

基于热力学第二定律的热电厂低真空供热能耗分析

高新勇, 孙士恩, 何晓红, 郑立军
(华电电力科学研究院, 浙江 杭州 310030)

摘要: 基于热力学定律与单耗分析理论, 推导热电厂低真空供热的能耗分析方法, 并进行能耗分析。结果表明: 热电厂的总能耗水平由好到差依次为: 抽汽+低真空供热工况、抽汽供热工况、纯凝工况; 各子系统的焓效率和附加单耗由好到差的顺序依次为: 低真空供热子系统、抽汽供热子系统、电能生产子系统; 热电厂低真空供热时, 背压、端差的取值存在一个最佳值, 可由实例计算得到, 且背压取值的乏汽温度为 65 °C, 端差取值为 3 °C; 热电厂利用低真空取代抽汽供热时, 抽汽量也存在一个最佳值, 实例计算最小抽汽量为 283.96 t/h。可见, 在电厂具有热用户的前提下, 进行抽汽供热以及低真空供热改造是十分必要的。

关键词: 热力学定律; 单耗分析; 热能梯级利用; 焓效率; 低真空供热

中图分类号: TK11 文献标识码: A
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.06.010

引言

对于凝汽式机组来说, 冷端损失是电厂热量损失中最大的一项, 即使世界最为先进的 1 000 MW 超超临界机组, 冷端损失也占整个汽水循环热量的 50% 以上^[1]。从总能系统的角度考虑, 为了大幅度提高能源利用效率^[2], 对凝汽器机组低真空供热改造非常必要。

低真空供热会使背压升高, 导致汽轮机偏离原设计工况, 这对汽轮机运行安全性和经济性都产生很大的影响, 许多学者对此进行了研究。文献[3]对汽轮机变工况热力计算方法及级反动度解析式进行改进, 并通过计算认为背压低于 0.05 MPa 时, 机组会在设计值范围内运行; 文献[4]对低真空供热机组进行了经济性分析和焓分析, 发现虽然低真空供热技术可以给企业带来较好的经济效益, 但是焓效率却高于纯凝式机组运行方式。现有的低真空供

热研究中, 尚未把热力学第二定律与抽凝式低真空供热机组进行结合, 分析每一能量生产过程。

本研究主要在上述研究的基础上, 结合热能梯级利用原理, 基于热力学第一、二定律建立计算分析模型, 并根据该模型对抽凝式低真空供热电厂进行性能分析, 综合评价热电厂的能耗水平, 并从各子系统和设备中分析影响能耗的关键因素。

1 热电厂低真空供热系统

总能系统是指基于能的梯级利用原理将各种热力过程集成于一个系统, 并同时满足每个热力过程需求的能量系统。基于“温度对口、梯级利用”原理集成的热力系统则称为热工领域的总能系统^[5]。

纯凝电厂与供热锅炉分别是发电与供热的单一热力过程。纯凝电厂的低温余热被排放, 造成大量热损失; 而锅炉供热则是利用高品位能量进行供热, 造成大量可用能损失, 这两个热力过程明显违背热能梯级利用原理。热电联产是通过抽取低品位蒸汽进行供热, 从而将发电与供热两个热力过程按照热能品位的高低进行有机集成。

低真空供热是指人为降低凝汽器的真空度, 提高汽轮机排汽温度, 用来加热热网水进行供热, 从而避免汽轮机的冷端损失。利用低真空供热与热电联产相结合, 则可回收这部分余热, 达到节能减排的目的。抽凝式机组进行低真空供热改造, 是基于“温度对口、梯级利用”原则, 从能量品质和数量上对热能加以更合理的利用, 其热能梯级利用示意如图 1 所示。

将低真空供热技术与热电联产系统有机集成于一体的总能系统, 其流程如图 2 所示。

收稿日期: 2015-06-01; 修订日期: 2015-06-29

作者简介: 高新勇(1987-), 男, 河南信阳人, 华电电力科学研究院助理工程师。

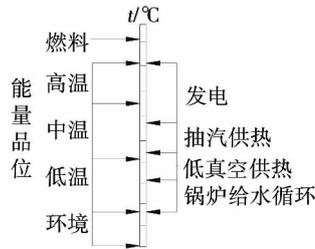


图1 抽凝式低真空供热电厂的热能梯级利用示意图

Fig.1 Schematic diagram of cascade utilization of thermal energy for extraction condensing thermal power plant with low vacuum heating

