

DOI:10. 3969/j. issn. 1674 - 1951. 2019. 10. 017

660 MW 间接空冷机组小汽轮机改造

Transformation of a small steam turbine for a 660 MW
indirect air cooling unit

罗云,薛荣波,晁俊凯,任海彬,贺学军

LUO Yun,XUE Rongbo,CHAO Junkai,REN Haibin,HE Xuejun

(宁夏京能宁东发电有限责任公司,银川 750001)

(Ningxia Jingneng Ningdong Electric Power Company Limited, Yinchuan 750001, China)

摘 要:某超临界 660 MW 间接空冷机组在夏季高背压工况运行时,随着机组负荷的增加,主机四段抽汽驱动的小汽轮机不能满足给水泵轴功率的需求,出现了小汽轮机高压调节阀开度大、备用冷段再热汽源排挤主机四段抽汽的问题。通过分析运行参数和性能试验,确定了小汽轮机使用四段抽汽出力不足的原因,提出了增加 30% 通流面积的改造方案。改造实施后,小汽轮机的出力能力增加,机组夏季运行带负荷能力增强,煤耗下降了 5.94 g/(kW·h),显著提高了机组的经济效益和运行安全性。改造方案对间接空冷机组小汽轮机的设计和选型具有借鉴意义。

关键词:间接空冷机组;小汽轮机;四段抽汽;冷再蒸汽;夏季带负荷能力;出力

中图分类号:TK 267 **文献标志码:**B **文章编号:**1674 - 1951(2019)10 - 0076 - 05

Abstract:Under the high back pressure working condition in summer, the unit load will increase. The small steam turbine of a supercritical 660 MW indirect air cooled unit driven by four-stage extraction steam could not meet the demand of feedwater pump shaft power. The opening of the small steam turbine high-pressure regulating valve was too large, and the spare cold reheating steam source impeded the four-stage steam. By analyzing operating parameters and performance tests, the reasons for the insufficient output of the four-stage extraction steam for the small steam turbine were determined. A reform scheme to increase 30% flow area of the small steam turbine was put forward. After implementation, the output capacity of the steam turbine was improved, and the load capacity of the unit was increased in summer, and coal consumption decreased by 5.94 g/(kW·h). The scheme is of reference meaning for the design and model selection for indirect air cooled units for its economic and safe benefits.

Keywords:indirect air cooled unit; small steam turbine;four-stage extraction steam;cold reheated steam;load capability in summer;output

0 引言

火力发电厂的空冷系统主要有直接空冷系统、凝汽式间接空冷系统和带表面式凝汽器的间接空冷系统 3 种^[1-3]。随着大量使用带表面式凝汽器的间接空冷系统(以下简称间接空冷系统)的大容量机组投产运行,其节水、节能、维护费少、冬季防冻简单等优势逐步得到了行业认可。

目前,我国“三北”地区新建火电机组的冷端系统大多都采用间接空冷系统。但采用间接空冷系统的机组夏季背压高、背压变化范围大,小汽轮机运行的经济性和安全性比传统湿冷机组差。本文针对某

660 MW 超临界间接空冷机组在夏季高背压工况运行时,小汽轮机高压蒸汽调节阀(以下简称高调阀)频繁开启、备用冷段再热汽源排挤四段抽汽的问题进行分析,确定了主机四段抽汽压力低、小汽轮机进汽管道压损大和小汽轮机通流面积小为主要原因^[4],并提出了对小汽轮机进行增容改造的方案。通过对比分析改造前、后机组运行情况,证明增容改造有效地解决了小汽轮机在高负荷、高背压运行时四段抽汽出力不足的问题。

