

DOI: 10.12096/j.2096-4528.pgt.2018.057

# 投运低压省煤器后汽轮机背压变化分析

刘传玲<sup>1</sup>, 柳明辉<sup>2</sup>, 陈振江<sup>2</sup>, 宋昂<sup>1</sup>

(1. 华电电力科学研究院有限公司, 浙江省, 杭州市 310030;

2. 华电龙口发电股份有限公司, 山东省, 烟台市 265700)

## Analysis on the Change of Steam Turbine Back Pressure Under Operation of Low Pressure Economizer

LIU Chuanling<sup>1</sup>, LIU Minghui<sup>2</sup>, CHEN Zhenjiang<sup>2</sup>, SONG Ang<sup>1</sup>

(1. Huadian Electric Power Research Institute Co, LTD, Hangzhou 310030, Zhejiang Province, China;

2. Huadian Longkou Power Generation Co., LTD, Yantai 265700, Shandong Province, China)

**摘要:** 机组投运低压省煤器后, 锅炉的烟气余热进入回热系统, 排挤回热系统的抽汽返回低压缸, 排汽量增加, 从而引起汽轮机背压的变化。该文根据等效焓降理论, 建立了背压变化的计算模型。通过某 220MW 机组的试验分析, 验证了该模型在 220MW 工况下, 汽轮机背压上升 0.29 kPa, 背压变化修正后“等效焓降法”节能量减少 0.19%, 与“热力试验法”节能量更加接近。说明“等效焓降法”在分析投运低压省煤器节能效果中, 还需要考虑背压变化对节能量的影响。

**关键词:** 低压省煤器; 排汽净增量; 汽轮机背压变化; 等效焓降

**ABSTRACT:** After low pressure economizer was put into the unit, waste heat of boiler flue gas enters the regenerative system. The extraction steam returns to low pressure cylinder, and the steam volume increases, which causes the change of the back pressure of the steam turbine. According to the equivalent enthalpy drop theory, the calculation model of back pressure change was established. The model is verified through the test and analysis of one 220MW unit. Under 220MW working condition, the steam turbine back pressure is increased by 0.29 kPa. After the correction of the back pressure, the energy saving of “equivalent enthalpy drop method” decreases by 0.19%, which is closer to the energy saving of the “thermal test method”. It shows that in the energy saving effect analysis of operating low-cost economizer with the “equivalent enthalpy drop method”, the impact of back pressure changes on energy savings need to be considered.

**KEY WORDS:** low pressure economizer; net increase of exhaust steam; change of steam turbine back pressure; equivalent enthalpy drop

## 0 引言

国内电站锅炉普遍存在排烟温度偏高的问题, 针对这一问题, 常加装低压省煤器来提高机组的运行经济性<sup>[1-3]</sup>。机组加装低压省煤器后, 锅炉的烟气余热进入回热系统, 排挤回热系统的抽汽, 以达到节能的目的, 同时排挤抽汽进入凝汽器, 会引起汽轮机背压的升高。有研究认为投运低压省煤器对汽轮机背压的影响可以忽略<sup>[4]</sup>, 以往采用“等效焓降法”进行低压省煤器节能<sup>[5-6]</sup>分析中, 也忽略了这方面的影响。本文通过试验与计算发现, 该影响不能忽略; 为准确计算投运低压省煤器后汽轮机背压的变化, 及该变化对投运低压省煤器节能效果的影响, 文中建立了汽轮机背压变化计算模型, 并对模型进行了验证。

## 1 汽轮机背压变化的计算模型

汽轮机背压的变化, 主要由凝汽器排汽量的变化引起, 因此在计算模型的建立过程中, 首先要建立凝汽器排汽量的增量计算模型, 然后通过凝汽器变工况计算, 得出汽轮机背压的变化量。

### 1.1 凝汽器排汽量的增量计算

机组投运低压省煤器后, 锅炉的烟气余热进入回热系统加热凝结水, 排挤回热系统的抽汽返回低压缸作功。机组在同负荷下, 所需要的主蒸汽流量减少, 排汽量也相应下降; 同时由于排挤