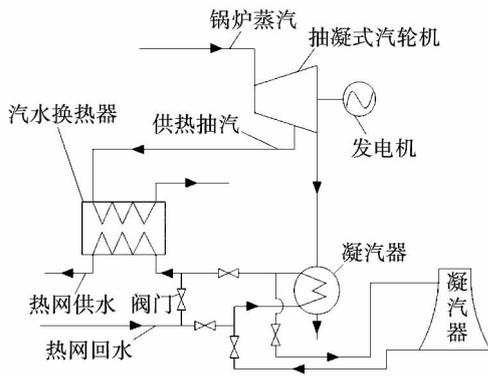


图2 抽凝式低真空供热电厂系统流程图

Fig.2 System diagram of extraction condensing thermal power plant with low vacuum heating

2 热力学分析模型

2.1 热力学第一、二定律分析

能的高效利用不仅要从数量上分析,还要从质量上加以研究。对于热电厂的能耗,不同的国家采取不同的法定准则来评价,但总的来说,均基于热力学第一、二定律^[6]。

热电厂总热效率 η_{tp} 是指热电厂生产的热、电两种产品的总能量与其消耗的燃料能量之比,它忽视了热、电两种能量品质的不同。计算公式如下:

$$\eta_{tp} = \frac{3600P_e^r + Q_h}{B_{tp}Q_{net}} = \frac{3600P_e^r + Q_h}{Q_{tp}} \quad (1)$$

式中: B_{tp} —热电厂耗煤量, kg/h; Q_{tp} —热电厂总耗热量, kJ/h; P_e^r —热电厂外供电量, kWh/h; Q_h —热电厂供热量, kJ/h; Q_{net} —燃煤低位发热量, kJ/kg。

热力学第二定律是基于过程的可逆性及能量品质进行能耗分析,基于第二定律的热电厂总焓效率计算公式如下:

$$\eta_{ex} = \frac{[3600P_e^r + Q_h(1 - T_0/T_h)]}{(\zeta B_{tp}Q_{net})} \quad (2)$$

式中: T_0 —环境温度, K; T_h —供出热能的热力学平均温度, K; ζ —燃料焓与低位发热量比值,取 1.04^[7]。

基于热电分摊思路,引入“当量电耗率”表示消耗相同燃料时^[8],热电机组因供热而减少生产的电量,计算公式如下:

$$E_{ECR} = P_e^n - P_e^r \quad (3)$$

式中: E_{ECR} —机组因供热减少生产的电量, kWh/h; P_e^n —热电厂纯凝工况时的供电量, kWh/h。

根据文献[9],热电联产总能系统可分为6个子系统,电能发生子系统所产生的电能即为热电机组纯凝工况时的供电量;热能发生子系统则相当于一个理想热泵消耗电能从低温热源吸热进行供热。因此,热能发生子系统的耗能为当量电耗率,其焓效率 η_{e1} 则为:

$$\eta_{e1} = \frac{Q_h(1 - T_0/T_h)}{E_{ECR}} \quad (4)$$

对抽凝式低真空供热机组来说,热能发生子系统包括两类,第一热能发生子系统是指抽汽供热,第二热能发生子系统是指低真空供热;当量电耗率也分为两部分,一是机组因为抽汽供热而减少生产的电量,二是机组因提高背压供热而减少生产的电量。

电能生产子系统焓效率 η_{e2} 则等价于相同输入量下纯凝工况时的焓效率,计算公式如下:

$$\eta_{e2} = \frac{3.6 \times 10^6}{\zeta b_0 Q_{net}} \quad (5)$$

式中: b_0 —单位电量的耗煤量, g/kWh。

2.2 单耗分析

单耗分析是在焓分析和焓经济学的基础上所设计的能量系统分析的理论和方法,由宋之平教授提出^[10]。基于热力学第二定律,可得单耗分析简化模型为^[11]:

$$b = b_{min} + \sum b_i \quad (6)$$

式中: b —产品实际单耗, kg/GJ; b_{min} —产品理论最低燃料单耗, kg/GJ; b_i — i 子系统中产品附加燃料单耗, kg/GJ。

根据式(6)和式(7),可得基于单耗分析理论的

烟效率计算公式, 即:

$$\eta_{ex} = \frac{b_{min}}{b} \quad (7)$$

“电”被视为 100% 的烟, 电力生产的理论最低燃料单耗为 0.118 kg/kWh^[12]。对于各热能发生子系统的耗能为当量电耗率, 若以此电能直接进行供热, 根据文献 [9], 供热系统的理论最低单耗为 2.24 kg/GJ。