1 设备系统概况

某电厂一期工程 2×600 MW 机组汽轮机采用哈尔滨汽轮机有限公司生产的 CLNJZK24. 2/566/566 型超临界凝汽器式汽轮机,冷端采用间接空冷

系统。循环水经过空冷塔的散热器与空气进行表面换热后,再与汽轮机排汽进行二次换热,机组背压与环境温度、风向、风速等因素有关。小汽轮机的排汽方式通常采用与传统湿冷机组相同的设计方式,即直接排入主机凝汽器(如图 1 所示)。机组热耗保证(THA)工况和铭牌(TRL)工况的设计背压分别为 10.5 kPa 和 28.0 kPa。给水系统配置 2 台 50% 容量的汽动给水泵和 1 台 30% 容量的电动给水泵。给水泵驱动的小汽轮机为杭州小汽轮机厂(以下简称杭汽厂)生产的 NK63/71 型凝汽式汽轮机,工作汽源为主机四段抽汽(中压缸排汽),THA 工况下小汽轮机设计进汽压力 1.006 MPa,温度为 372 ℃,TRL 工况下设计进汽压力为 1.075 MPa,温度为 371 ℃,低压蒸汽调节阀全开时 2 种工况下的输出功率分别为 13 405 和 12 242 kW。备用汽源为冷段再热器(以下简称冷再)蒸汽,取自高压缸排汽。

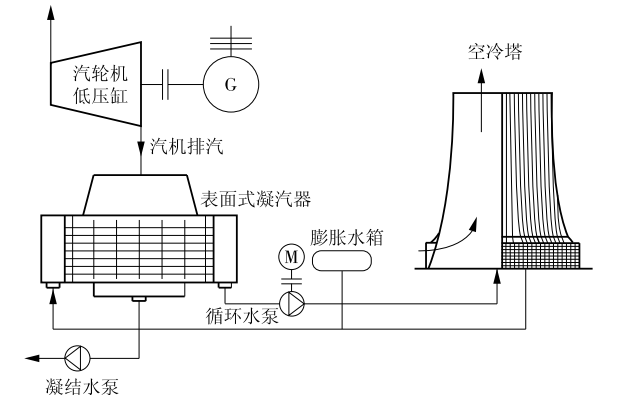


图 1 带表面式凝汽器的间接空冷系统
Fig.1 Indirect air cooling system with surface condenser

2 小汽轮运行异常工况

2.1 小汽轮机高压蒸汽调节阀开度大

该工程 #2 机组于 2011 年 6 月 20 日投入商业运行,随着环境温度不断上升,机组背压逐渐升高,高负荷时小汽轮机高压调节阀(以下简称高调阀)频繁开启造成冷再备用汽源排挤主机四段抽汽。

7 月 11 日, #2 机组升降负荷过程中,2 台小汽轮机在不同负荷下的运行数据见表 1。

由表 1 可知,随着机组负荷和背压的升高, #1 小汽轮机高调阀开度不断增大,当负荷升至 656.2 MW 时(工况 2), #1 小汽轮机进汽压力高于主机四段抽汽压力,进汽温度下降、四段抽汽供小汽轮机总流量减少,冷再备用汽源已完全排挤了主机四段抽汽,此时 #2 小汽轮机的低压调节阀(以下简称低调阀)开度为 89.1%;在工况 3 时, #2 小汽轮机冷再备用汽源也排挤主机四段抽汽,2 台小汽轮机的汽源全部由冷再蒸汽提供。

表 1 小汽轮机运行数据				
Tab.1 Small steam turbine operating data				
项目		工况 1	工况 2	工况 3
负荷/MW		620.0	656.2	661.1
THA/TRL 设计背压/kPa		12.7/12.8	16.0/16.7	20.2/20.5
四段抽汽压力/MPa		0.837	0.907	0.947
四段抽汽温度/℃		352.4	358.5	360.2
四段抽汽供小汽轮机总流量/(t·h ⁻¹)		110.9	63.6	5.2
#1 小汽轮机	进汽压力/MPa	0.787	0.947	0.977
	进汽温度/℃	351.2	272.5	269.1
	低调阀开度/%	99.6	99.6	99.6
	高调阀开度/%	10.6	55.9	55.4
#2 小汽轮机	进汽压力/MPa	0.777	0.837	0.967
	进汽温度/℃	352.1	357.4	270.1
	低调阀开度/%	85.2	89.1	99.7
	高调阀开度/%	0.0	20.0	46.5

