

集中供热与节能—— 全国集中供热学术会议论文选编

中国机械工程学会、中国电机工程学会 合编

**集中供热与节能——
全国集中供热学术会议论文选编**

中国机械工程学会
中国电机工程学会 合编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 19 · 字数 465 千字

1984年11月北京第一版·1984年11月北京第一次印刷

印数 0,001—6,200 · 定价 3.00 元

*

统一书号: 15033·5613

前 言

中国机械工程学会、中国电机工程学会于1982年5月在北京共同组织召开了《全国集中供热学术会议》。本书是根据会议纪要关于“会后将由两学会负责组织出版集中供热论文选编”的要求编辑出版的。

本书是从会议征集的论文中选编的。由会议各专业组推荐，尔后两学会组织编审。

选编着重于推广集中供热的经验，特别是那些已经运行考验的、成熟的运行经验和改造方案以及有关今后发展集中供热的论文和分析。一些纯理论性的论文没有编入。为了便于广大读者了解《全国集中供热学术会议》的全貌，特将全国集中供热学术会议纪要、建议以及各专业组和各专题组的讨论小结以附录的形式编入本书。对编入的论文，由于受本书篇幅的限制，避免不必要的重复，选编时着重选择一些比较有代表性的论文，并对其作了不同程度的删节和修改，但仍保留原文的论点和数据，（删略了参考文献）。在编辑过程中，部分作者对原论文作了补充修正，编者也补充了一些新的情况和数据。

本书的第一、三部分由中国电机工程学会负责编辑，参加编辑的人员有：王理珊、欧阳铮、康佑魁、马国宾、郑企仁；本书的第二、四、五部分由中国机械工程学会负责编辑，参加编辑的人员有：吴正宽、毛文中、周锡生、王向红、赵华信、寇公。全书由吴礼中、马祖康、欧阳铮、杨士正审校。

本书可供从事发电设备、城市和工业企业热能系统设计、运行和管理的科技人员参考，也可供从事能源管理和节能工作的领导干部、科技人员参考。

选编中不免有错误和不当之处，欢迎批评指正。

编辑组
1982年12月

目 录

前言	1
第一部分 现有凝汽式机组改为供热机组	1
31-25-1型汽轮机低真空运行直接循环水供热的实践与经济效益计算	
.....沈阳发电厂 徐海明 东北电管局 张维祥	
31-12型机组低真空运行实行集中供热的生产实践长春发电厂 何宝桐
BK-100-6型机组改为采暖抽汽机组的实践北京热电总厂 盛炳南
31-12-3型汽轮机组改为抽汽供热机组的经验白城发电厂 张士儒
31-6型汽轮机改造为抽汽供热低真空加热补给水方式运行	
.....江苏省新海发电厂 南京工学院动力系	
ГK-1.5型汽轮机改为背压供汽运行	
.....江苏省电力局生技处 南京工学院动力系热力发电厂教研组	
汽缸上开孔焊接抽汽管供汽工艺技术总结	
.....江苏省电力局张渚电厂 南京工学院动力系热力发电厂教研组	
第二部分 工厂裕压发电和中小型热电厂	55
对我省集中供热、热电结合若干问题的探讨	
.....江苏省计委 冯恭钊 南京电站设备成套技术服务公司 于平安 童骏	
谈谈南京市集中供热、热电结合的规划南京电站设备成套技术服务公司 陈士林
认真做好集中供热发电工程的可行性研究南京电站设备成套技术服务公司 王炳辰
集中供热热电结合工程的经济评价南京电站设备成套技术服务公司 苏启康
背压发电的技术经济性讨论沈阳汽轮机厂 康风雷 沈金山
对裕压发电的一些技术经济分析江苏化工学院 肖立川
湖北省裕压发电经济效益分析和意见湖北省计划委员会 陈少文
纺织工业裕压发电的基本情况及其简要经济分析	
.....纺织工业部 金维埏 纺织工业部设计院 张宗誉	
关于造纸工业采用裕压发电几个问题的探讨福建省青州造纸厂 翟笃授
山东临朐化肥厂裕压发电概况山东工学院 孙云凤
关于企业自备热电站经济性问题的初步探讨	
.....北京焦化厂 张嗣信 国营七五一厂 刘彦华	
第三部分 区域热电站建设	116
从北京第一热电厂看首都热化的经济效益北京热电总厂 康佑魁 余传波
热电合产是节能的有效途径——西固工业区集中供热剖析西固热电厂 陆施安
对促进热电联合生产一些措施的探讨北京电力设计院 吴礼中
采暖热电厂的建设与经济分析北京电力设计院 李万程
关于热电站建设可行性研究的一些问题水利电力部计划司 陈凯
对北京市发展集中供热的几点意见北京电力设计院 龚立贤
热电厂自供热问题——低压回热系统的改进福建省水利电力勘测设计院 陈成学

不同补水方式对热电厂热经济性和供汽能力的影响	水利电力部电力建设研究所 孙君秣 芦幼如	
关于热电厂供热热价的讨论	南京工学院 钟史明	
热电厂供热价格的探讨	东北电管局 查剑萍	
第四部分 集中供热设备		184
对我国加速发展热电联供机组的几项建议	哈尔滨汽轮机厂 李维谋 杜光水	
对我国发展集中供热汽轮机的分析	上海汽轮机厂 唐美琪	
关于发展我国供热汽轮机参数容量系列的初步设想	机械工业部上海发电设备成套设计研究所 陈由辛	
背压供热机组初参数的选择	北京重型电机厂 刘允中	
供热机组的经济条件	北京电力设计院 薛清欣	
次高压机组的可行性研究	水利电力部电力建设研究所 张培基	
对6000kW和12000kW背压式汽轮机采用次高参数的合理性的经济分析	北京电力设计院 欧阳铮	
第五部分 集中锅炉房和供热管网		243
北京市大院式集中供热的发展与效果	北京市环保局 郝玉琦	
石油部管道局廊坊基地集中供热技术经济分析	石油工业部管道勘察设计院 董光华 王明义	
富拉尔基热电厂的热网运行与管理	富拉尔基热电厂	
上海石油化工总厂低压热网总结	上海石油化工总厂设计院 朱文俊	
对高温水采暖若干问题的综合分析	河南省电力勘测设计院 王祥久	
高温热水用于区域集中供热的初探	华东电管局 凌永年	
热水采暖最低水温限度的分析研究	天津大学 王万达	
附录		274
一 全国集中供热学术会议纪要		274
二 对发展集中供热的几点意见		276
三 现有凝汽式机组改为供热机组学术组讨论小结		279
四 工厂裕压发电和中小型热电厂学术组讨论小结		281
五 区域热电厂建设学术组讨论小结		282
六 集中供热基础理论及设备选择学术组讨论小结		286
七 集中锅炉房及管网学术组讨论小结		289
八 热价专题讨论小结		291
九 关于集中供热的管理体制专题讨论小结		293
十 集中供热、热电合产经济效益的评价专题讨论小结		295
十一 北京市供热规划专题讨论小结		297

