

热电联产系统中最佳冷源热网加热器的选择方法

杨勇平, 林振娴, 何坚忍

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京市 昌平区 102206)

Chosen Method of Optimum Cold Source Thermal-system Heater in Heat and Power Cogeneration System

YANG Yongping, LIN Zhenxian, HE Jianren

(School of Energy, Power & Mechanical Engineering, North China Electric Power University,
Changping District, Beijing 102206, China)

ABSTRACT: The thermal-system, the thermal-system heater and turbine for heating were taken as a whole, viewing of the mismatching problem of extraction parameters for heating of thermal-system heater and heat load parameters in the heat and power cogeneration system, the combined performance curve of the heat and power cogeneration system was drawn and its operating characteristic was analyzed through studying the full conditions of the heat and power cogeneration system, eventually, the method of reasonable choosing the thermal-system heater was obtained. The thermal-system heater was named the optimum cold source thermal-system heater when non-throttle operating point pressure of the heat and power cogeneration system approach to the minimal pressure that is the minimum exhaust pressure of medium-pressure cylinder. The heat and power cogeneration system, which uses the optimum cold source thermal-system heater, extracts steam for heating at low pressure and decreases the throttle loss of valve and increases the thermal efficiency and the electric capacity.

KEY WORDS: optimum cold source thermal-system heater; heat and power cogeneration; medium-pressure cylinder; minimum exhaust pressure; non-throttle operating

摘要: 针对热电联产系统中存在的热网加热器供热抽汽参数与热负荷匹配不合理的问题, 将热网、热网加热器和供热汽轮机看作一个整体系统, 通过对整个热电联产系统的全工况研究, 得到热电联产系统联合性能曲线, 并对其工作特性进行分析, 总结出合理选择热网加热器的方法。使热电联产系

统无节流工况的压力达到最低压力即达到中压缸允许的最低排汽压力, 此时的热网加热器称为最佳冷源热网加热器。热电联产系统使用最佳冷源热网加热器能够充分利用低压蒸汽进行供热, 减少供热抽汽时阀门的节流损失, 提高机组热效率, 增加发电量。

关键词: 最佳冷源热网加热器; 热电联产; 中压缸; 最低排汽压力; 无节流工况

0 引言

热电联产系统供热是靠抽出供热流的蒸汽降温、凝结成水, 放出汽化潜热, 用以加热热网水对外供热, 并且在供热抽汽压力范围内, 不论抽汽压力大小, 单位抽汽量放出的汽化潜热几乎是相同的。因此利用蒸汽汽化潜热热量供热, 使冷源损失大大减少, 与发电凝汽流相比, 热效率进一步提高。供热抽汽量越多, 冷源损失就越少; 供热抽汽压力越低, 机组热效率也越高^[1-5]。

目前供热机组供热, 通常都只考虑满足最大供热要求的情况, 由于供暖期内室外温度是不断变化的, 因此当机组长时间偏离设计工况运行时, 会造成能源品位的浪费。因此, 如何降低供热抽汽压力, 减小节流损失成为研究的重点。而热网加热器作为热电联产系统的重要组成部分, 是实现供热抽汽压力与供热要求相匹配的热量转换设备, 对其正确、合理的选择, 不但直接影响到机组对外供热量的大小, 而且还影响到整个供热机组的热经济性, 开展这方面的理论研究就显得尤为重要。

将热用户、热网、热网加热器和供热机组作为一个整体系统, 见图 1, 以热网加热器为切入点,

基金项目: 国家重点基础研究发展计划项目(973 计划)(2009CB219801)。

National Basic Research Program of China (973 Program)(2009CB219801)。

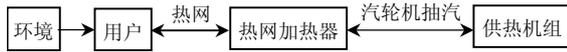


图1 热电联产系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the heat and Power cogeneration system