2.2 对机组运行安全性和经济性的影响

2 台小汽轮机的汽源全部由冷再蒸汽提供,对机组运行主要存在以下几方面的影响:(1) 进入再热器系统的蒸汽流量会引起再热器管屏严重超温,为保证机组运行的安全性,当背压高于 20 kPa 时,机组不得不降出力运行;(2) 在相同的主蒸汽流量下,进入汽轮机中、低压缸做功的蒸汽减少,汽轮机功率降低,机组热耗增大;(3) 与使用四段抽汽比较,小汽轮机使用冷再蒸汽后进汽参数的压力升高、温度降低,使进入小汽轮机的蒸汽容积流量减少,相对内效率下降;(4) 由于在四段抽汽和冷再蒸汽两种不同参数的汽源间频繁切换,导致小汽轮机关阀滤网承受较大的交变应力,强度下降,发生了小汽轮机关阀滤网破碎的情况(如图 2 所示),并造成了小汽轮机通流部分损坏(如图 3 所示)^[5],且滤网碎片有可能进入主机凝汽器损坏凝汽器冷却管。

3 原因分析

3.1 初步原因分析

机组工况变化时,小汽轮机给水泵数字式电液控制系统(MEH)接受给水总指令,通过低调阀控制进入小汽轮机的蒸汽流量,使小汽轮机输出功率与给水泵轴功率相匹配,满足各工况下给水量和给水压力的需求。当四段抽汽供小汽轮机的输出功率不能满足给水泵轴功率需求时,高调阀才会开启,投入备用冷再蒸汽以增大小汽轮机的出力。对于采用节流调节的间接空冷系统,在调节阀全开的情况下,其出力主要受进汽压力、温度、背压和通流能力的影响^[6],另外,给水泵小汽轮机还应考虑给水泵性能

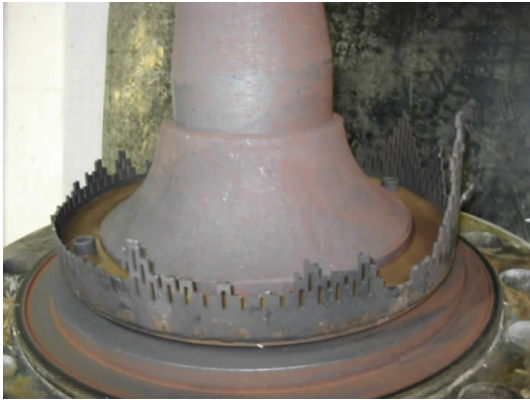


图 2 速关阀蒸汽滤网破碎

Fig.2 Broken steam filter of main stop valve



图 3 叶片的出汽边损坏和围带磨损

Fig.3 Broken trailing edge and worn shroud of blades

能和热力系统特性的影响。

表 1 中工况 3 的负荷与额定负荷接近, 约比 TRL 工况下的背压(负荷 660 MW, 背压 28.0 kPa)低 8.0 kPa, 四段抽汽压力为 0.947 MPa。结合热平衡图推算, 如果背压达到 28.0 kPa, 四段抽汽压力最大只能达到 0.976 MPa, 即使未向小汽轮机供汽, 仍比设计值(1.075 MPa)低 0.099 MPa(9.2%), 温度比设计值低 10.8℃。

对工况 1 和工况 2 下的四段抽汽压力和小汽轮机进汽压力比较可知: 工况 1, 四段抽汽向 2 台小汽轮机供汽时, #1 和 #2 小汽轮机进汽管道压损分别为 6.0% 和 7.1%; 工况 2, 四段抽汽只对 #2 小汽轮机供汽, 流量为 63.6 t/h, 进汽管道压损为 7.7%。因此可以推断, 在 TRL 工况下, 如果四段抽汽向 2 台小汽轮机供汽, 随着进汽流量增大, 进汽管道压损会进一步增大, 如按 8% 计算, 小汽轮机进汽压力为 0.898 MPa, 比设计值(1.075 MPa)低 16.5%。

随进汽压力变化的凝汽器汽轮机功率相对变化量可近似为^[6]

$$\frac{\Delta P_i}{P_i} = \left[1 + \frac{k-1}{k} \times \frac{\left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \right] \frac{\Delta p_0}{p_0}, \quad (1)$$

式中: k 为等熵指数; p_z 为背压; p_0 为初压, $\Delta p_0/p_0$ 为初压的相对变化量; $\Delta P_i/P_i$ 为功率的相对变化量。

由上式可知, 背压不变时, 功率的相对变化量与初压的变化量成正比。因此, 若忽略进汽温度偏低对小汽轮机功率的影响, 在 TRL 工况下, 仅四段抽汽压力偏低和进汽管道压损就使小汽轮机输出功率减少 16.5%, 即在目前的进汽参数条件下, 保持低调阀全开, 小汽轮机在 TRL 工况下的输出功率只能达到设计值的 83.5%。