第一部分 现有凝汽式机组改为供热机组

31-25-1 型汽轮机低真空运行直接循环

水供热的实践与经济效益计算

沈阳发电厂 徐海明

东北电管局 张维祥

前 言

为了节约能源,保护环境,减少小锅炉对大气的烟尘污染,沈阳发电厂根据城市集中供热的需要,于1980年11月将二台31-25-1型汽轮机改成冬季可低真空运行,用循环水直接向热用户供热(设计循环水出口温度为 75°C ,回水温度 60°C)。目前循环水供热工程,厂外热力网主管路部分在1980年冬已全部建成,支管至用户小锅炉房已完成 $1.03 \times 10^6 \text{m}^2$ 采暖建筑面积,因此在采暖期只投入一台机组作循环水供热用。

通过该机1980年冬至1981年春的供暖运行实践,沈阳地区最冷的室外气温连续三天最低为 -26°C ,汽机所带的采暖负荷为 $1.03 \times 10^6 \text{m}^2$ 建筑面积,其中70%分布在距电厂4~7km处的工人村地区,管路末端约10km。这时汽轮机的运行工况:进汽量82t/h,电负荷14000kW,排汽室温度 77°C ,循环水出口温度 70°C ,回水温度 55°C ,排入凝汽器的汽量76.62t/h,供热量 $40.7 \times 10^6 \text{kcal/h}$,为该机组额定负荷下可供热量的77%。这时各采暖用户的室内温度能保持在 18°C 以上,受到用户的欢迎。机组的燃料利用系数由26%左右提高到87%,发电标准煤耗率由 $472 \text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 降低到 $160 \text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,供热煤耗率由小锅炉的 $238 \text{kg}/10^6 \text{kcal}$ 降低到 $165 \text{kg}/10^6 \text{kcal}$,从而为国家节约大量燃料。

通过我厂循环水供热运行实践,初步得到了以下结论:

在连续供热的条件下,对沈阳地区,当汽温不低于 -26°C 时,每平方米建筑面积每小时耗用的热量指标,取40kcal左右就能满足采暖要求。

这一实践,为凝汽电厂广泛利用循环水供热创造了有利条件。

一、循环水供热的原理及系统设计改造

循环水供热的原理,简而言之就是把热用户的暖气片当作冷水塔使用。

沈阳电厂二台31-25-1型汽轮机冬季改为低真空运行,利用循环水向外供热的热力系统图,如图1所示。

从图1可知,机组的原有循环水系统勿需作大的改动,只是在凝汽器入口管和出口管上接入循环水供热系统。二台机的循环水经凝汽器加热后,引至 $\phi 1020 \times 10$ 的联络管进入热网水泵升压。热网水泵选用14Sh-6型离心泵,流量 $Q = 880 \sim 1660 \text{m}^3/\text{h}$,扬程 $H = 140 \sim 100 \text{mH}_2\text{O}$ 。热网水泵一共四台,原设计一台备用。因泵出力不足,故全部投入运行,今后拟加装一台作备用。

升压后的循环水,既可直接输送至热用户,也可通过尖峰加热器加热后输送至热

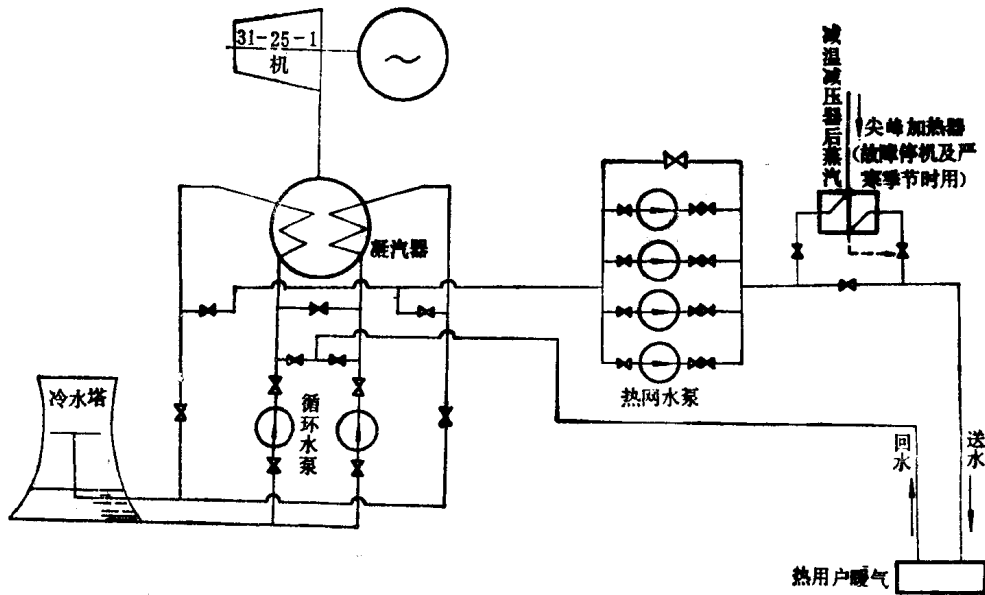


图1 循环水供热原理图

用户。

热网水泵出入口之间装了再循环管，管径为 $\phi 219 \times 7$ ，作起动试运时再循环用。

循环水泵出口门未加堵板，机组低真空运行利用循环水向外供热时，只需切换阀门，不必停机。

热网水泵装在凝汽器出口管路侧（布置在汽机房 0 m 标高位置）使凝汽器不承受较高的压力，凝汽器所承受的是 1 kgf/cm^2 左右的采暖回水压力，它和凝汽发电时承受的循环水出口压力基本相同。

