文章编号:1001-2060(2016)12-0048-08

热电联产集中供热方案的分析对比

赵 冲,罗向龙,陈 颖,宋孟杰 (广东工业大学 材料与能源学院 广东 广州 510006)

摘 要:集中供热是当前供热领域的趋势,为了提高供热系 统的能源利用效率和降低供热成本,在现有电厂的基础上, 针对现存的不同供热配置方式,提出了4种天然气热电联产 集中供热方案以进行对比分析。采用 Cycle – Tempo 软件建 立了这4种热电联产的热力学模型,对联产系统进行热力学 模拟。分析了各个方案的能源利用效率和/// 效率,从系统 内部分析影响系统能源利用效率和/// 效率的主要因素。建 立了各个方案的供热经济性模型,分析了影响其供热经济性 的主要因素。最后,讨论了天然气价格、电价格、供热负荷和 供热距离的变化对系统经济性的影响。

关键词:热电联产集中供热;模拟;热力学;经济性;对比
 中图分类号:TK11;TM611
 文献标识码:A
 DOI:10.16146/j.enki.rndlge.2016.12.008

引 言

热电联产集中供热是一种利用热电联产机组将 电与热的生产相结合的供热方式,由于其高效的能 源利用效率而逐渐被采用,因此,热电联产集中供热 是当前大部分国家尤其是欧洲国家的主要供热方 式,以丹麦为例,其热电联产集中供热比例超过了 80%,而中国和瑞典该比例也占到了30%^[1~2]。最 早期的热电联产集中供热方式是直接从电厂汽轮机 抽汽加热一次网热水,然而随着集中供热的逐渐普 及,各种问题相继出现:热源不能满足供热需求的增 长、由于热源与用户距离过长而导致长距离输送管 道成本过高和电厂冷凝余热通过冷却塔散失到空气 中造成一定的浪费^[3];同时,出于环保要求,国家近 年来大力提倡天然气应用于集中供热供冷领域,但 是目前存在成本过高问题。

针对这些问题,出现了不同的供热方式:苏保青 等人提出用电压缩式热泵回收电厂循环冷却水的冷 凝余热^[4],这种方式能够增加供热负荷,同时也能 降低能量的损失,但电压缩式热泵消耗了大量的高 品位电能;Li等人提出在热力首站采用吸收式热泵 回收电厂冷凝余热^[5],同时热力站采用吸收式热泵 四收电厂冷凝余热^[5],同时热力站采用吸收式换热 器降低回水温度,该方式不仅能够增加供热负荷、降 低热损失,大温差使管道投资成本也有所降低,但设 备投资成本有所增加,发电量有所降低。对于当前 的电热泵、吸收式热泵以及不同温差的集中供热方 式,在不同的供热负荷和供热距离时,采用何种配置 方式才能最大化的提高能量利用率、同时又能够降 低集中供热成本是应当解决的关键问题。

为了从集中供热配置方式上进行综合比较,本 研究在现有的热电厂的基础上提出了4种热电联产 集中供热方案,通过对4种供热方案的热力学和经 济性分析,以寻求一种较为高效、经济的供热方案。

1 4 种热电联产方案的系统模型

1.1 4种热电联产方案的系统描述

4 种热电联产方案燃气 - 蒸汽联合循环发电系 统主要运行参数和二次网供回水参数均相同,燃气 轮机排气温度为 570 ℃ 高压蒸汽压力 5.7 MPa;温 度 545 ℃ ,低压蒸汽压力 1.1 MPa;温度 229 ℃,凝 汽压力 0.008 7 MPa ,循环冷却水温度 26 ℃。二次 网供回水温度 60 ℃ 回水温度 45 ℃ ,系统供热抽汽 参数如表 1 所示,供热方案流程如图 1~图 4 所示。

方案1中,热力首站和用户热力站都直接采用 换热器换热;方案2中热力首站采用换热器,热力站 侧采用换热器和热泵串联供热;方案3中,热力首站 采用换热器和吸收式热泵,热力站采用换热器和电

收稿日期:2015-07-01; 修订日期:2015-09-11

基金项目: 广州市科技计划项目(13ZK0204)

作者简介:赵 冲(1991-),男,河南南阳人,广东工业大学硕士研究生.

热泵串联供热;方案4中热力首站采用换热器和吸收式热泵,热力站采用吸收式换热器。

表1 4种供热方案抽汽压力(MPa)

Tab. 1 Pressure of extracted steams of four

kinds of district heating schemes(MPa)

	方案1	方案2	方案3	方案4
双效热泵	—	—	0.4	0.4
单效热泵	—	—	0.6	0.6
加热器1	0.085 0	0.008 7	0.008 7	0.008 7
加热器2	—	0.085 0	—	0.143 0
加热器3	—	—	—	0.232 0
加热器4	—	—	—	0.314 0



图1 方案1集中供热系统流程图

Fig. 1 Chart of district heating system for scheme 1



图 2 方案 2 集中供热系统流程图

Fig. 2 Chart of district heating system for scheme 2

1.2 4种热电联产方案的流程模拟

采用热力学模拟软件 Cycle – Tempo 搭建热电

联产子系统的模型^[7],包括燃气 - 蒸汽联合循环发 电系统模型、吸收式热泵模型(等效模型)、电热泵 模型,然后对各个子系统进行匹配耦合,组成联产系 统的整体模型。对4种热电联产方案进行热力学模 拟; Cycle - Tempo 软件本身已有各个热力设备的质 量和能量平衡方程,但没有吸收式热泵的设备模型 和工质物性参数,所以吸收式热泵的系统参数通过 另外计算得到^[8]; Cycle - Tempo 软件中只建立吸收 式热泵的等效模型以匹配系统运行。蒸汽轮机的等 熵效率采用如下计算公式^[9]:

$$\eta^{\rm is} = \frac{6}{5\beta} (1 - \frac{\alpha}{\Delta h^{\rm is} m^{\rm dn}}) (1 - \frac{m^{\rm dn}}{6m^{\rm in}})$$
(1)



图 3 方案 3 集中供热系统流程图

Fig. 3 Chart of district heating system for scheme 3

2 方案的热力学评价分析

热电联产系统的热力学评价指标主要有热量法 和//// 和/// 和/// 和/// 新量法是以热力学第一定律为基础, 主要考虑的是系统对燃料化学能在数量上的利用程 度;/// 分析法是以热力学第二定律为基础,主要针 对燃料化学能中最大可用能被利用的程度来评价热 力系统的热力性能。

热电联产系统总的能量利用率采用如下模型:

$$\eta_{q \text{ total}} = \frac{P_{T} - P_{aux} + Q_{hw}}{Q_{f}}$$
(2)

式中: $\eta_{q.total}$ 一系统的能量利用率; P_{T} 一汽轮机的发 电量; P_{aux} 一辅助设备的耗电量; Q_{hw} 一供热量; Q_{f} 一 燃料燃烧放出的热量。



图 4 方案 4 集中供热系统流程图

Fig. 4 Chart of district heating system for scheme 4

热电联产系统总的/// 效率采用如下模型:

$$\eta_{\text{ex total}} = \frac{P_{\text{T}} - P_{\text{aux}} + Ex_{\text{hw}}}{Ex_{\text{f}}}$$
(3)

式中: $\eta_{q.total}$ 一系统的烟效率, \mathscr{N} ; P_{aux} 一辅助设备的耗电量; Ex_{hw} 一供热烟值; Ex_{f} 一燃料燃烧放出的烟。

在相同燃料输入量 20 kg/s 和相同供热负荷 180 MW 的条件下 *A* 种热电联产系统模拟计算结果 如表2所示。

4 种方案的模拟计算有相同的燃料输入量和供 热量,所以对比基准一致。

方案1和方案2相比:方案2采用电热泵降低 一次网回水温度,消耗了大量的电能从而导致汽轮 机低压段抽汽量减少,汽轮机进入凝汽器的乏汽量 比方案1多,通过冷却塔排放到环境中的能量增加, 所以方案2的能量效率比方案1低;由于方案2消 耗了大量高品位电能,而该部分电能却不能通过减 少的低压蒸汽抽汽在汽轮机中做功得到弥补,所以 方案2的/// 放率也比方案1低。

方案2和方案3相比:一次网供回水温度相同, 由于方案3在电厂端热力首站采用吸收式热泵回收 冷凝余热,从而使系统的能量效率比方案2有所提 高;/州效率方面,方案3抽汽压力比方案2略高,但 是作为吸收式热泵的驱动热源,其抽汽量却大大的 减少,从而使蒸汽轮机的发电量增加,而辅助设备耗 电基本相同,所以方案3的系统/// 效率比方案2 要高。

方案 3 和方案 4 相比:两方案在电厂热力首站 都采用吸收式热泵回收凝汽器的冷凝余热,但方案 4 除了吸收式热泵之外又增加了 3 个分级抽汽加热 器将一次网热水加热到更高温度,从而导致汽轮机 低压段抽汽量比方案 3 有较大增加,进入凝汽器的 乏量减少,虽然回收的冷凝余热量比方案 3 略低,但 通过冷却塔损失的热量总体上来说比方案 3 必,因 此方案 4 的热效率比方案 3 高;而用户侧热力站,方 案 3 采用电热泵,消耗的高品位电能量远远超过了 方案 4 中 3 个抽汽加热器所抽取的等量热量中所包 含的烟值,故方案 4 的烟效率也比方案 3 高。

表 2	四种集中供热方案模拟计算结果
表 2	四种集中供热方案模拟计算结果

Tab.	2	Simulation	results	of	four	kinds	of	district	heating	schemes
------	---	------------	---------	----	------	-------	----	----------	---------	---------

参数	方案1		方案2		方案3		方案4	
	能量/kW	/拥/kW	能量/kW	/拥/kW	能量/kW	/佣/kW	能量/kW	/用/kW
输入燃料	1 088 986.25	1 024 341	1 088 986.25	102 4341	1 088 986.25	1 024 341	1 088 986.25	1 024 341
系统发电量	454 853.07	454 853.07	462 319.28	462 319.28	464 145.17	464 145.17	453 895.84	453 895.84
设备耗电	3 277.14	3 277.14	34 656.86	34 656.86	34 407.94	34 407.94	4 108.92	4 108.92
供热量	180 000	15 171.84	180 000	15 171.84	180 000	15 171.84	180 000	15 171.84
净发电量	451 575.93	451 575.93	427 662.42	427 662.42	429 737.23	429 737.23	449 786.92	449 786.92
冷却塔负荷	128 485.93	—	149 272.77	—	147 127.53	—	130 508.61	—
系统总效率/%	57.9966	45.565 6	55.8007	43.231 1	55.991 3	43.4337	57.8324	45.446 6

方案1和方案4相比:方案4中无论是吸收式 热泵还是3个抽汽加热器,其热源都是从汽轮机中 抽取的较高品位的蒸汽,从而导致汽轮机的发电量 比方案1少;另外,方案4的一次网供水温差较大, 流量较低,选取的管道直径也较小,从而导致了管道 压降比较大,管道消耗的泵功也比方案1多,两方面 综合起来方案4的净发电量比方案1要略低,而供 热量相等,从而导致了能量利用率和烟效率比方案 1低。

综合以上对比结果,可以看出,采用直接抽汽加 热的方案1和使用吸收式热泵回收冷凝余热的方案 4的热力学性能要高于采用电热泵的方案2和方案 4;采用吸收式热泵回收电厂冷凝余热的方案3要比 直接抽气加热的方案2的热力学性能好;采用大温 差供热的方案4要比采用中等供热温差的方案3热 力学性能好。

3 热电联产方案的经济性评价对比

为了分析不同配置方式的热电联产方案对系统 供热成本的影响,在燃气 – 蒸汽联合循环发电量 450 MW、供热负荷180 MW 和供热距离10 km 的条 件下,对供热系统进行经济性评价对比,经济性指标 为供热总成本,分为设备成本和运行成本。设备成 本包括管道成本、换热器成本、吸收式热泵成本和电 热泵成本;运行成本包括设备耗电成本和燃料成本。 成本采用经济性模型为:

供热总成本:

$$C_{\rm equ} = C_{\rm pin} + C_{\rm hex} + C_{\rm ahn} + C_{\rm hn}$$

运行成本:

$$C_{\rm ope} = C_{\rm e} + C_{\rm f} \tag{6}$$

年度化因子^[10]:

$$Z_{k} = \frac{i (1+i)^{n}}{(1+i)^{n} - 1}$$
(7)

式中: C_{DH} 一供热总成本,元; C_{pip} 一管道成本,元; C_{hex} 一换热器成本,元; C_{ahp} 一吸收式热泵成本,元; C_{hp} 一电热泵成本,元; C_{e} 一耗电成本,元/(°); C_{f} 一燃 燃产料成本,元/kg; i一年利率; n一折旧年限。 3.1 一次网管道的成本计算

一次网管道成本包括管材成本、保温材料成本、 敷设成本和水泵成本 ,管道成本计算模型:

$$C_{\rm pip} = C_{\rm gc} + C_{\rm bw} + C_{\rm lay} + C_{\rm pump}$$
(8)
管材成本:

$$C_{\rm gc} = c_{\rm gc} \frac{\pi}{4 \times 10^9} (D_{\rm o}^2 - D_{\rm i}^2) L \rho_{\rm gc}$$
(9)

式中: C_{gc} 一管材成本,万元; c_{gc} 一管材价格,万元/t; D_{o} 和 D_{i} 一管道的外径和内径,mm;L一管道总长度, m; ρ_{gc} 一管材密度, kg/m^{3} 。

保温材料成本:

$$C_{\rm bw} = c_{\rm bw} \cdot \pi D_{\rm o} L / 10^7 \tag{10}$$

式中: C_{bw} 一保温材料成本,万元; c_{bw} 一保温材料价格,元/m²。

敷设成本:

$$C_{lay} = [1\ 053.\ 582\ 2 + 1.\ 394\ 22 \times (D_{nom} - 250)]$$

× $L/10^7$ (11)
式中: C_{lay} —管道敷设成本,万元; D_{nom} —管道的公称

直径 'mm。

水泵成本[10]:

$$C_{\text{pump}} = 308.9 \ W_{\text{pump}}^{c_{\text{pump}}} \tag{12}$$

式中: C_{pump} 一水泵成本,美元; W_{pump} 一水泵耗功, kW。当泵功的范围是 0.02 ~ 0.3 kW 时, c_{pump} = 0.25;当泵功的范围是 0.3 ~ 20 kW 时 ρ_{pump} = 0.45; 当泵功的范围是 20 ~ 200 kW 时 ρ_{pump} = 0.84。

根据上述模型计算得出一次网的成本。

3.2 管壳换热器成本计算换热器成本^[11]:

$$C_{\rm hex} = 30\ 000\ +\ 750\ A^{0.81} \tag{13}$$

其中 换热面积:

$$4 = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_{\rm m}} \tag{14}$$

式中:*Q*──换热量 ,kW;*K*──换热系数 ,kJ/(m² • K); Δ*T*_m──换热温差 ,℃。

换热器的换热系数和换热面积采用如下换热关 联式计算^[12]:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{\rm i}} + \frac{d_{\rm i}}{2\lambda} \ln \frac{d_{\rm o}}{d_{\rm i}} + \frac{d_{\rm i}}{\alpha_{\rm o} d_{\rm o}}\right)^{-1}$$
(15)

式中: $\alpha_i \ \alpha_o$ 一管内侧换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; d_i 和 d_o 一管道的内径和外径,m; λ 一管壁的导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

(5)

$$Nu_{\rm f} = 0.023 \ Re_{\rm f}^{0.8} \ Pr_{\rm f}^{0.4} \tag{16}$$

式中: Nu_{f} 一努塞尔数; Re_{f} 一雷诺数; Pr_{f} 一普朗特数。

$$Nu_{\rm f} = \frac{\alpha_{\rm i} d_{\rm i}}{\lambda_{\rm f}} \tag{17}$$

式中: λ_{f} 一水的导热系数, $W/(m \cdot K)$ 。

管外无相变水侧^[13]:

$$Nu_{\rm f} = 0.35 \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0.2} Re_{\rm f}^{0.6} Pr_{\rm f}^{0.36} \left(\frac{Pr_{\rm f}}{Pr_{\rm w}}\right)^{0.25}$$
(18)

$$Nu_{\rm f} = \frac{\alpha_{\rm o} d_{\rm o}}{\lambda_{\rm f}} \tag{19}$$

式中:*s*₁、*s*₂一横排管间距和竖排管间距,m;*Pr*_w一按 管束的平均壁温确定的普朗特数。

管外蒸汽冷凝侧^[12]:

$$\alpha_{o} = 0.728^{4/3} \left[\frac{\rho_{L} (\rho_{L} - \rho_{G}) g h_{LG} \lambda_{L}^{3}}{\mu_{L} d_{o} q} \right]^{1/3}$$
(20)

式中: ρ_{L} 一工质的液体密度 kg/m^{3} ; ρ_{C} 一工质的饱和 蒸汽密度 $,kg/m^{3}$; h_{LG} 一工质的汽化潜热 ,kJ/kg; λ_{L} 一工质的液体导热率 $,W/(m \cdot K)$; μ_{L} 一工质的动 力粘性系数 $,(N \cdot m)/s^{2}$;q一热流密度 $,W/m^{2}$ 。

由以上换热关联式算出4个方案换热器的换热 系数和换热面积,从而可以得到各个换热器的成本. 3.3 吸收式热泵成本计算

吸收式热泵成本主要由发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器和溶液热交换器的成本组成,其它部件成本相对来说很小,故不予考虑,其计算模型为^[10]:

$$C_{k} = C_{R.k} \left(\frac{A_{k}}{A_{R}}\right)^{0.6}$$
(21)

$$A_{\rm k} = \frac{Q_{\rm k}}{K_{\rm k} \cdot \Delta T_{\rm m}} \tag{22}$$

式中: C_{k} 一吸收式热泵组件成本,美元; A_{k} 一每个组 件的换热面积, m^{2} ; $C_{R,k}$ — $A_{R} = 100 m^{2}$ 时组成吸收式 热泵部件的参考成本,其取值分别为 $C_{R,g} = 17500$ 美元、 $C_{R,a} = 16500$ 美元、 $C_{R,c} = 8000$ 美元、 $C_{R,e} = 16000$ 美元和 $C_{R,he} = 12000$ 美元; Q_{k} 一每个组件的 热负荷, W_{o}

根据热力计算的结果可以得到各组件的热负 荷 组件的传热系数根据现有的吸收式制冷机或热 泵的传热系数选取^[8],冷凝器 $K_e = 4~070~W/(m^2 \cdot K)$ K)蒸发器 $K_e = 2~559~W/(m^2 \cdot K)$,吸收器 $K_a = 1~105~W/(m^2 \cdot K)$,高压发生器 $K_{H,g} = 1~047~W/(m^2 \cdot K)$,高压溶 液热交换器 K_{H.he} = 400 W/(m²・K) ,低压溶液热交 换器 K_{L.he} = 330 W/(m²・K)。 3.4 电热泵成本计算

电热泵的成本主要与出水温度和供热负荷相 关,采用如下公式计算^[14]:

当出水温度 45 $^{\circ}$ $^{\circ} \leq T_{c} \leq 55 ^{\circ}$ $^{\circ}$ 时

$$C_{hp} = \frac{0.56 \times [1 + (T_c - 45) \times 1.5\%] \times Q_h}{3.9 \times 1.163 \times [1 - (T_c - 45) \times 1.5\%]}$$
(23)

当出水温度 55 ℃ < $T_c \leq 75$ ℃ 时

$$C_{\rm hp} = \frac{1.242 \times [1 - (75 - T_{\rm c}) \times 1.5\%] \times Q_{\rm h}}{3.9 \times 1.163 \times [1 - (T_{\rm c} - 45) \times 1.5\%]}$$
(24)

式中: C_{hp} 一热泵的成本,元; T_c 一热水温度,C; Q_h 一 供热量, W_o

3.5 运行成本计算

本文4种热电联产方案运行成本主要考虑供热 系统的耗电和由于供热抽汽引起的多消耗燃料的成 本,这里称之为供热燃料增耗成本,年供热运行时间 150 d,全天运行,非供热季节供热系统不运行。电 价格按 0.7 元/℃,天然气价格按照 3.65 元/№³ 计算。

3.5.1 年耗电成本

本文主要考虑吸收式热泵耗电、电热泵耗电和 一次网水泵耗电,电热泵耗电根据系统循环模拟得 出;一次网水泵耗电根据管道压降由系统模拟得出, 压降模型为^[15]:

$$p_{\rm f} = \lambda \, \frac{l}{d_{\rm i}} \frac{\rho \nu^2}{2} \tag{25}$$

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{e}{d_{\rm i}} + \frac{68}{Re}\right)^{0.25}$$
(26)

式中: p_{f} 一管道压降, $Pa; \lambda$ 一沿程摩擦阻力系数; d_{i} 一管道内径, $m; \rho$ 一流体的密度, $kg/m^{3}; \nu$ 一流速, m/s; e一管道的当量粗糙度, m; Re一雷诺数。

系统耗电成本模型:

$$C_{e} = c_{e} \cdot P \cdot H \tag{27}$$

式中:*C_e*一年耗电费用,元/a;c_e一电价格,元/(kW • h);*P*一系统耗电功率,kW;*H*一系统年运行小时数,h/a。

3.5.2 燃料成本

供热燃料增耗成本计算模型为:

$$C_{\rm f} = c_{\rm f} \cdot M_{\rm f} \tag{28}$$

式中: C_{f} 一年供热燃料成本,元; c_{f} 一燃料价格,元/ Nm³; M_{f} 一年供热燃料增耗量, Nm³/a。各方案的燃料增耗量分别为: $m_{f1} = 1.087$ 26 Nm³/s, $m_{f2} = 0.646$ 78 Nm³/s, $m_{f3} = 0.539$ 45 Nm³/s, $m_{f4} = 1.143$ 016 Nm³/s。

3.6 供热系统总成本

由上述设备投资成本和运行成本可得到4种方 案的的总年度化成本,如表3所示。

从表 3 中可以看出 *4* 种方案中,方案 2、方案 3 的总成本远远高于方案 1 和方案 4,这是由于方案 2、3 热力站采用了电热泵,消耗了大量的高品位电 能,使耗电成本远高于另外两个方案;由于方案 3 电 厂热力首站采用吸收式热泵回收了大量的冷凝余 热,使燃料成本比方案 2 有所降低,所以其供热总成 本比方案 2 要低。方案 1 和方案 4 相比,虽然方案 4 采用吸收式热泵和吸收式换热器使设备成本有所增 加,但 100 ℃左右的供热温差使一次网流量骤降,所 以其管道成本远低于方案 1,总的来看,方案 4 的总 供热成本比方案 1 低。

表 3 供热系统总成本(万元/a)

Tab. 3 Total costs of district heating systems(万元/a)

	方案1	方案2	方案3	方案4
管道成本	2 568.91	1 078.00	1 075.90	816.25
吸收式热泵成本	_	—	82.77	263.16
电热泵成本	_	333.30	330.28	—
换热器成本	374.27	252.71	197.45	88.20
耗电成本	336.11	8 307.30	8 242.85	633.07
燃料增耗成本	5 143.17	3 059.53	2551.80	5 406.93
供热总成本	8 423.54	13 091.44	12 543.00	7 362.24

4 供热系统成本的敏感性分析与对比

敏感性分析是投资项目的经济评价中常用的一 种研究不确定性的方法。它在确定性分析的基础 上,进一步分析不确定性因素对投资项目的最终经 济效果指标的影响及影响程度。本文以天然气价 格、电价、供热负荷和供热距离为敏感性因素对供热 系统进行分析对比,如图 5~图 10 所示。





天然气价格对系统单位供热成本的影响如图 5 所示。随着天然气价格的增加 A 种方案单位供热 成本都上升 但方案 1 和方案 4 上升趋势较快 这是 因为方案 1 和方案 4 总成本中燃料成本所占比重较 大 因此天然气价格的波动对这两个方案供热成本 影响较为显著。

图 6 是供热负荷 180 MW,距离 10 km 时电价对 总供热成本的影响,由图中可以看出电价对方案 2 和方案 3 的影响最为显著,对方案 1 的影响最小。 这是因为方案 1 耗电成本比重较低。





图 7~图9 是供热距离 10 km 时供热负荷的变 化对供热成本的影响。随着供热负荷的增加 *A* 种 方案的运行成本和供热总成本都上升,单位供热成 本都降低。但方案 2 和方案 3 的总成本上升比方案 1 和方案 4 要快,这是因为随着供热负荷的增加,方 案 2、3 的运行费用增加较快如图 8 所示,而方案 1 和方案 4 增加却比较平缓。





Fig. 7 Influence of heating load on the total costs of district heating system





图 10 是供热负荷 180 MW 时供热距离变化对 供热总成本的影响。由图中可以看出当供热距离大 于 3 km 时,方案 4 的总供热成本最低,随着供热距 离增加 4 种方案供热总成本都增加,但方案1增加 最快,方案4增加最慢,方案2和方案3的成本增加 速度基本一致。这是因为方案1的供回水温差最 小,一次网流量最大,单位供热距离的管道投资成本 最高,故其供热距离最其成本影响最为显著。



图 9 供热负荷对单位供热成本的影响

Fig. 9 Influence of heating load on the unit costs of district heating system



图 10 供热距离对供热总成本的影响 Fig. 10 Influence of heatingdistance on the total costs of district heating system

5 结 论

本文从提高能源利用效率和减小供暖成本出 发 在现有的燃气 - 蒸汽联合循环发电厂为基础提 出了4种集中供热方式,采用 Cycle – Tempo 软件建 立系统的热力学模型并对4种系统进行模拟,对4 种集中供热方式从能量利用率和///效率方面进行 热力学分析对比,以供热成本为指标进行了经济性 分析对比,最后以天然气价格、电价格、供热负荷和 供热距离为敏感性因素对系统进行了敏感性分析。

热力学分析结果表明,在供热负荷 180 MW 的 条件下,无论从能量利用率和/// 效率方面看,采用 方案1和方案4比方案2和方案3都要高出2%以 上,方案4的能量利用率和/// 效率比方案1低不到 0.2%。

经济性分析表明 4 种供热方案中,方案4 采用 较大的一次网供热温差同时又回收冷凝热从而使总 供热成本最低;而方案2 和方案3 由于采用电热泵 的缘故使供热成本急剧增加。

敏感性分析表明,天然气价格、电价格和供热负荷在一定范围内变化时,4种供热方案也会随之变化,而且变化的敏感程度大小不一,但方案4的供热成本始终最低。而当供热距离在3km以内时方案1总成本最低,当供热距离大于3km时,方案4的供热成本最低。

参考文献:

- [1] GUSTAFSSON J ,DELSING J ,DEVENTER V J. Improved district heating substation efficiency with a new control strategy [J]. Applied Energy 2010 87(6): 1996 – 2004.
- [2] SUN F ,FU L ZHANG S ,et al. New waste heat district heating system with combined heat and power based on absorption heat exchange cycle in China [J]. Applied Thermal Engineering ,2012 , 37: 136 - 144.
- [3] YILDIRIM N ,TOKSOY M ,GOKCEN G. Piping network design of geothermal district heating systems: Case study for a university campus [J]. Energy 2010 35(8): 3256 - 3262.
- [4] 苏保青. 用热泵回收电厂冷凝热集中供热技术研究[J]. 山西 能源与节能 2008(3):18-19.
 SU Bao-qing. Technical research of district heating of recovering the condensation heat using heat pump [J]. Shanxi Energy and Conservation 2007(3):18-19.
- [5] LI Y ,Fu L ZHANG S G ZHAO X L. A new type of district heat-

ing system based on distributed absorption heat pumps [J]. Energy 2011 36(7):4570-4576.

- [6] 李洪明,关 玲.浅谈集中供热参数对供热系统的影响[J].建 筑节能 2011(7):32-33.
 LI Hong-ming, GUAN Ling. Effect of the heating parameters on central heating system[J]. Building Energy Efficiency. 2011(7): 32-33
- [7] Cycle-Tempo Release 5. 1. Delft University of Technology; Available from [DB/OL]. www. asimptote. nl/software/cycle-tempo.
- [8] 吴业正 朱瑞琪.制冷原理及设备[M].西安;西安交通大学出版社 ,1987.
 WU Ye-zheng ZHU Rui-qi. The refrigeration principle and equip-

ment [M]. Xian; Xian Jiao Tong University Press ,1987.
[9] MEDINA-FLORES J M ,PICÓN-NÚÑEZ M. Modeling the power production of single and multiple extraction steam turbines [J].

Chemical Engineering Science 2010 65(9): 2811 – 2820.

- [10] ESFAHANI I J ,KANG Y T ,YOO C K. A high efficient combined multi-effect evaporation – absorption heat pump and vapor-compression refrigeration part 1: Energy and economic modeling and analysis [J]. Energy 2014 75: 312 – 326.
- [11] LUO X ,HU J ,ZHAO J ,et al. Improved exergoeconomic analysis of a retrofitted natural gas-based cogeneration system [J]. Energy , 2014 ,72: 459 – 475.
- [12] 马志先 涨吉礼 孙德兴. HFC245fa 水平光管与强化管管束外 冷凝换热[J]. 化工学报 2010 (5): 1097 - 1106.
 MA Zhi-xian , ZHANG Ji-li , SUN De-xing. Condensation heat transfer coefficient of HF C245fa on horizontal smooth and enhanced tube bundles [J]. CIESC Journal , 2010 (5): 1097 - 1106.
- [13] 杨世铭 陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社 2006.
 YANG Shi-ming ,TAO Wen-quan. Heat Transfer [M]. Beijing:
 Higher Education Press 2006.
- [14] 沙晓雪, 奉兴军 程建国. 西藏地区供暖采用水源热泵 + 散热器的经济性分析 [J]. 制冷与空调(四川),2004(1):53-55.

SHA Xiao-xue GU Xing-jun ,CHENG Jian-guo. Economic Analysis of heat pump and calorifier's investments in Xizang[J]. Refrigeration and Air-Condition. 2004(1): 53 – 55.

[15] 赵孝保,周 欣.工程流体力学[M].南京:东南大学出版 社 2008.

ZHAO Xiao-bao ,ZHOU Xin. Fluid Mechanics with Engineering Applications. [M]. Nanjing: Southeast University Press. 2008.

(单丽华 编辑)

boundary vorticity flux blade leading edge micro-cylinder

轮毂组合抽吸对旋转冲压压缩转子性能的影响 = Effects of Hub Combined Boundary Layer Suction on the **Performance of a Ram-rotor**[刊 ;汉] HAN Ji-ang ,XUE Jia-qi ZHONG Jing-jun ,GUAN Jian (Marine Engineering College ,Dalian Maritime University ,Dalian 116026 ,China)) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016 ,31(12). - 38~47

In order to improve the flow structure of the ram-rotor passage and the aerodynamic performance of ram-rotor ,Fluent software was used to simulate the overall performance and flow characteristics of the ram-rotor ,and the influence of suction flow rate on performance of ram-rotor was discussed. The results show that: three schemes of combined suction on hub can improve the flow field of ram-rotor ,and the efficiency or pressure ratio. In Case 2 ,the loading capacity of the ram-rotor is improved significantly ,and the pressure ratio increases by 5.2%. In Case 3 ,the boundary layer separation of the ram-rotor passage is controlled effectively ,and the efficiency increases by 1.1% almost without changing pressure ratio. The influence of suction flow rate on performance of the ram-rotor is not evident. **Key words**:ram-rotor ,combined boundary layer suction ,performance ,numerical simulation

热电联产集中供热方案的分析对比 = Analysis and Comparison of Cogeneration Heating Schemes [刊,汉] ZHAO Chong LUO Xiang-long ,CHEN Ying ,SONG Meng-jie ,WANG Chao (School of Material and Energy ,Guangdong University of Technology ,Guangzhou ,Guangdong ,China ,Post Code: 510006) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(12). - 48~55

District heating is the current trend in the field of heating. In order to improve the energy efficiency of heating system and reduce heating costs this paper put forward four kinds of nature gas district heating schemes based on the different heating modes of existing power plant. The four cogeneration heating schemes were modeled and simulated using Cycle-Tempo. The efficiencies of energy and exergy of each system were analyzed. The main factors influencing the efficiencies of energy and exergy were discussed from the interior of each system. Then this paper established the heating economic model for each scheme and analyzed the main factors affecting the economy. Finally, the influence of the nature gas price the power price the heating load and the heating distance on the cogeneration heating systems were discussed. Key words: cogeneration heating simulation thermodynamic economic comparison

火电厂 WFGD 中石膏旋流器节能降耗分析——中心棒的影响 = Energy Saving of Gypsum Cyclone of Wet Flue Gas Desulfurization in Power Plant by Central Solid Rod [刊,汉] YANG Yang (School of Power Engi-