2.3 关键设备烟损

依据热力学第二定律, 用能过程中, 能量的品质受到损失而非数量, 因此, 烟分析法则更能反应各用能过程中能量的损失情况。对于抽凝式低真空供热系统, 忽略蒸汽的动能与势能变化, 选定环境状态, 进行各主要设备的烟平衡分析^[13-14]。

汽轮机主要进行热能与电能的转换, 其内烟损为:

$$E_q = E_1 - \sum (E_{f_i} - E_{g_i}) - \sum E_{h_i} - E_2 - E_3 - W \quad (8)$$

式中: E_q —汽轮机烟损, kJ/h; E_1 —汽轮机进汽热量, kJ/h; E_{f_i} —汽轮机再热冷段汽热量, kJ/h; E_{g_i} —汽轮机再热热段汽热量, kJ/h; E_{h_i} —汽轮机回热汽热量, kJ/h; E_2 —汽轮机抽汽热量, kJ/h; E_3 —汽轮机排汽热量, kJ/h; W —汽轮机发电的电, kJ/h。

纯凝工况时, 凝汽器的余热由冷却塔排放, 则其内烟损为:

$$E_n = E_3 - E_k \quad (9)$$

式中: E_n —凝汽器烟损, kJ/h; E_k —凝汽器疏水热量, kJ/h。

当低真空供热时, 凝汽器的余热用于供热, 则其内烟损为:

$$E_n = E_3 - E_k - Q_h^1 (1 - T_0/T_h^1) \quad (10)$$

式中: Q_h^1 —低真空供热量, kJ/h; T_h^1 —低真空供出热能的热力学平均温度, K。

热网换热器主要是进行抽汽供热, 其内烟损为:

$$E_m = E_3 - E_l - Q_h^2 (1 - T_0/T_h^2) \quad (11)$$

式中: E_m —热网换热器烟损, kJ/h; E_l —热网换热器疏水热量, kJ/h; Q_h^2 —抽汽供热量, kJ/h; T_h^2 —抽汽供出热能的热力学平均温度, K。

3 热电厂实例分析

3.1 计算与分析

数据来源于北方某热电厂 330 MW 抽汽凝汽式热电联产机组, 保持总耗热量不变, 进行不同工况的数据分析。

表 1 热电厂供热工况部分参数

Tab.1 Part parameters of thermal power plant with heating

机组出力/MW	环境温 度/°C	机组热耗 ·(kWh) ⁻¹	环境压 力/MPa	乏汽 干度	热网回水 温度/°C	端差/°C	热网回水 压力/MPa	低真空背 压/MPa	热网水流 量/t·h ⁻¹	低真空乏 汽干度	供暖时 数/h
266.60	0	524.57	0.1012	0.94	45.00	4.00	0.36	0.0386	9200	0.99	3648

表 2 供热机组的蒸汽参数

Tab.2 Steam parameters of heating unit

	锅炉供汽	再热汽 冷段	再热汽 热段	一级回 热汽	二级回 热汽	三级回 热汽	四级回 热汽	采暖 抽汽	五级回 热汽	六级回 热汽	七级回 热汽	乏汽
温度/°C	540.00	337.55	540.00	337.55	448.36	338.88	203.31	203.31	89.45	59.66	40.67	32.54
压力/MPa	17.7500	4.3656	3.9291	4.3656	2.1203	0.9630	0.2910	0.2910	0.0378	0.0196	0.0076	0.0049
流量/t·h ⁻¹	986.00	893.01	893.01	92.99	55.40	61.41	18.25	550.00	4.99	6.10	0.66	196.20

注: 忽略轴封汽与漏气损失的影响。

抽汽工况为额定抽汽工况, 利用热力学模型进行计算, 所得的结果如表 3 所示, 其中锅炉的数据来

自文献 [9]。

表 3 为北方某电厂在纯凝工况、抽汽供热工况

和抽汽 + 低真空供热工况 3 种工况下的能耗分析。可看出,电厂进行抽汽工况或低真空供热的能耗都优于锅炉直接供热,因此利用热电联产来取代锅炉供热方式是必要的。虽然抽汽工况的电厂总焓效率与纯凝工况相比略有降低,但是电厂总热效率得到了很大的提高;另外,抽汽 + 低真空工况的电厂总热效率和总焓效率均优于抽汽工况、纯凝工况。针对各子系统来说,低真空供热子系统优于抽汽供热子系统,抽汽供热子系统优于电能生产子系统。因此,在电厂具有热用户的前提下,进行抽汽供热以及低真空供热改造是可行的。