为防止热用户暖气片 and 凝汽器铜管结垢，影响传热效果，补充水应采用化学软化水，根据我厂水处理的具体情况，采用了氢型阳离子交换器兼制软化水的工艺，其水质标准：硬度不大于 500 微克当量/升。配合循环水供热工程设置了二台软化器。

补充水按供水量的 3% 考虑。另外还接入了工业水，作事故紧急补水，其水量为总供水量的 3%。所有的补充水（化学软水、工业水）都接到凝汽器入口侧。

该机的冷油器和空气冷却器所用的冷却水，当一台机组供热时，由另一台机组的循环水供给；当二台机组供热时，单独为此设置三台 6B33 型离心水泵（流量 $Q = 170 \sim 140 \text{ m}^3/\text{h}$ ，扬程 $H = 22 \sim 32.5 \text{ mH}_2\text{O}$ ），其中一台备用，供冷油器、空气冷却器冷却用；原有的 2000 m^2 冷水塔水池作为循环水的凉水池。

供水和回水管均采用 $\phi 920 \times 10$ 的螺旋焊接管，水流速为 $1 \sim 2 \text{ m/s}$ 。

回水压力：为保证热网水泵的正常供水，考虑凝汽器的阻力损失为 $2 \text{ mH}_2\text{O}$ ，凝汽器循环水出口顶标高 7 m，热网水泵的入口阻力损失 $2.5 \text{ mH}_2\text{O}$ ，回水压力必须保持在 $1.2 \sim 1.3 \text{ kgf/cm}^2$ 。

主管路每隔 1000 m 装设分段闸门，供水管与回水管之间用阀门连接，目的便于管路分段试运冲洗、运行、检修、减少软化水损失。当管路处于事故状况下，分段处理，避免全部停运。

厂外主管路采用水泥珍珠岩保温，供水起点至末端温度降为 0.8°C ，往返 1.5°C ，热量损失不超过总供热量的5%。

主管路坡度为0.003，最高处设置放空气门，最低处设放水门。空气门、放水门直径根据主管路直径大小按设计标准选用。

二、31-25-1型汽轮机低真空运行试验

为确定在一定的蒸汽流量和额定的蒸汽初参数（压力、温度）下，汽轮机排汽压力改变对机组电负荷的实际影响。在1980年4月初对该机进行了低真空运行试验。

1. 试验方法 维持机组进汽流量和初参数不变，然后逐步关小凝汽器出口门，减少

表1 31-25-1型汽轮机低真空运行模拟试验数据汇总表

测量内容		工 况							
		1	2	3	4	5	6		
主蒸汽压力	ata	35.5	35.5	35.5	35.5	35.5	35.5		
主蒸汽温度	$^{\circ}\text{C}$	432	432	432	432	432	433		
主蒸汽流量	t/h	120	120	120	120	120	120		
电 功 率	kW	27000	25000	24500	23200	22000	21000		
排汽压力	ata	0.0867	0.173	0.243	0.333	0.427	0.528		
凝结水温度	$^{\circ}\text{C}$	46	59	65	71	77	81.5		
排汽室温度	$^{\circ}\text{C}$	46.2	59	65	70.8	77	81.5		
循环水入口温度	$^{\circ}\text{C}$	22	23	23	23	23	23		
循环水出口温度	$^{\circ}\text{C}$	39	53	59	65	71.5	77		
循环水温升 Δt	$^{\circ}\text{C}$	17	30	36	42	48.5	54		
轴向位移指示	mm	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4		
相对膨胀指示	mm	-0.65	-0.8	-0.9	-1.0	-1.02	-1.05		
推力盘	工作面出口油温	$^{\circ}\text{C}$	45	45	45	45	45	45	
	非工作面出口油温	$^{\circ}\text{C}$	48	48	48	48	48	48	
轴 承 振 动	1号	mm	0.012	0.01	0.01	0.01	0.013	0.014	
	2号	mm	0.007	0.009	0.01	0.009	0.01	0.01	
	3号	mm	0.002	0.02	0.003	0.003	0.003	0.003	
	4号	mm	0.025	0.03	0.03	0.034	0.035	0.035	
	5号	mm	0.01	0.012	0.007	0.012	0.012	0.01	
	6号	mm	0.022	0.021	0.021	0.021	0.022	0.021	
2号瓦抬高		mm	0	0.09	0.09	0.1	0.1	0.11	
前 轴 承 箱 膨 胀	左 侧	向 前	mm	0	0.22	0.46	0.5	0.8	0.99
		向 左	mm	0	0	0	0	0.01	0.01
	右 侧	向 前	mm	0	0.22	0.41	0.45	0.7	0.87
		向 左	mm	0	0	0	0	-0.04	-0.04

循环水量,提高排汽压力。试验过程中,对其振动、音响、推力、膨胀指示进行了严密监视,现将试验结果汇总列于表1。

2. 试验结果

(1) 当汽轮机进汽参数保持不变, $p_0=35.5\text{ata}$ 、 $t_0=435^\circ\text{C}$, 流量维持在 120t/h , 排汽压力 p_2 由 0.0867ata 提高到 0.528ata 时, 汽轮发电机的电功率由 27000kW 下降至 21000kW , 减少 6000kW , 占 22% 。

