模应用较晚,故间接空冷系统的节能改造技术可借鉴直接空冷系统节能改造工程的实践经验。为了将尖峰冷却改造推广到间接空冷系统中,首先对间冷系统技术改造的必要性及可行性进行分析。

2. 间冷系统技术改造必要性

2.1. 间接空冷系统试验性能分析

首先,遵循干式冷却塔验收及性能试验导则(VDI2049),参照机组间接空冷系统夏季设计工况(表 1)对其冷端系统进行了性能试验,试验测量及计算结果见表 2。

试验进行了两次,工况一:环境温度 30.54℃、试验初始温差 29.57℃、环境风速 1.11 m/s、机组电功率 601.49 MW;工况二:环境温度 33.41℃、试验初始温差 30.61℃、环境风速 0.87 m/s、机组电功率 610.47 MW。

试验前对空冷散热器进行了清洗,散热器空气侧表面洁净。两个工况试验条件满足规程要求,试验有效。

Table 1. Design performance parameters of indirect air cooling system
表 1. 间接空冷系统设计性能参数

项目名称	单位	夏季设计工况(含汽泵)
电功率	MW	622.51
大气压力	kPa	96.34
环境气温	°C	32.50
环境风速	m/s	4
循环水进塔温度	°C	63.95
循环水出塔温度	°C	52.95
循环水温降	°C	11
间冷系统总水阻	kPa	81.20
循环水质量流量	t/h	64,470.00
循环水定压比热容	kJ/(kg·K)	4.182
初始温差	°C	31.45
凝汽器压力	kPa	30.00
散热器面积	m ²	1,811,230
设计散热量	MW	823.78
冷却系数	MW/K	26.19

Table 2. Performance test results of cold system
表 2. 间冷系统性能试验结果

试验测量及计算结果	单位	工况 1	工况 2
机组负荷	MW	601.49	610.47
大气压力	kPa	95.94	95.80
环境温度	°C	30.54	33.41
温度偏离值	°C	-1.96	0.91
环境风速	m/s	1.11	0.87
循环水进塔温度	°C	60.11	64.02
循环水出塔温度	°C	50.61	54.14
循环水温降	°C	9.50	9.88
间冷系统水阻	kPa	53.01	52.56
循环水体积流量	m ³ /h	69,006.00	69,117.90
循环水密度	kg/m ³	987.92	986.27
循环水质量流量	t/h	68,172.20	68,168.76
循环水流量偏离值	%	5.74	5.74
修正后间冷系统水阻	kPa	47.46	46.99
凝汽器背压	kPa	22.99	28.01
试验散热量	MW	752.01	782.31

Continued

热负荷偏离值	%	-8.70	-5.00
初始温差	°C	29.57	30.61
冷却系数	MW/K	25.43	25.56
按设计大气压力修正环境温度	°C	30.58	33.46
按设计循环水流量修正环境温度	°C	31.69	34.57
修正循环水进塔温度	°C	59.66	63.56
工况设计初始温差	°C	29.122	30.148
工况设计冷却系数	MW/K	25.823	25.949
冷却性能判别系数 δ		-0.015	-0.015
性能判断($\delta \geq$ 合格, $\delta < 0$ 需考虑试验不确定度)		需考虑试验不确定度	需考虑试验不确定度
$\Delta\delta_{t_{L1}}$		0.001	0.001
$\Delta\delta_{p_{L1}}$		0.005	0.005
$\Delta\delta_{t_{w1}}$		0.002	0.002
$\Delta\delta_{t_{w2}}$		0.002	0.002
$\Delta\delta_{mw}$		0.016	0.016
$ V_{total} = \Delta\delta_{t_{L1}} + \Delta\delta_{p_{L1}} + \Delta\delta_{t_{w1}} + \Delta\delta_{t_{w2}} + \Delta\delta_{mw}$		0.017	0.017
$\delta' = \delta + V_{total} $		0.00212	0.00212
冷却性能再判断		合格	合格