3.2 汽动给水泵组性能试验分析

由以上的分析可知, 四段抽汽压力低和进汽管道压损对小汽轮机出力有较大的影响。但如果小汽轮机进汽压力达到设计值, 其最大输出功率是否能满足 TRL 工况给水系统需求, 给水泵效率是否达到设计值? 为了核实这些问题, 决定对汽动给水泵组进行全面的性能试验。

3.2.1 给水泵性能试验

2011 年 12 月 20 进行给水泵性能试验, 试验工况点负荷为 620, 530, 460, 410 MW, 4 个工况下给水泵转速分别为 5204, 4740, 4395, 3444 r/min, 出口流量分别为 966.4, 840.7, 713.4, 607 t/h, 扬程分别为 3009.7 m, 2599.9 m, 2336.7 m 和 2145.4 m, 计算得 4 个工况下的给水泵效率分别为 81.09%, 81.83%, 80.71% 和 79.83%, 根据试验数据绘制换算到额定转速下的流量效率曲线(如图 4 所示)^[7]。由图 4 可知, 在 TRL 工况下, 流量给水为 1000 t/h, 给水泵效率约为 80.30%, 比设计值(84.00%)低 3.70 百分点。

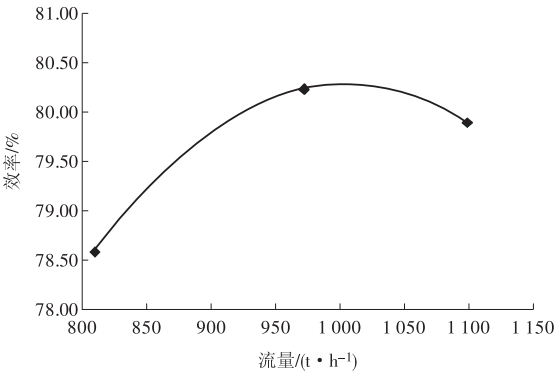


图 4 给水泵流量与效率曲线

Fig.4 Relationship between the flow and power of feed water pump

3.2.2 小汽轮机低调阀全开性能试验

2011 年 12 月 21 日对 #2 机组 #1 小汽轮机进行了低调阀全开性能试验。试验前强制关闭高调阀,

全开低调阀,四段抽汽供小汽轮机运行。试验开始工况为负荷 620 MW、背压 15.42 kPa,随后通过提高凝汽器循环水的进水温度来提高背压值:当背压升至 21.25 kPa 时负荷降至 600 MW;背压升至 28.5 kPa 时,机组负荷只能维持在 514 MW。各工况试验数据见表 2。

表 2 #1 小汽轮机低调阀全开试验数据
Tab.2 Test data with fully-opened low pressure regulating valve in No. 1 turbine

试验工况	工况 4	工况 5	工况 6
负荷/MW	620.0	600.0	514.0
主蒸汽压力/MPa	24.1	24.1	22.0
低调阀开度/%	99.0	99.0	99.0
进汽压力/MPa	0.866	0.862	0.746
进汽温度/℃	353.6	354.5	354.1
进汽比容/(m ³ ·kg ⁻¹)	0.329	0.331	0.383
进汽质量流量/(t·h ⁻¹)	59.49	59.25	51.60
进汽比焓/(kJ·kg ⁻¹)	3 168.8	3 170.6	3 172.1
背压/kPa	15.4	21.2	28.5
排汽理想比焓/(kJ·kg ⁻¹)	2 398.8	2 445.4	2 511.2
理想比焓降/(kJ·kg ⁻¹)	770.0	725.2	660.9
排汽比焓/(kJ·kg ⁻¹)	2 560.1	2 587.8	2 643.0
有效比焓降/(kJ·kg ⁻¹)	608.7	582.6	529.1
给水泵转速/(r·min ⁻¹)	5 231	5 153	4 778
给水泵轴功率/kW	9 978.7	9 508.9	7 502.0
机械损失/kW	80	80	80
小汽轮机输出功率/kW	10 058.7	9 588.6	7 583.0
相对内效率/%	79.05	80.33	80.05