(2) 当排汽压力为 0.528ata 时, 循环水出口温度 77°C , 排汽室温度 81.5°C , 凝汽器端差为 4.5°C 。

(3) 由于汽轮机低真空运行, 排汽温度升高, 2号轴瓦相对运转层抬高 $0.11\text{m}\cdot\text{m}$, 前轴承箱向前膨胀, 左侧增加 $0.99\text{m}\cdot\text{m}$, 右侧增加 $0.87\text{m}\cdot\text{m}$ 。

(4) 串轴指示、推力盘工作面和非工作面的出口油温没有变化。

(5) 除4号瓦振动增加 $0.01\text{m}\cdot\text{m}$ 外, 其它各瓦振动变化很小。

(6) 相对膨胀指示表由 -0.65mm 增加到 -1.05mm , 在允许变化范围内。

(7) 当凝结水温度为 81.5°C 时, 凝结水泵运行正常, 未发生汽化现象。

三、低真空运行热力过程及推力计算

对汽轮机低真空运行时热力过程及推力变化进行的计算, 在《电力技术》和《东北电力技术》上已作了专题总结, 这里只引用计算结果。

1. 低真空运行时热力过程如图2所示。

热力过程计算, 是以制造厂家提供的最大工况, 进汽量 138.14t/h , 排汽压力 $p_2=0.565\text{ata}$, 即排汽温度 84°C 情况下进行的。

汽轮发电机电功率计算见表2。

2. 低真空运行轴向推力汇总见表3。

四、汽轮机低真空运行, 利用循环水供热的经济效益计算及工程投资

1. 循环水供热的经济效益计算

额定工况下设计数据 (制造厂提供):

机组型式 31-25-1 型, $N_0=25000\text{kW}$

进汽参数 $p_0=35\text{ata}$ $t_0=435^\circ\text{C}$

进汽量 $D_0=111.58\text{t/h}$

排汽压力 $p_2=0.06\text{ata}$

热耗率 $q=2824\text{kcal}/(\text{kW}\cdot\text{h})$

排汽量 $D_k=92.8\text{t/h}$

改为低真空运行后, 在额定进汽量下各部参数 (经模拟试验与计算核实):

进汽参数 $p_0=35\text{ata}$ $t_0=435^\circ\text{C}$

进汽量 $D_0=111.58\text{t/h}$

排汽压力 $p_{21}=0.528\text{ata}$ ($t_k=81.5^\circ\text{C}$)

电功率 $N_{01}=19000\text{kW}$

排汽量 $D_{k1}=98\text{t/h}$ (此值通过热平衡求得)

采暖期该机实际运行参数 (根据1980年冬至1981年春运行表报统计取平均值):

进汽参数 $p'_0=35.1\text{ata}$ $t'_0=435^\circ\text{C}$

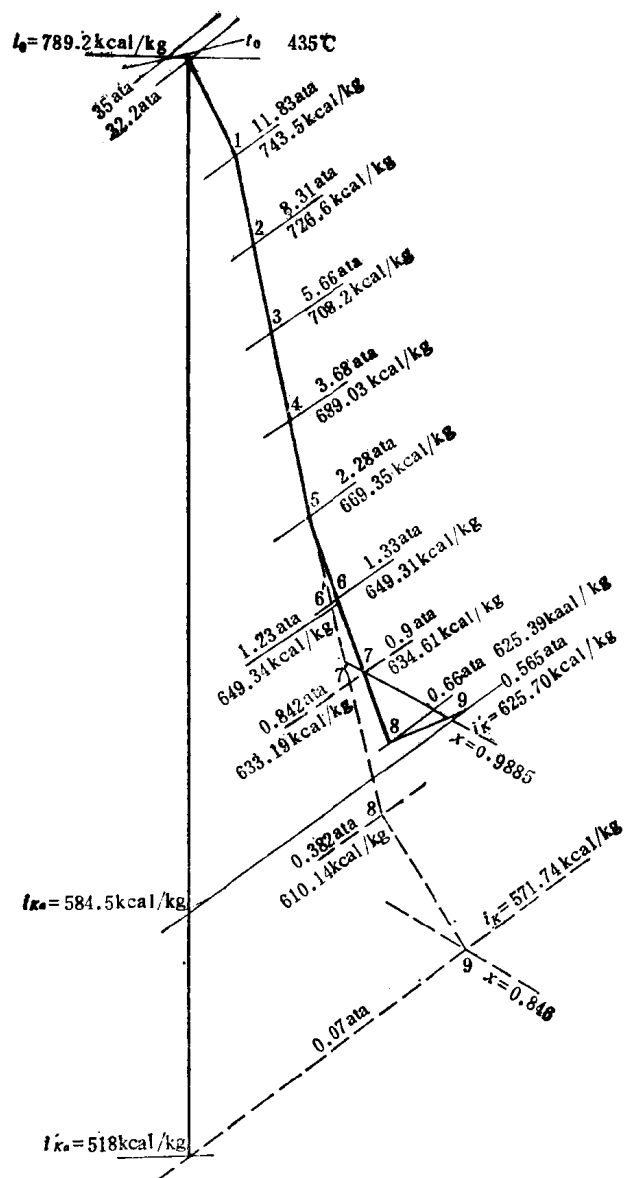


图2 全机热力过程线

注：实线为低真空运行工况；虚线为凝汽运行工况。

表2 汽轮发电机电功率计算

名称	符号	单位	蒸汽流量 $G = 132.14 \text{ t/h}$		
			计算公式	低真空(非汽压力 0.565ata)运行工况	凝汽运行工况
全机有效焓降	H_n	kcal/kg	$i \cdot s$ 图	163.5	217.46
全机理想焓降	H_0	kcal/kg	$i - s$ 图	204.7	271.2
全机内效率	η_{0i}	%	$\frac{H_n}{H_0}$	79.9	80.2
全机内功率	N_n	kW	$\sum N_i$	24965	32198
机械效率	η_μ	%	制造厂提供	97	97
发电机效率	η_z	%	制造厂提供	98	98
发电机端功率	N_g	kW	$N_n \eta_\mu \eta_z$	23700	30600