1) 间冷系统水阻

① 工况一：试验循环冷却水流量为 68172.2 t/h，测得间冷系统总水阻为 53.01 kPa；修正到设计冷却水流量 64470 t/h 下，得到的间冷系统总水阻为 47.46 kPa，小于设计值 81.2 kPa。

② 工况二：试验循环冷却水流量为 68168.8 t/h，测得间冷系统总水阻为 52.56 kPa；修正到设计冷却水流量 64470 t/h 下，得到的间冷系统总水阻为 46.99 kPa，小于设计值 81.2 kPa。

两种试验工况的结果表明，间冷系统总水阻小于设计值。

2) 冷却性能

① 工况一：试验工况冷却水温降为 9.50℃、试验初始温差 29.57℃、散热量为 752.01 MW，冷却能力为 25.43 MW/K，工况设计冷却能力为 25.82 MW/K。评价系数 $\delta = -0.0151$ ，考虑试验误差 $|V_{total}| = 0.01726$ ，评价系数 $\delta' = 0.00212$ 。根据试验规程，间冷系统冷却性能勉强达到要求。

② 工况二：试验工况冷却水温降为 9.88℃、试验初始温差 30.61℃、散热量为 782.31 MW，冷却能力为 25.56 MW/K，工况设计冷却能力为 25.94 MW/K。评价系数 $\delta = -0.0151$ ，考虑试验误差 $|V_{total}| = 0.01720$ ，评价系数 $\delta' = 0.00211$ 。根据试验规程，间冷系统冷却性能勉强达到要求。

两种工况的试验结果表明，间冷系统冷却性能勉强达标，基本没有设计余量。

2.2. 间接空冷系统运行性能分析

调取该机组空冷系统 2017 年夏季运行参数(表 3)进行运行性能分析。

可以看出，间冷系统在接近夏季设计气温 32.5℃运行时，机组最大负荷 599.2 MW，比设计功率低 23.3 MW，出塔水温 54.4℃比设计值高 1.5℃。根据设计性能修正出塔温度应为 49.5℃，实际运行值比该

值高 5.6℃，说明系统运行性能较差。

间冷系统在进塔水温接近设计值 63.95℃运行时，机组负荷 554 MW，远低于该工况的设计负荷，而此时凝汽器压力已达 27.6 kPa，说明系统运行真空较差。

Table 3. Air cooling system operation in summer of 2017
表 3. 2017 年夏季空冷系统运行情况

日期	热负荷 MW	环境气温℃	进塔水温℃	出塔水温℃	循环水温降℃	运行背压 KPa
2017/7/12 13:30	501.9	32.6	63.5	53.6	9.9	27.0
2017/7/18 0:00	508.4	32.2	65.9	55.2	10.7	29.2
2017/8/11 16:00	554.0	33.1	63.8	53.0	10.8	27.6
2017/8/11 17:30	599.2	32.9	66.2	54.4	11.8	30.1

2.3. 影响运行性能的因素分析

2.3.1. 夏季环境气温高于设计温度

夏季高温时间长，实际气温高于设计点较多，故机组运行性能较差。

2.3.2. 间冷系统设计裕量较小

间冷系统在设计时，考虑到运行时的安全性，设计方会在原理论计算散热面积上留有一定的散热富裕量，以便间冷系统在较恶劣条件下的安全运行。在间冷系统设计排汽压力及间冷塔设计风量下，通过迭代计算可以确定出实际散热面积。以夏季设计工况为基准，校核计算结果见表 4，可以看出，间冷系统在设计工况的散热面积富裕度为 3.6%，极端条件下空冷系统散热面积富裕量不足。

2.3.3. 空冷散热器表面脏污

电厂间冷系统自然通风冷却塔所在地自然环境较差，厂内飞灰、烟尘以及厂外石场等杂质都会在空冷散热器表面附着，引起空冷散热器表面脏污，进而增大传热热阻，使换热效果降低，间冷系统性能也随之降低。

