

背压式供热机组供电煤耗折算方法

陈 鹏¹, 李建锋², 韩 琴³, 刘九洲¹, 冷 杰⁴, 丛日成⁴, 宋金礼⁴

(1. 国网能源哈密煤电有限公司花园电厂, 新疆 哈密 839000; 2. 中国电力企业联合会, 北京 100761; 3. 华电电力科学研究院, 浙江 杭州 310030; 4. 国网辽宁省电力有限公司 电力科学研究院, 辽宁 沈阳 110006)

摘要:为准确评价背压式或抽背式燃煤供热机组能效水平,根据叠加原理建立背压式或抽背式燃煤供热机组煤耗折算方法,假定供热抽汽或汽轮机高背压排汽不供热,而是继续在汽轮机中膨胀做功,那么汽轮机组将多发电,将该虚拟电量与实发电量之和作为基准来计算机组的发电煤耗与供电煤耗。以 3 台不同类型的燃煤机组为例对该方法进行验证,结果表明,采用该方法折算机组煤耗时,折算的煤耗与纯凝状态下的煤耗值相差不超过 2 g/kWh,相对误差不足 1%,因此该方法能较真实的反映机组的实际能效水平,可用来对背压式或抽背式机组的能效水平进行评价。

关键词:供热机组;供电煤耗;厂用电率 叠加折算;背压式汽轮机 相对内效率

中图分类号:TK229

文献标志码:A

文章编号:1006-6772(2023)S2-0346-06

Calculation method research of power supply coal consumption of back pressure heating unit

CHEN Peng¹, LI Jianfeng², HAN Qin³, LIU Jiuzhou¹, LENG Jie⁴, CONG Richeng⁴, SONG Jinli⁴

(1. State Grid Energy Hami Coal and Electricity Co., Ltd. Huayuan Power Plant, Hami 839000, China; 2. China Electricity Council, Beijing 100761, China; 3. Huadian Electric Power Research Institute, Hangzhou 310030, China; 4. Electric Power Research Institute of State Grid Liaoning Electric Power Co., Ltd., Shenyang 110006)

Abstract: In order to better evaluate the energy efficiency level of back-pressure or back-extraction coal-fired heating units, this paper establishes a coal consumption conversion method for back-pressure or back-extraction coal-fired heating units based on the super position principle. Or the high back pressure exhaust steam of the steam turbine does not supply heat, but continues to expand and do work in the steam turbine, then the steam turbine unit will generate more electricity, and the sum of the virtual electricity and the actual electricity generation will be used as the benchmark to calculate the coal consumption of power generation and power supply of the unit. The method is verified by taking 3 different types of coal-fired generating units as examples. The results show that the difference between the converted coal consumption and the coal consumption in pure condensing state is not more than 2 g/kWh, and the relative error is insufficient. Therefore, this method can truly reflect the actual energy efficiency level of the unit, and can be used to evaluate the energy efficiency level of the back-pressure or back-pulling unit.

Key words: cogeneration unit; power supply coal consumption; auxiliary power consumption rate; superimposed transform; back pressure steam turbine; relative internal efficiency

0 引 言

随着我国双碳目标的提出,电力行业节能减碳的力度迅速加大,2021 年 10 月底,国家发展改革委、国家能源局联合印发了《国家发展改革委 国家能源局关于开展全国煤电机组改造升级的通知》(发改运行〔2021〕1519 号),推行更严格的能效和

环保标准,推动煤电行业实施节能降耗改造、供热改造和灵活性改造“三改”联动。2022 年 4 月,国家发展改革委、工业和信息化部等部门联合发布了《煤炭清洁高效利用重点领域标杆水平和基准水平(2022 年版)》,以推动煤炭清洁高效利用,促进煤炭消费转型升级;依据煤炭清洁高效利用重点领域标杆水平和基准水平,限期分批实施改造升级,坚决依

收稿日期:2021-06-01;责任编辑:常明然 DOI:10.13226/j.issn.1006-6772.22060101

作者简介:陈 鹏(1976—),男,辽宁葫芦岛人,高级工程师。E-mail:20016028@ceic.com

引用格式:陈鹏,李建锋,韩琴,等.背压式供热机组供电煤耗折算方法[J].洁净煤技术,2023,29(S2):346-351.