表3 低真空运行时轴向推力计算

运 行 工 况	叶片轴向力 kgf	叶轮轴向力 kgf	轴封台肩轴向力 kgf	总轴向推力 kgf
设计运行工况 ($D_0 = 110.94 \text{ t/h}$ $p_2 = 0.06 \text{ ata}$)	109300	1249.6	-6442.3	5737.3
最大凝汽运行工况 ($D_0 = 137.5 \text{ t/h}$ $p_2 = 0.07 \text{ ata}$)	9664	1466	-7996	3134
低真空运行工况 ($D_0 = 137.5 \text{ t/h}$ $p_2 = 0.565 \text{ ata}$)	3664	2128.6	-8919	873.6

进汽量 $D'_0 = 76.9 \text{ t/h}$

平均负荷 $N'_{01} = 13000 \text{ kW}$

排汽压力 $p'_{21} = 0.323 \text{ ata}$

排汽量 $D'_{k1} = 70.5 \text{ t/h}$

循环水出口温度 $t_2 = 59^\circ\text{C}$ 回水 $t_1 = 44^\circ\text{C}$

排汽室温度 $t'_k = 71^\circ\text{C}$ (运行一定时间后, 因凝汽器表面污秽, 排汽室温度升高, 端差平均达 12°C)

供热量 $Q_s = 38.5 \times 10^6 \text{ kcal/h}$

供热面积 $F = 1.03 \times 10^6 \text{ m}^2$ 建筑面积

说明:

① 因供热面积少, 故汽机低真空运行时, 未达到额定进汽量工况下的发电、供热量。当沈阳地区最冷 -26°C 时, 进汽量 82 t/h , 为额定进汽量的 73.5% , 故电功率 14000 kW 。

② 循环水出口最高温度为 70°C , 供热量最大为 $40.7 \times 10^6 \text{ kcal/h}$ 。

③ 该机循环水供热期间, 发电量 $W = 45.55 \times 10^6 \text{ kW}\cdot\text{h}$; 供热量 $Q_s = 134679 \times 10^6 \text{ kcal}$; 进汽量 $D = 269895 \text{ t}$ 。

按实际运行参数计算经济效益, 计算结果详见表4。

2. 循环水供热工程投资

(1) 循环水供热新增工程投资

电厂内部改造工程投资约 150 万元;

厂外热网建设工程投资约 1200 万元;

总计: 1350 万元。

(2) 1980 年电厂附近工人村新建统建住宅 $20 \times 10^4 \text{ m}^2$, 原拟新建二座小锅炉房, 共投资 40 万元。由于改用循环水供热, 二座小锅炉房停建, 即相当于节省投资 40 万元。

故循环水供热工程实际投资约为:

$$1350 - 40 = 1310 \text{ 万元}$$

五、结论

1. 凝汽式汽轮机 (包括抽汽供热机的凝汽部分) 低真空运行, 借以提高循环水出口温度, 直接向居民宿舍和厂房供暖, 这在当前是节约能源, 发展热电产最简单、可行的办法之一。循环水供热, 使发电过程中的蒸汽的热能得到充分利用, 消除了汽机凝汽器中的冷源损失, 使电厂的燃料利用系数由凝汽发电时的 26% , 提高到 87% , 从而为国家节约大量能源, 经济效果十分显著。

表4 机组在不同运行工况下各种技术经济指标比较表

项 目	设计凝汽工况	设计低真空运行工况	1980年冬实际低真空运行工况
机组型式	31-25-1	31-25-1	31-25-1
主蒸汽压力 (ata)	35	35	35.1
主蒸汽温度 (℃)	435	435	435
主蒸汽流量 (t/h)	111.58	111.58	76.9
电功率 (kW)	25000	19000	13000
排汽压力 (ata)	0.06	0.528	0.323
排汽量 (t/h)	92.8	98	70.5
排汽温度 (℃)	35.82	81.5	71
排汽焓 (kcal/kg)	549	632	628
锅炉蒸发量 (t/h)	112.7	112.7	77.2
燃料利用系数 (%)	26	85.4	87
耗煤量 [t/h(标煤)]	11.83	11.83	8.14
热耗率 [kcal/(kW·h)]	2824	1026	1025.4
循环水入口温度 (℃)	15	60	44
循环水出口温度 (℃)	30	75	59
锅炉效率 (%)	90	90	90
供热量 (10 ⁶ kcal/h)		52.87	38.5
发电标准煤耗率 [g/(kW·h)]	472	150	147
热电比 (%)		供 热 75.4	76.6
		发 电 24.6	23.4
供热标准煤耗率 (kg/10 ⁶ kcal)		169	162
电能生产率		0.31	0.29
发电部分热效率 (%)		83.8	83.9
供热部分热效率 (%)		86	88
供热建筑面积 (10 ⁴ m ²)		120	103
采暖期供热量 (10 ⁶ kcal)		185000	134679
采暖期发电量 (10 ⁴ kW·h)		6650	4555
采暖指标 [kcal/(m ² ·h)]		44	37.4
采暖期耗煤量 (t标煤)		41405	28490
厂内节煤量 (t标煤)	与设计凝汽工况比	21413	14210
厂外节煤量 (t标煤)	与小锅炉供热煤耗 238kg/10 ⁶ kcal比	13505	9831
为国家节煤量 (t标煤)		34918	21041

注：1980年冬实际低真空运行工况，厂内节煤量：发电煤耗率147g/(kW·h)，实际按160g/(kW·h)；厂外节煤量，供热煤耗率计算162kg/10⁶kcal，实际取165kg/10⁶kcal，这样留有余地。