综上所述，夏季环境气温高于设计值较多、间冷系统设计裕量不足、空冷散热器表面脏污等因素均会引起机组运行性能降低。为了缓解机组高温时段带负荷能力不足的问题，提高机组运行经济性，对机组间冷系统进行技术改造非常有必要。

3. 间冷系统改造的技术可行性

尖峰冷却改造在国内直接空冷机组中有着广泛的应用[11]，技术非常成熟，因此本机组技术改造具有技术可行性。

简单的冷却改造技术如喷淋清洗降温、喷雾降温、管内喷洒盐水等，或效果差，或回收期过长，不能从根本上解决机组夏季带负荷能力不足的问题。尖峰冷却蒸发式凝汽器系统改造能够实现：1) 在不改变空冷系统冷却能力的前提下，通过尖峰冷却系统分流进入主凝汽器的排汽，降低主凝汽器热负荷。2) 在间冷系统热负荷不变的前提下，增加凝汽器容量，提高空冷系统的冷却能力。

间接空冷系统的尖峰冷却系统改造，即设置一套蒸发凝汽器系统与主凝汽器并联运行，对凝汽器的冷却能力进行补充。蒸汽侧和循环水侧根据蒸发冷却原理[10]发生相变换热，蒸汽侧冷凝后的凝结水返回热力系统，循环水侧蒸发后的水蒸汽被冷却空气通过传热传质的方式带走。尖峰式蒸发式凝汽器系统运行过程中，乏汽在板片内冷凝，并将热量传递给板片外液膜，之后液膜与冷却空气之间进行热质交换，最终将热量传递至空气。

Table 4. Design parameter verification of inter-plant cooling system
表 4. 电厂间冷系统设计参数校核

项目名称	单位	夏季 TRL
间冷塔散热量	MW	831.30
入塔水温度	°C	63.95
循环水流量	t/h	64,470.00
出塔水温度	°C	52.80
循环水温降	°C	11.15
环境温度	°C	32.50
进口湿空气的密度	kg/m ³	1.150
冷却三角迎面风速	m/s	2.13
空冷散热器总传热系数	W/(m ² ·K)	36.70
翅化比	/	112.00
假设迎风面积	m ²	16,055
总的换热面积	m ²	1,798,180
风量	m ³ /s	34,198
单位换热面积面积下空气质量流量	kg/(m ² ·s)	39,327.15
空气温升	°C	21.02
出塔空气温度	°C	53.52
t1 - θ2	°C	10.43
t2 - θ1	°C	20.30
对数平均温差	°C	14.82
对数平均温差 * 系数	°C	12.97
换热系数	°C	36.700
散热总面积(设计)	m ²	1,811,230
富裕量	m ²	65,427.39
	%	3.612

4. 尖峰冷却系统改造方案

4.1. 系统设计选型

以直接空冷机组的尖峰冷却系统改造方案为技术借鉴[12]，对间接空冷机组进行改造，图 1 为系统示意图。凝汽器喉部为钢材料桁架支撑结构，整体刚性较好，即使设置大口径的打孔抽汽管道，其接口对凝汽器在结构上的推力、力矩的影响也不大，因此选在凝汽器喉部打孔抽汽。在确保凝汽器安全运行的前提下，以最大程度抽汽为目的，抽汽量为凝汽器进汽量的 22.5%，按照夏季 TRL 工况，从凝汽器喉部抽汽 300 t/h。抽汽进入蒸发式凝汽器冷凝，凝结水自回流至主机热井，辅助抽真空并入主机抽真空系统，补充水系统为开式，由城市中水供给。