对热电联产系统全工况特性进行分析, 确定最佳冷源热网加热器, 得到更为合理的抽汽参数, 真正做到能源的梯级利用, 提高整个供热系统的热效率^[6-12]。

1 热电联产系统联合性能曲线的建立及分析

1.1 热网系统特性分析

根据供热系统的基本原理和公式, 已知设计工况参数, 可确定室外温度与热网供、回水的函数关系, 得到室外温度与热网供回水温度的曲线^[13-14], 如图2所示。

$$t_g = t_n + 0.5(t'_g + t'_h - 2t_n)\bar{Q}^{\frac{1}{1+b}} + 0.5\frac{t'_g - t'_h}{\varphi}\bar{Q} \quad (1)$$

$$t_h = t_n + 0.5(t'_g + t'_h - 2t_n)\bar{Q}^{\frac{1}{1+b}} - 0.5\frac{t'_g - t'_h}{\varphi}\bar{Q} \quad (2)$$

式中: \bar{Q} 为相对热量比, $\bar{Q} = \frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w}$; t_g , t_h , t_n , t_w 分别为热网供水、回水、室温和环境温度, 带“'”参数表示相应参数的设计值; b 为散热器的传热指数; φ 为相对流量比。

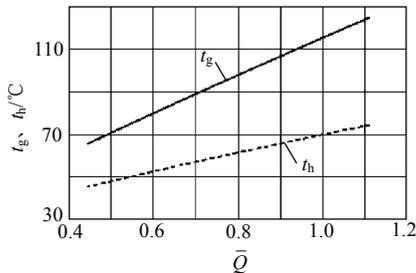


图2 热网特性曲线

Fig. 2 Performance curve schematic diagram of thermal-system

热网的供、回水温度 t_g 、 t_h 是相对热负荷比 \bar{Q} 的单值函数, 即室外温度 t_w 的单值函数; 随着室外温度 t_w 的升高, 网路和供暖系统的供、回水的温度随之降低, 供、回水温差也随之减小。对于热电联产供热系统, 由于热网供水温度随室外温度升高而降低, 可利用供热汽轮机的低压蒸汽抽汽供热, 有利于提高热电厂的经济性, 节约燃料。

1.2 热网加热器性能曲线

热网加热器作为热电联产系统中的换热设备和供热机组供热流的冷源, 应结合热网性能, 对热网加热器性能进行研究^[15-18]。

首先需要准确计算热网加热器的总传热系数 K ^[19], 再根据端差公式, 得出热网加热器相应的端差。

端差公式^[20]为

$$\theta = \frac{\Delta t}{\frac{3.6AK}{c_p M} - 1} \quad (3)$$

式中: Δt 为换热器水侧温升, $^{\circ}\text{C}$; c_p 为水侧的比热, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$; M 为水侧流量, kg/h 。

当热网加热器的端差确定后, 就可得出热网加热器的饱和蒸汽温度, 即

$$t_s = t_h + \Delta t + \theta \quad (4)$$

换热量^[21]为

$$\Phi = Mc_p \Delta t_m \quad (5)$$

式中 Δt_m 为换热器平均温差, $^{\circ}\text{C}$ 。

消耗蒸汽量为

$$G_m = \Phi / \Delta h \quad (6)$$

式中 Δh 为蒸汽放热焓值, kJ/kg 。

通过上述分析, 在热电联产系统中, 不同的室外温度, 热网对应不同的供、回水温度。已知供暖期内热网供、回水温度, 结合热网性能和公式(1)~(6), 通过计算, 可得到热网加热器全工况性能曲线, 见图3。

1.3 低压缸性能曲线

以哈尔滨汽轮机厂300 MW抽凝机组低压缸进汽压力和流量的数据为例, 见表1, 可知低压缸进口压力和低压缸流量呈线性关系, 即随着供热抽汽量的增大, 低压缸的进汽流量减小, 低压缸的进汽压力也随之降低。已知汽轮机的主蒸汽流量和回热抽汽量, 可确定供热抽汽量与低压缸进汽压力之间的关系。

表1 哈汽300 MW汽轮机低压缸进汽压力与流量数据

Tab. 1 Inlet pressure and flow of low pressure cylinder of 300 MW turbine manufactured by Harbin turbine plant

低压缸进汽量 $D_1/(\text{t}/\text{h})$	100	120.88	122.13	123.24
低压缸进汽压力 p_1/MPa	0.065 50	0.082 24	0.086 61	0.089 42
低压缸进汽量 $D_1/(\text{t}/\text{h})$	171.65	172.94	262.05	293.55
低压缸进汽压力 p_1/MPa	0.116 66	0.124 93	0.196 37	0.219 55

1.4 联合性能曲线

通过对热网、热网加热器和供热汽轮机热力性能的分析计算, 得到热电联产系统联合特性, 如图3所示。

供热机组的抽汽参数是由汽轮机低压缸特性和热网加热器特性共同确定的, 通过供热抽汽控制阀和低压缸调节阀调节控制。图3为热电联产系统联合特性曲线示意图, 即供热机中压缸排汽、热网

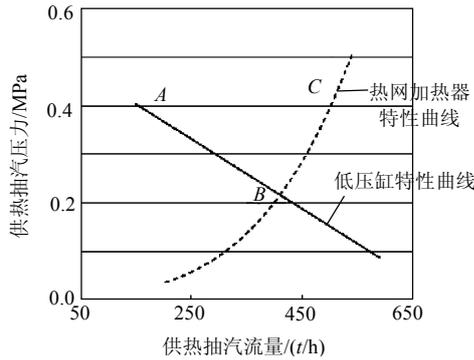


图 3 热电联产系统供热机组联合特性曲线图

Fig. 3 Combined performance curve of heating units of cogeneration system

加热器抽汽和低压缸进汽的参数变化图。其特性为中压缸排汽压力沿着曲线 ABC 变化,在无节流工况点 B 处压力最小。随着热负荷增加,供热抽汽参数也随之增加;当热负荷达到某一值时,供热抽汽控制阀和低压缸调节阀全开,两阀均无节流,此时的供热抽汽工况,称为供热机组的无节流工况,为图 3 中的 B 点;在无节流工况时,中压缸排汽压力等于供热抽汽压力等于低压缸进口压力。机组在无节流工况前运行时,中压缸背压随着低压缸性能曲线变化,为图 3 中的 AB 段;机组在无节流工况后运行时,中压缸背压随着热网加热器性能曲线变化,为图 3 中的 BC 段。

2 最佳冷源热网加热器的确定

2.1 最佳冷源热网加热器的定义

通过上述分析可知,无节流工况是热电联产系统供热抽汽压力的最低值,而机组在实际运行过程中,根据最大供热工况选择的热网加热器,不能充分利用或无法利用中压缸允许的最低排汽压力,造成供热抽汽时阀门的节流损失很大,能源品位的浪费,增加了供热抽汽损耗的发电量。因此,应将中压缸允许的最低排汽压力和热网侧的供热要求结合在一起,合理选择热网加热器,充分利用中压缸允许的最低排汽压力,减小节流损失,进一步提高供热效率。

根据热电联产系统联合特性可知,当机组在无节流工况运行时,其供热抽汽压力为中压缸抽汽过程中的最低压力。使热电联产系统的无节流工况点的压力达到最低压力即中压缸允许的最低排汽压力时的热网加热器,称为最佳冷源热网加热器。

2.2 最佳冷源热网加热器参数的确定

最佳冷源热网加热器的设计需要将汽轮机中压缸允许的最低抽汽压力与汽轮机低压缸特性、热

网加热器特性、热网系统供回水温度与供热负荷特性有机地结合在一起,计算得出其主要参数。

1) 首先需要明确汽轮机中压缸允许的最低排汽压力。在无节流工况时,供热抽汽控制阀和低压缸调节阀全开,中压缸的最低排汽压力等于低压缸的进口压力等于热网加热器的进汽压力。

2) 根据低压缸性能曲线,见图 3,已知低压缸的进口压力,可得到低压缸的进口流量;进入热网加热器的供热抽汽量为中压缸的排汽流量与低压缸进汽流量之差。

3) 根据中压缸的热力过程示意图,如图 4,已知中压缸的最低排汽压力和额定工况时中压缸的初压和背压,由于中压缸的进汽流量不变,根据弗留格尔公式,计算出中压缸在最低排汽压力时的初压;又因为中压缸的进口温度不变,可知中压缸在最低排汽压力时的进口焓;根据中压缸的初压和最低排汽压力确定其理想焓降,再乘以中压缸的效率,得到其中压缸在最低排汽压力时的实际焓降;所以中压缸在最低排汽压力时排汽焓为其进口焓与实际焓降之差。

弗留格尔公式^[22]:

$$\frac{G_1}{G} = \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{g1}^2}{p_0^2 - p_g^2}} \quad (7)$$

式中: G 为中压缸额定工况时的流量; p_0 为中压缸额定工况时的进汽压力; p_g 为中压缸额定工况时的背压; G_1 为中压缸任意工况时的流量; p_{01} 为中压缸流量为 G_1 时的初压; p_{g1} 为中压缸流量为 G_1 时的背压。

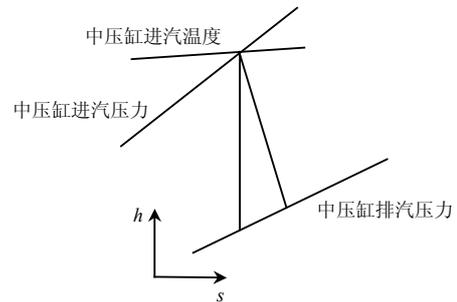


图 4 中压缸热力过程示意图

Fig. 4 Thermal-procedure schematic diagram of medium-pressure cylinder

4) 热电联产系统在无节流工况运行时,供热抽汽的过热蒸汽焓等于中压缸的排汽焓,供热抽汽的过热蒸汽焓与抽汽的疏水焓值(按饱和和水焓计算)之差为供热抽汽在热网加热器中的焓降;而供热抽汽的焓降和供热抽汽量之积为蒸汽的放热量;热网

加热器中，供热抽汽的放热量等于热网水侧的吸热量，并根据热网的性能曲线及式(1)，已知热网的循环水量，得到相应热网水的温升和相应的供、回水温度。

根据上述内容，就可确定热电联产系统无节流工况运行时，中压缸的排汽压力为最低排汽压力时，热网加热器水侧的进、出口温度、流量以及汽侧的供热抽汽压力、饱和蒸汽温度和抽汽量。最佳冷源热网加热器主要参数计算的逻辑关系，见图5。

5) 通过汽轮机中压缸允许的最低排汽压力，

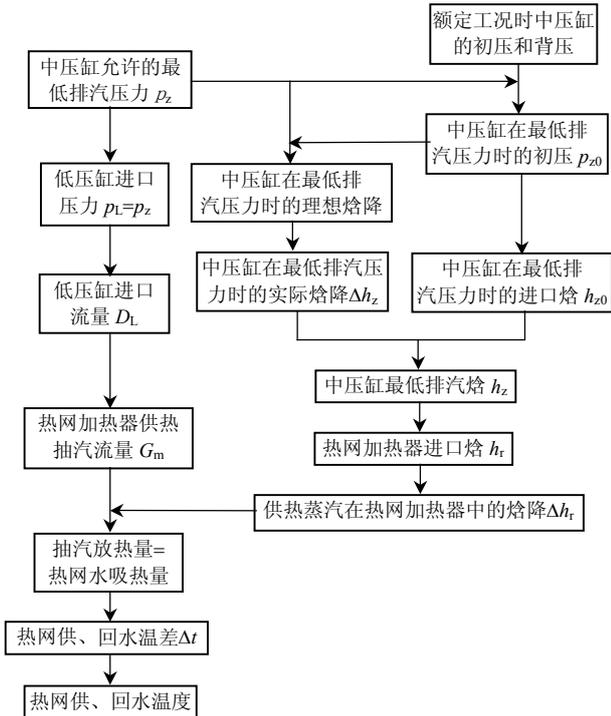


图5 最佳冷源热网加热器主要参数计算的逻辑关系图

Fig. 5 Calculating logical relationship of main parameters of optimum cold source thermal-system heater

可选择满足该条件的热网加热器，而不是根据最大供热负荷选择热网加热器；或根据这些参数对最佳冷源热网加热器进行方案设计，以管式换热器为例，已知热网加热器的换热量、水侧温度和水量，根据相关的设计手册或规范，选定换热管径，计算出相应的流速 u 、换热管根数 n ，对热网加热器进行设计，计算出传热系数 K 和换热面积 A 。

根据热电联产系统联合特性和中压缸最低排汽压力选择或设计的最佳冷源热网加热器，能够在热电联产系统全工况运行时，充分、合理的利用中压缸最低排汽压力，并使供热抽汽控制阀和低压缸调节阀的节流损失最小，使供热流更多的做功，增加机组发电量。

2.3 计算实例

以某电厂 200 MW 供热机组数据为例，根据上述方法选择最佳冷源热网加热器，与原有热网加热器的运行数据进行对比。已知热网采用质调节方式，循环水量不变；200 MW 供热机组的中低压分缸压力为 0.25 MPa，而中压缸允许的最低排汽压力能够达到 0.15 MPa。表 2 为热网加热器的参数；不同热网加热器在供热期内的运行数据见表 3。

表 2 热网加热器参数

Tab. 2 Parameters of thermal-system heater

参数	原有热网加热器	最佳冷源热网加热器
加热器型式	固定管板式	固定管板式
换热管外径 d_o/m	0.19	0.19
换热管长 l/m	7.0	10.5
换热管厚 δ/m	0.001	0.001
管程 z	2	2
水侧流量 $M/(kg/s)$	416	416
总管根数 N_t	3 380	2 200
金属换热面积 A/m^2	1 338	1 306

表 3 不同热网加热器在供热期内的运行数据

Tab. 3 Running data of different thermal-system heater during heating period

热网供水温度 $t_g/^\circ C$	热网回水温度 $t_h/^\circ C$	原有热网加热器					最佳冷源热网加热器					增加发电功率 $\Delta P_e/kW$
		抽汽量 $G_m/(t/h)$	中压缸排汽压力 p_z/MPa	1台热网加热器汽侧进口压力 p_s/MPa	压力损失 $\Delta p/MPa$	1台汽轮机发电功率 P_e/kW	抽汽量 $G_m/(t/h)$	中压缸排汽压力 p_z/MPa	1台热网加热器汽侧进口压力 p_s/MPa	压力损失 $\Delta p/MPa$	1台汽轮机发电功率 P_e/kW	
121	66	290.2	0.301	0.301	0	180 603	291.2	0.273	0.273	0	182 494	1 891
115	63	271.8	0.252	0.252	0	186 889	272.6	0.227	0.227	0	188 831	1 942
109	61	253.2	0.217	0.217	0	192 455	254	0.188	0.188	0	195 040	2 599
103	58	230.4	0.208	0.170	0.038	196 506	235.2	0.150	0.150	0	201 703	5 197
96	56	207.8	0.214	0.140	0.074	199 255	212.2	0.160	0.130	0.030	203 810	4 555
90	53	186.0	0.219	0.110	0.109	201 958	189.2	0.171	0.100	0.070	205 920	3 962
84	51	164.8	0.224	0.090	0.134	204 643	167.2	0.182	0.090	0.092	207 993	3 350
77	48	144.4	0.230	0.070	0.160	207 164	146	0.193	0.070	0.123	210 043	2 879
71	45	122.6	0.235	0.060	0.175	210 007	125.6	0.203	0.060	0.143	212 148	2 141
64	42	105.3	0.239	0.050	0.189	212 282	106	0.213	0.050	0.163	214 204	1 922

针对机组在使用不同热网加热器时的数据对比可知, 使用原有的热网加热器, 供热机组运行的无节流工况压力为 0.2 MPa 左右, 是中压缸的最低排汽压力; 而通过计算使用合理选择的最佳冷源热网加热器在运行时, 供热机组中压缸的最低排汽压力达到 0.15 MPa。通过对热网加热器的改变, 使供热机组偏离无节流工况运行的范围减小, 节流损失也相应减小, 使整个供暖期机组的发电量增加。

通过分析表 3 中的数据可知, 由于无节流工况前节流损失减小值大于无节流工况后节流损失减小值, 并且在无节流工况前, 室外环境温度较高, 所需供热抽汽量少, 因此如果供热抽汽压力减小量相同, 机组在无节流工况前运行所增加的发电量大于在无节流工况后运行增加的发电量。

由于供暖期内室外温度变化的幅度比较大, 热网、回水温度也随之变化, 最终影响供热机组中压缸排汽参数的变化, 因此最佳冷源热网加热器的选择不可能使机组在任意时刻都处于无节流工况运行, 只能是考虑多方面因素, 进行优化选择最佳冷源热网加热器, 使机组能够充分利用中压缸允许的最低排汽压力在无节流工况长时间运行; 偏离无节流工况运行的时间短, 且节流损失小, 增加机组发电量。

3 结论

1) 对热电联产集中供热领域进行研究时, 应把供热机组、换热器、热网、热用户看作一个整体, 才能全面准确地对其进行分析研究。

2) 供热机组抽汽供热时, 中压缸在无节流工况时的排汽压力最低。通过对热电联产系统联合特性的分析和对无节流工况特殊性的研究, 提出“最佳冷源热网加热器”这一概念。

3) 根据中压缸允许的最低排汽压力和热网系统的供热参数, 计算求得最佳冷源热网加热器的设计参数。以此选择的热网加热器能够合理利用汽轮机中压缸的最低排汽压力, 减小机组在供暖期的节流损失, 提高供热蒸汽在汽轮机中的作功能力, 增加发电量。

致 谢

本文中的部分数据由哈尔滨汽轮机厂提供; 胡学伟、翟启武等人也对该论文提供了大力支持, 在此向他(她)们表示衷心的感谢。

参考文献

- [1] 朱成章. 中国电源结构的进一步探讨[J]. 中外能源, 2008, 13(1): 2-10.
Zhu Chengzhang. Discussion further on China's electricity energy formation[J]. Sino-Global Energy, 2008, 13(1): 2-10(in Chinese).
- [2] 胡玉清, 马先才. 我国热电联产领域现状及发展方向[J]. 黑龙江电力, 2008, 30(1): 79-80.
Hu Yuqing, Ma Xiancai. Situation and developing trend on combining heat and power system[J]. Heilongjiang Electric Power, 2008, 30(1): 79-80(in Chinese).
- [3] Savola T, Fogelholm C J. MINLP optimisation model for increased power production in small-scale CHP plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(1): 89-99.
- [4] Casisi M, Pinamonti P, Reini M. Optimal lay-out and operation of combined heat & power (CHP) distributed generation systems [J]. Energy, 2009, 34(12): 2175-2183.
- [5] Mago P J, Fumo N, Chamra L M. Performance analysis of CHP and CHP systems operating following the thermal and electric load [J]. International Journal of Energy Research, 2009, 33(9): 852-864.
- [6] 杨承, 杨泽亮, 蔡睿贤. 基于全工况性能的冷热电联产系统效率指标比较[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(2): 8-13.
Yang Cheng, Yang Zeliang, Cai Ruixian. Comparison of CCHP efficiencies based on off-design characteristics[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(2): 8-13(in Chinese).
- [7] 张晓晖, 陈钟顺. 热电联产系统的能耗特性[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(5): 93-98.
Zhang Xiaohui, Chen Zhongqi. Energy consumption performance of combined heat cooling and power system[J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(5): 93-98(in Chinese).
- [8] 张晓东, 王加璇, 高波, 等. 关于汽轮发电机组热经济学边际成本的研究[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(5): 140-143.
Zhang Xiaodong, Wang Jiakuan, Gao Bo. A study on the thermoeconomic marginal costs of steam turbo-generator unit [J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(5): 140-143(in Chinese).
- [9] Katsigiannis P A, Papadopoulos D P. A systematic computational procedure for assessing small-scale cogeneration application schemes [C]//POWERENG2007 International Conference on Power Engineering-energy and Electrical Drives Proceedings. Setúbal: Labsei, 2007: 201-206.
- [10] Boljevic S, Noel B. Impact of combined heat and power plant on thermal and electrical energy supply for small and medium size enterprises[C]//Proceedings of 42nd International Universities Power Engineering Conference. Brighton, England: International Practices for Energy Development and Power Generation IEEE/PES, 2007: 35-39.
- [11] David V E, Klein M. High efficiency combined heat and power solutions[C]//Proceedings of EIC Climate Change 2006 Conference. Canada, 2006: 1-11.
- [12] 张建业, 徐述. 热电联产项目中机组的选型及参数确定方法[J]. 电力设备, 2008, 9(1): 23-25.
Zhang Jianye, Xu Shu. Type selection and parameter determination method for unit of cogeneration project[J]. Electrical Equipment, 2008, 9(1): 23-25(in Chinese).
- [13] 田玉卓, 闫全英, 赵秉文. 供热工程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008: 255-256(in Chinese).

- Tian Yuzhuo, Yan Quanying, Zhao Bingwen, Heating engineering [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2008: 255-256.
- [14] 徐二树, 宋之平, 彭峰, 等. 200 MW 热电联产机组的能耗分析[J]. 华北电力大学学报, 2002, 29(1): 85-90.
Xu Ershu, Song Zhiping, Peng Feng, et al. Energy consumption analysis of 200 MW combined heat and power generation unit [J]. Journal of North China Electric Power University, 2002, 29(1): 85-90(in Chinese).
- [15] 葛莉瑶, 胡三高, 徐鸿. 合理用能原则及两类应用的分析[J]. 华北电力技术, 2005(6): 30-32.
Ge Liyao, Hu Sangao, Xu Hong. Principle of rational energy utilization and analysis of two applications[J]. North China Electric Power, 2005(6): 30-32(in Chinese).
- [16] 秦鹏, 林中达. 热电冷联产系统节能性分析[J]. 暖通空调, 2004, 34(8): 108-112.
Qin Peng, Lin Zhongda. Energy efficiency of cogenerated heating, electricity and refrigeration systems[J]. HV&AC, 2004, 34(8): 108-112(in Chinese).
- [17] Kuosa M, Kaikko J, Koskelainen L. The impact of heat exchanger fouling on the optimum operation and maintenance of the Stirling engine[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(10): 1671-1676.
- [18] 付胜宗. 大型固定管板式热网加热器的设计与制造[J]. 东方电气评论, 1998, 12(4): 230-232.
Fu Shengzong. Design and manufacture of large fixed tube-sheet type heaters for heat system[J]. Dongfang Dianqi Pinglun, 1998, 12(4): 230-232(in Chinese).
- [19] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002: 59.
Qian Songwen. Heat exchanger design handbook[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002: 59(in Chinese).
- [20] 黄新元. 热力发电厂课程设计[M]. 北京: 中国电力出版社, 2008: 154.
Huang Xinyuan. Thermal power plant course design[M]. Beijing: China Power Press, 2008: 154(in Chinese).
- [21] 章熙民, 任泽霈. 传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002: 276.
Zhang Ximin, Ren Zepei. Heat transfer[M]. Beijing: China Construction Press, 2002: 276(in Chinese).
- [22] 沈士一, 庄贺庆, 康松, 等. 汽轮机原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 2006: 138.
Shen Shiyi, Zhuang Heqing, Kang Song, et al. Turbine theory[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2006: 138(in Chinese).



杨勇平

收稿日期: 2010-03-18。

作者简介:

杨勇平(1967), 男, 博士生导师, 主要从事火电厂节能理论与方法、热力学与热经济学、分布式能量系统等方面的研究工作, yyp@ncepu.edu.cn;

林振娴(1982), 女, 博士研究生, 主要从事热电联产冷源系统优化及节能增效的研究工作;

何坚忍(1940), 男, 教授级高工, 主要从事汽轮机和热电联产方面的研究工作。

(责任编辑 张媛媛)