由表 2 可知,如果忽略温度对进汽流量的影响,小汽轮机进汽参数达到 TRL 工况的设计值时(1.075 MPa/371 ℃,进气比焓 3 201.4 kJ/kg),由费留格尔公式^[8]计算低调阀全开的进汽流量为 74.35 t/h,背压 28.5 kPa,此时输出功率

$$P = 1\,000\,q_m(h_0 - h_c)/3\,600 = 11\,532\text{ (kW)}, \tag{2}$$

式中: q_m 为进汽质量流量,74.35 t/h; h_0 为进汽比焓,3 201.4 kJ/kg; h_c 为排汽比焓,2 643.0 kJ/kg。 P 比设计功率(12 242 kW)低 5.8%。

另外,根据热平衡图计算得 TRL 工况下给水泵轴功率为 11 397 kW,因此小汽轮机功率实际裕量 = (11 532 - 11 397)/11 397 = 1.2%。而机组实际运行中,锅炉效率和汽轮机效率一般难以达到设计值,主蒸汽流量会比设计值大,相应的给水流量也会偏大,故给水泵轴功率往往高于根据平衡图的计算值。加之为了保证给水调节的稳定性,低调阀要留有一定的裕度,因此低调阀全开时,小汽轮机功率仅 1.2%

的裕度远远不能满足运行的要求,小汽轮机的通流能力偏小。

综上所述,四段抽汽压力偏低、进汽管道压损大和小汽轮机通流面积小是造成小汽轮机出力不足的主要原因,同时给水泵效率偏低也有一定的影响。

4 改造方案

通过对主机运行参数分析,认为四段抽汽压力偏低的是由于低压缸通流面积比设计通流面积大,而提高四段抽汽压力不太现实。曾设想引入主机三段抽汽至小汽轮机进汽管道提高入口压力和对小汽轮机增加独立凝汽器降低背压,提高小汽轮机的出力,但因工程难度大而否定。最后经杭汽厂、设计院、电厂共同研究决定对小汽轮机进行增容改造:保留原小汽轮机内、外缸尺寸不变,由杭汽厂根据实测 THA 工况下的主机四段抽汽参数(0.95 MPa/350 ℃),按增加原通流面积的 30% 重新设计小汽轮机的转子和静叶栅。计算得改造后的小汽轮机在 TRL 工况下使用四段抽汽的最大输出功率为 13 500 kW,裕量为 11.8%。

5 改造后效果

5.1 高背压工况下的运行状况

改造后,机组在高背压时带额定负荷运行,高背压工况下小汽轮机的高调阀仍有一定开度,选取 2012 年 8 月 22 日 #1 小汽轮机的运行状态(截图)进行分析,高调阀的开度变化如图 5 所示。

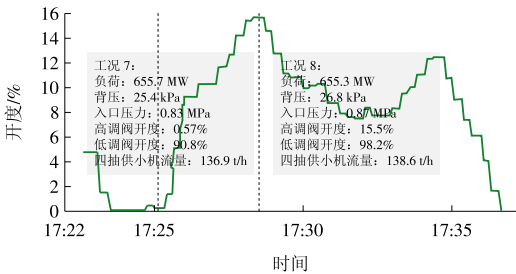


图 5 #1 小汽轮机改造后的高背压运行数据
(2012-08-22)

Fig.5 #1 Operation data of modified small steam turbine under high back pressure(2012-08-22)

由工况 7、8 下的四段抽汽供小汽轮机的蒸汽流量和进汽压力的变化可知,高调阀开启 15.5% 后,四段抽汽流量并没有降低,说明冷再蒸汽并没有排挤四段抽汽,只是提高了小汽轮机的进汽压力起到了补充蒸汽流量的作用。可见,与改造前机组参数相比(工况 2:656.2 MW/16.0 kPa),改造后小汽轮机出力明显提高,且背压在 26.0 kPa 以下时使用四段抽汽可以带满负荷运行。