CHEN Peng, LI Jianfeng, HAN Qin, et al. Calculation method research of power supply coal consumption of back pressure heating unit [J]. Clean Coal Technology, 2023, 29(S2): 346-351.

法淘汰落后产能、落后工艺。

对于燃煤火电厂而言,机组的煤耗指标对电厂的生产、经营和管理至关重要。煤耗指标的优劣一方面可以合理的评价现有电厂的技术、管理与经营水平;另一方面可用来指导新建机组的技术参数选择与设备的选型,并促进电厂积极采用新的节能技术,大幅提高机组的热效率^[1-5]。

在国家节能减碳要求更加严格、煤炭价格畸高、火电机组利用小时数连年下降等综合影响下,燃煤火电厂的煤耗指标显得尤为关键,甚至直接关系到电厂的生存问题。

为计算出火电厂的各项经济指标,电力行业专门制定了 DL/T 904—2015《火力发电厂技术经济指标计算方法》,给出火力发电厂煤耗指标的计算方法。然而,根据该方法,在计算供热机组的供电煤耗时,由于主要基于热力学第一定律,计算结果存在以下问题:①该计算公式中,用供热直接分摊部分煤耗,使得机组供热量成为供电煤耗最大的影响因素,导致小型热电联产机组由于供热比非常大,其供电煤耗远低于目前最先进的超(超)临界机组,但实际上,不论其设备的技术水平或电厂经营管理水平均不能与目前的大型超(超)临界机组相比,造成机组能效评价上的混乱;②由于该计算公式未考虑机组供热蒸汽参数大小,导致相同类型机组供热量相同,供热蒸汽参数不同,供电煤耗差异很大。显然,上述2种情况不能真实反映电厂实际设备的技术水平和管理水平。

根据我国新建热电联产机组的能耗限额,新建机组的供电煤耗不能高于某一限定值,这是为了限制高能耗机组建设,促使电力企业建设新机组时积极采用先进的节能技术或设备。但在采用 DL/T 904—2015 中供电煤耗计算公式的结果评价电厂新建供热机组项目时,机组的供热比只需超过一定值,其供电煤耗极易满足国家标准限额,但其实际能效水平却不一定很高。因此,目前供热机组煤耗计算的结果还会对火电机组新建项目的能效评估造成一定的影响。

文献[6]对大型抽凝式热电联产机组的煤耗计算方法进行了研究,提出了减除折算方法,该方法在计算过程中扣除了供热对机组能效水平的影响,计算结果基本可以反映机组的实际能效水平,但该方法并未涉及中小型背压式热电联产机组。

根据“三改联动”要求,燃煤机组要尽可能进行节能、供热以及灵活性改造,因此越来越多的中小型燃煤机组为进一步降低煤耗、提升企业经济效益进

行了高背压供热改造^[7-9]。基于此,有必要对背压式(或抽背式)供热机组建立一种新的折算供电煤耗的计算方法,将供热机组的供电煤耗折算成同样技术水平下的纯凝机组供电煤耗,可有效消除供热机组的供热量及抽汽参数对机组供电煤耗的影响,煤耗计算结果更科学合理。

1 供电煤耗计算方法

1.1 标准计算方法

根据 DL/T 904—2015《火力发电厂技术经济指标计算方法》,供热机组的供热比为

$$\alpha = \frac{Q_{gr}}{Q_{sr}} \times 100, \quad (1)$$

式中, Q_{gr} 为统计期内汽轮机供热量,GJ; Q_{sr} 为汽轮机进热量,GJ。

机组的发电标煤耗为

$$b_f = \frac{B_b}{W_f} \left(1 - \frac{\alpha}{100} \right) \times 10^6, \quad (2)$$

式中, b_f 为发电煤耗,g/kWh; B_b 为标煤消耗量,t; W_f 为发电量,kWh。

机组的供电煤耗为

$$b_g = \frac{b_f}{1 - \frac{L_{fcy}}{100}}, \quad (3)$$

式中, b_g 为供电煤耗,g/kWh; L_{fcy} 为发电厂用电率,%。

机组供热煤耗为

$$b_r = \frac{B_b \alpha}{Q_{gr}} \times 10, \quad (4)$$

式中, b_r 为供热煤耗,g/GJ;

对于纯凝机组,可令 $\alpha=0$,由式(2)及式(3)可得:

$$b_g = \frac{B_b}{W_f \left(1 - \frac{L_{fcy}}{100} \right)} \times 10^6. \quad (5)$$