表 3 3 种运行工况下热电厂的能耗分析结果

Tab.3 Analysis results for energy consumption of thermal power plant under three operating conditions

工况	总焓效率 / %	总热效率 / %	各子系统	焓效率 / %	附加单耗 / kg · GJ ⁻¹
锅炉供热	17.00	80.00	供热子系统	17.00	39.248
纯凝工况	39.29	40.95	电电子系统	39.29	50.653
抽汽工况	38.81	75.52	电电子系统	39.29	50.653
			抽汽子系统	93.12	0.165
抽汽 + 低真空工况	41.01	89.46	电电子系统	38.05	53.377
			抽汽子系统	107.09	-0.148
			低真空子系统	184.72	-1.027

由于抽汽供热子系统与低真空供热子系统采用“当量电耗”作为基准进行分析,所得出的焓效率和附加单耗均未考虑所用能源自身的焓损。因此,需要进行各设备内焓损的分析。计算结果如表 4 所示。

由表 4 看出 3 种工况的汽轮机内焓损大小依次为:纯凝工况 > 抽汽工况 > 抽汽 + 低真空工况,可见,汽轮机的内焓损主要发生在中、低压缸,特别是低压缸。抽汽工况的凝汽器内焓损比纯凝工况有明显的降低,这是因为抽汽供热减少了乏汽量,减少了散热损失;抽汽 + 低真空工况的凝汽器内焓损比抽汽工况稍微有所增加,主要是由于背压升高,增大了乏汽的焓损失,而凝汽器进行供热又相对的减小了损失程度。热网换热器的内焓损在抽汽 + 低真空工况时有明显的降低,这是因为低真空供热提高了热网水的温度,从而提高了这部分的能量品位。

表 4 3 种运行工况下各设备的内焓损

Tab.4 Internal exergy loss main equipment of thermal power plant under three operating conditions

工况	设备名称	内焓损 × 10 ⁶ / kJ · h ⁻¹
纯凝工况	汽轮机	288.08
	凝汽器	84.96
抽汽工况	汽轮机	128.97
	热网换热器	199.54
	凝汽器	22.34
抽汽 + 低真空工况	汽轮机	90.38
	热网换热器	165.90
	凝汽器	26.90

3.2 低真空供热不同工况分析

抽汽 + 低真空供热工况时,为具体分析热电机组的能耗水平,选取背压、端差、抽汽供热量/低真空供热量比 3 种变化工况。

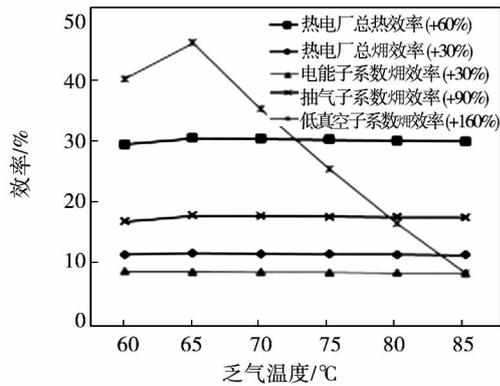
3.2.1 背压变化分析

提高背压主要是为了提高乏汽温度,以利于余热的回收。在额定抽汽的情况下,进行机组变背压供热工况分析,选取 6 个背压工况,分别对应的乏汽温度为 60、65、70、75、80 和 85 °C。

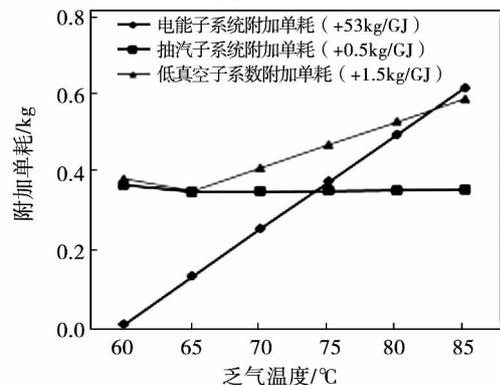
从图 3 可看出,电能生产子系统的焓效率随背压的增加而降低、附加单耗随背压的增加而增加,热电厂的总热效率和总焓效率、抽汽供热子系统的焓效率、低真空供热子系统的焓效率随背压的增加均有最大值,3 个设备的总焓损、抽汽供热子系统的附加单耗、低真空供热子系统的附加单耗随背压的增加均有最小值。而且,背压主要是对低真空供热子系统和汽轮机内焓损的影响较大。