2. 凝汽机组低真空运行, 利用循环水向外供热, 适合于我国国情, 因为我国北方城市, 大部分在市区内建有电厂, 这些机组一般都是四、五十年代安装的中、小容量中参数的凝汽机组, 发电煤耗率高, 经济性差, 按目前实际情况, 这些机组还要运行一个相当长的时间, 不可能立即被高效率大容量的机组取代。因此, 将这些机组改为低真空运行, 利用循环水向外供热, 夏天仍为凝汽发电, 以沈阳发电厂实际运行为例, 其年平均发电煤耗率约 $340\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 左右, 和高参数、大容量机组的发电煤耗率相接近, 从充分发挥现有设备的潜力来看, 低真空运行, 利用循环水向外供热不仅经济上是合理的, 它延迟了机组的经济技术老化期, 同时又可解决急需的城市集中供热的问题, 它具有投资少, 技术改造简单, 工程量少, 收益快的特点。

利用循环水向外供热, 由于设计供、回水温差按 15°C 考虑, 水量较大, 热网管路、采暖设备等本身就是一个很好的蓄热器, 因此当外界气温变化时, 室内温度变化比较缓慢, 机组负荷改变对其影响较小。我们曾进行过试验: 把循环水供热停用12小时, 管内温度仅下降 14°C , 当时室外气温为 -20°C , 用户室温还保持在 16°C 左右。

3. 通过 1980 年冬至 1981 年春的循环水供热的运行实践, 在连续供热情况下, 对沈阳地区其供热指标, 可取 $40\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ [而按过去的采暖规程要求为 $75\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$], 即使在最冷季节也足够, 一般以 $37.4\text{kcal}/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 左右为合适。以此来确定机组在循环水供热时所供的采暖建筑面积。

4. 利用凝汽机组循环水供热, 以发展城市热化事业, 不仅节约能源, 而且可以减少小锅炉对大气烟尘污染, 是保护环境的有效办法。我厂二台机组改循环水供热, 停用160台小锅炉, 一个采暖期减少小锅炉飞灰 8000t \ominus ; 减少拉煤运灰的汽车 2.5 万台次, 节省汽车运输力60多万吨公里; 减少小锅炉运行维护人员1000多人, 同时可将空出的小锅炉房和储煤场地, 供有关单位进行生活建筑使用。

31-12型机组低真空运行实行集中供热的生产实践

长春发电厂 何宝桐

在我国适宜于发展集中采暖供热的城市中, 如能合理的利用凝汽式汽轮机组低真空运行排汽凝结时放出的热量, 将会收到很大的经济效益。

长春发电厂于1980年12月1日开始, 将一台 31-12 型机组改为低真空运行, 对长春宽城铁北地区等八十一个用户单位, 实行了集中采暖供热, 至今供热面积已达 520000m^2 。两个采暖期以来, 机组运行正常, 供热效果良好。

一、31-12型机组低真空运行

1. 31-12型机组低真空运行时应采取的措施

(1) 首先对机组轴向推力进行核算, 当排汽压力 p_2 为 0.565ata 时, 机组轴向推力最大可达 4500kgf (其中叶轮推力比原设计增加约 2200kgf , 动叶推力增加约 300kgf , 静推力值比原设计略有减少), 这个推力值可作为 31-12 型机组低真空运行时可能出现的最大推力值。该数值比原设计机组推力轴承的最大平衡力 6630kgf 小, 因此是安全的。

\ominus 另据铁西工业区工人村监测点1981年12月份监测, 大气中 SO_2 含量已由 1976~1979 年的平均值 $0.154\text{mg}/\text{m}^3$ 降低为 $0.045\text{mg}/\text{m}^3$; 飘尘的含量也由 $1.413\text{mg}/\text{m}^3$ 降低为 $0.49\text{mg}/\text{m}^3$ ——编者注。

(2) 减少循环水量, 提高循环水出口温度。为此, 进行了一次低真空运行试验(排汽压力最高达 0.573ata), 其结果情况良好, 推力瓦温度、主机振动和膨胀、凝结水硬度等都合格(详见表 1)。

表 1 31-12 型机组低真空运行试验记录

电功率	N	kW	8300	9000	10000
新汽流量	D_0	t/h	58	59.5	71
新汽压力	p_0	ata	37.5	37	36.5
新汽温度	t_0	℃	426	425	420
凝汽器真空	H	mmHg	314	405	420
排汽压力	p_2	ata	0.573	0.449	0.429
排汽温度	t_2	℃	99	80	82
凝结水温度	t_K	℃	82	78	78
循环水入口温度	t_1^B	℃	20	18.4	21
循环水出口温度	t_2^B	℃	80	75	75
推力轴承温度		℃	53	53	53
主轴承排油温度		℃	58.3	58.3	58.5
轴承振动		$\frac{1}{100}$ mm	1.5~2.6	1.5~2.6	1.5~2.6
汽缸膨胀		$\frac{1}{100}$ mm	91	62	84
凝汽器喉部膨胀		$\frac{1}{100}$ mm	155	90	49.5
凝结水硬度		10^{-3} EPM	0	0	0
备 注					对外供热

(3) 为减小转子推力, 机组的前汽封排汽原导至 I 级抽汽, 现改为导至 III 级抽汽, 并增加了压力表和阀门, 控制前汽封压力不高于 3kgf/cm^2 。

(4) 将循环水出口压力母管由 $\phi 630\text{mm}$ 改为 $\phi 820\text{mm}$ 的直缝焊接钢管, 并增加了 1、2 号机循环水中间阀门, 低真空运行时, 关闭 1、4、5 号阀门, 开启 2、3、6 号阀门(详见图 1)。

(5) 机组低真空运行时, 冷油器、空气冷却器用水由凝汽工况运行机组的循环水供给。

2. 31-12 型机组低真空运行概况及安全性分析

(1) 热网回水温度 $43.5\sim 50^\circ\text{C}$, 凝汽器出口水温 $56\sim 64^\circ\text{C}$, 热网水温升 $11\sim 15^\circ\text{C}$, 热网水流量 $W_2 = 2200\sim 2300\text{t/h}$, 汽轮发电机功率 $N = 9000\sim 12000\text{kW}$, 排汽量 $D_K = 45\sim 60\text{t/h}$ 。