由于:

$$W_f = \frac{7 \times 4.182 \times 10^6 \times B_b \eta_b \eta_p \eta_s \eta_t \eta_m \eta_g}{3\ 600}, \quad (6)$$

式中, η_b 、 η_p 、 η_s 、 η_t 、 η_m 、 η_g 分别为锅炉效率、管道效率、蒸汽动力循环效率、汽轮机相对内效率、机械传动效率以及发电机效率。

所以式(5)又可以写为

$$b_g = \frac{123}{\eta_b \eta_p \eta_s \eta_t \eta_m \eta_g \left(1 - \frac{L_{fcy}}{100} \right)}. \quad (7)$$

由式(7)可知,影响机组煤耗的因素很多,新计

算方法需体现这些因素对煤耗影响,而不是煤耗主要受供热比的影响。

1.2 叠加折算方法

文献[6]简单介绍了叠加折算供电煤耗方法,叠加折算煤耗是指供热的抽汽或汽轮机排汽不供热,而是在汽轮机中继续做功,相当于在汽轮机输出功中叠加蒸汽做功,整个机组由供热机组转为纯凝发电机组,机组发电量为原有发电量叠加供热蒸汽的发电量,此时机组的供电煤耗与纯凝机组的供电煤耗计算方式相同:如供热机组的热负荷为民用采暖热负荷,在夏季机组停止供暖时,即为纯凝机组,其实际供电煤耗与叠加折算供电煤耗相同,可采用式(5)或式(7)计算。

假定某背压式供热机组供热抽汽量为 m_{gr} (kg/s), 汽轮机的排汽量为 m_p (kg/s), 排汽焓为 h_p (kJ/kg), 如果这部分蒸汽不供热,而是在汽轮机内膨胀做功至环境温度,那么汽轮机将多输出一部分电功率 P (kW); 如果此时汽轮机还有抽汽供热,假定抽汽供热蒸汽焓为 h_{gr} (kJ/kg), 抽汽量为 m_{gr} (kg/s), 则电功率 P 可以用下式计算:

$$P = \eta_m \eta_g [\eta_{ib} m_{gr} (h_{gr} - h_{sgr}) + \eta_{il} m_p (h_p - h_{sp})], \quad (8)$$

式中, η_{ib} 为汽轮机抽汽点以后部分及低压缸的缸效率; η_{il} 为汽轮机低压缸效率; h_{sgr} 与 h_{sp} 为定熵条件下, 抽汽及排汽膨胀到环境温度对应的水蒸气饱和压力或设计纯凝工况背压时的焓, kJ/kg。

汽轮机某级汽缸相对内效率 η_i 采用下式计算:

$$\eta_i = \frac{h_i - h_p}{h_i - h_{sp}}, \quad (9)$$

式中, h_i 为汽轮机某级汽缸进汽焓, kJ/kg。

在统计期 $[0, T]$ 内供热蒸汽多发电量为

$$W'_f = \frac{\int_0^T P dt}{3600}. \quad (10)$$

折算供电标煤耗为

$$b_{zg} = \frac{B_b}{(W_f + W'_f) \left(1 - \frac{L_{fcy}}{100}\right)} \times 10^6. \quad (11)$$

在背压式机组的实际运行过程中,通过统计机组煤耗,折算供热量及发电量,可利用式(11)计算出折算煤耗,从而对机组进行评价。

1.3 排汽焓计算方法

1.3.1 过热蒸汽

如果式(9)中汽轮机排汽背压较高,此时排汽一般为过热蒸汽,测量出排汽的压力及温度后,可查表得到其焓值,利用式(8)~(11)计算机组的折算供电煤耗。

1.3.2 湿蒸汽

如果汽轮机相对内效率较高且排汽背压较低,此时蒸汽有可能是湿蒸汽,那么其焓值无法通过查表取得,且以目前的技术水平,蒸汽湿度实时测量困难^[10-15],可以采用下列方法计算。

1) 热平衡法。由于汽轮机的排汽背压较低,蒸汽比容一般较大,因此并不适合长距离输送,因此需用凝汽器将其携带的热量换热给供暖水,供居民采暖或其他用途,如图1所示。

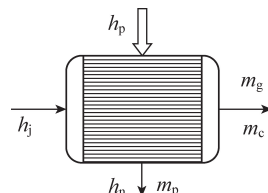


图1 凝汽器热平衡

如果该凝汽器为一简单换热器,即仅用汽轮机排汽加热供暖回水,无另外加热汽源,比如汽轮机轴封漏汽采用额外的轴封加热器进行冷却,如图2所示,则可采用热平衡法获取汽轮机的排汽焓。