5.2 经济效益分析

以 TRL 工况作为基准工况,比较完全使用冷再汽源与完全使用四段抽汽汽源的机组经济性,见表 3。

表 3 小汽轮机使用冷再蒸汽和四段抽汽经济性比较

Tab.3 Economy of small steam turbines using cold reheat steam and four-stage extraction		
参数	使用冷再蒸汽	使用四段抽汽
主蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	2 100.00	2 100.00
背压/kPa	28.0	28.0
小汽轮机蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	170.00	134.00
小汽轮机功率/MW	22.8	22.8
中压缸进汽流量/(t·h ⁻¹)	1 601.00	1 771.00
中压缸有效比焓降/(kJ·kg ⁻¹)		387.0
中压缸做功差/MW		18.3
低压缸进汽流量/(t·h ⁻¹)	1 436.00	1 472.00
低压缸有效比焓降/(kJ·kg ⁻¹)	683.0	
低压缸做功差/MW	6.8	
主机功率/MW	635.0	660.0
热耗/[kJ·(kJ·h) ⁻¹]	8 695	8 520
热耗差/[kJ·(kW·h) ⁻¹]		175
煤耗差/[g·(kW·h) ⁻¹]		5.9

表 3 中数据显示,如果使用再热冷段作为小机汽源,在相同的主蒸汽流量下,出力将减少 2.5×10^4 kW·h,按夏季(高负荷/高背压)工况运行 4 个月计算,少发电量 $= 2.5 \times 10^4 \times 120 \times 24 = 7.2 \times 10^7$ (kW·h)。如果保证机组满出力运行,粗略估计热耗增加 175 kJ/(kW·h),标准煤耗增加 5.9 g/(kW·h)。按夏季工况运行 4 个月、标准煤 400 元/t 计算,每年增加运行成本约 $400 \times 5.9 \times 120 \times 24 \times 66/100 = 448.5$ (万元)。单台机组 2 台小汽轮机改造费用为 600.0 万元,一年半能收回投资成本,且机组后期运行经济效益显著。

6 结论与建议

通过对小汽轮机增容改造,该机组夏季运行带负荷能力明显增强,运行的安全性和经济性都得到了提高。不足的是,2 台小汽轮机在高背压时全部使用四段抽汽会导致蒸汽流量较大,进汽管道压损比改造前增大,进汽压力不能达到改造后的设计值,

对小汽轮机出力有一定的限制。由于改造后小汽轮机通流面积增大,低负荷低背压时低调阀开度较小,节流损失较大,小汽轮机效率比改造前略有降低。对间接空冷小汽轮机容量选择和供汽系统设计提出以下建议。

(1)间接空冷机组小汽轮机选型时应留有足够的裕度,保证能在夏季工况下能满足机组带满负荷的要求。设计院设计主机抽汽管道供小汽轮管道时,应该按照 TRL 工况下小汽轮机的进汽流量进行设计,确保任何工况下管道压损不超过 5%。

(2)在设计小汽轮机供汽系统时可增大小汽轮机调试用汽管道(辅汽至小汽轮机)的管径,方便电厂在机组背压高时采用辅汽至小汽轮机管道和四抽至小汽轮管道同时供汽,增加小汽轮机入口蒸汽压力。

参考文献:

[1]邱丽霞,郝艳红,李润林,等. 直接空冷汽轮机及热力系统[M]. 北京:中国电力出版社,2006.

[2]戴振会,王宏国. 国内外直接空冷系统的发展及现状[J]. 电站系统工程,2009,25(3):1-4.

[3]马义伟. 发电厂空冷技术的现状与进展[J]. 电力设备,2006,7(3):5-7.

[4]刘传玲,柳明辉,陈振江,等. 投运低压省煤器后汽轮机背压变化分析[J]. 发电技术,2018,39(4):378-381.

[5]刘君,罗云,李彦军,等. 小汽轮机速关阀关闭原因分析[J]. 华北电力技术,2012(1):58-60.

[6]靳智平. 电厂汽轮机原理及系统[M]. 北京:中国电力出版社,2004.

[7]西安热工院研究院有限公司. 宁夏宁东发电有限责任公司#2 给水泵汽轮机性能试验报告[R]. (2013-04-15) [2018-11-30].

[8]王艳军,吴彦坤,张春发,等. 主蒸汽参数变化对机组功率影响的定量研究[J]. 热力透平. 2007,36(3):164-167.

(本文责编:陆华)

作者简介:

罗云(1981—),男,湖南衡阳人,工程师,从事过火力发电厂安装、调试和性能试验工作(E-mail: ayunmeng@ 163.com)。