具体分析可得,乏汽温度过低时,由于余热量不能被全部回收,所以整个热电厂的能耗水平较高;当乏汽温度升至 65 °C 时,满足了乏汽余热可以被全部回收的工况,能耗水平得到了降低;再继续提高乏汽温度时,则会因为背压的升高而引起热电厂的能耗水平急剧上升。因此,低真空供热选取乏汽背压时,不是越高越好,而是存在一个最佳值,即乏汽余热量可以全部回收时的背压值。

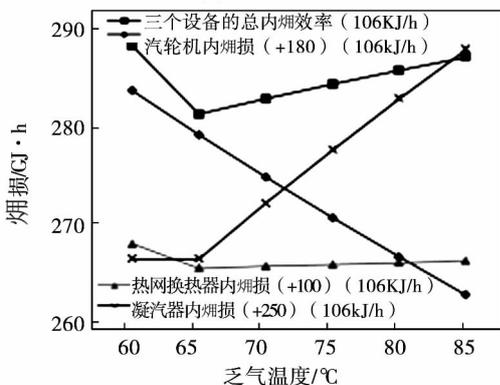
当乏汽余热过多时,因受到机组运行安全性等多方面因素的影响^[15],背压不可能升高至满足余热全部回收时的背压值。此时,背压取值受到限制。



(a) 效率分析



(b) 附加单耗分析



(c) 焓损失分析

图 3 不同背压情况下的热电厂能耗分析

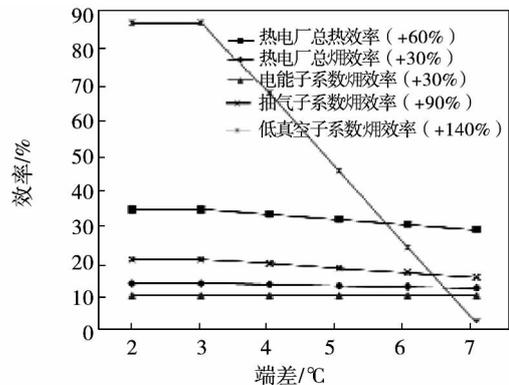
Fig. 3 Analysis on energy consumption of thermal power plant with diferent back pressures

3.2.2 端差变化分析

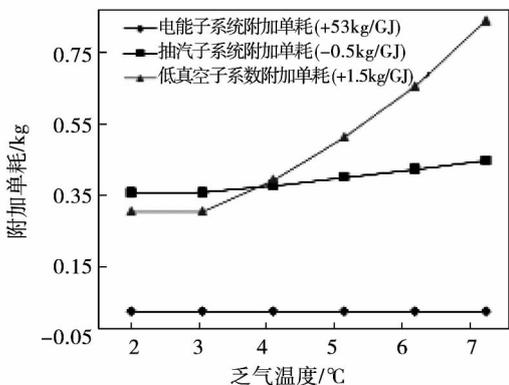
当背压取值受到限制时,减小端差也是增加余热回收量的一种方式。在额定抽汽、乏汽温度为 60℃ 的情况下,端差分别取 2、3、4、5、6 和 7℃ 进行端差变化对热电厂能耗水平的影响分析。

从图 4 可看出,热电厂的总热效率、抽汽供热子系统的焓效率、低真空供热子系统的焓效率均随端差的减小而逐渐增加,当增至最大值后不再发生变化。3 个设备的总焓损、抽汽供热子系统的附加单

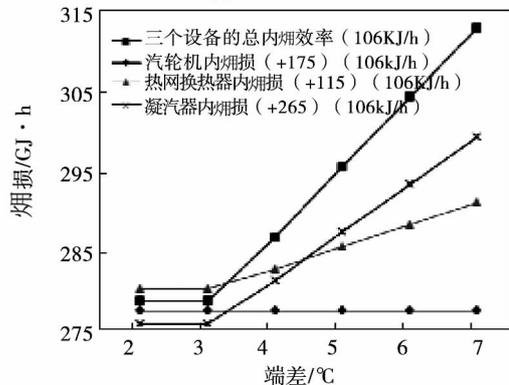
耗、低真空供热子系统的附加单耗均随端差的减小而逐渐减小,当减小至最小值后不再发生变化。主要是由于端差减小时,热网水流出凝汽器的温度增加,乏汽余热回收量增加;当余热回收量达到最大值时,继续减小端差,对热电厂的整体能耗水平将不再产生任何影响,而只会降低设备的传热性能,增加设备的初投资。而且,凝汽器设备内损失随着端差的减小而减小最快。