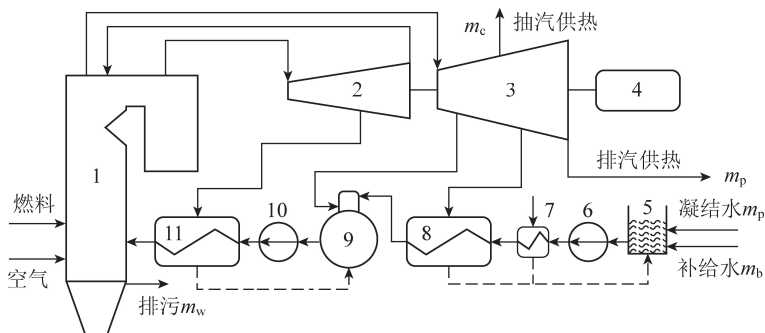


图2 背压式供热机组系统工艺

1—锅炉;2—汽轮机高压缸;3—汽轮机中低压缸;4—发电机;5—凝结水箱;
6—凝结水泵;7—轴封加热器;8—低压加热器;9—除氧器;10—给水泵;11—高压加热器

在图1中假定进入凝汽器的供暖水流量为 m_g (kg/s),入口焓为 h_j (kJ/kg),出口焓为 h_c (kJ/kg),凝结水的出口焓为 h_n (kJ/kg),忽略换热器表面散热,根据凝汽器热平衡,汽轮机排汽焓可采用下式计算:

$$h_p = h_n + \frac{m_g(h_c - h_j)}{m_p} \quad (12)$$

根据式(12),通过测量供暖水流量、进出口水温及凝结水流量和温度,即可计算出汽轮机的排汽焓。

2)近似算法。如果采暖加热汽源既有汽轮机的排汽,又有轴封漏汽等其他汽源,那么在采用热平衡方法时,由于无法确定其他汽源的加热量,式(12)并不适用,此时可适用近似算法。

如图3所示, c 为汽轮机排汽前的末级抽汽的蒸汽状态点, b 点为排汽压力下的饱和蒸汽点, $c-p$ 为 c 状态点蒸汽在汽轮机内的实际膨胀过程曲线, $c-a$ 为 c 状态点蒸汽的定熵膨胀线。由于 p 点为汽轮机排汽状态点,处于湿蒸汽区,介于 a 与 b 之间。

虽然 a 与 b 两点容易确定,但采用 a 或 b 代替 p 点进行计算会产生误差,如果利用 a 与 b 的中间点替代 p 点进行计算,误差可能会有所减小,即:

$$h_p \approx \frac{h_b + h_a}{2} \quad (13)$$

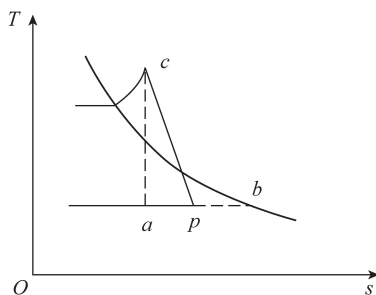


图3 汽机排汽为湿蒸汽示意

2 机组参数

式(1)~式(13)构成了完整的背压式或抽背式机组供电煤耗折算方法。对于在役机组,通过统计其发电量、煤耗、供热量、抽汽参数、汽轮机相对内效率等数据,即可对机组的煤耗进行折算,从而对背压式或抽背式机组煤耗进行合理评价。

另一方面,对于新建背压式或抽背式燃煤机组项目或纯凝改背压式供热机组项目,同样可以使用本文方法进行供电煤耗评估,从而为改造或新建机组的设备选型或采用新的节能技术提供参考依据。

表1~3给出了3台燃煤机组的设计参数^[6,16],

表4为机组的厂用电率构成情况。其中机组1为135 MW空冷纯凝循环流化床锅炉机组,机组2、3为350 MW超临界供热机组,其中机组2为工业供热机组,机组3为采暖供热机组。