(2) 排汽温度一般保持 $66\sim 74^\circ\text{C}$ 。

(3) 电功率比正常少发 $0\sim 3000\text{kW}$, 平均发电功率为 10520kW 。

(4) 1982 年供暖 5 个月零 5 天, 总供热量为 105561Gcal , 平均供热量为 28.376

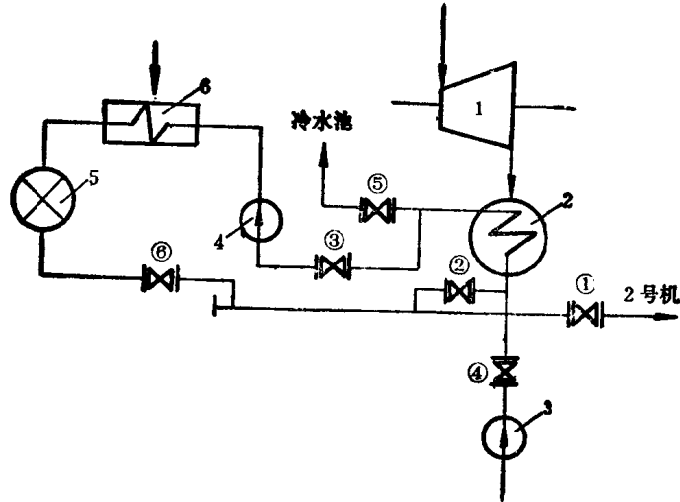


图1 热网水系统示意图

1—31-12型机组 2—凝汽器 3—循环水泵 4—热网水泵 5—热用户
6—热网加热器

Gcal/h。

(5) 机组的转子推力增加 2300kgf (在 $p_2=0.565\text{ata}$ 时)。没有因为机组低真空运行, 转子推力增加, 给轴承特别是推力轴承工作造成不利影响, 推力轴承温度不超过 53°C 。由于将前汽封排汽引至第 III 级抽汽, 降低了前汽封蒸汽压力, 可减小轴向推力约 500kgf。这也是确保推力轴承工作可靠的一个有利措施。

(6) 气缸和凝汽器喉部膨胀。当排汽压力 $p_2=0.573\text{ata}$ 时, 气缸的膨胀最大值为 0.91mm , 凝汽器喉部膨胀最大值为 0.495mm , 这一膨胀值不会影响机组的安全运行。机组经两个供暖期的实践证实, 没有因为排汽温度升高或气缸各部膨胀不均而影响机组或轴承振动, 主机轴承振动最大不超过 $2.5 \times \frac{1}{100}\text{mm}$ 。

(7) 末级铸铁隔板的蠕变。31-12型机组末几级隔板是 HT20-40 铸铁隔板, 这种材质在工作压力不高的情况下, 只有当温度超过 250°C 时才会发生蠕变变形。机组低真空运行时, 排汽温度一般在 100°C 以下, 即使在凝汽器热交换条件恶化的情况下, 瞬时温度最高也不会超过 120°C , 故对末级铸铁隔板的蠕变变形可以不予考虑。

(8) 机组低真空运行时, 排汽温度升高, 凝汽器铜管和管板之间的相对膨胀增大, 可能会影响铜管与管板胀口的严密性, 但低真空运行投入以来, 凝汽器铜管从来未发生过漏泄, 凝结水硬度均保持为零 (详见表1)。凝结水泵和抽汽器工作正常, 没有发生水泵汽化或主抽汽器喘汽失灵现象。

(9) 1981年采暖期, 因热网泵站钠离子水处理设备未竣工, 热网水开始通循环水, 补充自来水, 为防止铜管结垢, 对热网水进行加硫酸和偏磷酸盐处理, 经常排污, 排污量一般保持 $10\sim 20\text{t/h}$, 实际运行效果很好。1982年采暖期间, 向热网水中补充钠离子软化水, 防止了凝汽器铜管结垢, 给机组安全经济运行, 为向用户供好热创造了有利条件。