(a) 效率分析



(b) 附加单耗分析



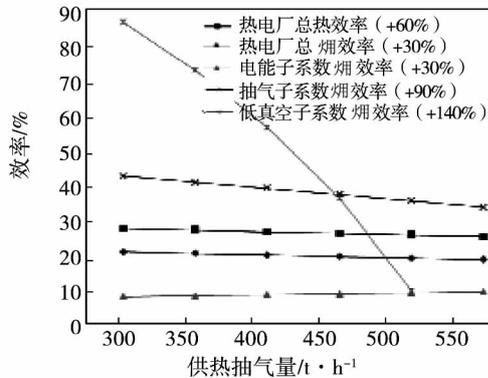
(c) 焓损失分析

图 4 不同端差情况下的热电厂能耗分析

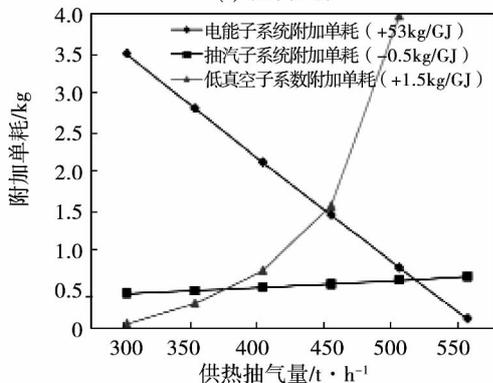
Fig. 4 Analysion energy consumption of thermal power plant with various terminal temperature differences

另外,端差对热电厂的总焓效率影响很小、对电能生产子系统不产生任何影响,主要是由于乏汽背压为定值,且供热子系统的热能品位远低于电能品位。

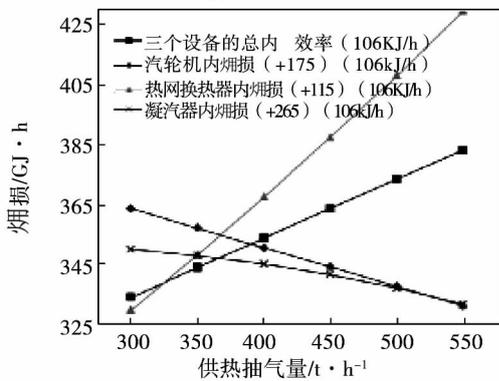
因此,当低真空供热时,一方面可以通过提高背压来增加余热回收量,另一方面还可以通过减少端差来增加余热回收量;特别是背压增加受到限制时,可以通过减小凝汽器端差来增加余热回收量。



(a) 效率分析



(b) 附加单耗分析



(c) 焓损失分析

图 5 不同抽汽量情况下的热电厂能耗分析
 Fig. 5 Analysis on energy consumption of thermal power plant with different extraction steam

3.2.3 抽汽供热量/低真空供热量比变化分析

由于乏汽背压的限制,低真空供热不可能完全替代抽汽供热。在额定供热量、乏汽温度为 65 °C 的情况下,最小抽汽量为 283.96 t/h。此时,取抽汽量分别为 300、350、400、450、500 和 550 t/h,进行热电厂低真空供热能耗的分析。

由图 5 可得,热电厂的总热效率和总焓效率、抽汽供热子系统的焓效率、低真空供热子系统的焓效率、均随抽汽量的减小而逐渐增加;3 个设备的总焓损、抽汽供热子系统的附加单耗、低真空供热子系统的附加单耗均随抽汽量的减小而逐渐减小;总体来看,抽汽量逐渐减小时,热电厂的整体能耗水平变优。

电能生产子系统的附加单耗随抽汽量的减小而逐渐增加,焓效率随抽汽量的减小而逐渐减小;由此说明,汽轮机的内焓损主要发生在中、低压缸,这种现象由表 4 中不同工况对应的汽轮机焓损也明显的反应了出来。另外,随抽汽量的增大,热网换热器内焓损增加幅度最大。

因此,当抽汽供热量足够时,若采用低真空供热来替代抽汽供热,则只需保证最小抽汽量即可;特别是抽汽供热量不足时,则需优先考虑低真空供热方式。

4 结 论

本文主要结合热力学定律与单耗分析理论,推导适用于热电厂低真空供热的能耗分析计算模型。基于该计算模型,对热电厂实际运行情况进行能耗分析,得出以下结论:

(1) 通过对电厂在纯凝工况、抽汽供热工况、抽汽 + 低真空供热工况 3 种工况下的能耗分析,得出:抽汽 + 低真空工况优于抽汽供热工况,抽汽供热工况优于纯凝工况;各子系统的焓效率排序依次为低真空供热子系统 > 抽汽供热子系统 > 电能生产子系统 > 锅炉直接供热系统,附加单耗排序为电能生产子系统 > 锅炉直接供热系统 > 抽汽供热子系统 > 低真空供热子系统。在电厂具有热用户的前提下,进行抽汽供热以及低真空供热改造是十分必要的;

(2) 热电厂采取低真空供热的情况下,当乏汽余热较少时,背压取值存在一个最佳值,即乏汽余

热量可以全部回收时的背压值; 当乏汽热量过多时, 背压的取值受到限制, 需综合考虑机组运行安全性等多方面的影响因素;

(3) 随着端差的减小, 热电厂的总耗能逐渐降低, 当降低至最佳值时, 再继续减小端差, 对热电厂的整体能耗水平将不再产生任何影响, 而只会降低设备的传热性能, 增加设备的初投资;

(4) 在额定供热量一定的情况下, 进行抽凝式低真空供热时, 热电厂的总能耗水平随着抽汽量的减小而逐渐降低, 其中热网换热器的内焓损变化幅度最大。因此, 热电厂采用低真空供热来替代抽汽供热是可行的, 只需要保证最小抽汽量即可。

参考文献:

- [1] 刘朝晖. 火力发电厂排烟及循环水余热利用系统设计及分析[D]. 重庆: 重庆大学 2012.
LIU Chao-hui. The design and analysis of flue gas and cycling water waste heat utilization system in thermal power plant [J]. Chongqing: Chongqing University 2012.
- [2] 周少祥, 胡三高, 齐革军. 凝气机组低品位化供热改造及其应用前景[J]. 热能动力工程 2004, 19(2): 206-208.
ZHOU Shao-xiang, HU San-gao, QI Ge-jun. Reconstruction of condensing turbine unit for low grade heat supply and potential application prospects [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power 2004, 19(2): 206-208.
- [3] 李勇, 张卫会, 曹丽华 等. 汽轮机低真空供热时轴向推力的变化特性[J]. 汽轮机技术 2003, 45(5): 279-281.
LI Yong, ZHANG Wei-hui, CAO Li-hua, et al. The changing characteristic of end thrust while steam turbine heat supplying with low vacuum [J]. Turbine Technology 2003, 45(5): 279-281.
- [4] 孟繁晋. 抽凝机组低真空循环水供热技术热力学分析[J]. 暖通空调 2012, 42(9): 58-60.
MENG Fan-jin. Thermodynamic analysis of low vacuum circulating water heating technology for condensate pumping units [J]. Journal of HV&AC 2012, 42(9): 58-60.
- [5] 林汝谋, 金红光, 蔡睿贤. 燃气轮机总能系统及其能的梯级利用原理[J]. 燃气轮机技术 2008, 21(1): 1-12.
LIN Ru-mou, JIN Hong-guang, CAI Rui-xian. Integrated energy of gas turbine and cascade utilization of thermal energy [J]. Gas Turbine Technology 2008, 21(1): 1-12.
- [6] Nesheim Svein J, Ertesvag Ivar S. Efficiencies and indicators defined to promote combined heat and power [J]. Energy Conversion and Management 2007, 48(3): 1004-1015.
- [7] 宋之平. 供热系统“单耗分析”模型[J]. 热能动力工程, 1996, 11(5): 305-310.
SONG Zhi-ping. Model of unit consumption for heating system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996, 11(5): 305-310.
- [8] Song Zhiping. Total energy system analysis of heating [J]. Energy, 2000, 25(9): 807-822.
- [9] 李沛峰, 戈志华, 银正一 等. 供热系统能耗评价模型及应用[J]. 中国电机工程学报 2013, 33(23): 19-28.
LI Pei-feng, GE Zhi-hua, YIN Zheng-yi, et al. Model for energy consumption of heating system and its application [J]. Proceeding of the CSEE 2013, 33(23): 19-28.
- [10] 李恩峰. 单耗分析理论在热电联产中的应用[D]. 北京: 华北电力大学 2004.
LI En-feng. The application of specific consumption analysis theory in CHP [D]. Beijing: North China Electric Power University 2004.
- [11] 周少祥, 宋之平. 论能源利用的评价基准[J]. 工程热物理学报 2008, 29(8): 1267-1271.
ZHOU Shao-xiang, SONG Zhi-ping. On evaluation reference of energy utilizations [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(8): 1267-1271.
- [12] 周少祥, 姜媛媛, 胡三高 等. 单耗分析理论与超(超)临界机组炉参数匹配问题研究[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(12): 1995-1998.
ZHOU Shao-xiang, JIANG Yuan-yuan, HU San-gao, et al. Theory and analysis of fuel specific consumption and thermodynamic parameter matching of boiler and turbine of SC or USC units [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(12): 1995-1998.
- [13] 刘强, 段远源. 超临界 600 MW 火电机组热力系统的火用分析[J]. 中国电机工程学报 2010, 30(32): 8-12.
LIU Qiang, DUAN Yuan-yuan. Exergy analysis for thermal power system of a 600 MW supercritical power unit [J]. Proceedings of The CSEE 2010, 30(32): 8-12.
- [14] Rosen M A, Dincer I. Exergy analysis of waste emissions [J]. International Journal of Energy Research, 1999: 1153-1163.
- [15] 曹丽华, 李勇, 栾忠兴. 中小型汽轮机低真空供热的安全性分析[J]. 汽轮机技术 2002, 46(5): 330-332.
CAO Li-hua, LI Yong, LUAN Zhong-xing. Analysis of safety for small-middle steam turbine supplying heat with low vacuum [J]. Turbine Technology 2002, 46(5): 330-332.

