

燃气轮机余热锅炉

饱和蒸汽减温时过热器热力计算特点

郑心伟¹, 宋 岩², 王吉瑞¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与核能工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 黑河市质量技术监督局, 黑龙江 黑河 164300)

摘 要: 在建立减温模型的基础上, 分析了减温性能特点及其对过热器热工性能和受热面积布置的影响; 在介绍该模型下过热器热力计算方法的同时, 推导了所用重要热工数据的计算公式, 并应用于拟定的工程实例中; 结合实例计算结果分析, 阐明了采用该方法的作用, 指出了燃气轮机余热锅炉在拟定计算工况时应结合当地大气参数变化的特点来进行, 从而保证了计算工况的全面性。

关 键 词: 燃气轮机余热锅炉; 饱和蒸汽减温; 过热器热力计算; 特点

中图分类号: TK47 文献标识码: A

符号说明

- D —锅炉出口过热蒸汽量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
 - i —锅炉出口过热蒸汽焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 - ΔD_{th} —用来减温的饱和蒸汽量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
 - i_{th} —饱和蒸汽焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 - D_{gr} —过热器出口过热蒸汽量或流经过热器的饱和蒸汽量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
 - i_{gr} —过热器出口过热蒸汽焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 - t_{gr} —过热器出口过热蒸汽温度/ $^{\circ}\text{C}$
 - V_y —锅炉进口烟气流量/ $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
 - φ —锅炉保热系数
 - I' —锅炉进口烟气焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 - I'' —过热器出口烟气焓值/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
 - H —过热器管束受热面积/ m^2
 - Q_{p} —烟气放热量/ kW
 - Q_{gr} —饱和蒸汽吸收的热量/ kW
- 本文中涉及的体积单位均为标准状态下的体积单位。

1 引 言

为确保燃气轮机余热锅炉出口蒸汽温度符合设计要求, 采用饱和蒸汽与过热器出口蒸汽直接混合的减温方法得到了普遍应用, 但目前尚无该模型下过热器热力计算标准方法。本文采取在分析该减温

模型性能特点及其对过热器热工性能和受热面积布置影响的基础上, 对热力计算中所用的重要热工数据计算公式进行推导, 并使之与文献[1]的相关内容相结合, 形成该模型下过热器热力计算的方法, 为工程应用奠定理论基础。然后将该方法应用于拟定的工程实例中, 对计算结果进行分析的同时, 指出燃气轮机余热锅炉计算工况拟定的方法, 从而实现该计算方法的应用价值。

2 减温模型和过热器热力计算方法

2.1 减温模型的建立及分析

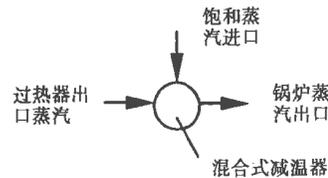


图 1 饱和蒸汽混合式减温模型

如图 1 所示, 减温的热平衡方程式:

$$D_i = \Delta D_{\text{th}} i_{\text{th}} + D_{\text{gr}} i_{\text{gr}}$$

减温的物质平衡方程式:

$$D = \Delta D_{\text{th}} + D_{\text{gr}} \quad (1)$$

由上述二式可得:

$$D(i - i_{\text{th}}) = D_{\text{gr}}(i_{\text{gr}} - i_{\text{th}}) \quad (2)$$

式(2)右项是饱和蒸汽在过热器内吸收的热量, 也是过热器的传热量; 左项括号内的数是一个常数。

当过热器出口过热蒸汽焓值 $i_{\text{gr}} = i$ 时, $D_{\text{gr}} = D$, $\Delta D_{\text{th}} = 0$, 过热蒸汽不需要减温。

当过热器出口过热蒸汽焓值 $i_{\text{gr}} > i$ 时, $D_{\text{gr}} < D$, $\Delta D_{\text{th}} > 0$, 过热蒸汽需要减温, 并且随着 i_{gr} 的增

加,流经过热器的饱和蒸汽量 D_{gr} 减少,用来减温的饱和蒸汽量 ΔD_{bh} 随着增加,以维持减温后锅炉出口过热蒸汽焓值 i 不变。从调节观点来看只能从高温向低温调节,反之则不行。所以设计过热器时,多布置些受热面积,以达到双方向调节的目的。

总而言之,也一定存在一个既满足热平衡方程式,又满足传热方程式的 ΔD_{bh} 值。

2.2 减温模型下过热器热力计算方法

燃气轮机余热锅炉过热器受热面同时兼有对流和辐射传热,而以对流传热为主,故按对流传热进行计算。对流受热面的换热计算,不论是设计计算还是校核计算,都是利用对流传热方程和烟气侧与工质侧的热平衡方程,分别从对流传热和热平衡的角度来表达对流受热面的对流传热量,这3个热量应该是相等的。

热平衡方程式 $Q_{\text{tp}} = Q_{\text{gz}}$, 即:

$$V_y \varphi (I' - I'') = D_{gr} (i_{gr} - i_{bh}) \quad (3)$$

由式(2)和式(3),得:

$$Q_{\text{tp}} = Q_{\text{gz}} = V_y \varphi (I' - I'') \\ = D_{gr} (i_{gr} - i_{bh}) = D (i - i_{bh}) = \text{const} \quad (4)$$

由式(4)可得:

$$I'' = I' - \frac{D(i - i_{bh})}{V_y \varphi}$$

$$\text{或: } I'' = I' - \frac{Q_{\text{gz}}}{V_y \varphi} = I' - \frac{Q_{\text{tp}}}{V_y \varphi} \quad (5)$$

根据式(5)并结合“烟气温焓表”,可以算出过热器出口烟气温度 θ'' 的数值。

由式(4)可得:

$$D_{gr} = \frac{V_y \varphi (I' - I'')}{i_{gr} - i_{bh}} = \frac{D(i - i_{bh})}{i_{gr} - i_{bh}}$$

$$\text{或: } D_{gr} = \frac{Q_{\text{tp}}}{i_{gr} - i_{bh}} = \frac{Q_{\text{gz}}}{i_{gr} - i_{bh}} \quad (6)$$

假设过热器出口过热蒸汽温度 t_{gr} , 算出过热器出口过热蒸汽焓 i_{gr} , 并代入式(6)得到流经过热器的饱和蒸汽量 D_{gr} , 按文献[1]相关内容就可以算出温压 Δt 和传热系数 K 的数值, 并进一步算出受面对流传热量 $Q_{cr} = K\Delta tH$ 的数值。最后, 按 $\left| \frac{Q_{\text{tp}} - Q_{cr}}{Q_{\text{tp}}} \right| \times 100\% \leq 2\%$ 进行校验, 若不满足, 应重新假设 t_{gr} 的数值, 并采用逐次渐近的方法重复上述计算, 直至满足为止。过热器吸热量应以热平衡方程式中的值为准。

3 工程应用实例

本应用实例余热锅炉进气参数分别是 PG6551B 型燃气轮机当燃用轻油、注水时在工况 1(当地大气温度 15°C)、工况 2(当地大气最低温度 -14°C)、工况 3(当地大气常年平均温度 21.8°C)和工况 4(当地大气最高温度 41°C)的排气参数, 并考虑燃气轮机与余热锅炉入口间烟道的散热及烟道三通挡板阀的泄漏量后的数值; 余热锅炉出口蒸汽参数是以保证汽轮发电机组获得最佳绝对内效率为基础的优化参数; 过热器型式为双集箱立式螺旋翅片管受热面管组, 蒸汽沿 4 个流程与烟气流向成 4 次叉流流动。

计算用的有关技术数据和减温模型下过热器热力计算方法应用见表 1~表 5。

表 1 锅炉相关工况参数

	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
大气温度 $t'/^\circ\text{C}$	15	-14	21.8	41
锅炉进口烟气流速 $V_y/\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	113.9	127.3	111.1	101.2
锅炉进口烟气温度 $\theta'/^\circ\text{C}$	537	517	542	557
锅炉给水温度 $t_{gs}/^\circ\text{C}$	104	104	104	104
中压锅筒蒸汽压力 P_{k1}/MPa	4.51	4.66	4.51	4.27
饱和蒸汽湿度 $1-x/\%$	0.5	0.5	0.5	0.5
锅炉出口过热蒸汽压力 P/MPa	4.12	4.27	4.12	3.97
锅炉出口过热蒸汽温度 $t/^\circ\text{C}$	$506.5_0^{+3.5}$	492_5^{+18}	$506.5_0^{+3.5}$	$506.5_0^{+3.5}$
锅炉出口过热蒸汽产量 $D/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	18.337 2	19.22	18.241 1	17.653 6

表 2 各工况下燃气轮机排气成份

烟气成份	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
γ_{CO_2}	0.043 6	0.044 6	0.043 3	0.041 8
γ_{N_2}	0.743 4	0.747 8	0.741 3	0.724 5
γ_{O_2}	0.130 3	0.130 0	0.130 2	0.128 0
$\gamma_{\text{H}_2\text{O}}$	0.082 7	0.077 7	0.085 2	0.105 7

表 3 各工况下锅炉进口烟气焓值

温度/ $^\circ\text{C}$	焓值/ $\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$			
	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
400	548.8	548.6	549.0	550.6
500	693.9	693.6	694.1	696.2
600	841.6	841.3	841.9	844.5

表 4 过热器结构数据

	数 据
管径 $d \times s / \text{mm}$	32 × 3
排列型式	错列
管子材料	12Cr1MoV
翅片材料	12Cr1Mo
翅片高度 h_p / mm	15.5
翅片厚度 δ / mm	1
翅片节距 S_p / mm	4.5
横向节距 S_1 / mm	87
纵向节距 S_2 / mm	75
每排管数 $n / \text{根}$	42 / 41
管子排数 $Z / \text{排}$	12
管子总数 $\Sigma n / \text{根}$	498
烟道宽度 b / m	3.75
光管计算长度 l / m	8.8
翅片管计算长度 l_p / m	8.8
每节距翅片内周长 l_B / mm	100.63
每节距翅片外周长 l_H / mm	197.97
每节距翅片平均长度 l_{cp} / mm	149.3
每米管翅片平均长度 l_0 / m	33.18
每米管翅片受热面 H_p / m^2	1.028 6
每米光管受热面 H_n / m^2	0.078 2
每米管受热面 H_1 / m^2	1.106 8
管束总长度 $\Sigma l / \text{m}$	4 382.4
管束受热面 H / m^2	4 850.44
光管烟气流截面 f' / m^2	21.313 6
翅片占有流通截面 f'' / m^2	2.515 8
烟气流截面 f / m^2	18.797 8

4 结 论

(1) 本计算方法能够给出过热器出口过热蒸汽温度和用来减温的饱和蒸汽量(或流经过热器的饱和蒸汽量),这就为过热器布置和受压元件强度计算,为过热器及其管路、减温管路阻力计算和布置,为过热蒸汽调节系统和控制系统的合理设置提供了依据。

(2) 由于燃气轮机的排气参数受到当地大气参

数的影响,从而直接影响余热锅炉的性能,对过热器出口过热蒸汽温度和用来减温的饱和蒸汽量(或流经过热器的饱和蒸汽量)产生不同程度的影响,甚至在一些工况下影响很大。因此,燃气轮机余热锅炉在拟定计算工况时应结合当地大气参数变化的特点来进行,以保证计算工况的全面性,这也是实现锅炉安全经济运行所必须考虑的、不容忽视的问题。

表 5 减温模型下过热器热力计算方法的应用

	公式或来源	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
大气温度 $t' / ^\circ\text{C}$	表 1	15	-14	21.8	41
进口烟温 $\theta' / ^\circ\text{C}$	表 1	537	517	542	557
进口烟焓 $I' / \text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$	表 3	748.5	718.7	756.2	780.7
锅炉出口过热器出口焓 $i' / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	按 P, t 查文献 [1] 和表 XXV	3 457.5	3 422.3	3 457.5	3 438.7
饱和蒸汽焓 $i_{\text{th}} / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	按 $P_{\text{kl}} - 1 - x$ 查文献 [1] 和表 XXIII	2 787.6	2 786.3	2 787.6	2 788.8
锅炉出口过热蒸汽产量 $D / \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	表 1	18.337 2	19.22	18.241 1	17.653 6
烟气放热量 $Q_{\text{rp}} / \text{kW}$	式(4)	12 284.1	12 223.9	12 219.7	11 826.1
锅炉保热系数 φ	取用	0.985	0.985	0.985	0.985
锅炉进口烟气流流量 $V_g / \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	表 1	113.9	127.3	111.1	101.2
过热器出口烟焓 $I'' / \text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$	式(5)	639	621.2	644.5	662.1
过热器出口烟温 $\theta'' / ^\circ\text{C}$	表 3	462.2	450.1	465.8	476.6
过热器出口过热蒸汽温度 $t_{\text{gr}} / ^\circ\text{C}$	假设	513.8	493.7	519	535.5
过热器出口过热蒸汽焓 $i_{\text{gr}} / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	按 P, t_{gr} 查文献 [1] 和表 XXV	3 474.2	3 426.5	3 486.3	3 525.7
污染系数 $\epsilon / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) \cdot \text{W}^{-1} (\times 10^3)$	取用	1.168	1.168	1.168	1.168
温压 $\Delta t / ^\circ\text{C}$	按文献 [1] 计算	81.3	77.6	82.0	83.9
流经过热器的饱和蒸汽量 $D_{\text{gr}} / \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	式(6)	17.891 2	19.093 9	17.489 2	16.048 4
传热系数 $K / \text{kW} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$	按文献 [1] 计算	0.081 2	0.082 5	0.030 8	0.029 2
管束受热面 H / m^2	表 4	4 850.44	4 850.44	4 850.44	4 850.44
传热量 $Q_{\text{cr}} / \text{kW}$	$K \Delta t H$	12 308.4	12 232.8	12 250.3	11 883.0
相对误差 $e / \%$	$\left \frac{Q_{\text{gr}} - Q_{\text{cr}}}{Q_{\text{rp}}} \times 100 \right $	0.16 < 2	0.07 < 2	0.25 < 2	0.48 < 2
过热器吸热量 $Q_{\text{gr}} / \text{kW}$	按 Q_{rp}	12 284.1	12 223.9	12 219.7	11 826.1
用来减温的饱和蒸汽量 $\Delta D_{\text{th}} / \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	式(1)	0.446	0.126 1	0.751 9	1.605 2

参考文献:

[1] (前苏联)全苏热工研究所,中央锅炉透平研究所. 锅炉机组热力计算标准方法(1973年版)[M]. 北京:机械工业出版社,1976.

若干天然气联合循环电站实例的经济性= **The Cost-effectiveness of Several Engineering Projects Featuring Natural Gas-fired Combined Cycle Power Plants** [刊, 汉] / ZHAO Zhen, CHEN Rui-juan (China United Engineering Co. under the Second Design Research Academy of Machine-building Ministry, Hangzhou, China, Post Code: 310022) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, — 2005, 20(6). — 632 ~ 635

Through the tech-economic analysis of several specific projects, including their construction scale and estimated capital investment it is expounded that natural gas-fired combined cycle power plants require a relatively small capital investment and involve a shorter construction period. However, the relatively high price of natural gas has led to a higher power generation cost and an excessively low profitability, showing that proper support from government authorities is still necessary for the development of natural gas-based power generation. Furthermore, from the viewpoint of natural gas resources and relevant equipment requirements, etc discussed are the feasibility of natural gas power plant construction and some existing problems. The issues relating to natural-gas supply assurance and safety operation are also mentioned with appropriate measures for solving them being proposed. **Key words:** natural gas-fired power generation, combined cycle power plant, investment and economic analysis

燃气轮机余热锅炉饱和蒸汽减温时过热器热力计算特点= **Superheater Thermodynamic Calculation Features in the Case of Saturated Steam Attenuation in a Gas-turbine Waste Heat Boiler** [刊, 汉] / ZHENG Xin-wei, WANG Ji-rui (Institute of Power and Nuclear Energy Engineering under the Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), SONG Yan (Heihe City Technical Quality Supervision Bureau, Heihe, China, Post Code: 164300) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, — 2005, 20(6). — 636 ~ 638

On the basis of building a desuperheating model the attenuation performance features are analyzed along with an assessment of their impact on the superheater thermodynamic performance and the layout of its heating surfaces. Alongside with the description of the thermodynamic calculation method of the superheater under this model a formula has been derived for calculating the major thermodynamic data, which are put to use in a planned engineering project. In conjunction with the analysis of the calculation results for an engineering example the role played by the method under discussion is expounded, pointing out that during the assignment of calculation operating conditions for the gas-turbine waste heat boiler the features of the variation of local atmospheric parameters should be taken into account. This is essential to ensuring the comprehensiveness of the operating conditions being calculated. **Key words:** gas-turbine waste heat boiler, attenuation of saturated steam, superheater thermodynamic calculation, specific features

镇江发电厂 600 MW 超临界锅炉稳压冲管参数分析= **An Analysis of the Parameters of Stable-pressure Steam Purging for a 600 MW Supercritical Boiler at Zhen Jiang Power Plant** [刊, 汉] / CHEN Zhi-bing, ZHANG Hai-chao, HUA Mao-lai (Jiangsu Provincial Test & Research Institute of Electric Power, Nanjing, China, Post Code: 210036) // *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power*, — 2005, 20(6). — 639 ~ 642

The separator pressure of stable-pressure steam purging for a No. 5 600 MW supercritical once-through boiler at Zhenjiang Power Plant has been selected at 5.0 MPa to 5.5 MPa. During the steam purging when pressure is boosted for ignition the feedwater flow rate in a startup system of the atmospheric flash-off type was raised from 600 t/h to 800 t/h. The recovered water flow rapidly diminished with a rise in the separator pressure. The water level of the separator at the time of va-