



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 106295203 A

(43)申请公布日 2017.01.04

(21)申请号 201610671279.5

(22)申请日 2016.08.15

(71)申请人 上海交通大学

地址 200240 上海市闵行区东川路800号

(72)发明人 张翔 袁景淇 徐亮 田震

陈振兴 孔磊 王润杉 王景成

(74)专利代理机构 上海汉声知识产权代理有限公司 31236

代理人 徐红银 郭国中

(51) Int. Cl.

G06F 19/00(2011.01)

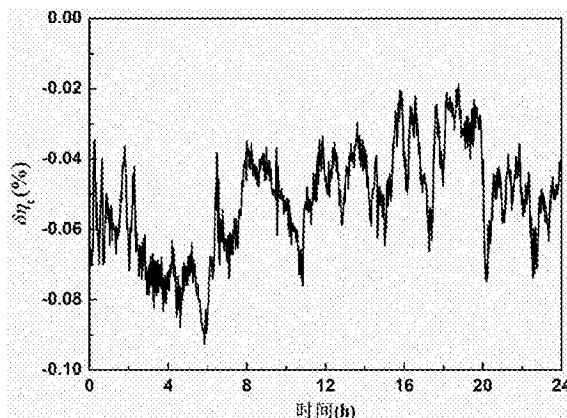
权利要求书4页 说明书9页 附图2页

(54)发明名称

基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法

(57)摘要

本发明提供了一种基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法,步骤为:1、获取给定时刻下相关测点的实时数据;2、计算加热器疏水出口温度理论值,根据加热器理想换热情况下的能量平衡关系,计算加热器水相工质出口温度理论值,由上端差定义,实时计算加热器上端差应达值;3、计算由于真实上端差大于上端差应达值引起的加热器水相工质出口比焓变化量 Δh_i ;4、计算汽轮机功率和机组热耗量对第*i*个加热器水相工质出口的比焓 h_i 的偏微分,在热力系统矩阵热平衡方程的基础上,计算不同工况下由于 Δh_i 引起的汽轮机内效率相对变化量。本发明可用于在线分析回热抽汽系统中加热器上端差对机组热经济性的影响,为加热器性能监测提供技术支撑。



1. 一种基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法,其特征在于,所述方法包括以下步骤:

步骤一、从运行机组的分布式控制系统DCS实时数据库中获取给定时刻下各加热器抽汽入口的压力、温度,疏水出口温度,水相工质入口温度和出口温度,凝结水质量流量、压力、温度,省煤器入口给水质量流量、压力、温度,热再热蒸汽压力、温度,冷再热蒸汽压力、温度,主蒸汽压力、温度;

步骤二、计算加热器理想换热情况下,即加热器传热系数和有效换热面积最大时加热器的换热效率;根据加热器理想换热情况下的换热效能方程,计算加热器疏水出口温度的理论值;由加热器理想换热情况下的能量平衡关系计算加热器水相工质出口温度,并由上端差定义,实时计算加热器上端差应达值,用于步骤三中计算加热器水相工质出口比焓变化量;

步骤三、假设加热器理想换热情况和真实换热情况下抽汽温度不变,则真实上端差与上端差应达值的差值等于加热器理想换热情况下水相工质出口温度与真实换热情况下水相工质出口温度的差值,计算由于真实上端差大于上端差应达值引起的加热器水相工质出口比焓变化量 Δh_i ,用于计算汽轮机内效率相对变化量;

步骤四、选取汽轮机内效率相对变化量为在线评估机组热经济性的指标,根据汽轮机功率和机组热耗量的定义,计算汽轮机功率和机组热耗量对 h_i 的偏微分, h_i 是第 i 个加热器水相工质出口的比焓,在热力系统矩阵热平衡方程的基础上,根据汽轮机内效率的定义,计算不同工况下由于 Δh_i 引起的汽轮机内效率相对变化量,从而实现机组热经济性的在线评估。

2. 根据权利要求1所述的一种基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法,其特征在于,步骤二中,在理想换热情况下,即加热器换热管壁清洁,污垢热阻为零,加热器有效换热面积等于设计换热面积时,加热器总换热系数 K_{lx} 为:

$$K_{lx} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1)$$

其中: α_1 是加热器换热管外蒸汽侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; α_2 是换热管内水相工质侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, α_1 和 α_2 根据传热学相关知识计算求得;

理想换热情况下,加热器传热单元数 NTU 的最大值为:

$$NTU_{\max} = \frac{K_{lx} A_{sj}}{D_w c_{pc}} \quad (2)$$

其中: A_{sj} 是加热器换热面积设计值, m^2 ; D_w 是水相工质质量流量, kg/s ; c_{pc} 是加热器换热管内水相工质的平均比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$;

理想换热情况下,加热器换热效能方程为:

$$\varepsilon_{lx} = \frac{t_{cq} - t_{ss_lx}}{t_{cq} - t_{ins}} = \frac{1 - \exp[-NTU_{\max}(1-R)]}{1 - R \exp[-NTU_{\max}(1-R)]} \quad (3)$$

其中: t_{cq} 是加热器入口抽汽温度, $^\circ C$; t_{ss_lx} 是加热器疏水出口温度理论值, $^\circ C$, 根据上式

解出 t_{ss_1x} ; t_{ins} 是加热器入口水相工质温度, °C; R 是加热器热容量流率比, $R = \frac{D_{cq} c_{ph}}{D_w c_{pc}}$, 式中,

D_{cq} 是抽汽质量流量, kg/s; c_{ph} 是加热器换热管外蒸汽的平均比热容, kJ/(kg·°C);

在理想换热情况下, 加热器内能量平衡关系为:

$$D_{cq}(h_{cq}-h_{ss_1x})+D_{sspre}(h_{sspre}-h_{ss_1x})=D_w c_{pc}(t_{outs_1x}-t_{ins}) \quad (4)$$

其中, h_{cq} 是加热器抽汽入口的比焓, kJ/kg; h_{ss_1x} 是根据 t_{ss_1x} 计算得到的加热器出口疏水比焓理论值, kJ/kg; D_{sspre} 是上一个加热器疏水的质量流量, kg/s; h_{sspre} 是上一个加热器疏水的比焓, kJ/kg; t_{outs_1x} 是加热器水相工质出口温度理论值, °C; 解出 t_{outs_1x} , 并根据上端差定义, 即上端差=抽汽压力下饱和蒸汽温度-水相工质出口温度实时计算加热器上端差应达值 t_{tt} 为:

$$t_{tt}=t_{bq}-t_{outs_1x} \quad (5)$$

其中, t_{bq} 是加热器抽汽压力对应的饱和温度, °C。

3. 根据权利要求1所述的一种基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法, 其特征在于, 步骤三中, 根据求得的加热器水相工质出口温度理论值, 计算由于真实上端差大于上端差应达值引起的加热器出口水相工质比焓变化量 Δh_i ; 真实换热情况下加热器换热系数和有效换热面积可能无法达到理论最大值, 会导致真实换热情况水相工质出口温度低于理想换热情况水相工质出口温度, 从而真实上端差大于上端差应达值; 加热器真实上端差 t_t 为:

$$t_t=t_{bq}-t_{outs} \quad (6)$$

其中, t_{outs} 是加热器水相工质出口温度, °C;

假设真实换热情况和理想换热情况下加热器入口抽汽压力不变, 则对应饱和蒸汽温度 t_{bq} 不变, 有关系式:

$$t_t-t_{tt}=t_{outs_1x}-t_{outs} \quad (7)$$

因此, 真实上端差大于上端差应达值引起的水相工质出口比焓的变化量 Δh_i 通过真实换热情况和理想换热情况加热器水相工质出口温度计算得到:

$$\Delta h_i=h_i-h_{i1x} \quad (8)$$

其中: h_i 是第 i 个加热器水相工质出口的比焓, kJ/kg; h_{i1x} 是最大换热效率下第 i 个加热器出口水相工质比焓, kJ/kg; h_{i1x} 根据最大换热效率下加热器水相工质出口温度理论值 t_{outs_1x} 计算得到。

4. 根据权利要求1-3任一项所述的一种基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法, 其特征在于, 步骤四中对于第 i 个加热器, 计算由水相工质出口比焓变化量 Δh_i 引起的汽轮机内效率 η_t 的相对变化量:

汽轮机内效率定义为:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_1} \quad (9)$$

其中: W 是汽轮机功率, kW; Q_1 是机组热耗量, kW; 其中:

$$W=D_{ms}(h_{ms}-h_c+\sigma)-D^T h^{\sigma} \quad (10)$$

$$Q_1=D_{ms}(h_{ms}-h_1+\sigma)-D^T \sigma_1 \quad (11)$$

其中: D_{ms} 是主蒸汽质量流量, kg/s; h_{ms} 是主蒸汽比焓, kJ/kg; h_c 是低压缸排汽比焓, kJ/kg; σ 是单位质量蒸汽在再热通道的吸热量, kJ/kg; $\sigma_1=[\sigma \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$; D 是各级抽汽

质量流量组成的列向量, $D = [D_{cq1} \ D_{cq2} \ D_{cq3} \ D_{cq4} \ D_{cq5} \ D_{cq6} \ D_{cq7} \ D_{cq8}]^T$, $h^o = [h_{cq1} - h_c + \sigma \ h_{cq2} - h_c + \sigma \ h_{cq3} - h_c \cdots h_{cq8} - h_c]^T$; D_{cq1}, D_{cq2} 至 D_{cq8} 分别是 1 号, 2 号至 8 号加热器入口抽汽质量流量, kg/s; h_{cq1}, h_{cq2} 至 h_{cq8} 分别是 1 号, 2 号至 8 号加热器入口抽汽的比焓, kJ/kg; h_1 是 1 号加热器给水出口比焓, kJ/kg;

加热器水相工质出口比焓变化引起的汽轮机内效率的相对变化量 $\delta\eta_t$ 为:

$$\begin{aligned} \delta\eta_t &= \frac{1}{\eta_t} \frac{\partial \eta_t}{\partial h_i} \Delta h_i \\ &= \frac{1}{\eta_t} \frac{1}{Q_1} \left(\frac{\partial W}{\partial h_i} - \eta_t \frac{\partial Q_1}{\partial h_i} \right) \Delta h_i \\ &= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \left(\frac{h_{ms} - h_c + \sigma}{W} - \frac{h_{ms} - h_1 + \sigma}{Q_1} \right) \Delta h_i + \frac{\partial D^T}{\partial h_i} \left(-\frac{h^o}{W} + \frac{\sigma_1}{Q_1} \right) \Delta h_i + \frac{D_{ms}}{Q_1} \frac{\partial h_1}{\partial h_i} \Delta h_i \\ &= \frac{1}{W} \left(\eta_t D_{ms} \frac{\partial h_1}{\partial h_i} - \frac{\partial D^T}{\partial h_i} h_d \right) \Delta h_i + \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \beta \Delta h_i \end{aligned} \quad (12)$$

其中, $h_d = h^o - \eta_t \sigma_1$, $\beta = \frac{h_{ms} - h_c + \sigma}{W} - \frac{h_{ms} - h_1 + \sigma}{Q_1}$; 欲实现机组热经济性在线评估, 需要求

解 $\frac{\partial D^T}{\partial h_i}$, $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i}$ 和 $\frac{\partial h_1}{\partial h_i}$;

D 表示成 D_{ms} 与 α_{cq} 的乘积:

$$D = D_{ms} \alpha_{cq} \quad (13)$$

其中, α_{cq} 是由各级抽汽质量流量占主蒸汽质量流量份额 α_{cqi} 组成的列向量, 则 $\frac{\partial D}{\partial h_i}$ 表示

为:

$$\frac{\partial D}{\partial h_i} = \frac{\partial (D_{ms} \alpha_{cq})}{\partial h_i} = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \alpha_{cq} + D_{ms} \frac{\partial \alpha_{cq}}{\partial h_i} \quad (14)$$

由于 α_{cqi} 与 D_{ms} 成线性关系, 因此 $\frac{\partial D}{\partial h_i}$ 与 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i}$ 的关系为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial D}{\partial h_i} &= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \alpha_{cq} + D_{ms} \frac{\partial \alpha_{cq}}{\partial D_{ms}} \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \\ &= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \alpha_{cq} + \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} D_{ms} \frac{d \alpha_{cq}}{d D_{ms}} \end{aligned} \quad (15)$$

其中: $\frac{d \alpha_{cq}}{d D_{ms}}$ 为辨识出的 α_{cqi} 与 D_{ms} 的一次系数组成的列向量;

回热抽汽系统的矩阵热平衡方程为:

$$AD = D_{gs} \tau \quad (16)$$

其中: A 是回热抽汽系统的结构矩阵; D_{gs} 是给水质量流量, kg/s; τ 是水相工质在各加热器内的比焓升组成的列向量; D_{gs} 与 D_{ms} 之间存在一定的相位差, 当机组工作在稳态或者拟稳态时, 近似认为 D_{gs} 等于 D_{ms} ; 对式 (16) 两边求关于 h_i 的偏微分:

$$\frac{\partial A}{\partial h_i} \mathbf{D} + \mathbf{A} \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial h_i} = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \boldsymbol{\tau} + D_{ms} \frac{\partial \boldsymbol{\tau}}{\partial h_i} \quad (17)$$

联立式 (15) 和 (17), 解出 $\frac{\partial \mathbf{D}}{\partial h_i}$ 和 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i}$;

对于 $\frac{\partial h_i}{\partial h_i}$, 若 $i=1$, $\frac{\partial h_i}{\partial h_i}=1$, 若 $i \neq 1$, 将 1 号至 $(i-1)$ # 加热器看成一个整体, 该整体的能量平衡方程取决于第 $(i-1)$ # 加热器位于除氧器之前还是除氧器之后:

$$\sum_{j=1}^{i-1} D_{cqi} h_{cqi} + D_{ms} h_i = D_{ms} h_1 + \left(\sum_{j=1}^{i-1} D_{cqi} \right) h_{ss(i-1)}, i-1 \leq 4 \quad (18)$$

$$D_{cw} h_i + \sum_{j=5}^{i-1} D_{cqi} h_{cqi} = D_{ms} h_1 + \left(\sum_{j=5}^{i-1} D_{cqi} \right) h_{ss(i-1)}, i-1 > 4 \quad (19)$$

其中: h_{ss} 是加热器出口疏水比焓, kJ/kg; D_{cw} 是凝结水质量流量, kg/s; 对上式两边求关于 h_i 的偏微分:

$$\left(\sum_{j=1}^{i-1} \frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i} h_{cqi} \right) + \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} h_i + D_{ms} = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} h_1 + D_{ms} \frac{\partial h_1}{\partial h_i} + \left(\sum_{j=1}^{i-1} \frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i} \right) h_{ss(i-1)}, i-1 \leq 4 \quad (20)$$

$$\frac{\partial D_{cw}}{\partial h_i} h_i + D_{cw} + \left(\sum_{j=5}^{i-1} \frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i} h_{cqi} \right) = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} h_1 + D_{ms} \frac{\partial h_1}{\partial h_i} + \left(\sum_{j=5}^{i-1} \frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i} \right) h_{ss(i-1)}, i-1 > 4 \quad (21)$$

其中: $\frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i}$ 是 $\frac{\partial \mathbf{D}}{\partial h_i}$ 中第 j 个元素, $\frac{\partial D_{cw}}{\partial h_i}$ 等于 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i}$ 与辨识出 D_{cw} 和 D_{ms} 的一次系数的乘积, 求

解中用到的 $\frac{\partial A}{\partial h_i}$ 和 $\frac{\partial \boldsymbol{\tau}}{\partial h_i}$ 根据 A 和 $\boldsymbol{\tau}$ 中每个元素的定义求得, 其中: D_{cqi} 是第 j 个加热器的抽汽质量流量, kg/s; h_{cqi} 是第 j 个加热器的抽汽比焓, kJ/kg; $h_{ss(i-1)}$ 是第 $(i-1)$ 个加热器疏水出口的比焓, kJ/kg。

基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法

技术领域

[0001] 本发明涉及火力电站运行优化控制技术领域,具体地说,是一种基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法。

背景技术

[0002] 大型火力电站的各种辅助设备对电站运行的经济性和可靠性起着重要的作用。加热器作为汽轮机侧最重要的辅助设备之一,是火力电站回热抽汽系统的主要组成部分。加热器利用汽轮机抽汽预加热进入锅炉的给水,减少冷源损失,进而提高整个汽轮机热循环热效率。另外,采用回热抽汽系统提高给水温度,减少了锅炉换热的不可逆损失,从而提高机组运行的经济性。通常定义加热器抽汽压力下饱和蒸汽温度与水相工质出口温度之差为加热器的上端差。当上端差偏大时,意味着水相工质加热不足致使出口温度较低,加热器内汽水换热不充分,降低机组热经济性。机组工况发生改变时,由于机组运行参数的改变,不仅加热器上端差会随工况发生变化,也会导致上端差应达值发生改变。而目前研究加热器上端差对机组热经济性影响时,仍较多以加热器在额定工况下的上端差作为基准值,影响热经济性分析的准确性。

[0003] 经过对现有技术的检索,郭民臣等(郭民臣等,定功率下加热器端差对机组热经济性的影响,中国电机工程学报,28(23),42-45,2008)提出了一种评估加热器上端差对机组热经济性影响的方法。该方法基于热力系统矩阵热平衡方程和热耗变换系数,建立加热器上端差对机组热经济性影响的数学模型,并在加热器上端差增大 2°C 且汽轮机功率不变的前提下,计算对机组热经济性的影响。但是,该方法未给出对机组热经济性评估至关重要的加热器上端差应达值的获得方法,仅适用于上端差应达值已知的情形,而实际机组上端差应达值是时变的,故该方法也无法用于机组热经济性的在线评估,无法为回热抽汽系统的热经济性监控和优化提供理论支持。

发明内容

[0004] 针对现有技术中的不足,本发明的目的是提供一种基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法。

[0005] 为实现以上目的,本发明采用的技术方案:首先求得加热器在理想换热情况的上端差,即上端差应达值,然后计算由于真实上端差大于上端差应达值引起的加热器水相工质出口比焓变化量 Δh_i ,最后,在热力系统矩阵热平衡方程的基础上,根据汽轮机内效率的定义,计算不同工况下由于 Δh_i 引起的汽轮机内效率相对变化量,为回热抽汽系统的热经济性监控和优化提供理论支持。

[0006] 具体的,一种基于上端差应达值实时计算的机组热经济性在线评估方法,该方法包括以下步骤:

[0007] 步骤一、从运行机组的分布式控制系统DCS实时数据库中获取给定时刻下各加热器抽汽入口的压力、温度,疏水出口温度,水相工质出口温度,省煤器入口给水质量流量、压

力、温度,热再热蒸汽压力、温度,冷再热蒸汽压力、温度,主蒸汽压力、温度;

[0008] 步骤二、计算加热器理想换热情况下,即加热器传热系数和有效换热面积最大时,加热器的换热效率。根据加热器理想换热情况下的换热效能方程,计算加热器疏水出口温度的理论值。由加热器理想换热情况下的能量平衡关系计算加热器水相工质出口温度,并由上端差定义,实时计算加热器上端差应达值,用于步骤三中计算加热器水相工质出口比焓变化量;

[0009] 步骤三、假设加热器理想换热情况和真实换热情况下抽汽温度不变,则真实上端差与上端差应达值的差值等于加热器理想换热情况下水相工质出口温度与真实换热情况下水相工质出口温度的差值,计算由于真实上端差大于上端差应达值引起的加热器水相工质出口比焓变化量 Δh_i ,用于计算汽轮机内效率相对变化量;

[0010] 步骤四、选取汽轮机内效率相对变化量为在线评估机组热经济性的指标。根据汽轮机功率和机组热耗量的定义,计算汽轮机功率和机组热耗量对 h_i 的偏微分,在热力系统矩阵热平衡方程的基础上,根据汽轮机内效率的定义,计算不同工况下由于 Δh_i 引起的汽轮机内效率相对变化量,从而实现机组热经济性的在线评估。

[0011] 优选地,步骤二中,在理想换热情况下,即加热器换热管壁清洁,污垢热阻为零,加热器有效换热面积等于设计换热面积时,加热器总换热系数 K 为:

$$[0012] \quad K_{lx} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1)$$

[0013] 其中: α_1 是加热器换热管外蒸汽侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; α_2 是换热管内水相工质侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。在理想换热情况下,加热器传热单元数 NTU 的最大值为:

$$[0014] \quad NTU_{\max} = \frac{K_{lx} A_{sj}}{D_w c_{pc}} \quad (2)$$

[0015] 其中: A_{sj} 是加热器换热面积设计值, m^2 ; D_w 是水相工质质量流量, kg/s ; c_{pc} 是加热器换热管内水相工质的平均比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。理想换热情况下,加热器换热效能方程为:

$$[0016] \quad \varepsilon_{lx} = \frac{t_{cq} - t_{ss_lx}}{t_{cq} - t_{ins}} = \frac{1 - \exp[-NTU_{\max}(1-R)]}{1 - R \exp[-NTU_{\max}(1-R)]} \quad (3)$$

[0017] 其中: t_{cq} 是加热器入口抽汽温度, $^\circ C$; t_{ss_lx} 是加热器疏水出口温度理论值, $^\circ C$; R 是

加热器热容量流率比, $R = \frac{D_{cq} c_{ph}}{D_w c_{pc}}$, 式中, D_{cq} 是抽汽质量流量, kg/s ; c_{ph} 是加热器换热管外蒸汽的平均比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$;

[0018] 根据上式可以解出 t_{ss_lx} 。在理想换热情况下,加热器内能量平衡关系为:

$$[0019] \quad D_{cq}(h_{cq} - h_{ss_lx}) + D_{sspre}(h_{sspre} - h_{ss_lx}) = D_w c_{pc}(t_{outs_lx} - t_{ins}) \quad (4)$$

其中: h_{cq} 是加热器抽汽入口的比焓, kJ/kg ; h_{ss_lx} 是根据 t_{ss_lx} 计算得到的加热器出口疏水比焓理论值, kJ/kg ; D_{sspre} 是上一个加热器疏水的质量流量, kg/s ; h_{sspre} 是上一个加热器疏水的比焓, kJ/kg ; t_{ins} 是加热器入口水相工质温度, $^\circ C$; t_{outs_lx} 是加热器给水出口温度理论值, $^\circ C$ 。可以解出 t_{outs_lx} ,并根据上端差定义,即上端差=抽汽压力下饱和蒸汽温度-水相工质出口温度,实时计算加热器上端差应达值为:

$$[0020] \quad t_{tt} = t_{bq} - t_{outs_1x} \quad (5)$$

其中, t_{bq} 是加热器抽汽压力对应的饱和温度, $^{\circ}\text{C}$;

[0021] 优选地, 步骤三中, 由于真实换热情况下加热器换热系数和有效换热面积无法达到理论最大值, 会导致真实换热情况水相工质出口温度低于理想换热情况水相工质出口温度, 表现为真实上端差大于上端差应达值。加热器真实上端差 t_t 为:

$$[0022] \quad t_t = t_{bq} - t_{outs} \quad (6)$$

其中, t_{outs} 是加热器水相工质出口温度, $^{\circ}\text{C}$;

[0023] 假设真实换热情况和理想换热情况下加热器入口抽汽压力不变, 则对应饱和蒸汽温度 t_{bq} 不变, 有关系式:

$$[0024] \quad t_t - t_{tt} = t_{outs_1x} - t_{outs} \quad (7)$$

因此, 真实上端差大于上端差应达值引起的水相工质出口比焓的变化量可以通过真实换热情况和理想换热情况加热器水相工质出口温度计算求得:

[0025] $\Delta h_i = h_i - h_{i1x}$ (8) 其中: h_i 是第 i 个加热器水相工质出口的比焓, kJ/kg ; h_{i1x} 是最大换热效率下加热器出口水相工质比焓, kJ/kg ; h_{i1x} 根据理想换热情况下加热器水相工质出口温度理论值 t_{outs_1x} 计算得到;

[0026] 优选地, 步骤四中, 对于第 i 个加热器, 计算由水相工质出口比焓变化量 Δh_i 引起的汽轮机内效率 η_t 的相对变化量时, 汽轮机内效率的定义为:

$$[0027] \quad \eta_t = \frac{W}{Q_1} \quad (9)$$

[0028] 其中: W 是汽轮机功率, kW ; Q_1 是机组热耗量, kW , 计算方法分别为:

$$[0029] \quad W = D_{ms} (h_{ms} - h_c + \sigma) - D^T h^{\circ} \quad (10)$$

$$[0030] \quad Q_1 = D_{ms} (h_{ms} - h_1 + \sigma) - D^T \sigma_1 \quad (11)$$

其中: D_{ms} 是主蒸汽质量流量, kg/s ; h_{ms} 是主蒸汽比焓, kJ/kg ; h_c 是低压缸排汽比焓, kJ/kg ; σ 是单位质量蒸汽在再热通道的吸热量, kJ/kg ; $\sigma_1 = [\sigma \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$; D 是各级抽汽质量流量组成的列向量, $D = [D_{cq1} \ D_{cq2} \ D_{cq3} \ D_{cq4} \ D_{cq5} \ D_{cq6} \ D_{cq7} \ D_{cq8}]^T$, $h^{\circ} = [h_{cq1} - h_c + \sigma \ h_{cq2} - h_c + \sigma \ h_{cq3} - h_c \ \cdots \ h_{cq8} - h_c]^T$; D_{cq1}, D_{cq2} 至 D_{cq8} 分别是 1 号, 2 号至 8 号加热器入口抽汽质量流量, kg/s ; h_{cq1}, h_{cq2} 至 h_{cq8} 分别是 1 号, 2 号至 8 号加热器入口抽汽的比焓, kJ/kg ; h_1 是 1 号加热器给水出口比焓, kJ/kg ;

[0031] 加热器水相工质出口比焓变化引起的汽轮机内效率的相对变化量为:

$$[0032] \quad \begin{aligned} \delta \eta_t &= \frac{1}{\eta_t} \frac{\partial \eta_t}{\partial h_i} \Delta h_i \\ &= \frac{1}{\eta_t} \frac{1}{Q_1} \left(\frac{\partial W}{\partial h_i} - \eta_t \frac{\partial Q_1}{\partial h_i} \right) \Delta h_i \\ &= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \left(\frac{h_{ms} - h_c + \sigma}{W} - \frac{h_{ms} - h_1 + \sigma}{Q_1} \right) \Delta h_i + \frac{\partial D^T}{\partial h_i} \left(-\frac{h^{\circ}}{W} + \frac{\sigma_1}{Q_1} \right) \Delta h_i + \frac{D_{ms}}{Q_1} \frac{\partial h_1}{\partial h_i} \Delta h_i \\ &= \frac{1}{W} \left(\eta_t D_{ms} \frac{\partial h_1}{\partial h_i} - \frac{\partial D^T}{\partial h_i} h_d \right) \Delta h_i + \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \beta \Delta h_i \end{aligned} \quad (12)$$

[0033] 其中, $h_d = h^{\circ} - \eta_t \sigma_1$, $\beta = \frac{h_{ms} - h_c + \sigma}{W} - \frac{h_{ms} - h_1 + \sigma}{Q_1}$ 。欲实现机组热经济性在线评估,

需要求解 $\frac{\partial \mathbf{D}^T}{\partial h_i}$ 、 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i}$ 和 $\frac{\partial h_i}{\partial h_i}$ 。

[0034] D可以表示成 D_{ms} 与 α_{cq} 的乘积:

$$[0035] \quad D = D_{ms} \alpha_{cq} \quad (13)$$

其中, α_{cq} 是由各级抽汽质量流量占主蒸汽质量流量份额 α_{cqi} 组成的列向量。则 $\frac{\partial \mathbf{D}}{\partial h_i}$ 可以表示为:

$$[0036] \quad \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial h_i} = \frac{\partial (D_{ms} \alpha_{cq})}{\partial h_i} = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \alpha_{cq} + D_{ms} \frac{\partial \alpha_{cq}}{\partial h_i} \quad (14)$$

[0037] 由于 α_{cqi} 与 D_{ms} 成线性关系,因此 $\frac{\partial \mathbf{D}}{\partial h_i}$ 与 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i}$ 的关系为:

$$[0038] \quad \begin{aligned} \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial h_i} &= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \alpha_{cq} + D_{ms} \frac{\partial \alpha_{cq}}{\partial D_{ms}} \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \\ &= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \alpha_{cq} + \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} D_{ms} \frac{d \alpha_{cq}}{d D_{ms}} \end{aligned} \quad (15)$$

[0039] 其中, $\frac{d \alpha_{cq}}{d D_{ms}}$ 为辨识出的 α_{cqi} 与 D_{ms} 的一次系数组成的列向量。

[0040] 回热抽汽系统的矩阵热平衡方程为:

$$[0041] \quad A D = D_{gs} \tau \quad (16)$$

其中:A是回热抽汽系统的结构矩阵; D_{gs} 是给水质量流量,kg/s; τ 是水相工质在各加热器内的比焓升组成的列向量(参见郭民臣,魏楠.电厂热力系统矩阵热平衡方程式及其应用,动力工程,2002,22:1733-1738)。由于过热器系统和再热器系统换热管以及换热器间连接管道的存在,工况改变时,换热管和管道内会存在质量蓄积。又由于给水通过过热器系统和再热器系统换热管道被加热成主蒸汽需要一定的时间,因此 D_{gs} 与 D_{ms} 之间存在一定的相位差。当机组工作在稳态或者拟稳态(机组工况变化很缓慢)时,可以近似认为 D_{gs} 等于 D_{ms} 。对式(16)两边求关于 h_i 的偏微分:

$$[0042] \quad \frac{\partial A}{\partial h_i} D + A \frac{\partial D}{\partial h_i} = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} \tau + D_{ms} \frac{\partial \tau}{\partial h_i} \quad (17)$$

[0043] 联立式(15)和(17),可以解出 $\frac{\partial \mathbf{D}}{\partial h_i}$ 和 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i}$ 。

[0044] 对于 $\frac{\partial h_i}{\partial h_i}$,若 $i=1$, $\frac{\partial h_i}{\partial h_i}=1$ 。若 $i \neq 1$,将1号至 $(i-1)$ #加热器看成一个整体,该整体的能量平衡方程取决于第 $(i-1)$ #加热器的位置在除氧器之前还是之后:

$$[0045] \quad \sum_{j=1}^{i-1} D_{cqi} h_{cqi} + D_{ms} h_i = D_{ms} h_1 + \left(\sum_{j=1}^{i-1} D_{cqi} \right) h_{ss(i-1)}, i-1 \leq 4 \quad (18)$$

$$[0046] \quad D_{cw} h_i + \sum_{j=1}^{i-1} D_{cqi} h_{cqi} = D_{ms} h_1 + \left(\sum_{j=5}^{i-1} D_{cqi} \right) h_{ss(i-1)}, i-1 > 4 \quad (19)$$

[0047] 其中： h_{ss} 是加热器出口疏水比焓，kJ/kg； D_{cw} 是凝结水质量流量，kg/s。对上式两边求关于 h_i 的偏微分：

$$[0048] \quad \left(\sum_{j=1}^{i-1} \frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i} h_{cqi} \right) + \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} h_i + D_{ms} = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} h_i + D_{ms} \frac{\partial h_i}{\partial h_i} + \left(\sum_{j=1}^{i-1} \frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i} \right) h_{ss(i-1)}, i-1 \leq 4 \quad (20)$$

$$[0049] \quad \frac{\partial D_{cw}}{\partial h_i} h_i + D_{cw} + \left(\sum_{j=1}^{i-1} \frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i} h_{cqi} \right) = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i} h_i + D_{ms} \frac{\partial h_i}{\partial h_i} + \left(\sum_{j=5}^{i-1} \frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i} \right) h_{ss(i-1)}, i-1 > 4 \quad (21)$$

[0050] 其中： $\frac{\partial D_{cqi}}{\partial h_i}$ 是 $\frac{\partial D}{\partial h_i}$ 中第j个元素， $\frac{\partial D_{cw}}{\partial h_i}$ 等于 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_i}$ 与辨识出 D_{cw} 和 D_{ms} 的一次系数的乘

积。求解中用到的 $\frac{\partial A}{\partial h_i}$ 和 $\frac{\partial \tau}{\partial h_i}$ 可根据A和 τ 中每个元素的定义求得。其中， D_{cqi} 是第j个加热器的抽汽质量流量，kg/s； h_{cqi} 是第j个加热器的抽汽比焓，kJ/kg； $h_{ss(i-1)}$ 是第(i-1)个加热器疏水出口的比焓，kJ/kg。

[0051] 与现有技术相比，本发明具有以下有益效果：

[0052] 本发明在实时计算加热器上端差应达值的基础上，根据真实上端差大于上端差应达值引起的加热器水相工质出口比焓变化量 Δh_i ，由热力系统矩阵热平衡方程计算不同工况下由于 Δh_i 引起的汽轮机内效率相对变化量，从而达到机组热经济性评估的目的，为回热抽汽系统的热经济性监控和优化提供理论支持。

附图说明

[0053] 通过阅读参照以下附图对非限制性实施例所作的详细描述，本发明的其它特征、目的和优点将会变得更明显：

[0054] 图1为本发明一实施例回热抽汽系统结构示意图；

[0055] 图2为本发明一实施例中某机组1号高压加热器真实上端差 t_t 的间接测量值和上端差应达值 t_{tt} 实时计算结果；

[0056] 图3为本发明一实施例中某机组1号高压加热器上端差引起的机组热经济性相对变化量 $\delta\eta_t$ 。

具体实施方式

[0057] 下面结合具体实施例对本发明进行详细说明。以下实施例将有助于本领域的技术人员进一步理解本发明，但不以任何形式限制本发明。应当指出的是，对本领域的普通技术人员来说，在不脱离本发明构思的前提下，还可以做出若干变形和改进。这些都属于本发明的保护范围。

[0058] 图1是实施例机组回热抽汽系统结构示意图。主凝结水依次经过8号、7号、6号、5号低压加热器后，在除氧器内除氧加热后成为给水，再依次经过3号、2号、1号高压加热器进入锅炉侧省煤器。

[0059] 本实施例涉及某超超临界1000MW火力电站中加热器上端差对机组热经济性影响的在线估计方法。现以1号高压加热器为例进行描述，所述方法包括以下步骤：

[0060] 步骤一、从运行2号机组DCS控制系统的实时数据库获取给定时刻下各加热器抽汽入口的压力、温度，疏水出口温度，水相工质出口温度，省煤器入口给水质量流量、压力、温

度,热再热蒸汽压力、温度,冷再热蒸汽压力、温度,主蒸汽压力、温度;

[0061] 步骤二、基于加热器水侧和汽侧的能量平衡关系和加热器最大换热效率下的换热效能方程,计算加热器水相工质出口温度理论值。首先根据回热抽汽系统中各加热器中能量平衡关系,即抽汽在加热器中释放的热量+来自上一个加热器疏水在该加热器释放的热量=水相工质在加热器中吸收的热量,估算各加热器实时抽汽质量流量,用于步骤三中计算加热器水相工质出口比焓变化量;

[0062] 在理想换热情况下,即加热器换热管壁清洁,污垢热阻为零,加热器有效换热面积等于设计换热面积时,加热器总换热系数K为:

$$[0063] \quad K_{tx} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1)$$

[0064] 其中, α_1 是1号高压加热器换热管外蒸汽侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; α_2 是换热管内水相工质侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。对于1号高压加热器,由于蒸汽横掠叉排管束,根据蒸汽侧雷诺数 Re_s 以及相邻管束横向管间距 d_h 和纵向管间距 d_v ,换热管外蒸汽侧对流换热系数 α_1 的计算方法为(参见杨世铭,陶文铨.传热学(第四版).高等教育出版社,2010,259-262):

$$[0065] \quad \alpha_1 = 0.35 \left(\frac{d_h}{d_v} \right)^{0.2} Re_s^{0.6} Pr_s^{0.36} \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (2)$$

[0066] 式中, Pr_s 和 Pr_w 是蒸汽侧和水相工质的普朗特数。流体雷诺数和普朗特数的计算方法为:

$$[0067] \quad Re = \frac{\rho du}{\mu} \quad (3)$$

$$[0068] \quad Pr = \frac{c\mu}{\lambda} \quad (4)$$

[0069] 式中, ρ 是流体的密度, kg/m^3 ; u 是流体的流速, m/s ; μ 是流体的黏度, $Pa \cdot s$; λ 是流体的热导率, $W/(m \cdot ^\circ C)$; c 是流体的比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。

[0070] 由于换热管内水相工质的雷诺数 Re 满足湍流条件,因此水相工质侧对流换热系数 α_2 的计算方法为(参见杨世铭,陶文铨.传热学(第四版).高等教育出版社,2010,259-262):

$$[0071] \quad \alpha_2 = 0.023 \frac{\lambda}{d_i} Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} \quad (8)$$

[0072] 式中, λ 是给水的热导率, $W/(m \cdot ^\circ C)$; d_i 是换热管内径, m 。

[0073] 在理想换热情况下,加热器传热单元数NTU的最大值为:

$$[0074] \quad NTU_{max} = \frac{K_{tx} A_{sj}}{D_w c_{pc}} \quad (9)$$

[0075] 其中, A_{sj} 是加热器换热面积设计值, m^2 ; D_w 是水相工质质量流量, kg/s ; c_{pc} 是加热器换热管内水相工质的平均比热容, $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ 。此时,加热器换热效能方程为:

$$[0076] \quad \varepsilon_{tx} = \frac{t_{cq} - t_{ss_lx}}{t_{cq} - t_{inx}} = \frac{1 - \exp[-NTU_{max}(1-R)]}{1 - R \exp[-NTU_{max}(1-R)]} \quad (10)$$

[0077] 其中, t_{cq} 是加热器入口抽汽温度, $^\circ C$; t_{ss_lx} 是加热器疏水出口温度理论值, $^\circ C$; R 是

加热器热容量流率比, $R = \frac{D_{cq} c_{ph}}{D_w c_{pc}}$, 式中, D_{cq} 是抽汽质量流量, kg/s; c_{ph} 是加热器换热管外蒸汽的平均比热容, kJ/(kg·°C); 根据上式可以解出 t_{ss_1x} 。在理想换热情况下, 加热器内能量平衡关系为:

$$[0078] \quad D_{cq}(h_{cq} - h_{ss_1x}) = D_w c_{pc}(t_{outs_1x} - t_{ins}) \quad (11)$$

其中, h_{cq} 是1号高压加热器抽汽入口的比焓, kJ/kg; h_{ss_1x} 是根据 t_{ss_1x} 计算得到的1号高压加热器出口疏水比焓理论值, kJ/kg; t_{ins} 是1号高压加热器入口水相工质温度, °C; t_{outs_1x} 是1号高压加热器给水出口温度理论值, °C。可以解出 t_{outs_1x} , 并根据上端差定义, 即上端差 = 抽汽压力下饱和蒸汽温度 - 水相工质出口温度, 实时计算1号高压加热器上端差应达值为:

$$[0079] \quad t_{tt} = t_{bq} - t_{outs_1x} \quad (12)$$

其中, t_{bq} 是1号高压加热器抽汽压力对应的饱和温度, °C;

[0080] 步骤三、计算由于真实上端差大于上端差应达值引起的加热器水相工质出口比焓变化量 Δh_1 。1号高压加热器上端差为:

$$[0081] \quad t_t = t_{bq} - t_{outs} \quad (13)$$

其中, t_{outs} 是1号高压加热器水相工质出口温度, °C;

[0082] 假设加热器入口抽汽压力不变, 则对应饱和蒸汽温度 t_{bq} 不变, 则有关系式:

$$[0083] \quad t_t - t_{tt} = t_{outs_1x} - t_{outs} \quad (14)$$

因此, 真实上端差大于上端差应达值引起的水相工质出口比焓的变化量可以通过真实换热情况和理想换热情况加热器水相工质出口温度计算求得:

$$[0084] \quad \Delta h_1 = h_1 - h_{11x} \quad (15)$$

其中, h_1 是1号高压加热器水相工质出口的比焓, kJ/kg; h_{11x} 是最大换热效率下1号高压加热器出口水相工质比焓, kJ/kg。 h_{11x} 根据最大换热效率下加热器水相工质出口温度理论值 t_{outs_1x} 计算得到。

[0085] 步骤四、选取汽轮机内效率相对变化量为在线评估机组热经济性的指标, 计算由 Δh_1 引起的汽轮机内效率 η_t 的相对变化量。汽轮机内效率为:

$$[0086] \quad \eta_t = \frac{W}{Q_1} \quad (16)$$

[0087] 其中, W 是汽轮机功率, kW; Q_1 是机组热耗量, kW, 计算方法分别为:

$$[0088] \quad W = D_{ms}(h_{ms} - h_c + \sigma) - D^T h^o \quad (17)$$

$$[0089] \quad Q_1 = D_{ms}(h_{ms} - h_1 + \sigma) - D^T \sigma_1 \quad (18)$$

其中, D_{ms} 是主蒸汽质量流量, kg/s; h_{ms} 是主蒸汽比焓, kJ/kg; h_c 是低压缸排汽比焓, kJ/kg; σ 是单位质量蒸汽在再热通道的吸热量, kJ/kg; $\sigma_1 = [\sigma \ \sigma \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$; D 是各级抽汽质量流量组成的列向量, $D = [D_{cq1} \ D_{cq2} \ D_{cq3} \ D_{cq4} \ D_{cq5} \ D_{cq6} \ D_{cq7} \ D_{cq8}]^T$,

[0090] $h^o = [h_{cq1} - h_c + \sigma \ h_{cq2} - h_c + \sigma \ h_{cq3} - h_c \ \cdots \ h_{cq8} - h_c]^T$; D_{cq1}, D_{cq2} 至 D_{cq8} 分别是1号, 2号至8号加热器入口抽汽质量流量, kg/s; h_{cq1}, h_{cq2} 至 h_{cq8} 分别是1号, 2号至8号加热器入口抽汽的比焓, kJ/kg; h_1 是1号加热器给水出口比焓, kJ/kg;

[0091] 1号高压加热器水相工质出口比焓变化引起的汽轮机内效率的相对变化量为:

$$\begin{aligned}
\delta\eta_t &= \frac{1}{\eta_t} \frac{\partial \eta_t}{\partial h_1} \Delta h_1 \\
&= \frac{1}{\eta_t} \frac{1}{Q_1} \left(\frac{\partial W}{\partial h_1} - \eta_t \frac{\partial Q_1}{\partial h_1} \right) \Delta h_1 \\
[0092] \quad &= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1} \left(\frac{h_{ms} - h_c + \sigma}{W} - \frac{h_{ms} - h_1 + \sigma}{Q_1} \right) \Delta h_1 + \frac{\partial D^T}{\partial h_1} \left(-\frac{h^\sigma}{W} + \frac{\sigma_1}{Q_1} \right) \Delta h_1 + \frac{D_{ms}}{Q_1} \frac{\partial h_1}{\partial h_1} \Delta h_1 \\
&= \frac{1}{W} \left(\eta_t D_{ms} - \frac{\partial D^T}{\partial h_1} h_d \right) \Delta h_1 + \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1} \beta \Delta h_1
\end{aligned} \tag{19}$$

[0093] 其中, $h_d = h^\sigma - \eta_t \sigma_1$, $\beta = \frac{h_{ms} - h_c + \sigma}{W} - \frac{h_{ms} - h_1 + \sigma}{Q_1}$ 。欲实现机组热经济性在线评估,需

要求解 $\frac{\partial D^T}{\partial h_1}$ 和 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1}$ 。

[0094] D可以表示成 D_{ms} 与 α_{cq} 的乘积:

$$[0095] \quad D = D_{ms} \alpha_{cq} \quad (20)$$

其中, α_{cq} 是由各级抽汽质量流量占主蒸汽质量流量份额 α_{cqi} 组成的列向量。 $\frac{\partial D}{\partial h_1}$ 可以表示为:

$$[0096] \quad \frac{\partial D}{\partial h_1} = \frac{\partial (D_{ms} \alpha_{cq})}{\partial h_1} = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1} \alpha_{cq} + D_{ms} \frac{\partial \alpha_{cq}}{\partial h_1} \quad (21)$$

[0097] 由于 α_{cqi} 与 D_{ms} 成线性关系,因此 $\frac{\partial D}{\partial h_1}$ 与 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1}$ 的关系为:

$$\begin{aligned}
[0098] \quad \frac{\partial D}{\partial h_1} &= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1} \alpha_{cq} + D_{ms} \frac{\partial \alpha_{cq}}{\partial D_{ms}} \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1} \\
&= \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1} \alpha_{cq} + \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1} D_{ms} \frac{d\alpha_{cq}}{dD_{ms}}
\end{aligned} \tag{22}$$

[0099] 其中, $\frac{d\alpha_{cq}}{dD_{ms}}$ 为辨识出的 α_{cqi} 与 D_{ms} 的一次系数组成的列向量。

[0100] 回热抽汽系统的矩阵热平衡方程为:

$$[0101] \quad AD = D_{gs} \tau \quad (23)$$

其中,A是回热抽汽系统的结构矩阵; D_{gs} 是给水质量流量,kg/s; τ 是水相工质在各加热器内的比焓升组成的列向量(参见郭民臣,魏楠.电厂热力系统矩阵热平衡方程式及其应用,动力工程,2002,22:1733-1738)。由于过热器系统和再热器系统换热管以及换热器间连接管道的存在,工况改变时,换热管和管道内会存在质量蓄积。又由于给水通过过热器系统和再热器系统换热管道被加热成主蒸汽需要一定的时间,因此 D_{gs} 与 D_{ms} 之间存在一定的相位差。当机组工作在稳态或者拟稳态(机组工况变化很缓慢)时,可以认为 D_{gs} 等于 D_{ms} 。对式(23)两边求关于 h_1 的偏微分:

$$[0102] \quad \frac{\partial A}{\partial h_1} D + A \frac{\partial D}{\partial h_1} = \frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1} \tau + D_{ms} \frac{\partial \tau}{\partial h_1} \quad (24)$$

[0103] 联立式(22)和(24),可以解出 $\frac{\partial D}{\partial h_1}$ 和 $\frac{\partial D_{ms}}{\partial h_1}$ 。至此,可以计算出 Δh_1 引起的汽轮机内效率 η_t 的相对变化量。

[0104] 采用本专利提出的基于上端差应达值实时计算的机组热经济性的在线估计方法,计算实施例机组1号高压加热器2013年8月9日上端差对机组热经济性的影响。图2为本发明实施例机组1号高压加热器真实上端差 t_t 的间接测量值和上端差应达值 t_{tt} 的计算结果。由图2可知,由于加热器存在一定的性能退化,使加热器水相工质出口温度无法达到理论值,导致上端差略高于上端差应达值;图3是1号高压加热器上端差引起的汽轮机内效率相对变化量 $\delta\eta_t$ 计算结果。由图3可知,由于上端差高于上端差应达值,汽轮机内效率变化为负,使机组热经济性降低。

[0105] 本发明实现了加热器上端差对机组热经济性影响的在线评估,计算速度快,无需增加额外测点。需要说明的是,本发明中汽轮机内效率相对变化量虽然是在稳态或拟稳态的条件下推导出的,但是通过对稳态计算过程的滚动更新可以将本发明技术推广到全工况。

[0106] 以上对本发明的具体实施例进行了描述。需要理解的是,本发明并不局限于上述特定实施方式,本领域技术人员可以在权利要求的范围内做出各种变形或修改,这并不影响本发明的实质内容。

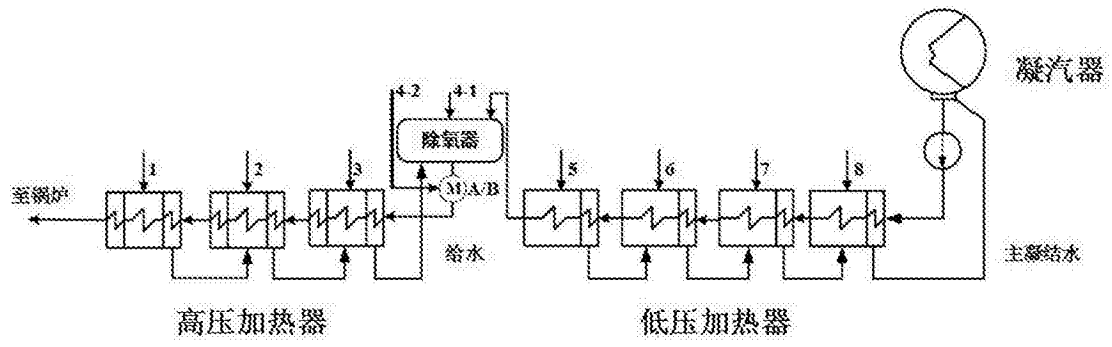


图1

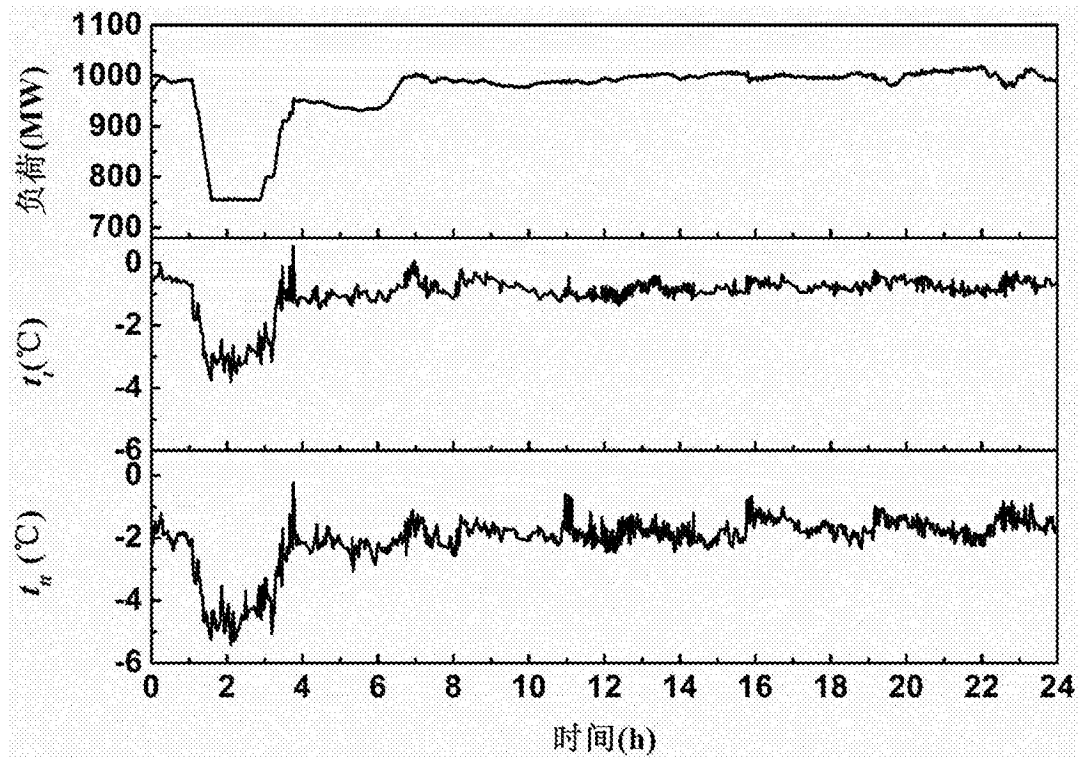


图2

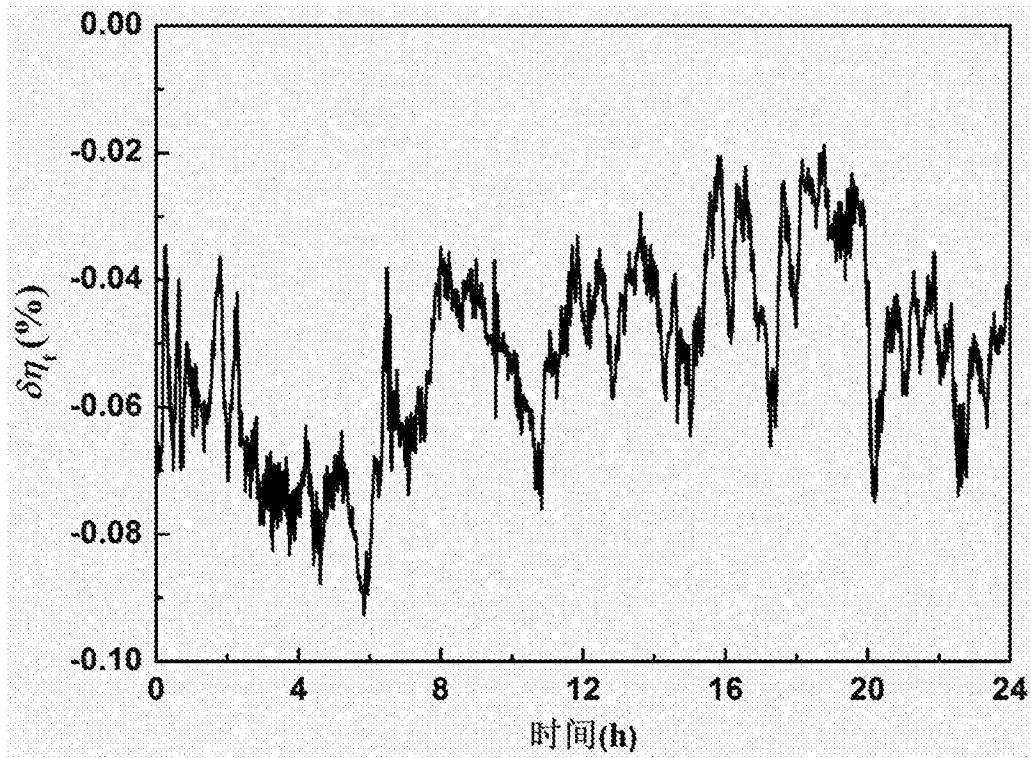


图3