(10) 机组低真空运行, 要根据采暖期间季节性温度的变化, 合理的选择运行参数。

图 2 给出我厂31-12型机组1981年11月15日起至1982年4月20日止一个采暖期的供热情况比较曲线。

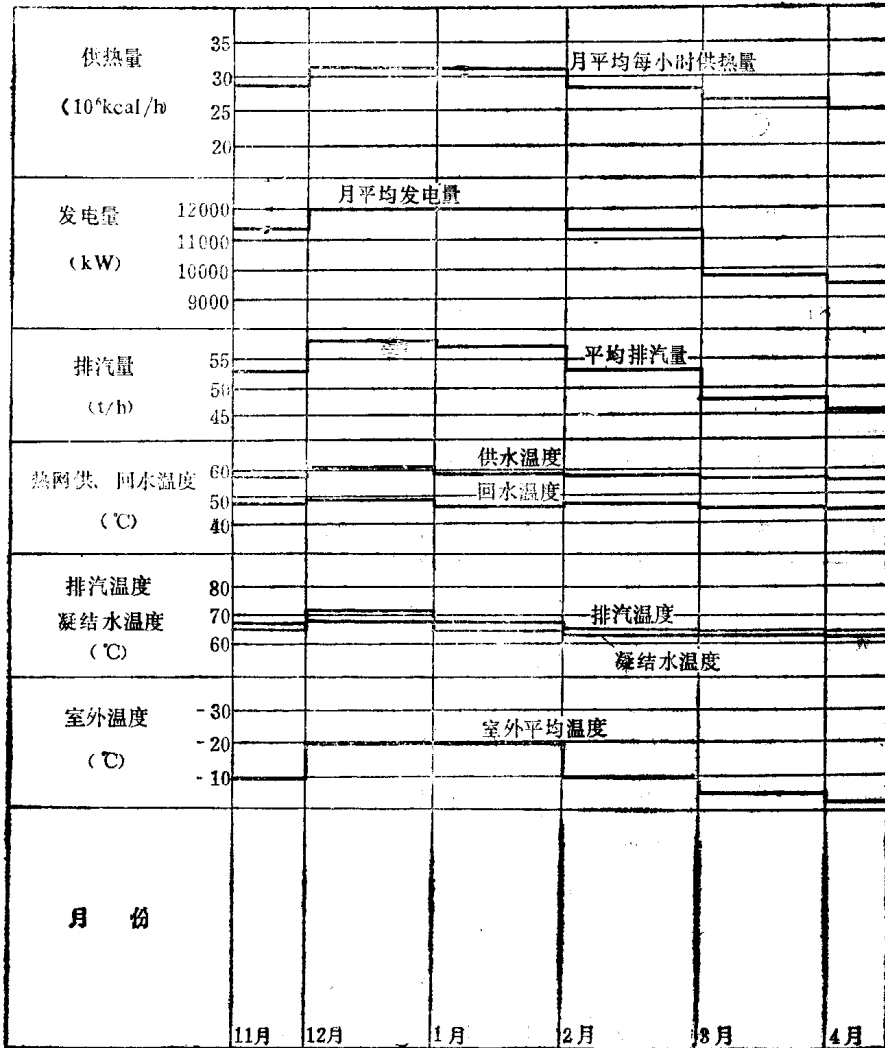


图 2 31-12 型机组低真空运行1981~1982年月平均指标变化曲线

(11) 表 2 给出 31-12 型机组低真空运行 1981 年 12 月至 1982 年 4 月，月平均数据表。

(12) 表 3 给出 31-12 型机组低真空运行，当 $N=9000\sim 12000\text{kW}$ 时各项参数比较表。

3. 31-12型机组低真空运行中的几个问题

(1) 供热温度的选择。利用凝汽式机组低真空运行排汽凝结时放出的热量来加热热网水，是一种以牺牲部分电能的代价，换取低温能源回收的方法，如果在满足采暖要求的前提下，合理选择供热温度，将会大大提高机组运行的经济性。

根据我厂的运行实践，我们认为：热网供水温度应由地区的采暖供热标准及机组供热半径的大小确定。如果实行连续集中供热，供热标准可大大降低，热网供水温度也可降低；如果机组供热半径小，热网水温升小，也可以降低供水温度。

表2 31-12型机组低真空运行参数1981~1982年月平均数据表①

参 数	负 荷	进 汽 流 量	凝 汽 器 真 空	排 汽 压 力	排 汽 温 度	凝 结 水 温 度	热 网 供 水 温 度	热 网 回 水 温 度	热 网 水 温 升	机 组 排 汽 量	供 水 流 量	供 热 量	热 网 补 水 率
符 号	N	D_0	H	p_2	t_2	t_K	t_1^B	t_1^B	Δt	D_K	W_2	Q	D_{ws}
单 位	kW	t/h	mmHg	ata	℃	℃	℃	℃	℃	t/h	t/h	Gcal/h	%
1981年12月1日~31日	12000	68	509	0.308	72.47	69.4	61.84	49.31	12.53	58	2300	31.74	2.6
1982年1月1日~31日	12000	67	536	0.271	68.92	66.1	59.88	47.41	12.47	57.5	2300	31.53	2.6
1982年2月1日~28日	11378	63	557	0.243	67.34	64.54	59.57	48.07	11.43	53	2300	28.9	2.3
1982年3月1日~31日	9815	57	554	0.247	67.02	64.57	58.01	47.44	10.57	48	2300	26.5	2.0
1982年4月1日~20日	9500	55	563	0.234	65.59	63.14	57.05	47.04	10.01	46	2300	25.15	2.0

① 上表系该厂统计的数据，各数据之间的关系，表中所列数值与计算值之间可能有些出入——编者注。

表3 31-12型机组低真空运行，当负荷为9000~12000kW时实际运行参数比较表

参 数	负 荷	进 汽 流 量	凝 汽 器 真 空	排 汽 压 力	排 汽 温 度	凝 结 水 温 度	热 网 回 水 温 度	热 网 供 水 温 度	热 网 回 水 流 量	排 汽 量	供 热 量	给 水 温 度	热 网 水 温 升
符 号	N	D_0	H	p_2	t_2	t_K	t_1^B	t_2^B	W_2	D_K	Q	t_{gs}	Δt
单 位	kW	t/h	mmHg	ata	℃	℃	℃	℃	t/h	t/h	Gcal/h	℃	℃
1981.12.8	12000	75.5	435	0.408	79.5	75.5	53.5	68.5	2240	60	53.6	157	15
1981.12.14	12000	68.4	500	0.302	74	71	50	64	2240	56	31.36	157	14
1982.1.5	12000	67	535	0.273	71	68	48	61.5	2240	54	30.24	157	13.5
1982.1.14	12000	65	580	0.212	66	63	43.5	56.5	2240	52	29.12	157	13
1982.2.10	12000	66	558	0.241	66.5	63.5	45	58.3	2240	53	29.8	157	13.3
1982.3.2	11000	60.6	580	0.212	65.5	62.5	44	56.6	2247	50.6	28.35	155	12.6
1982.3.15	10000	56.5	539	0.267	70	66	46	58.2	2254	48.5	27.3	153	12.2
1982.4.2	9000	52	560	0.288	65.5	64	45	56.2	2254	44.8	25	150	11.2

注：1月份因热网回水温度太低，机组可带13000kW负荷，因发电机电抗器卡脖子，故仍带12000kW负荷，为弥补供热之不足，将生水预热器投入20天。

我厂1982年采暖期，平均供水温度为58~60℃，即使气温在零下20多度，一般办公室、住宅室温可保持18~22℃，生产厂房平均温度可保持12~16℃，对轻工棉纺车间室内温度还能保持高一些，用户比较满意。

选择供水温度58~60℃，在热网水温升 Δt 不超过15℃的情况下，可以控制热网回水温度。如果热网回水温度不高于50℃，排汽压力 p_2 即可维持在最佳工况0.2~0.3ata下运行。图3给出热网回水温度与排汽压力 p_2 的实际运行的关系曲线。

当排汽压力 $p_2 \leq 0.3ata$ ，也就是凝汽器真空在500mmHg以上，功率损失较小，机