表1 锅炉部分设计参数

项目	机组1	机组2、3
最大连续蒸发量/(t·h ⁻¹)	440	1 198
主汽压力/MPa	13.84	25.4
主汽温度/°C	540	571
再热汽压力/MPa	2.377	4.012
再热汽温度/°C	540	569
给水温度/°C	243.1	279.6
排烟温度/°C	126	135
锅炉热效率/%	92.15	93.10

表2 部分汽机THA工况设计参数

项目	机组1	机组2	机组3
主蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	427.50	1 136.57	1 050.00
主蒸汽压力/MPa	13.24	24.20	24.20
机组功率/MW	135.0	342.9	348.7
主蒸汽温度/°C	535	566	566
再热蒸汽温度/°C	535	566	566
再热蒸汽压力/MPa	2.334	4.362	3.948
再热蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	347.33	908.44	883.87
供热抽汽流量/(t·h ⁻¹)	—	100	100
供热抽汽压力/MPa	—	1.200	0.478
供热抽汽温度/°C	—	381	273
排汽压力/kPa	15	4.9	4.9
排汽焓/(kJ·(kg·°C) ⁻¹)	2 550.19	2 346.60	2 323.20
一级抽汽压力/MPa	3.598	7.87	6.464
一级抽汽温度/°C	360.8	395.8	366.8
二级抽汽压力/MPa	2.594	5.626	4.407
二级抽汽温度/°C	319.7	349.5	318.4
三级抽汽压力/MPa	0.706	2.099	2.193
三级抽汽温度/°C	369.2	457.7	474.8
四级抽汽压力/MPa	0.424	1.200	0.859
四级抽汽温度/°C	305.1	381.0	342.6
五级抽汽压力/MPa	0.219 0	0.5143	0.478 0
五级抽汽温度/°C	231.1	294.5	273.0
六级抽汽压力/MPa	0.067 0	0.198 4	0.188 0
六级抽汽温度/°C	132.0	195.4	175.0
七级抽汽压力/MPa	—	0.062 7	0.060 0
七级抽汽温度/°C	—	89.1	84.7
八级抽汽压力/MPa	—	0.020 2	0.021 0
八级抽汽温度/°C	—	60.3	60.4

表 3 给水泵小汽轮机设计参数

项目	机组 2	机组 3
抽汽流量/(t·h ⁻¹)	54.24	53.88
抽汽压力/MPa	1.200	0.859
抽汽温度/℃	381.0	342.6
小汽机功率/kW	11 659.3	10 494.0

表 4 机组主要辅助设备厂用电率 %

项目	机组 1	机组 2、3	备注
给水泵	2.21	—	机组 2、3 为汽动给水泵
一次风机	0.99	0.41	
送(二次)风机	0.97	0.49	
引(增压)风机	1.38	1.85	
流化风机	0.1	—	
磨煤机	0.12	0.39	机组 1 为破碎机
循环水泵	—	0.47	
空冷岛风机	1.24	—	
凝结水泵	0.15	0.21	
环保、化水、输煤等	0.62	2.09	机组 1 为炉内脱硫
合计	7.78	5.91	

假定这 3 台机组周围城镇化发展迅速,采暖面积急剧增加,采暖供水温度为 80 ℃,3 台机组需进行背压式供热改造,一方面满足周围的居民采暖需求;另一方面满足本身节能降碳、提升企业效益需要。由表 2 可知,1 号机组 6 段抽汽参数为 0.067 MPa、132 ℃,2 号机组 7 段抽汽参数为 0.062 7 MPa、89.1 ℃,3 号机组 7 段抽汽参数为 0.06 MPa、84.7 ℃,由于 0.06 MPa 对应的饱和水温度为 85.93 ℃,可将 1 号机组汽轮机 6 段抽汽后的叶片拆除,改造为背压式机组;将 2、3 号机组汽轮机 7 段后的叶片拆除,改造为抽背式供热机组。以此为例,对叠加折算煤耗方法的合理性进行验证。

表 1~4 给出了 3 台机组 THA 工况下的设计参数,以此为依据对改造后的机组供电煤耗进行预测。

3 计算过程与结果分析

3.1 计算方法

计算过程并无真实的发电煤耗及发电量,此时锅炉每小时的标煤耗量为

$$B = \frac{m_z(h_z - h_{gs}) + m_{zr}(h_{zr} - h_{zr1})}{7\,000 \times 4.1868 \times \eta_b \eta_p} \times 3\,600 \times 1\,000, \quad (14)$$