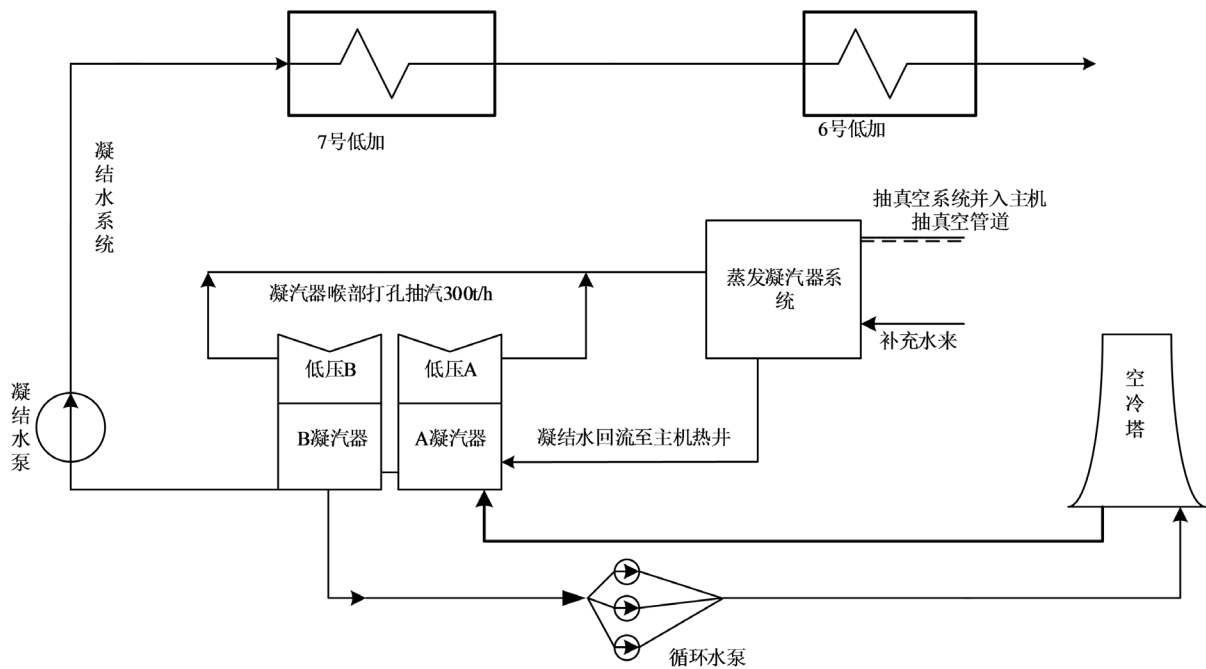


Figure 1. Schematic diagram of the system
图 1. 系统示意图

4.2. 系统配置

尖峰冷却系统改造增加了一套蒸发凝汽器系统，由此增加的附属系统包括乏汽系统、抽真空系统、凝结水系统、补水系统、热控系统、电气系统等。

4.2.1. 蒸发凝汽器

图 2 为板式蒸发凝汽器结构，主要由换热器、轴流风机、循环水泵、填料塔等部分组成。轴流风机安装在顶部右上侧，负压状态工作；空气对流腔位于右下侧；板片换热器位于左上侧，其顶部装有喷淋水分配系统；左下侧为高效 PVC 填料塔；循环水泵置于进风口外侧，设备底部为循环水池。左右两室中间装有除水器，工作时能有效地实现气液两相的分离并控制水飘率。

4.2.2. 辅助系统

1) 乏汽系统

在主机凝汽器(A/B 两侧)分别引出两根管道接进尖峰板式蒸发凝汽器。

2) 抽真空系统

高压凝汽器中的不凝结气体连通到低压凝汽器抽空气通道，与低压凝汽器中的不凝结气体混合后经真空泵抽出，正常运行时一运两备。加装尖峰板式蒸发凝汽器后，只是分流了进入主机凝汽器的一部分蒸汽量，机组不凝结蒸汽总量没有增加，所以不需要新增专用的真空泵便可满足系统的抽真空要求。由于尖峰板式蒸发凝汽器与排汽装置之间互相连通，排汽压力基本相等，因此可以将尖峰板式蒸发凝汽器的抽真空口接至机组主机凝汽器的抽真空母管上以维持尖峰板式蒸发凝汽器的真空，同时在抽真空管道上设置一个真空手动闸阀，用于尖峰板式蒸发凝汽器与主机抽真空系统隔离关断。

