

## 加装低压省煤器对汽轮机相对内效率的影响

安恩科<sup>1</sup>, 马健越<sup>1,2</sup>

(1. 同济大学 热能与环境研究所, 上海 200092; 2. 浙江浙能长兴发电有限公司, 浙江 湖州 313100)

**摘要:** 加装低压省煤器是火电厂节能减排的重要措施之一, 以 350 MW 汽轮发电机组为对象, 分析了该系统加装低压省煤器对汽轮机热经济性指标的影响. 低压省煤器加入热力系统分串联和并联 2 种模式, 降低烟气温度 25 °C, 若汽轮机抽汽点蒸汽参数按等熵规律变工况, 其串联和并联 2 种模式对汽轮机相对内效率的影响分别为 -0.012 9% 和 -0.007 2%, 使循环热效率分别增大 0.606 2% 和 0.656 7%, 相应的汽轮机绝对内效率分别增大 0.615 2% 和 0.691 8%; 若汽轮机抽汽点蒸汽参数按照等温规律变工况, 其串联和并联 2 种模式对汽轮机相对内效率的影响分别为 0.020 6% 和 0.042 7%, 使循环热效率分别增大 0.602 5% 和 0.651 4%, 相应的汽轮机绝对内效率分别增大 0.645 2% 和 0.736 5%.

**关键词:** 低压省煤器; 汽轮机; 相对内效率

**中图分类号:** TK 223.3

**文献标识码:** A

### Effect of Low Pressure Economizer on Relatively Internal Efficiency of Steam Turbine

AN Enke<sup>1</sup>, MA Jianyue<sup>1,2</sup>

(1. Institute of Thermal Energy and Environmental Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Zhejiang Zhe' neng Changxin Power Plant, Huzhou 313100, China)

**Abstract:** Assembling low pressure economizer is one of the important measures for energy-saving and emission reduction in power plants. An analysis is made of the 350 MW Unit installed with low pressure economizer, which consists of two linking models, series and parallel way. As exhaust gas temperature is lowered by 25 °C, and steam state changes according to isentropic process in extraction hole, the relative internal efficiency decreases by 0.012 9% in series and 0.007 2% in parallel, and the cycle efficiency increases by 0.606 2% and 0.656 7%, respectively, and absolute internal efficiency 0.615 2% and 0.691 8%, respectively. As the

extraction hole steam state is in isothermal process, the relative internal efficiency relative increases by 0.020 6% in series and 0.042 7% in parallel; cycle efficiency increases by 0.602 5% and 0.651 4% respectively, and absolute internal efficiency by 0.645 2% and 0.736 5%, respectively.

**Key words:** low pressure economizer; steam turbine; relative internal efficiency

电站锅炉由于燃煤煤质变差、受热面灰污、炉膛与空气预热器漏风增大或设计方面的缺陷, 普遍存在着排烟温度升高的情况, 当排烟温度超过设计值 20 °C, 将引起机组热效率降低 0.6%~0.8%, 标准煤耗率上升 2~3 g·kW<sup>-1</sup>·h<sup>-1</sup>, 因此, 加装低压省煤器降低锅炉排烟温度是电站节能减排的有效措施. 目前, 对加装低压省煤器热力系统的分析理论是等效焓降法<sup>[1]</sup>, 该理论是前苏联学者库兹涅佐夫(A. M. Кузнецов)在 20 世纪 60 年代后期提出的, 并经过严格的理论推导, 但该理论在计算等效焓降时, 认为新蒸汽参数、再热参数、各级抽汽参数以及终参数均为已知且保持不变, 即汽轮机膨胀过程线的变化不予考虑. 实际汽轮机回热系统在加装低压省煤器后, 汽轮机抽汽量发生了变化, 这必然引起抽汽点压力、温度等参数发生变化, 抽汽点参数变化了, 汽轮机蒸汽膨胀过程线和汽轮机热平衡也会发生相应的变化. 汽轮机热平衡图是汽轮机正常运行和设备维护的重要参考, 电站工作者十分关注加装低压省煤器对汽轮机相对内效率等参数的影响. 笔者以 350 MW 汽轮发电机组为对象, 通过建立各分设备的数学模型, 研究汽轮机蒸汽膨胀过程线的变化, 分析加装低压省煤器对汽轮机相对内效率的影响.

收稿日期: 2009-05-31

作者简介: 安恩科(1962—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为电站锅炉氧煤燃烧与污染物控制、电站热力系统优化等.

E-mail: axa@tongji.edu.cn

## 1 热力系统与数学模型

### 1.1 热力系统

以 350 MW 汽轮发电机组为研究对象,其热力系统如图 1 所示.图中,HP 为高压缸;IP-1 为 1 号中压缸;IP-2 为 2 号中压缸;LP 为低压缸;1 号、2 号、3 号分别为高压加热器;DEA 为除氧器;5 号、6 号、7 号、8 号分别为低压加热器;LPES 为低压省煤器.点 1 处主凝结水量为  $814\ 260\ \text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ,加装低压省煤器拟采取 2 种方案:一种是点 1 为引水点、点 3 为汇水点的并联模式,并联情况下分水系数为 40%,即通过低压省煤器水量为  $325\ 704\ \text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ,余下 60% 的主凝结水通过 6 号低压加热器;另一种是点 1 为引水点、点 2 为汇水点的串联模式(其间阀门关闭),此时全部凝结水通过低压省煤器.计算工况为机组额定工况,负荷 350 MW,主蒸汽参数为  $538\ ^\circ\text{C}$ ,  $16.9\ \text{MPa}$ ,再热蒸汽参数为  $538\ ^\circ\text{C}$ ,  $3.60\ \text{MPa}$ .锅炉的烟气量为  $140 \times 10^4\ \text{N} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{h}^{-1}$ ,通过低压省煤器的烟气进口温度  $140\ ^\circ\text{C}$ ,出口温度  $115\ ^\circ\text{C}$ ,烟气比热容为  $1.34\ \text{kJ} \cdot \text{m}^{-3} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ ,低压省煤器进水温度  $88.5\ ^\circ\text{C}$ .

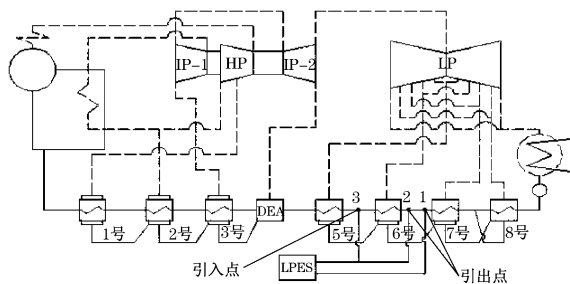


图 1 350 MW 汽轮发电机组原则性热力系统  
Fig.1 Principled thermal power system of 350MW steam turbine

### 1.2 数学模型

机组回热加热系统采用非调节抽汽,除氧器采用滑压运行,汽轮机级组(流量相同的相邻抽汽点之间级组成)的流量与蒸汽参数变化采用弗留格尔公式<sup>[3-4]</sup>,确定汽轮机抽汽点蒸汽参数变化时,分别用等熵和等温的过程进行计算.在已知低压省煤器进出口烟气温度、烟气量、进口水温 and 进口水量的前提下,很容易通过热平衡计算出低压省煤器的出口水温.在串联模式下,低压省煤器出口水温即是下一级加热器的入口水温;并联模式下,可运用混合水焓公式  $m_3 h_3 = m_1 h_1 + m_2 h_2$ ,求得下一级加热器的入口水温,  $m_1, m_2$  分别为混合前各工质的质量,  $h_1,$

$h_2$  分别为混合前各工质的焓,  $m_3, h_3$  分别为混合后工质的总质量和总焓.

加热器和其对应汽轮机抽汽点作为一个计算单元,数学模型如式(1)所示:

$$\left. \begin{aligned} h_f &= f(p_{ft}, T_t) \\ t_s &= t_c + \delta_t = t_c + \frac{\Delta t}{e^{(\Delta t/\tau)} - 1} \\ p_m &= (p_{ft} + p_s)/2 \\ t_m &= (t_{ft} + t_s)/2 \\ \rho &= f(p_m, t_m) \\ D_{ft} &= D_{f0} \left( \frac{\Delta p \rho}{\Delta p_0 \rho_0} \right)^{0.5} \\ \frac{G_t}{G} &= \sqrt{\frac{p_{1t}^2 - p_{2t}^2}{p_{1t}^2 - p_{2t}^2}} \sqrt{\frac{T}{T_t}} \\ D_c(t'_c - t'_r) &= D_f(h_f - t'_s) + D_s \gamma \\ \sum w_i &= (h_0 - h_c + \sigma) \left( 1 - \sum_{i=1}^8 \alpha_i Y_i \right) \\ \sum w_{it} &= (h_0 - h_{ct} + \sigma) \left( 1 - \sum_{i=1}^8 \alpha_{it} Y_{it} \right) \\ \eta_{it} &= \frac{\sum w_i}{\sum w_{it}} \times 100\% \end{aligned} \right\} (1)$$

式中:  $h_f$  为抽汽焓值,  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;  $p_{ft}$  为抽汽点蒸汽压力,  $\text{MPa}$ ;  $T_t$  为蒸汽温度,  $\text{K}$ ;  $t_s, t_c, \delta_t$  分别为加热器饱和和凝结水温度、加热器出口水温度、加热器出口端差,  $^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t$  为凝结水温度变化值,  $^\circ\text{C}$ ;  $\tau$  为加热器平均温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $p_m, p_s$  分别为抽汽管道蒸汽平均压力、加热器蒸汽侧压力,  $\text{MPa}$ ;  $t_m, t_{ft}, t_s$  分别为抽汽管道蒸汽平均温度、抽汽点蒸汽温度、加热器蒸汽侧温度,  $^\circ\text{C}$ ;  $\rho$  为变工况的蒸汽密度,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $D_{ft}, D_{f0}$  分别为变工况、额定工况的抽汽量,  $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ;  $\Delta p, \Delta p_0$  分别为变工况、额定工况抽汽管道压力损失,  $\text{MPa}$ ;  $\rho_0$  为额定工况的蒸汽密度,  $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $G_t, G$  分别为变工况、额定工况通过汽轮机级组的流量,  $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ;  $p_{1t}, p_{2t}$  分别为变工况级组前、后的蒸汽压力,  $\text{MPa}$ ;  $p_{1t}, p_{2t}$  分别为额定工况级组前、后蒸汽压力,  $\text{MPa}$ ;  $T$  为额定工况下级组内蒸汽温度,  $\text{K}$ ;  $D_c, D_f, D_s$  分别为回热给水流量、蒸汽抽汽流量、上级加热器疏水流量,  $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$ ;  $t'_c, t'_r$  分别为回热给水进出口比焓,  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;  $t'_f, t'_s$  分别为抽汽蒸汽比焓、疏水比焓,  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;  $\gamma$  为上级疏水单位质量放热量,  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;  $w_i$  为汽轮机有效做功,  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;  $h_0, h_c, \sigma$  分别为主蒸汽焓、低压缸排气焓、再热吸热量,

$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;  $\alpha_i$  为汽轮机各级实际抽汽份额;  $Y_i$  为实际蒸汽做功不足系数;  $w_{it}$  为汽轮机理想做功,  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;  $h_{ci}$  为理想低压缸排气焓,  $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ;  $\alpha_{it}$  为汽轮机各级理想抽汽份额;  $Y_{it}$  为理想蒸汽做功不足系数;  $\eta_{ri}$  为汽轮机相对内效率.

汽轮机蒸汽膨胀过程线的计算过程是在已知加热器入口水温度  $t_f$  和入口水量  $D_c$  情况下, 假设出口水温度  $t_{ci}$ , 通过凝汽器端差公式计算加热器的端差  $\delta_i$ , 从而确定加热器中蒸汽对应饱和温度  $t_s$  和饱和压力  $p_s$ , 假设抽汽流量  $D_{it}$ , 运用管道压差与抽汽流量之间的关系可以计算抽汽点的压力  $p_f$  和温度  $T_f$ , 根据弗留格尔公式计算  $D_{i2}$ , 如果  $D_{i2}$  与假设值不同, 计算  $D_{i2}$  赋予假设  $D_{it}$ , 循环迭代直到收敛, 根据  $p_f$  和  $T_f$  确定  $h_f$ , 由  $D_f$ ,  $h_f$  和加热器热平衡可计

算加热器出口温度值  $t_{c2}$ , 如果与原来假设出口温度  $t_{ci}$  不同, 计算值赋假设值, 循环迭代直到收敛, 依次计算每个加热器, 在确定了加装低压省煤器的汽轮机回热循环的热力参数后, 便可以计算汽轮机相对内效率等热经济性指标<sup>[5]</sup>.

## 2 加装低压省煤器对汽轮机的影响

### 2.1 汽轮机汽态线变化

汽轮机加装低压省煤器后, 由于纯热量进入系统造成若干加热器产生排挤抽汽, 各级排挤抽汽回到汽轮机内继续做功, 并引起汽轮机内各级参数的变化. 加装低压省煤器汽轮机加热器的对应抽汽点蒸汽参数变化如表 1 所示.

表 1 汽轮机加热器抽汽点蒸汽参数

Tab. 1 Steam parameters of extraction hole in turbine

对应加热器位	未装低压省煤器		加装低压省煤器					
			等熵串联		等熵并联		等温串联	等温并联
	压力/MPa	温度/℃	压力/MPa	温度/℃	压力/MPa	温度/℃	压力/MPa	压力/MPa
3号	1.901 2	436.0	1.901 3	436.0	1.901 3	436.0	1.901 3	1.901 3
DEA	0.780 1	318.7	0.780 4	318.8	0.780 4	318.8	0.780 4	0.780 5
5号	0.270 5	212.0	0.271 1	212.2	0.273 0	212.6	0.271 3	0.273 7
6号	0.149 9	152.0	0.152 8	153.7	0.152 7	153.4	0.153 9	0.153 9
7号	0.077 4	96.0	0.079 2	98.0	0.079 3	97.8	0.079 4	0.079 5
8号	0.030 1	70.0	0.030 8	71.7	0.030 8	71.6	0.030 9	0.030 9

从表 1 可以看出, 加装低压省煤器抽汽点按等熵规律变化时, 抽汽点的压力最大变化为 2.326%, 温度最大变化为 2.428%; 加装低压省煤器抽汽点按等温规律变化时, 抽汽点的压力最大变化为 2.713%.

### 2.2 低压省煤器对汽轮机各缸相对内效率的影响

热力系统加装了低压省煤器后, 汽轮机的蒸汽膨胀线发生了变化, 汽轮机高压缸、中压缸和低压缸的相对内效率变化如表 2 所示.

表 2 汽轮机各缸相对内效率变化

Tab. 2 Relative internal efficiency of cylinders of turbine %

缸体	额定工况	等熵		等温	
		串联	并联	串联	并联
高压缸	84.612 4	84.612 4	84.612 4	84.612 4	84.612 4
中压缸	92.065 9	92.091 2	92.094 8	92.090 5	92.092 6
低压缸	86.492 1	86.464 3	86.462 6	86.533 8	86.567 3

从表 2 可以看出, 加装低压省煤器抽汽点按等熵变化时, 中压缸相对内效率最大变化为 0.031 4%, 低压缸相对内效率最大变化为 -0.034 1%; 加装低压省

煤器抽汽点按等温变化时, 中压缸相对内效率最大变化为 0.029 0%, 低压缸相对内效率最大变化为 0.086 9%.

### 2.3 汽轮机相对内效率、循环热效率和绝对内效率

汽轮机组的绝对内效率为

$$\eta_i = W_i / Q_0 = (W_i / W_{it}) \cdot (W_{it} / Q_0) = \eta_{ri} \eta_t$$

式中:  $\eta_i$  为汽轮机绝对内效率;  $W_i$  为汽轮机实际内功率;  $Q_0$  为锅炉吸热量;  $W_{it}$  为汽轮机理想内功率;  $\eta_{ri}$  为汽轮机相对内效率;  $\eta_t$  为循环热效率.

汽轮机主要热经济性指标的计算值如表 3 所示.

从表 3 可以看出, 加装低压省煤器时, 汽轮机相对内效率的相对变化为 -0.012 9%~0.042 7%, 循环热效率增大 0.602 5%~0.656 7%, 绝对内效率增大 0.615 2%~0.736 5%, 即加装低压省煤器时, 汽轮机的相对内效率基本不变, 循环热效率和汽轮机绝对内效率有了明显的增加. 这是因为加装低压省煤器后, 排挤抽汽引起汽轮机相应加热器抽汽点蒸汽压力增大, 从而导致汽轮机理想焓降和有效焓降

增大的缘故.

表 3 汽轮机主要经济指标变化  
Tab.3 Thermal-economic indicators of turbine

工作模式	有效做功/ (kJ·kg <sup>-1</sup> )	理想做功/ (kJ·kg)	汽轮机相对 内效率/%	循环热效 率/%	绝对内效 率/%	节约标煤量/ (g·kW <sup>-1</sup> ·h <sup>-1</sup> )
额定工况	1 162.61	1 327.94	87.549 9	51.317 4	44.928 3	0
等熵串联	1 169.76	1 335.99	87.538 6	51.628 5	45.204 7	2.21
等熵并联	1 170.65	1 336.66	87.543 6	51.654 4	45.239 1	2.49
等温串联	1 170.11	1 335.94	87.567 9	51.626 6	45.218 2	2.32
等温并联	1 171.17	1 336.59	87.587 3	51.651 7	45.259 2	2.64

### 3 低压省煤器变工况运行

当改变低压省煤器的进水流量时,烟气侧传热系数也会发生变化,其互相关系由经验公式(2)表示为<sup>[6]</sup>:

$$K = K_0 (D/D_0)^{0.6} \quad (2)$$

式中: $K_0, K$  分别为变工况前后低压省煤器的传热系数; $D_0, D$  分别为变工况前后低压省煤器的通流水量.

从式(2)可以看出,当低压省煤器的进口水量减少,其传热系数相应减小,即低压省煤器热负荷降低.低压省煤器出口水温的计算流程如图 2 所示.先假设一个出水温  $t'_e$ ,根据热平衡由进水温度、烟气进口温度求出烟气出口温度,进而求出传热平均温差,再根据  $K_A$  值可得到低压省煤器的换热量  $Q'_e$ . 然后与低压省煤器中水的吸热量  $Q_e$  对比和迭代计算,直到  $Q_e$  和  $Q'_e$  的相对误差小于 0.1%,便可以求得低

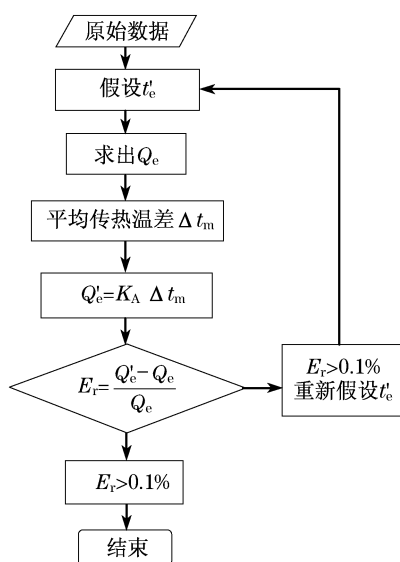


图 2 试算框图

Fig.2 Calculation digram

省煤器的变工况热负荷.

低压省煤器的热负荷确定后,便可由 1.2 中的数学模型计算低压省煤器分水系数变化时汽轮机相应工况的热经济性指标.

图 3、图 4 分别是分水系数在 0~60%之间变化时汽轮机有效焓降和相对内效率的变化曲线.

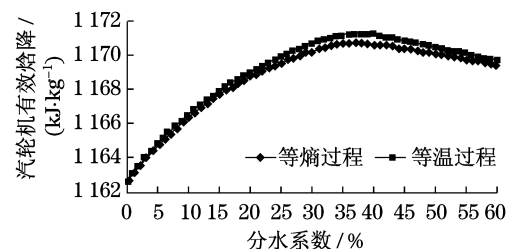


图 3 分水系数对汽轮机有效焓降的变化曲线

Fig.3 Relation of water flux fraction with turbine effective enthalpy drop

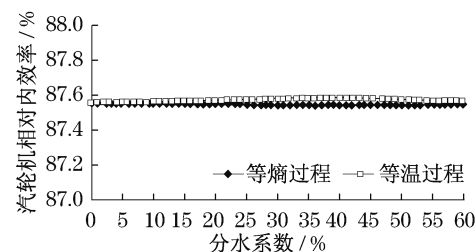


图 4 分水系数对汽轮机相对内效率的变化曲线

Fig.4 Relation of water flux fraction with turbine relative internal efficiency

由图 3 可知,当分水系数为 35%时,汽轮机有效焓降达到最大值.对应等熵和等温过程,其最大有效焓降分别为 1 170.68 kJ·kg<sup>-1</sup> 和 1 171.19 kJ·kg<sup>-1</sup>. 所以,建议低压省煤器的工作水量应控制在分水系数为 34%~36%. 这样,既可以满足最大经济性,又便于系统运行控制.

(下转第 1500 页)