式中, m_z 为主蒸汽流量,kg/s; h_z 为主蒸汽焓,kJ/kg;

h_{gs} 为给水焓,kJ/kg; m_{zr} 为再热汽流量,kg/s; h_{zr} 为再热汽焓,kJ/kg; h_{zr1} 为汽轮机高压缸排汽焓,kJ/kg。

每小时机组的发电量为

$$W_f = m_{c1} \times (h_z - h_{c1}) + (m_z - m_{c1}) \times (h_z - h_{zr1}) + \sum_{i=3}^k m_{ci}(h_{zr} - h_{ci}) + (m_{zr} - \sum_{i=3}^k m_{ci}) \times (h_{zr} - h_p). \quad (15)$$

其中, m_{ci} 为各级抽汽流量,kg/s; h_{ci} 为各级抽汽焓,kJ/kg。各级抽汽流量可根据查机组的热平衡图或建立各级加热器的能量平衡方程式进行计算^[6]。

3.2 计算结果与分析

计算中管道效率取 99%,计算结果见表 5~7,表 5 为汽轮机各级抽汽流量计算值,表 6 为汽轮机部分缸相对内效率计算值,表 7 为煤耗计算值。

表 5 汽轮机 THA 工况下各级抽汽流量

项目	机组 1	机组 2	机组 3
一级抽汽/(kg·s ⁻¹)	4.75	19.19	18.34
二级抽汽/(kg·s ⁻¹)	13.19	35.50	23.29
三级抽汽/(kg·s ⁻¹)	3.30	10.24	16.04
四级抽汽/(kg·s ⁻¹)	3.69	50.40	22.81
五级抽汽/(kg·s ⁻¹)	5.32	10.68	39.82
六级抽汽/(kg·s ⁻¹)	5.13	12.51	11.68
七级抽汽/(kg·s ⁻¹)	—	9.93	8.62
八级抽汽/(kg·s ⁻¹)	—	8.09	7.28
排汽流量/(kg·s ⁻¹)	83.38	152.91	142.05

表 6 相对内效率计算结果

项目	机组 1	机组 2	机组 3
中低压缸效率/%	—	89.84	—
低压缸效率/%	84.24	91.52	93.80
低压缸近似效率/%	—	—	91.57

在表 5 给出的计算结果中,机组 2 与机组 3 的四级抽汽中,机组 2 的给水泵小汽轮机以及供热抽汽均来自汽轮机的四级抽汽;而机组 3 的四级抽汽中含有给水泵小汽轮机的抽汽,采暖抽汽则取自汽轮机的五级抽汽。在机组改造完毕后,机组 1 的 6 级抽汽、机组 2 与机组 3 的 7、8 级抽汽都将与汽轮机排汽一起参与供热。

在表 6 给出的相对内效率计算结果中,由于机组 2 的工业抽汽是从中压缸中抽出,因此在折算抽汽发电量时,需考虑把中压缸抽汽点后的部分及低压缸效率,因此在表 6 中是低压缸效率;另一方面,由于机组 3 的七级抽汽为湿蒸汽,根据热平衡图可以确定其抽汽焓,但如果是运行中,则需进行近似计算,因此以式(13)进行焓值近似计算时,可得到低

表7 煤耗计算结果

项目	机组1	机组2	机组3
纯凝状态发电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	325.02	283.98	275.16
纯凝状态供电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	352.44	301.82	292.44
背压时发电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	152.99	158.38	165.47
背压时供电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	165.90	168.32	175.87
背压近似发电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	—	—	163.95
背压近似供电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	—	—	174.25
折算发电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	323.35	285.48	276.35
折算供电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	350.63	303.41	293.71
折算近似发电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	—	—	278.41
折算近似供电煤耗/(g·kWh ⁻¹)	—	—	295.90