抽汽在低压缸做功后, 进入凝汽器, 引起排汽量增加。因此凝汽器排汽量的增量需要计算上述两方面的影响。

主蒸汽流量变化引起的凝汽器排汽的减少计算如下:

$$\Delta D_{n-0} = \Delta D_0 \times \alpha_n \quad (1)$$

$$\Delta D_0 = D_{00} \times \delta q / 100 \quad (2)$$

式中:  $\Delta D_{n-0}$  为主蒸汽流量变化引起的凝汽器排汽的减少量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $\Delta D_0$  为投入低压省煤器后主蒸汽流量的减少量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $\alpha_n$  为凝汽器排汽量占主蒸汽流量的份额;  $D_{00}$  为投入低压省煤器后主蒸汽流量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $\delta q$  为投入低压省煤器后热耗率的变化率, %。

图 1 为典型的锅炉低压省煤器的热力系统示意图<sup>[7-9]</sup>。凝结水分别由  $i-1$ 、 $i$  级低压加热器出口引出, 混合后流经锅炉低压省煤器, 吸收锅炉烟气余热, 由  $i+1$  级低压加热器出口处返回凝结水。

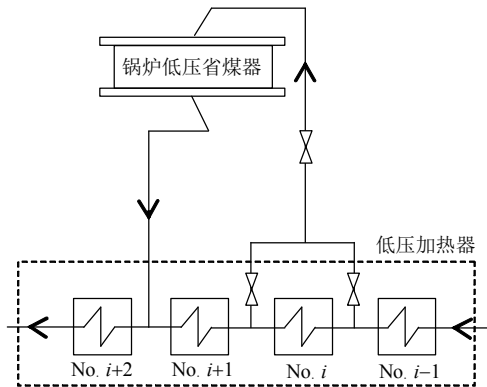


图 1 典型的锅炉低压省煤器热力系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of typical boiler low pressure economizer thermal system

根据等效焓降理论<sup>[10-11]</sup>, 按照图 1 所示, 低压省煤器投运后, 将排挤  $i$  级、 $i+1$  级、 $i+2$  级低压加热器抽汽量, 从而引起凝汽器排汽量的增加:

$$\Delta D_{n-i} = D_{ds-i-1} \times \frac{\tau_i}{q_i} (1 - \frac{\tau_{i-1}}{q_{i-1}}) \quad (3)$$

$$\Delta D_{n-(i+1)} = D_{ds} \times \frac{\tau_{i+1}}{q_{i+1}} (1 - \frac{\tau_{i-1}}{q_{i-1}}) (1 - \frac{\gamma_i}{q_i}) \quad (4)$$

$$\Delta D_{n-(i+2)} = D_{ds} \times \frac{h_{o-ds} - h_{i-(i+2)}}{q_{i+1}} (1 - \frac{\tau_{i-1}}{q_{i-1}}) (1 - \frac{\gamma_i}{q_i}) (1 - \frac{\gamma_{i+1}}{q_{i+1}}) \quad (5)$$

式中:  $\Delta D_{n-i}$  为  $i$  级低加排挤抽汽引起的凝汽器排汽量的增量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $\Delta D_{n-(i+1)}$  为  $i+1$  级低加排挤抽

汽引起的凝汽器排汽量的增量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $\Delta D_{n-(i+2)}$  为  $i+2$  级低加排挤抽汽引起的凝汽器排汽量的增量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $D_{ds-i-1}$  为  $i-1$  级低加出口进入低压省煤器的凝结水流量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $D_{ds}$  为进入低压省煤器总的凝结水流量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $h_{o-ds}$  为低压省煤器出口凝结水焓值,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $h_{i-(i+2)}$  为  $i+2$  级低加入口凝结水焓值,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $\tau_{i+1}$  为  $i+1$  级低加凝结水焓升,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $\tau_i$  为  $i$  级低加凝结水焓升,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $\tau_{i-1}$  为  $i-1$  级低加凝结水焓升,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $q_{i+1}$  为  $i+1$  级低加抽汽放热量,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $q_i$  为  $i$  级低加抽汽放热量,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $q_{i-1}$  为  $i-1$  级低加抽汽放热量,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $\gamma_{i+1}$  为  $i+1$  级低加疏水放热量,  $kJ \cdot kg^{-1}$ ;  $\gamma_i$  为  $i$  级低加疏水放热量,  $kJ \cdot kg^{-1}$ 。

凝汽器排汽净增量计算:

$$\Delta D_n = \Delta D_{n-(i+2)} + \Delta D_{n-(i+1)} + \Delta D_{n-i} - \Delta D_{n-0} \quad (6)$$

### 1.2 汽轮机背压的增量计算

机组投运低压省煤器后, 进入凝汽器的排汽量发生变化, 改变了凝汽器的负荷, 在凝汽器入口冷却水温和冷却水量不变时, 凝汽器的压力将发生变化, 通过凝汽器变工况<sup>[10]</sup>计算, 得出汽轮机背压的变化量。

$$t_n = t_{wi} + \frac{D_n(t_{n0} - t_{wi})}{D_{n0}} \quad (7)$$

$$D_n = D_{n0} - \Delta D_n \quad (8)$$

$$P_n = f(t_n) \quad (9)$$

$$\Delta P_n = P_n - P_{n0} \quad (10)$$

式中:  $t_n$  为未投运低压省煤器时的凝汽器温度,  $^{\circ}C$ ;  $t_{wi}$  为循环水入口温度,  $^{\circ}C$ ;  $D_n$  为未投运低压省煤器时的凝汽器排汽量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $t_{n0}$  为投运低压省煤器时的凝汽器温度,  $^{\circ}C$ ;  $D_{n0}$  为投运低压省煤器时的凝汽器排汽量,  $t \cdot h^{-1}$ ;  $P_{n0}$  为未投运低压省煤器时的汽轮机背压,  $kPa$ ;  $P_n$  为投运低压省煤器时的汽轮机背压,  $kPa$ ;  $\Delta P_n$  为汽轮机背压的增量,  $kPa$ 。

### 2 汽轮机背压变化的实例计算

某 220MW 机组在加装低压省煤器后, 为测量低压省煤器的节能效果, 分别进行了投运与停运低压省煤器的热力性能试验。试验工况见表 1。

表 1 低压省煤器节能效果试验工况

Tab. 1 Test conditions of Low pressure economizer energy savings effect

参数	220MW 工况		200MW 工况		180MW 工况	
	投运低省	停运低省	投运低省	停运低省	投运低省	停运低省
机组功率/MW	219.52	219.76	199.14	199.73	179.82	179.83
低压省煤器进水量/(t·h <sup>-1</sup> )	326.49	—	247.86	—	291.02	—
低压省煤器进水温度/℃	69.36	—	69.59	—	69.85	—
循环水入口水温/℃	26.30	27.90	26.24	26.23	26.67	26.52
凝汽器压力/kPa	8.86	9.38	8.22	8.08	8.16	7.92

以该机组为例,根据上文中的计算模型,分别计算上述 3 个试验工况下,投运低压省煤器后凝汽净增量,并由凝汽器变工况模型,计算未投运低压省煤器时凝汽器压力,最终得到投运低压省煤器后汽轮机背压的增量。计算结果如表 2 所示。

表 2 投运省煤器后汽轮机背压增量

Tab. 2 Back pressure increment after the installation of economizer

参数	220MW	200MW	180MW
	工况	工况	工况
投运低省后凝汽器流量/(t·h <sup>-1</sup> )	487.59	435.60	395.64
低加排挤到凝汽器抽汽总量/(t·h <sup>-1</sup> )	25.40	22.43	23.29
新蒸汽变化引起凝汽减少量/(t·h <sup>-1</sup> )	7.36	6.92	6.85
凝汽净增量/(t·h <sup>-1</sup> )	18.04	15.50	16.44
未投运低省时凝汽器排汽量/(t·h <sup>-1</sup> )	469.55	420.10	379.20
投运低省后凝汽器压力/kPa	8.86	8.22	8.16
未投运低省时凝汽器压力(模型计算)/kPa	8.57	7.98	7.89
未投运低省时凝汽器压力(试验测量)/kPa	8.62	8.07	7.97
计算值与测量值相对偏差/%	0.58	1.12	1
汽轮机背压增量/kPa	0.29	0.24	0.27

注:试验中由于投、停低压省煤器时循环水入口温度不同,表中未投运低省时凝汽器压力(试验测量)为经过循环水入口温度修正后的压力。

由表 2 可以看出,由该文计算模型得出的机组未投运低省时的凝汽器压力,与经过循环水入口温度修正后的试验测量值相比,3 个工况相对偏差最大为 1.12%,验证了该计算模型;投入低压省煤器后,由于凝汽器排汽量的变化,汽轮机背压有所上升,在 220MW 工况下,汽轮机背压上升 0.29kPa,该变化对机组投运低省后的经济

性会产生部分抵消作用。

### 3 汽轮机背压变化对低压省煤器节能效果的影响

目前在分析低压省煤器的热经济性时,存在的两种主流方法,分别是汽轮机热力性能试验法和等效焓降法。在以往“等效焓降法”计算低压省煤器节能量的过程中,未考虑背压变化的影响,在上述推导的基础上,对以往“等效焓降法”进行了背压变化的修正。3 种方法计算结果对比见表 3。

由表 3 可以看出,“等效焓降法”计算出的节能量要高于“热力试验法”。这是因为在“热力试验法”中,投、停低压省煤器时机组的热耗率均进行了背压修正;而“等效焓降法”只是计算了低压省煤器吸收的锅炉余热返回热力系统,排挤抽汽带来的机组做功增加,未考虑到汽轮机背压升高引起的机组做功下降。背压变化修正后“等

表 3 投运低压省煤器后节能量

Tab. 3 Energy saving after the installation of economizer

参数	220MW	200MW	180MW
	工况	工况	工况
投运低压省煤器热耗率/(kJ·(kW·h) <sup>-1</sup> )	8301.5	8359.8	8416.7
停运低压省煤器热耗率/(kJ·(kW·h) <sup>-1</sup> )	8418.3	8456.5	8524.9
“热力试验法”节能量/(kJ·(kW·h) <sup>-1</sup> )	116.8	96.7	108.2
“等效焓降法”节能量/(kJ·(kW·h) <sup>-1</sup> )	132.20	139.96	154.60
背压变化对热耗率影响/%	0.19	0.16	0.18
背压变化修正后“等效焓降法”节能量/(kJ·(kW·h) <sup>-1</sup> )	116.55	126.75	139.74

效焓降法”节能量，与“热力试验法”节能量更加接近。

#### 4 结论

根据等效焓降理论，建立了机组投运低压省煤器后，汽轮机背压变化的计算模型。在某220MW机组投运低压省煤器的实例分析中，模型计算与试验测量的相对偏差最大值为1.12%，验证了该文建立的模型；机组投运低压省煤器后，在220MW工况下，汽轮机背压上升0.29kPa，影响机组热耗率0.19%，该变化对机组投运低压省煤器后的经济性会产生部分抵消作用。机组投运低压省煤器后的节能效果分析中，在以往“等效焓降法”的基础上，还需要考虑背压变化对节能量的影响。

#### 参考文献

- [1] 李振强. 降低锅炉排烟温度的措施与方法[J]. 热力发电, 2003, 32(7): 41-42.
- [2] 高占民, 张少平. 降低电站锅炉排烟温度新技术研究[J]. 节能技术, 2006, 24(1): 9-11.
- [3] 李伟. 低压省煤器在锅炉中的应用[D]. 上海: 上海交通大学, 2007.
- [4] 黄新元, 孙奉仲, 史月涛. 火电厂热系统增设低压省煤器的节能效果[J]. 热力发电, 2008, 37(3): 56-58.
- [5] 张红方, 王勇, 田松峰, 等. 基于等效焓降法的低压省煤器系统经济性分析[J]. 节能技术, 2011, 29(5): 457-461.
- [6] 俞启云, 刘志敏, 李刚. 超临界600MW机组低压省煤器改造热经济性分析[J]. 发电与空调, 2016, 37(2): 33-35.
- [7] 马健越, 安恩科. 350MW电站低压省煤器优化设计[J]. 锅炉技术, 2010, 41(2): 13-17.
- [8] 黄新元. 龙口电厂1号炉低压省煤器优化设计[J]. 锅炉技术, 1998(3): 22-25.
- [9] 黄新元, 平亚明, 孙奉仲. 火力发电厂低压省煤器系统的最佳水量分配[J]. 水动力学研究与进展, 2003, 18(5): 526.
- [10] 林万超. 火电厂热系统节能理论[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994.
- [11] 于淑梅, 张文宝. 电厂热力系统分析方法的研究现状及发展趋势[J]. 节能技术, 2006, 24(6): 534-537.

收稿日期: 2018-01-16。

作者简介:



刘传玲

刘传玲(1985), 女, 硕士, 长期从事电站机组热力系统节能分析和检测等工作, chuanling-liu@chder.com。

(编辑 原竟格)