(姜雪梅 编辑)

This study investigated the effect of the corrosive SO_2 in gas flue on erosion wear of 20 carbon steel which is widely used in rear heat recovery surfaces in coal-fired boilers. The hot-state experimental study of fly-ash erosion of 20 carbon steel was carried out in the atmosphere containing corrosive gas SO_2 at a temperature range of $250\text{ }^\circ\text{C} \sim 450\text{ }^\circ\text{C}$. The results show the relative erosion wear of 20 carbon steel in the atmosphere containing corrosive gas SO_2 is more serious than in the compressed air flow atmosphere, as a result of the interrelation between wear and corrosion. The influence is more significant at the low-temperature section than at the high-temperature section in the tested temperature range. The hot-state erosion characteristic of 20 carbon steel is no change; the erosion rate increases first and decreases afterwards as the temperature goes up, but the critical temperature is higher, up to $375\text{ }^\circ\text{C}$. **Key words:** power station boiler, fly-ash erosion, 20 carbon steel, corrosive wear, SO_2

基于热力学第二定律的热电厂低真空供热能耗分析 = **Energy Consumption Analysis of Thermal Power Plant Using Low Vacuum Heating based on the Second Law of Thermodynamics** [刊, 汉] GAO Xin-yong, SUN Shi-en, HE Xiao-hong, ZHENG Li-jun (Huadian Electric Power Research Institute, Hangzhou, Zhejiang, China, Post Code: 310029) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . - 2016, 31(6) . - 59 ~ 65

Based on the thermodynamics law and “unit consumption analysis” theory, the energy consumption analysis method of thermal power plant using low vacuum heating is deduced. Using the method, the energy consumption of a power plant is evaluated. The results show that the total energy consumption of thermal power plant could be ranked from good to bad as pure condensing condition, extraction steam heating condition and extraction steam and low vacuum heating condition. The values of exergy efficiency and additional unit consumption could be ranked from good to bad as low vacuum heating subsystem, extraction steam heating subsystem and electricity production subsystem. When thermal power plant uses low vacuum heating, back pressure and terminal temperature difference of condenser have optimum values. In the power plant example, back pressure reaches the optimum when exhaust steam temperature is $65\text{ }^\circ\text{C}$, and the optimum value of terminal temperature difference is $3\text{ }^\circ\text{C}$. When power plant uses low vacuum to replace extraction steam heating, the amount of extraction steam has an optimum value, which is 283.96 t/h in the power plant example. So, using extraction steam heating and low vacuum heating to reform power plant is very necessary under the premise that the power plant has heat users. **Key words:** thermodynamics law, unit consumption analysis, cascade utilization of thermal energy, exergy efficiency, low vacuum heating

流化床流动和燃烧特性对 SNCR 脱硝的影响研究 = **Effects of the Flow and the Combustion Characteristics of Circulating Fluidized Bed on SNCR Denitrification** [刊, 汉] WANG Wei, JIN Bao-sheng, WANG Xiao-jia, ZHANG Yong (Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, School of Energy and Environment (Southeast University), Nanjing, Jiangsu, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering