

回热汽轮机用于再热机组的理论研究

郭俊¹ 韩小渠² 穆祺伟² 刘继平²

(1. 西北电力设计院 陕西 西安 710075; 2. 西安交通大学 动力工程多相流国家重点实验室 陕西 西安 710049)

摘要: 再热、回热技术被广泛应用于现代大容量、高参数火电机组上。但是,随着再热蒸汽温度的提高,再热热段抽汽过热度也越来越高,增加了相应回热加热器内的不可逆损失,削弱了回热效果。因此,本文提出了加装背压式回热汽轮机的改造方案,并以1 000 MW超超临界机组为例利用简捷计算和等效热降方法进行了计算和理论分析。研究发现通过将再热冷段蒸汽直接引入回热汽轮机做功,并用其抽汽及排汽再向回热加热器供汽,可以有效降低回热抽汽的过热度,减小回热加热器内的不可逆损失,从而提高机组的热经济性。计算表明,当回热小汽轮机相对内效率为0.86时,机组标准发电煤耗率可降低0.38 g/(kW·h)。为了降低成本,可利用回热汽轮机拖动给水泵,从而取代给水泵小汽轮机,则可基本不增加设备,还能够额外做功。当回热小汽轮机相对内效率不足时,为了提高给水泵运行的可靠性,可利用更高一级抽汽作为回热汽轮机汽源。

关键词: 回热汽轮机;再热抽汽;简捷计算;等效热降

中图分类号: TK114 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.06.017

符号说明

- b_b —— 标准发电煤耗率/g·(kW·h)⁻¹;
- H_j —— j 号加热器等效焓降/kJ·kg⁻¹;
- h_j —— j 号加热器抽汽焓/kJ·kg⁻¹;
- N_{ip} —— 新蒸汽膨胀做功/kJ·kg⁻¹;
- Q —— 循环吸热量/kJ·kg⁻¹;
- q_j —— 蒸汽在加热器中的放热量/kJ·kg⁻¹;
- \bar{i}_{gs} —— 给水泵出口给水焓/kJ·kg⁻¹;
- α_j —— j 号加热器抽汽份额;
- γ_j —— 疏水在 j 号加热器中的放热量/kJ·kg⁻¹;
- η_j —— j 号加热器抽汽效率;
- σ —— 蒸汽在再热器中的吸热/kJ·kg⁻¹;
- τ_j —— 水在 j 号加热器中的焓升/kJ·kg⁻¹。

引言

与常规超临界机组相比,1 000 MW超超临界机组可以显著提高发电效率和节约燃料4%~5%^[1],所以研究其热经济性对节能减排具有非常重要的意义。随着回热和再热方式在1 000 MW超超临界机组的普遍应用,再热蒸汽回热抽汽过热度高引起回热过程不可逆损失增大这一问题越来越被凸显出来。

采用回热式小汽轮机系统是降低抽汽过热度的有效手段,该系统提出在高压缸后设置一级抽汽的背压式回热汽轮机为解决方案。利用部分高压缸排汽首先在回热汽轮机中膨胀做功,回热汽轮机的抽汽及排汽取代原来中压缸抽取的再热蒸汽。由于回热抽汽不经过再热过程,过热度大大降低,有效解决了中压缸抽汽的过热度过高的问题,能够有效降低回热系统的不可逆损失,从而提高了机组的热经济性。Sven等对MC循环系统汽轮机的主要运行参数进行了初步计算^[2],结果表明采用回热式小汽轮机系统能够有效降低抽汽过热度,提高机组的热经济性;Pierre等发现MC系统在主蒸汽温度为700℃时的节能效果更为明显^[3];蔡小燕等对基于MC系统的1 000 MW、700℃超超临界燃煤发电机组进行了焓分析^[4],发现MC系统中的中压缸和第3~6级加热器相比常规系统具有更高的热经济性;刘颖华等对采用回热式小汽轮机和增设外置式蒸汽冷却器的两种方案,进行了热力学计算和技术经济性分析^[5],发现回热式小汽轮机方案的节能效果和经济收益均更为明显。

基于以上研究,本文以1 000 MW超超临界机

收稿日期: 2015-06-03; 修订日期: 2015-12-11

作者简介: 郭俊(1981-),女,陕西西安人,西北电力设计院高级工程师。

组为例,通过简捷计算以及等效热降两种方法对回热小汽轮机系统建立理论分析模型^[6-8],定量分析回热式小汽轮机系统应用于超超临界再热机组的节能效果。

1 研究对象

图1所示为某1000 MW超超临界机组的热力系统,其额定工况回热系统基本参数如表1所示。

在额定工况下,主汽压力为25.0 MPa,主汽温度为600℃,再热汽压力为4.25 MPa,再热汽温度为600℃,凝汽器压力为4.9 kPa。其中再热热段5、6级的抽汽过热度显著高于其他级抽汽。因此,通过在高压缸后设置一级抽汽的背压式回热汽轮机,利用部分高压缸排汽做功并将回热汽轮机的抽汽和排汽取代原系统的第5、6级抽汽,图2为改造方案的热力系统,其中圈出的部分为加装的背压式回热汽轮机。

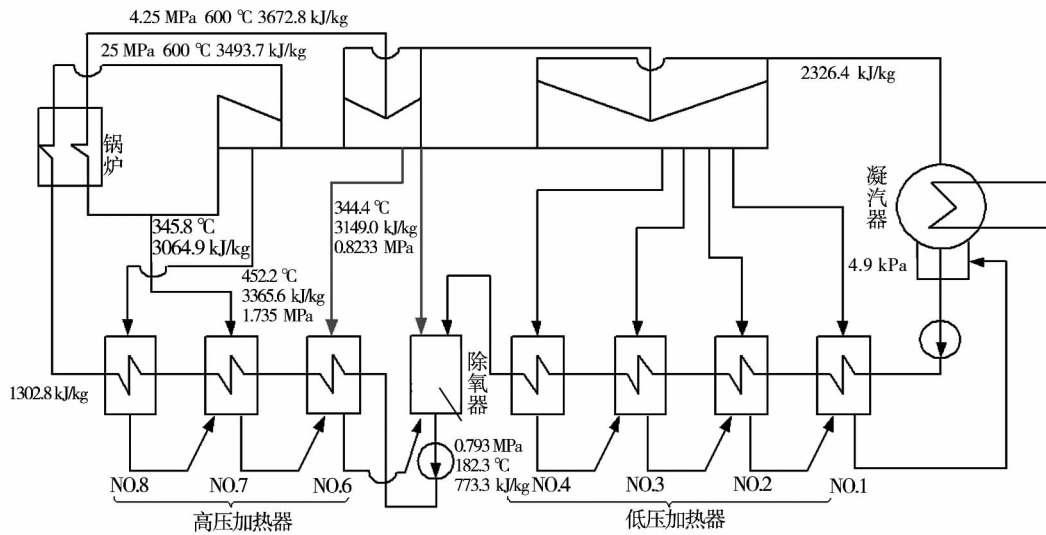


图1 常规系统的热力系统图

Fig. 1 Conventional thermal system

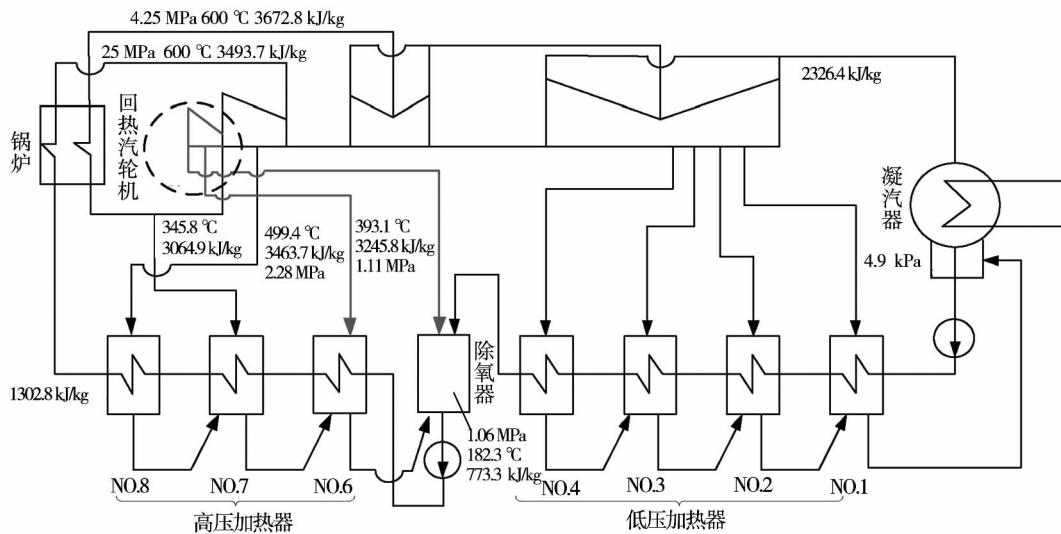


图2 改造方案的热力系统图

Fig. 2 The retrofit thermal system

表 1 原机组回热系统基本参数表

Tab. 1 Thermal parameters of the original heat regenerative system

参数	抽气级号							
	NO. 1	NO. 2	NO. 3	NO. 4	NO. 5	NO. 6	NO. 7	NO. 8
抽汽压力/MPa	0.022 4	0.051 6	0.111 6	0.243 9	0.823 3	1.735	4.887	7.779
抽汽温度/°C	63.7	83.4	127.5	205.0	344.4	452.2	348.5	417.3
抽汽焓/kJ·kg ⁻¹	2 493.0	2 610.5	2 730.0	2 878.3	3 149.0	3 365.6	3 064.2	3 186.5
出口水温/°C	59.7	79.3	99.9	123.8	176.2	205.3	262.5	294.8
疏水温度/°C	38.1	65.3	84.9	105.5	-	181.8	210.9	268.1
过热度/°C	4.0	4.1	27.6	81.2	172.8	246.7	86	124.3

2 理论模型的建立

本节通过简捷计算和等效热降两种方法分别对原系统和改造方案建立热经济性理论计算模型。

2.1 简捷计算模型

热力系统简捷计算方法是在常规热平衡法的基础上进行一定程度的改进和简化加工,将热力参数转化 τ_j 、 q_j 和 γ_j 3 类^[9],其中 τ_j 代表给水在加热器中的焓升 kJ/kg; q_j 代表蒸汽在加热器中的放热量 kJ/kg; γ_j 代表疏水在加热器中的放热量 kJ/kg。

原系统回热加热器的各级抽汽份额为:

$$\alpha_j = \frac{\tau_j - \beta\gamma_j}{q_j} \quad (1)$$

采用回热汽轮机方案后,将原来 5、6 级再热热段抽汽改为回热汽轮机的抽汽及排汽,新蒸汽做功为:

$$N'_{ip} = \sum_1^8 \alpha_j (h_0 - h_j) + \sum_1^4 \alpha_j \sigma \quad (2)$$

循环吸热量为:

$$Q' = h_0 + \alpha'_{zr} \sigma - \bar{t}_{gs} \quad (3)$$

新方案的装置效率为:

$$\eta'_i = \frac{N'_{ip}}{Q'} \quad (4)$$

2.2 等效热降计算模型

等效热降法通过全面考虑热力设备质量、系统结构和参数,基于热力学变工况原理,推导计算出如等效热降、抽汽效率等几个基本参数,进而探索热力系统热功转换及能量利用程度^[10]。等效热降是指汽轮机 1 kg 新蒸汽的真实做功大小,利用其对火电

厂热力系统进行经济性诊断,具有简捷、准确和方便等特点^[11]。

对于改造方案,当加热器号为 1 级~4 级时,采用的是再热热段抽汽作为加热抽汽,故其等效焓降为:

$$H_j^0 = h_j - h_n - \sum_{r=1}^{j-1} A_r \eta_r \quad (5)$$

当加热器号为 5~8 级时,其等效焓降为:

$$H_j^0 = h_j + \sigma - h_n - \sum_{r=1}^{j-1} A_r \eta_r \quad (6)$$

此时的变热量抽汽效率为:

$$\eta_j^0 = \frac{H_j^0}{q_j} \quad (7)$$

新蒸汽等效焓降为:

$$H' = h_0 + \sigma - h_n - \sum_{r=1}^8 \tau_r \eta_r \quad (8)$$

此时的装置效率为:

$$\eta'_i = \frac{H'}{Q'} \quad (9)$$

通过等效热降法可得,与原系统相比,单位新蒸汽做功变化量为:

(1) 再热冷段抽汽少做功:

$$\Delta H_1 = (\alpha'_5 + \alpha'_6) (h_7 + \sigma - h_n) \quad (10)$$

(2) 进入 5、6 级抽汽多做功:

$$\Delta H_2 = \alpha'_5 [(h'_5 - h_5) \eta_5 + (h_5 - h_n)] \quad (11)$$

$$\Delta H_3 = \alpha'_6 [(h'_6 - h_6) \eta_6 + (h_6 - h_n)] \quad (12)$$

(3) 在回热汽轮机中做功:

$$W = \alpha'_5 (h_7 - h'_5) + \alpha'_6 (h_7 - h'_6) \quad (13)$$

因此,总的单位新蒸汽做功变化量:

$$\Delta H = \Delta H_2 + \Delta H_3 + W - \Delta H_1 \quad (14)$$

同时,高压缸尾部抽汽属于再热冷段,故单位新

蒸汽吸热量减少:

$$\Delta Q = -(\alpha'_5 + \alpha'_6) \sigma \quad (15)$$

由此得到其标准发电煤耗率变化为:

$$b'_b = b_b \delta \eta_i \quad (16)$$

式中:

$$\delta \eta_i = \frac{\eta'_i - \eta_i}{\eta'_i} \quad (17)$$

通过等效热降法计算模型可得改造前的等效焓

降、抽汽效率以及再热吸热量变化情况。

3 计算结果及分析

3.1 原系统的热力参数分析

利用简捷计算和等效热降法,获得 1 000 MW 超超临界机组原热力系统在额定工况下加热器热力参数计算结果,如表 2 所示。

表 2 1 000 MW 超超临界凝汽机组热力参数

Tab. 2 Thermal parameters of the 1 000 MW ultra-supercritical unit

加热器编号	$q_j/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\tau_j/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\gamma_j/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$H_j/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	η_j	$\Delta Q_{zr-j}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
NO. 1	2 356.9	115.0	137.4	168.5	0.071	0
NO. 2	2 337.0	81.9	82.1	276.2	0.118	0
NO. 3	2 374.4	86.5	86.8	386.0	0.163	0
NO. 4	2 435.9	101.2	-	520.2	0.214	0
NO. 5	2 628.3	242.6	250.6	770.9	0.293	0
NO. 6	2 594.3	125.9	131.6	914.0	0.352	0
NO. 7	2 161.3	257.3	271.9	1 172.7	0.543	606.40
NO. 8	2 011.7	155.2	-	1 147.4	0.570	530.11

通过对机组 THA 工况的计算,可以得到的机组基本热力参数汇总如表 3 所示。

表 3 1 000 MW 超超临界凝汽机组主要经济指标计算结果

Tab. 3 Main thermal indexes calculation results of the 1 000 MW ultra-supercritical unit

项目	计算结果
汽轮机膨胀功/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 378.39
汽轮机装置效率/%	51.33
发电厂热效率/%	46.11
汽耗率/ $\text{kg} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	2.65
热耗率/ $\text{kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	7 120.16
标准发电煤耗率/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	266.74

3.2 加装回热汽轮机方案的热经济性分析

以回热汽轮机相对内效率为 0.86 时的参数为例进行计算,改造前后抽汽份额变化如表 4 所示。从表中结果中可以看出,由于 5 号和 6 号回热加热器采用了低焓值的抽汽,使得其对应的抽汽份额增加,从而减少了冷源损失。

通过简捷计算模型,根据式(2)可计算出膨胀做功为:

$$N'_{ip} = \sum_1^8 \alpha_j (h_0 - h_j) + \sum_1^4 \alpha_j \sigma = 1 339.20 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (18)$$

循环吸热量为:

$$Q' = h_0 + \alpha'_{zr} \sigma - \bar{t}_{gs} = 2 605.39 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (19)$$

表 4 1 000 MW 超超临界凝汽机组改造前后各级抽汽份额

Tab. 4 Steam extraction ratios of the 1 000 MW ultra-supercritical unit in original and retrofit cases

机组编号	级数							
	NO. 1	NO. 2	NO. 3	NO. 4	NO. 5	NO. 6	NO. 7	NO. 8
原机组	0.029 9	0.022 8	0.024 6	0.029 2	0.070 8	0.039 1	0.109	0.077 15
改造方案	0.028 9	0.022 0	0.023 8	0.028 3	0.083 2	0.048 6	0.109	0.077 15

循环效率为:

$$\eta'_i = \frac{N'_{ip}}{Q'} \times 100\% = 51.40\% \quad (20)$$

通过等效热降模型可解出改造后的等效焓降、抽汽效率以及再热吸热量变化如表 5 所示。

表 5 1 000 MW 超超临界凝汽机组新方案的等效热降参数

Tab. 5 The equivalent enthalpy drop parameters of the 1 000 MW ultra-supercritical unit in retrofit case

项目	级数							
	NO. 1	NO. 2	NO. 3	NO. 4	NO. 5	NO. 6	NO. 7	NO. 8
$H_j/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	168.5	276.2	386.0	520.2	957.7	975.2	1 122.3	1 103.4
η_j	0.071	0.118	0.163	0.214	0.434	0.468	0.519	0.548
$\Delta Q_{zr-j}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	0	0	0	0	606.4	537.6	606.40	530.11

据式(8)计算可得新蒸汽等效焓降为:

$$H'^{=} h_0 + \sigma - h_n - \sum_{r=1}^8 \tau_r \eta_r = 1\,339.20 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (21)$$

因此循环效率为:

$$\eta'_i = \frac{H'}{Q'} \times 100\% = 51.40\% \quad (22)$$

这一结果与上述简捷计算结果一致。

由式(14)得改造方案总的单位新蒸汽做功变化量为:

$$\Delta H = \Delta H_2 + \Delta H_3 + W - \Delta H_1 = -39.13 \text{ kJ/kg} \quad (23)$$

由于回热汽轮机抽汽入口在再热冷段,据式(15)得其吸热量变化为:

$$\Delta Q = -(\alpha'_5 + \alpha'_6) \sigma = -79.90 \text{ kJ/kg} \quad (24)$$

由此得到装置效率为:

$$\eta'_i = \frac{H + \Delta H}{Q + \Delta Q} \times 100\% = 51.40\% \quad (25)$$

可见装置效率计算值与简捷计算和等效热降计算的结果完全相同,证明了计算模型的正确性。

由式(16)得到回热汽轮机相对内效率为0.86时,其标准发电煤耗率变化为:

$$\Delta b'_b = b_b \delta \eta_i = 0.38 \text{ g kW/h} \quad (26)$$

式中: $\delta \eta_i = \frac{\eta'_i - \eta_i}{\eta'_i} = 0.0014 \quad (27)$

在采用加装回热汽轮机方案后,机组 THA 工况的基本热力参数如表 6 所示。

回热汽轮机运行参数的改变,对机组的热经济性具有较大的影响^[12]。根据目前的制作工艺,工业用小汽轮机的机组相对内效率均能达到 0.86,因此

本文分别计算了回热汽轮机相对内效率为 0.88、0.86、0.84、0.82 时对应的 5、6 级回热蒸汽的焓值,如表 7 所示。

表 6 1 000 MW 超超临界凝汽机组加装回热汽轮机后的主要经济指标计算结果

Tab. 6 Main thermal index calculation results of the 1 000 MW ultra-supercritical unit installed with the regenerative turbine

项目	计算结果
汽轮机膨胀功/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 339.20
汽轮机装置效率/%	51.40
发电厂热效率/%	46.17
汽耗率/ $\text{kg} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	2.73
热耗率/ $\text{kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	7 110.46
标准发电煤耗率/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	266.36

表 7 不同相对内效率对应的 5、6 级抽汽焓(kJ/kg)

Tab. 7 Enthalpies of NO. 5 and NO. 6 extraction steam corresponding to the relative internal efficiencies of the regenerative turbine(kJ/kg)

相对内效率	0.88	0.86	0.84	0.82
5 号抽汽焓	2 729.35	2 736.55	2 743.76	2 750.98
6 号抽汽焓	2 855.45	2 860.28	2 865.07	2 865.86

不同相对内效率时新方案的节煤量如图 3 所示。当常规回热汽轮机相对内效率为 0.86,机组标准发电煤耗率可下降 0.38 g/(kW·h)。节煤量的变化与小汽轮机相对内效率的变化呈现线性关系,当小汽轮机相对内效率提高到 0.88 时,其标准发电煤耗率可下降 0.47 g/(kW·h);当相对内效率为

0.82时,节煤量最少,仅为0.22 g/(kW·h)。出于对回热汽轮机安全运行的考虑,回热汽轮机的排汽干度不应小于0.85,图3所示的计算结果表明选取的回热汽轮机均排汽干度均大于安全运行要求。

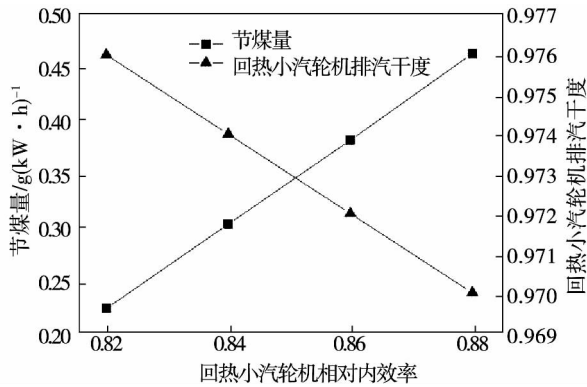


图3 回热小汽轮机相对内效率变化对节煤量和回热小汽轮机排汽干度的影响

Fig.3 Influence of the relative internal efficiency of the regenerative turbine on the coal saving amount and the exhaust steam dryness of the regenerative steam turbine

3.3 采用回热汽轮机带动给水泵方案的热经济性分析

在实际应用中单独设置一台回热汽轮机,将大大增加投资。如可用回热汽轮机拖动给水泵^[13],则可基本不增加设备,使回热汽轮机方案具有更大的可行性。回热汽轮机拖动给水泵的系统如图4所示。高压缸排汽作为回热汽轮机的进汽,回热汽轮机设置一级抽汽,抽汽被送入6号高加,其排汽作为5号除氧器的抽汽。此时,利用回热汽轮机做功来驱动给水泵,从而节约了给水泵汽轮机的投入。

由于给水泵运行有相应的要求,回热汽轮机所做的功并不一定能够驱动给水泵,因此需要进行校核计算。对于案例机组,单位蒸汽在回热汽轮机中做功 W_{xqj} (kJ/kg) 为:

$$W_{xqj} = \alpha_6(h_{gyp} - h_6) + \alpha_5(h_{gyp} - h_5) \quad (28)$$

给水泵泵功为 τ_b (kJ/kg),回热汽轮机的机械效率为 η_{jx} ,此时需要将二者进行对比:

当 $\eta_{jx} W_{xqj} > \tau_b$ 时:回热汽轮机多做功,能够拖动给水泵,多做的功还可以用于发电;

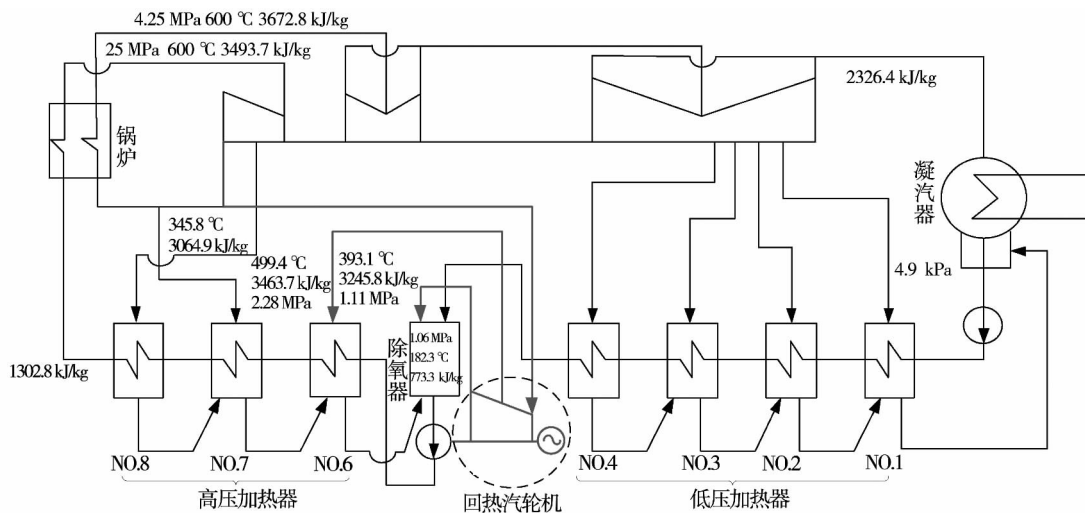


图4 采用回热汽轮机带动给水泵的热力系统图

Fig.4 Schematic diagram of the thermal system applying a regenerative steam turbine to drive the feedwater pump

当 $\eta_{jx} W_{xqj} < \tau_b$ 时:回热汽轮机做功不足以拖动给水泵,此时须额外增加电机拖动。

因此,在实际运行中,需要备用给水泵电机,以防止回热汽轮机做功不足导致不能达到给水泵所需功率。本研究对不同相对内效率下,回热汽轮机做

功量与给水泵单位流量所需泵功进行比较,结果如图5所示。随着回热汽轮机相对内效率的降低,回热汽轮机的做功量随之降低。当回热汽轮机相对内效率下降到0.82时,此时回热汽轮机的做功不足以拖动给水泵,需要外加电机来驱动。当回热汽轮机

相对内效率达到 0.83 及以上时 给水泵能够被回热汽轮机拖动 同时回热汽轮机还具有一定的额外做功能力 因此采用相对内效率较高的回热汽轮机完全可满足拖动给水泵的要求。以相对内效率为 0.86 为例 回热汽轮机在实现拖动给水泵的同时 并能够额外做功 1.0 kJ/kg。

考虑到回热汽轮机采用高压缸排汽作为汽源时 存在汽轮机相对内效率较低不能满足给水泵的输入需求的情况 因此 可以考虑采用做功能力更强的第 8 级抽汽作为汽源拖动回热汽轮机如图 6 所示 从而驱动给水泵并取代给水泵小汽轮机 提高机组经济效益。

采用第 8 级抽汽作为回热汽轮机的汽源 由图 7 可见 系统的热经济性随着回热汽轮机相对内效率的降低而降低。当回热汽轮机相对内效率高于 0.84 时 对整体机组具有一定的节煤能力 但相比采用高压缸排汽作为汽源时 以相对内效率 0.88 为例对比可见 此时机组的节煤量有 0.20 g/(kW·h) 的差距。因此 对于相对内效率较高的回热汽轮机 从高压缸排汽处抽汽具有更高的热经济性。图 7 给出改造后回热汽轮机排汽干度随相对内效率的变化

情况。由于抽汽汽源品质比高压缸排汽好 此时的排汽干度普遍高于采用高压缸排汽作为汽源时的排汽干度 均能满足安全运行的要求。

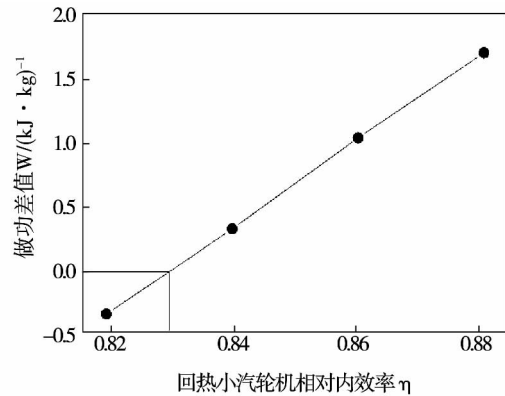


图 5 回热小汽轮机相对内效率变化对回热汽轮机做功与给水泵单位流量所需泵功差值的影响

Fig. 5 Influence of the relative internal efficiency of the regenerative turbine on the difference of the work output of the regenerative turbine to the work demand of the feedwater turbine per kg of water flow

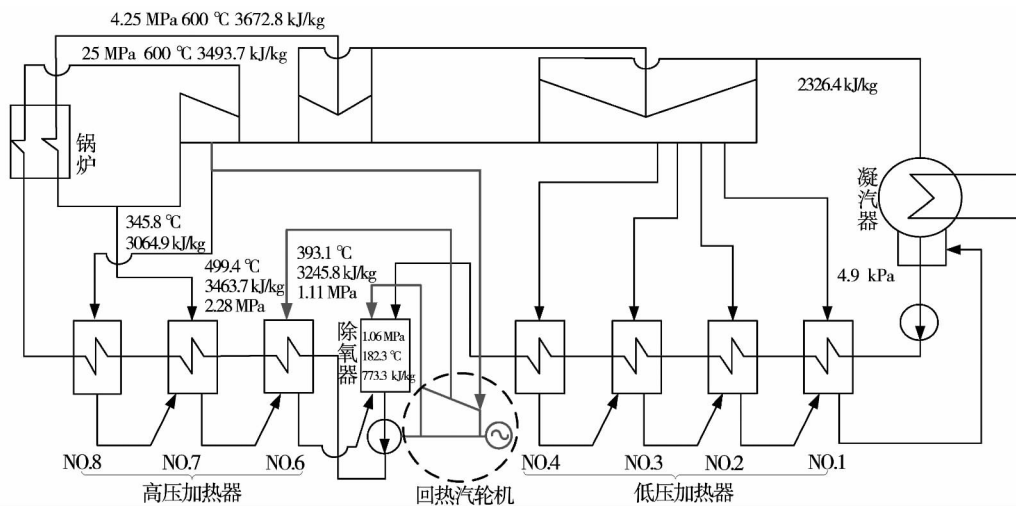


图 6 以第 8 级抽汽为汽源的回热汽轮机带动给水泵的热力系统图

Fig. 6 The schematic diagram of the thermal system with the regenerative steam turbine driving the feedwater pump which uses the NO. 8 extraction steam as steam source

图 8 给出采用第 8 级抽汽作为汽源后 回热汽轮机不同相对内效率对应的汽轮机做功与给水泵单

位流量所需泵功的差值 以相对内效率为 0.86 为例 此时回热汽轮机做功比给水泵单位流量所需泵

功高出 15 kJ/kg。因此,改造方案下回热汽轮机在较低运行效率时也能够完全满足给水泵所需泵功,保证了随着汽轮机相对内效率的上升,其额外做功能力不断增强。

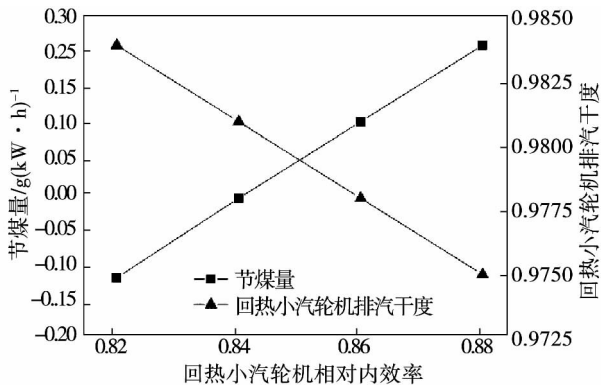


图7 采用第8级抽汽作为汽源时回热小汽轮机相对内效率变化对节煤量和回热小汽轮机排汽干度的影响

Fig. 7 Influence of the relative internal efficiency of the regenerative turbine which uses NO. 8 extraction steam as driving source on the coal saving amount and the exhaust steam dryness of the regenerative steam turbine

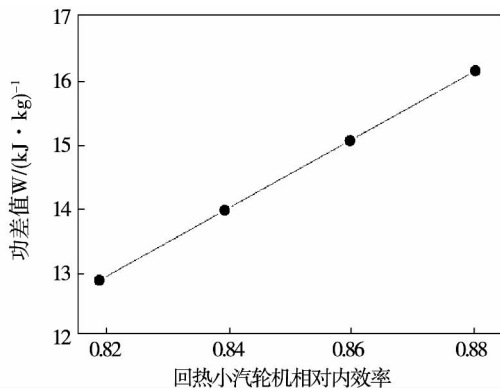


图8 采用第8级抽汽作为汽源时回热小汽轮机相对内效率变化对回热汽轮机做功与给水泵单位流量所需泵功差值的影响

Fig. 8 Influence of the relative internal efficiency of the regenerative turbine which uses NO. 8 extraction steam as driving source on the difference of the work output of the regenerative turbine to the work demand of the feedwater turbine per kg of water flow

实际热力系统设计时,由于回热汽轮机抽汽过热度低,减小了回热加热器的不可逆损失。本文研究表明采用回热汽轮机拖动给水泵在理论上是完全可行的,但给水泵运行中对可靠性要求很高,因此可以考虑降低7号高加的焓升、适当提高6号高加及除氧器的焓升,以增大回热汽轮机做功,提高系统可靠性。

4 结论

通过简捷计算和等效热降模型计算可知,采用背压式回热汽轮机向回热加热器供汽可以有效降低回热抽汽的过热度、提高整体机组的热经济性。对于1000 MW超超临界机组,当回热汽轮机相对内效率为0.86时,机组标准发电煤耗率可下降0.38 g/(kW·h),同时汽轮机可以安全运行。利用回热汽轮机拖动给水泵,在相对内效率较高时,可满足水泵运行要求;采用第8级抽汽作为回热汽轮机汽源时,可提高水泵运行的可靠性。

参考文献:

[1] 程祖田,杨玲.超超临界1000 MW机组的热经济性分析和火用分析[J].汽轮机技术,2012,54(5):385-388.
CHENG Zu-tian, YANG Ling. Energy and exergy analysis of a 1000 MW ultra-supercritical power unit [J]. Turbine Technology, 2012, 54(5): 385-388.

[2] KJAER S. A Modified Double Reheat Cycle [C]// Proceedings of the ASME 2010 Power Conference. Chicago: ASME, 2010.

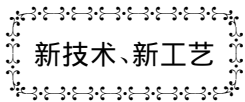
[3] PLOUMEN P, STIENSTRA G, KAMPHUIS H. Reduction of CO₂ Emissions of Coal Fired Power Plants by Optimizing Steam Water Cycle [J]. Energy Procedia, 2011, 4: 2074-2081.

[4] 蔡小燕,张燕平,李钰,等.700℃超超临界燃煤发电机组热力系统设计及火用分析[J].动力工程学报,2012,32(12):971-978.
CAI Xiao-yan, ZHANG Yan-ping, LI Yu, et al. Design and exergy analysis on thermodynamic system of a 700℃ ultra supercritical coal-fired power generating set [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2012, 32(12): 971-978.

[5] 刘颖华,郜宁,周璐瑶,等.超超临界回热抽汽过热度的优化利用[J].电站系统工程,2015,31(4):16-18.
LIU Ying-hua, GAO Ning, ZHOU Lu-yao, et al. Optimized utiliza-

- tion of superheat of extraction in ultra-supercritical units [J]. Power System Engineering 2015 31(4): 16 - 18.
- [6] 魏雅征,张雨飞,王绪论. 热系统简捷计算在火电厂再热机组中的应用[J]. 汽轮机技术 2007 49(2): 155 - 160.
WEI Ya-zheng, ZHANG Yu-fei, WANG Xu-lun. Application of simple method for thermal system in the reheater turbine system of coal-fired power plant [J]. Turbine Technology 2007 49(2): 155 - 160.
- [7] 严俊杰,黄锦涛,张 凯,等. 发电厂热力系统及设备[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1996: 308 - 417.
YAN Jun-jie, HUANG Jing-tao, ZHANG Kai, et al. Thermal systems economic diagnosis and application for power plants [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press 2008.
- [8] 严俊杰,刑秦安,林万超,等. 火电厂热力系统经济性诊断理论及应用[M]. 西安: 西安交通大学出版社 2008
YAN Jun-jie, XING Qin-an, LIN Wan-chao, et al. Thermal systems economic diagnosis and application for power plants [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press 2008.
- [9] 虞亚辉,蒋安众,孙蔚婷. 汽轮机热耗率的实用简捷计算[J]. 热力发电 2000(5): 26 - 30.
YU Ya-hui, JIANG An-zhong, SUN Wei-ting. A practical and simple calculation method for the steam turbine heat consumption [J]. Thermal Power Generation 2000(5): 26 - 30.
- [10] 李 勇,曹丽华,林文彬. 等效热降法的改进计算方法[J]. 中国电机工程学报 2004 24(12): 243 - 245.
LI Yong, CAO Li-hua, LIN Wen-bin. Improvements on the equivalent enthalpy drop method [J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering 2004 24(12): 243 - 245.
- [11] 李 勇,陈绪亮,姜铁骊. 理想等效热降法和常规等效热降法的一致性分析[J]. 汽轮机技术 2012 54(2): 87 - 89.
LI Yong, CHEN Xu-liang, JIANG Tie-liu. Consistency analysis between Ideal equivalent heat drop and conventional equivalent heat drop method [J]. Turbine Technology 2012 54(2): 87 - 89.
- [12] 李建刚,杨小琨. 供热汽轮机抽汽供热循环做功计算的研究[J]. 汽轮机技术 2012 54(6): 423 - 425.
LI Jian-gang, YANG Xiao-kun. A study of the extraction heating cycle work calculation for cogeneration steam turbine [J]. Turbine Technology 2012 54(6): 423 - 425.
- [13] 董家麟,叶学民,吴 杰. 1 000 MW 空冷机组锅炉给水泵的经济性研究[J]. 华北电力技术 2012(3): 27 - 29.
TONG Jia-lin, YE Xue-min, WU Jie. Economic research of 1 000 MW air-cooled boiler feedwater pump [J]. North China Electric Power 2012(3): 27 - 29.

(陈 滨 编辑)



新技术、新工艺

机械驱动装置技术规范

《Gas Turbine World》2014 ~ 2015 年年度手册发布了该年度的机械驱动装置技术规范。

介绍了世界各大燃气轮机制造公司的各型机械驱动装置产品。叙述了各型机械驱动装置的设计性能规范,包括首台可供应用年份、ISO 条件下额定连续功率、热耗率、效率、压气机压比、质量流量、涡轮转速、排气温度、大约的重量和尺寸。

在注解一栏中还对一些装置的细节作了补充说明,诸如燃气发生器、单环燃烧室、标准燃烧室、DLE(干式低排放)燃烧室、喷水降低 NO_x 、 NO_x 排放、双轴设计和双转子等。

(徐立民 提供,吉桂明 译)

condition is most stable ,but it is most intense at the outlet of impeller. The cyclical fluctuation in transient performance is equal to the number of impeller blades in a rotation period. The pressure fluctuation occurs mainly at the main frequency and its harmonics ,and with low and intermediate frequencies. **Key words:** reactor coolant pump , pressure pulsation ,impeller ,diffuser ,transient flow field

新型屋顶式太阳能烟囱通风性能数值模拟研究 = Numerical Investigation on Ventilation Performance of a New Roof Solar Chimney [刊 ,汉] GU Yuan ,LEI Yong-gang ,WANG Fei (School of Environment Science and Engineering ,Taiyuan University of Technology ,Taiyuan ,Shanxi ,China ,Post Code: 030024) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . -2016 31(6) . -98 ~104

A new roof solar chimney based on the coupling action of wind pressure and thermal pressure was introduced. The effects of the ratio of the shutters installation height to the solar chimney height (h_4/h_1) ,the ratio of the windshield height to the shutters height (h_2/h_3) ,the ratio of the channel II width to the channel I width (w_2/w_1) ,outdoor wind speed (v) and solar radiation intensity (I) on the ventilation performance of the new structure were studied by three-dimensional computational fluid dynamics method. The results show that the mass flow rate of the new roof solar chimney firstly increases ,and then decreases with the increase of the ratio (h_4/h_1) . There is an optimum ratio (h_4/h_1) at around 0.15 for the maximum of mass flow rate ,but the velocity across the chimney outlet decrease with the increase of the ratio (h_4/h_1) . With the increase of the ratio (w_2/w_1) ,the mass flow rates of the solar chimney under different outdoor wind speeds have different variation trends. **Key words:** roof solar chimney ,wind pressure , thermal pressure ,ventilation performance

回热汽轮机用于再热机组的理论研究 = Theoretical Research on the Thermo-economics of Regenerative Turbine for the Reheat Unit [刊 ,汉] GUO Jun (Northwest Electric Power Design Institute ,Xi' an ,Shaanxi ,China ,Post Code: 710075) ,Han Xiao-qu ,MU Qi-wei ,Liu Ji-ping (State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering ,Xi' an Jiaotong University ,Xi' an ,China ,Post Code: 710049) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . -2016 31(6) . -105 ~113

Reheating and regenerating technologies are widely used in modern thermal power units with large capacity and high steam parameters. However ,with the increasing reheat steam temperature ,the superheat degree of the steam extracted after the reheater increases ,so that the irreversible loss inside the corresponding regenerators becomes larger and the regenerative effectiveness is weakened. Therefore ,the retrofitting scheme by installing a regenerative back pressure turbine has been proposed in order to improve the system thermo-economics. In this paper ,on a 1 000 MW ul-

tra-supercritical unit was studied based on the simple calculation method for thermal system and equivalent enthalpy drop method. By installing the regenerative back pressure turbine, the steam from the high-pressure cylinder of the unit will continue to expand in the regenerative turbine to provide extracted steam for the regenerative heaters. With lower superheat degree in the extraction steam, the irreversible loss inside regenerators is reduced and the efficiency of the unit is improved. Calculation results show that the standard coal consumption rate could be decreased by $0.38 \text{ g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$ when the relative internal efficiency of the regenerative turbine is 0.86. The regenerative turbine can be used to drive the feed water pump, replacing the original feed water pump turbine. The benefits include the reduction the costs of devices and additional power available. When the relative internal efficiency of the regenerative turbine is not high enough, adopting the NO. 8 extraction as regenerative turbine's gas source could improve the operation reliability of feed water pump. **Key words:** Regenerative turbine, reheat extraction, Shortcut calculation, Equivalent enthalpy drop

脱硫喷淋管支撑件整体建模及设计改进 = **The overall Modeling and Design Improvement of Desulfurization Spray Pipes** [刊 汉] ZHONG Sha, ZHENG Huan-qi (Zhejiang Tiandi Environmental Protection Technology Co. , LTD ,Hangzhou ,Zhejiang ,China ,Post Code: 310003) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . -2016, 31(6) . - 114 ~ 119

In order to enhance the desulfurization efficiency, it is an efficient method to upgrade the spray system which is the key component of the Limestone-Gypsum WFGD System. Usually increasing the numbers of spray layers and altering the nozzles style are the typical methods for raising the ratio of liquid to gas. In this paper, an integrated finite element model of a spray layer including steel support beams and spraying pipes was established in finite element software. By analyzing this finite element model, the status of strain and stress under different loads was obtained, which implies the direction of improvement. Finally the steel support beams were optimized by reducing the mass of steel while maintaining the structural reliability. **Key words:** wet desulphurization, spray pipes, spray nozzles, support beams