3) 凝结水系统

蒸发凝汽器与排汽装置之间互相连通，排汽压力基本相等，而且蒸发凝汽器布置在汽机房外零米平

台，机组排汽装置布置在主厂房 2.0 米左右，两者之间存在足够的势能差，所以乏汽凝结水可通过自流的方式回至主机排汽装置，无需再增设凝结水泵。

蒸发凝汽器中的凝结水与主凝汽器的乏汽凝结水混合后，进入主凝结水系统。管道上设置有关断阀，用于隔断蒸发凝汽器与主凝结水系统的连接。蒸发凝汽器将传统的凝汽器和冷却塔合二为一，不需要设置单独的循环冷却水的冷却设备。

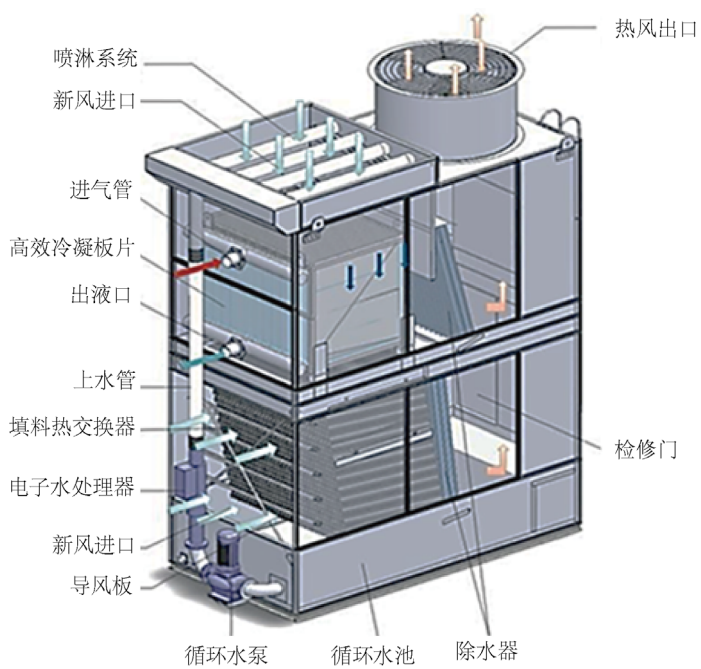


Figure 2. Structure of plate evaporator condenser
图 2. 板式蒸发凝汽器结构

4) 补充水及排污系统

空气 - 循环水在轴流风机驱动下，具有混合接触的传热传质性质，存在循环水的蒸发、飘逸；且该凝汽器暴露在外界环境中，水质易受外界飞灰、杂质等的影响，需要定期排污。因此，运行中也需要定期补水，水源来自开式水系统。

5) 热控系统

蒸发凝汽器热控系统纳入主机 DCS 系统，新增一套 DCS 柜通过通信电缆纳入机组 DCS 系统，现场设备通过硬接线直接接入新增 DCS 柜。

6) 电气系统

增设低压(220 V/380 V)用电设备为蒸发冷凝器组、凝结水系统、抽真空系统以及检修照明，总负荷约为 936 kW。高压(10,000 V)用电设备无。

5. 改造工程对机组性能的影响

5.1. 改造工程对间冷系统的影响

5.1.1. 夏季设计工况

以设计工况为基准，计算运行效果，结果如表 5，热平衡图如图 3 所示。可以看出，改造后在夏季设计工况背压下降 8.25 kPa，表明发电机组间接空冷系统尖峰冷却改造具有显著价值。

Table 5. Operation effect of cold system peak reconstruction (design condition in summer)
表 5. 间冷系统尖峰改造运行效果(夏季设计工况)

项目名称	单位	改造前	改造后
环境气温	°C	32.5	32.5
循环水流量	t/h	64,470	64,470
热负荷	MW	831.2	831.2
凝汽器冷却水进口温度	°C	52.72	49.32
循环冷却水温升	°C	11.1	8.49
凝汽器背压	kPa	29.86	21.61

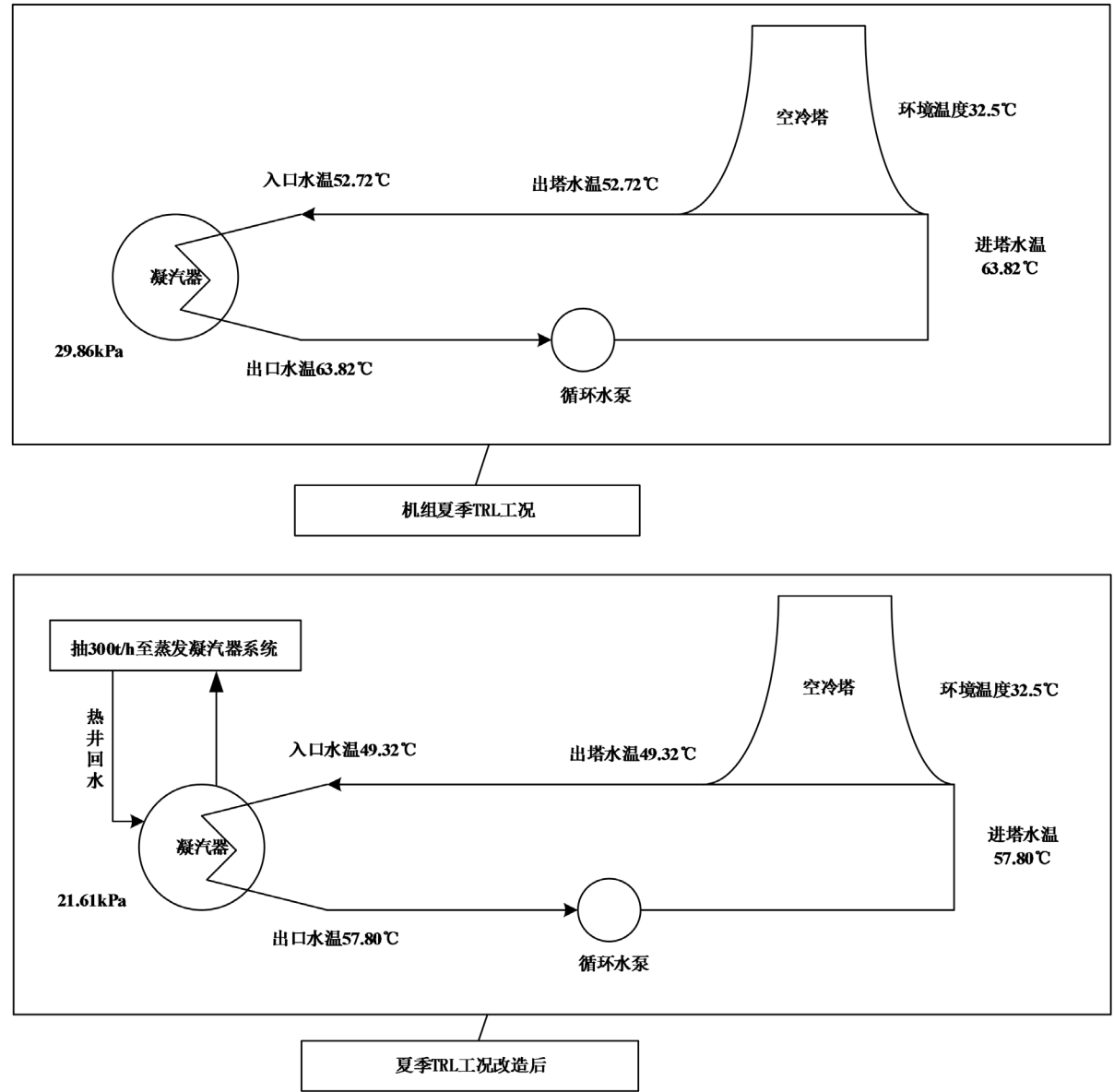


Figure 3. Performance of cooling system before and after peak modification (design condition in summer)
图 3. 间冷系统尖峰改造前后性能(夏季设计工况)

5.1.2. 部分负荷工况

将冷却系统作为一个整体考虑，不同负荷下的抽汽量按负荷率进行修正，得到背压下降随负荷变化的曲线(见 图 4)。可以看出，尖峰冷却改造后的背压下降在满负荷时效果最好，随着负荷下降，改造效果也会降低。

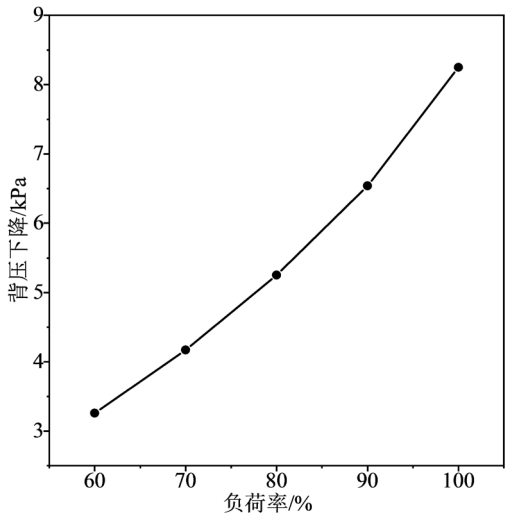


Figure 4. Curve of back pressure drop with load rate
图 4. 背压下降随负荷率变化曲线

5.2. 改造工程对其他系统的影响

对于发电侧，由于汽机排汽进入主凝汽器，与主凝汽器相连通，在忽略排汽管道阻力变化的条件下，可认为汽轮机排汽压力降低值等于主机凝汽器压力降低值。以 TRL 工况为例，改造后汽机排汽压力降低 8.25 kPa，输出功率相同的情况下汽机进汽量降低，发电煤耗降低 0.64 g/(kW·h)。

对于用电侧，改造后能耗增加。TRL 工况下机组辅机功率增加 936 kW，管道水耗增加 225 t/h，实际运行中的能耗增量按负荷率进行修正。

6. 改造工程收益分析

收益结果涉及多方面因素。机组运行情况、当年标煤价格、供水供电价格以及是否被电网“两个细则”考核等方面都会影响投资回收年限。

6.1. 投资分析

改造项目投资包含建筑费、设备费、安装费以及服务费、管理费、试运费等其他费用，预估总投资额约为 3157 万元，改造项目投资概算见 表 6。

6.2. 节煤收益

以机组 2016 年运行情况为例，全年发电量 3,542,312.4 MW·h，运行小时 7428.95 h，利用小时 5367.14 h，负荷率为 72.25%，以 4~9 月运行数据进行节煤计算，结果如 表 7。

以全年平均发电煤耗下降计算，可得全年节约标煤量为 11,328.97 吨，当年标煤价格 705 元/吨，可获节煤收益 798.7 万元。

Table 6. Estimated investment of renovation project (ten thousand yuan)
表 6. 改造项目投资概算(万元)

类别	工程或费用名称	建筑工程费	设备购置费	安装工程费	其他费用	合计
主辅生产工程	热力系统	520	2070	80		2670
	电气系统	23	5	205		233
	热控系统		11	27		38
	小计	543	2086	312		2841
其他费用	建设管理费				93	93
	建设技术服务费				64	64
	整套启动试运费				22	22
	生产准备费				19	19
	基本预备费				118	118
	小计				316	316
工程总投资	总计	543	2086	312	316	3157

Table 7. Calculation of coal saving (operating data from April to September 2016)
表 7. 节煤计算(2016 年 4~9 月运行数据)

平均负荷 MW	平均空气温度 ℃	运行小时 h	平均背压下降 kPa	发电煤耗下降 g/kW·h	节煤量 t
462.86	12.82	399	2.06	2.51	463.06
437.48	17.91	845	2.40	2.92	1077.00
434.95	22.60	1543	2.98	3.62	2430.48
451.58	27.36	1343	3.98	4.84	2932.05
497.60	32.25	857	5.92	7.20	3067.35
600.00	36.68	179	10.41	12.65	1359.03
折算全年平均			2.65	3.20	

6.3. 能耗成本

改造全年投运总时长(6~9 月)为 3922 h, 改造增设低压用电设备总负荷约为 936 kW, 当年电价为 0.5501 元/度, 可得电耗增加 201.9 万元; 改造增加水耗为 225 t/h, 当年水价为 1.8 元/吨, 可得水耗增加 158.8 万元。

6.4. 净收益计算

考虑改造投运后电网考核减免 200 万元, 就机组 2016 年运行情况进行净收益计算, 可得年净收益为 638 万元, 各项收益及成本统计价格见表 8。

6.5. 回收年限分析

改造总投资约为 3157 万元, 以 2016 年的运行数据及各项报价来计算, 回收年限为 4.9 年。当煤价上涨时, 年均收益随之增加, 回收年限缩短; 反之则收益降低, 回收年限增长。实际收益依当年情况而定。

Table 8. Net income calculation (ten thousand yuan)
表 8. 净收益计算(万元)

项目收益	节煤收益	798.7
	考核减免	200
	小计	998.7
能耗附加成本	水耗成本	158.8
	电耗成本	201.9
	小计	360.7
净收益	总计	638

7. 结论

为了提高机组夏季运行性能，对间接空冷系统进行技术改造是必要的。以直接空冷机组的尖峰冷却系统改造方案为技术借鉴，在间接空冷机组间冷系统中设置尖峰蒸发式凝汽器系统在技术上可行。经过尖峰冷却系统改造后的间接空冷系统背压降低，能够提高机组夏季带负荷能力。

以 2016 年运行情况为例，对改造工程进行了收益分析，计算出年总收益为 638 万元，投资回收年限为 4.9 年，改造经济性较好，推荐采用，实际收益随当年运行情况以及煤价、水价、电价等因素变化。

参考文献

[1] 石磊, 石诚, 汤东升, 等. 间接空冷散热器及空冷钢塔流动和传热数值研究[J]. 华东电力, 2012, 40(4): 663-666.

[2] 杨立军, 杜小泽, 杨勇平. 间接空冷系统空冷散热器运行特性的数值模拟[J]. 动力工程学报, 2008, 28(4): 594-599.

[3] 樊小朝, 党岳, 史瑞静, 等. 600 MW 直接空冷机组加装尖峰冷却装置改造及性能分析[J]. 汽轮机技术, 2013, 55(4): 300-302.

[4] 杨立军, 郭跃年, 杜小泽, 等. 环境影响下的直接空冷系统运行特性研究[J]. 现代电力, 2005, 22(6): 39-42.

[5] 李永华, 许宁, 杨海生, 等. 直接空冷尖峰冷却系统改造及性能分析[J]. 汽轮机技术, 2016, 58(2): 143-145.

[6] 胡晓花. 尖峰冷却技术在直接空冷机组中的应用[J]. 成都工业学院学报, 2016, 19(4): 40-44.

[7] 李书伟, 王东晔, 韩立, 等. 直接空冷机组尖峰冷却系统改造方案研究[J]. 汽轮机技术, 2016, 58(6): 464-466.

[8] 陈继军, 尹海宇, 郭民臣. 发电厂空冷系统尖峰冷却喷水降温过程的分析[J]. 现代电力, 2010, 27(3): 57-60.

[9] 张军战. 火力发电厂空冷岛增加喷雾降温系统的分析[J]. 中国电子商务, 2010(7): 66.

[10] 曹永军, 王云峰, 郝金花. 直接空冷凝汽器尖峰冷却系统的应用[J]. 山西电力, 2014(3): 57-59.

[11] 吕凯, 陈胜利, 荆涛, 等. 蒸发冷却技术在 600 MW 机组直接空冷系统上的应用[J]. 热力发电, 2016, 45(8): 58-62.

[12] 王智刚. 660 MW 超临界空冷凝汽器增容改造可行性研究[J]. 东北电力技术, 2016, 37(10): 9-11.