压缸的近似效率。

表7给出了3台机组不同工况下煤耗计算结果,可知机组1在纯凝工况下,发电煤耗为325.02 g/kWh,在背压供热工况下,按标准DL/T904计算出的发电煤耗为152.99 g/kWh,按本文给出的叠加折算方法为323.35 g/kWh,与纯凝工况下的煤耗相差不足2 g/kWh。另一方面,比较机组1~3在背压状态下的发、供电煤耗,三者大致相当,在目前计算方法下,供热量很大时,机组的发、供电煤耗的计算结果会一定程度上掩盖锅炉效率、汽机效率等因素的影响。通过对比3台机组纯凝状态下的发、供电煤耗与折算发、供电煤耗值可知,机组1的发电煤耗与供电煤耗均远高于机组2、3,机组1容量较小、参数较低,锅炉效率、汽机热耗以及厂用电率均比机组2、3低,所以煤耗较高,说明影响纯凝发电机组煤耗的因素在纯凝状态下的煤耗与折算煤耗里面均可以得到较好的体现,而不会因供热量太大而掩盖了其他影响因素。

在表7中由于机组3的七级抽汽排汽为湿蒸汽,在计算机组3的煤耗时,既计算了按热平衡图中的煤耗又计算近似值,从计算结果看,背压近似发电煤耗与实际值的差异不足2 g/kWh,折算发电煤耗值与近似值差异约为2 g/kWh,相对误差不足1%,因此无论是折算结果还是近似结果,均较能反映机组的真实能效水平。

综上,由于机组1的参数较低,机组发电量小,改背压之后,热电比大,所以背压工况下的煤耗最小,但该煤耗不能真实反映该机组的实际技术水平或管理水平高于机组2、3,从折算发电煤耗上看,机组1远高于机组2、3,较符合实际情况。

4 结 语

由前文计算与分析结果可知,纯凝机组改背压式机组后,供热叠加煤耗与之前纯凝工况煤耗间的差异不超过2 g/kWh。另一方面,对于排汽为湿蒸汽的背压式机组,采用排汽焓的近似值进行折算,其结果与真实值折算结果相差也不足2 g/kWh,相对误差小于1%。因此,该叠加折算煤耗的方法基本可反映机组真实的能耗水平,能够用于评价背压式机组或抽背式机组的煤耗评价。

参考文献:

- [1] 董青,王兴武,张照彦.火电厂节能评价指标体系研究[J].中国电力教育,2011(9):56-57.
- [2] 庞乐,王宝玉,黄立彬.热、电负荷分配的经济效益分析[J].中国电力,2016,49(4):131-133,140.
- [3] 张东.热电联产机组供热煤耗计算方法分析[J].华电技术,2013,35(7):44-46.
- [4] 萧云志.采用“名义发电量”的方法计算供热机组的煤耗率[J].热力发电,2005,34(5):61-62.
- [5] 李斌,胡楠,杜艳玲.基于热经济学结构理论的热电联产机组煤耗计算[J].汽轮机技术,2014,56(2):137-140,106.
- [6] 李建锋,吕俊复,论立勇,等.燃煤热电联产机组性能评价方法研究[J].中国科学:技术科学,2017,47(1):60-70.
- [7] 陆群.大型汽轮机抽汽采用背压式汽轮机供热技术经济效益评价[J].电工技术,2021,(23):185-187.
- [8] 罗方,宋风强,侯明军,等.超临界再热型双抽背压式汽轮机运行策略[J].东方电气评论,2021,35(1):40-44.
- [9] 郑之民.330MW机组不同供热方式下的经济性分析[J].发电设备,2021,35(2):145-148.
- [10] BAILY F G, COTTON K C, SPENCER R C. Predicting the performance of large steam turbine - generators operating with saturated and superheated steam conditions [C]//Proceeding of the American Power Conference, 1967:25-27.
- [11] 韩中合,张淑娥,田松峰,等.汽轮机排汽湿度谐振腔微扰测量法的研究[J].中国电机工程学报,2003,23(12):199-202.
- [12] POVAROV O A, FELDBERG L A, SEMENOV V N, et al. Measurement of the droplet size and the wetness of the steam in the turbine by the spectral transparency method[J].Thermal Engineering, 2000, 11:991-996.
- [13] 杨涛,胥建群,张赞,等.电站汽轮机低压缸排汽焓近似计算模型研究[J].热力透平,2013,42(1):30-34.
- [14] 张弘,蔡小舒,王夕华.汽轮机内湿蒸汽实验测量技术现状[J].热力透平,2007,36(1):1-7.
- [15] 李建锋,李斌,吕俊复.一种蒸汽湿度测量装置及其性能分析[J].热力发电,2011,40(11):33-37.
- [16] 李斌,李建锋,盛建华,等.提高135 MW循环流化床锅炉机组效率的焓分析[J].热力发电,2012,41(10):13-17.