

# 节能量计算的第二定律方法及其应用

周少祥<sup>1</sup>, 刘玉梅<sup>2</sup>, 孔维盈<sup>1</sup>, 刘浩<sup>1</sup>

(1. 华北电力大学 能源动力与机械工程学院 北京 102206; 2. 北京兴油工程项目管理有限公司 北京 100080)

**摘要:** 鉴于第一定律的节能分析方法存在的问题, 本研究基于热力学第二定律, 推导出节约能量计算的一般化方法, 从热力学实质上揭示节约能量正比于节能技术改造带来的能源利用系统总熵产的减少。针对火电机组, 给出了系统总熵产计算模型。以输入燃料一定为条件, 推导出超超临界机组锅炉烟气余热回收用于加热凝结水的节约能量计算公式, 进一步揭示机组总熵产的减量正比于总热损失的减量, 这意味着基于热力学第二定律的节能量计算和审计可以通过改造前后的系统总体热平衡分析进行, 案例分析验证了本研究提出方法的正确性和实用性。

**关键词:** 节能; 熵产分析; 余热利用; 单耗分析

中图分类号: TK115 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.04.003

## 引言

根据基于热力学第二定律的单耗分析理论<sup>[1-6]</sup>, 造成燃料消耗或产品燃料单耗增大的根本原因在于能源利用过程的不可逆性。因此, 节能的根本措施在于减小系统的不可逆性, 节约能量的大小应与节能改造前后系统熵产的减小直接相关。然而, 目前国家法定的节约能量计算方法是基于热力学第一定律的, 简单地以节约能量的绝对量进行计算。但是根据第二定律, 不同品质热量的使用价值是不同的, 以绝对量计算节约能量不符合热力学第二定律, 这一问题阻碍着国家节能减排事业的健康发展。本研究在前期工作的基础上, 探讨基于热力学第二定律的一般化节约能量计算方法, 拟为节能技术改进的科学评价提供技术支撑。

## 1 节能评价的热力学第二定律方法

单耗分析理论是华北电力大学宋之平教授提出

的<sup>[1]</sup>, 经过多年的发展, 已成为一套完整的评价体系<sup>[2-5]</sup>。这一理论方法告诉我们, 对于一定产品产量  $P$  的生产, 如果所消耗的燃料量为  $B$  kg 标准煤, 则有如下焓平衡方程式:

$$B \cdot e_f = P \cdot e_p + \sum I_{ri} \quad (1)$$

式中:  $B$ —燃料消耗量, kg 或 kg/s;  $e_f$ —燃料比焓, kJ/kg; 根据热力学原理, 取值标准煤的理论最大发电量, 即  $e_f = \Delta h_{1s}^0 / 3600 = 29307 / 3600 = 8.141$  kW·h/kg;  $P$ —产品产量。对于火电厂, 产品  $P$  为机组供电量  $W$ , kW 或 kW·h, 对于电厂锅炉, 产品  $P$  为锅炉热负荷  $Q_b$ , kW 或 GJ/h 等;  $e_p$ —产品比焓, 对于火电厂的供电量  $W$ , kW 或 kW·h, 其比焓的量纲是 kW/kW 或 (kW·h)/(kW·h), 对于电厂锅炉热产品 GJ/h, 其比焓的量纲可以是 (kW·h)/GJ;  $I_{ri}$ —第  $i$  种不可逆损失, kW 或 kW·h 等。

式(1)两边同除 ( $P \cdot e_f$ ), 得能源利用系统的单耗分析模型:

$$b = b^{\min} + \sum b_i \quad (2)$$

式中:  $b^{\min} = e_p / e_f$ —理论最低燃料单耗, kg/(kW·h) 或 kg/GJ 等;  $b_i = I_{ri} / (P \cdot e_f)$ —系统内某环节设备焓耗引起的附加燃料单耗, kg/(kW·h) 或 kg/GJ 等。

一个能源利用系统节能技术改进的节能量计算可以通过定产品产量(输出一定)开展, 也可以通过定燃料输入开展。根据式(1), 在相同燃料输入  $B$  kg/s 标准煤的条件下, 节能技术所带来的产品产量的增量为:

$$\Delta P = - \frac{\sum \Delta I_{ri}}{e_p} \quad (3)$$

而在产品产量  $P$  不变的条件下, 则由式(2)可得产品燃料单耗的减量为:

收稿日期: 2015-11-03; 修订日期: 2015-12-30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51376059)

作者简介: 周少祥(1963-), 男, 湖北武汉人, 华北电力大学教授。

$$\Delta b = \sum \Delta b_i = \frac{\sum \Delta I_{ri}}{P \cdot e_f} \quad (4)$$

因此, 系统节煤量为:

$$\Delta B = \sum \Delta b_i \cdot P = \frac{\sum \Delta I_{ri}}{e_f} \quad (5)$$

显然, 式(3)和式(5)是适合于任何能源利用系统实施节能技改之节能量计算的一般化方法。

文献[1~6]介绍了单耗分析理论及计算方法。由于能源系统种类繁多、流程复杂, 其子系统或热力过程相互耦合和影响, 某一局部的节能改造可能对系统全局产生影响, 因此要准确计算节能量, 一般需进行全面的计算分析。但对于一些特定的系统工艺流程, 学者们发展了一些以局部计算替代全局计算的方法, 如已成为电厂热力系统分析中常常用到的“等效热降”等<sup>[7]</sup>, 以使计算得以简化。

根据热力学原理, 热力过程的不可逆损失与熵产的关系(Gouy-Stodla公式)<sup>[8]</sup>为:

$$I_r = T_{en} S_{gen} \quad (6)$$

式中:  $T_{en}$ —环境参考态的绝对温度, K;  $S_{gen}$ —热力过程的熵产, kW/K。

显然, 可以通过分析节能改造前后熵产的变化来计算节能量。根据热力学第二定律, 对任一稳态热力系统, 流出系统的工质熵之和为  $\sum S^{out}$  kW/K, 进入系统的工质熵之和为  $\sum S^{in}$  kW/K, 系统与外界交换热量的熵流之和为  $\sum \int_Q \delta Q/T$  kW/K, 则系统熵产为:

$$\sum S_{gen} = \sum S^{out} - \sum S^{in} - \sum \int_Q \frac{\delta Q}{T} \quad (7)$$

由于热力系统的不可逆因素种类很多, 因此上式计算的是系统内部各种不可逆因素导致的熵产之和。如果系统余热或热损失  $\sum Q_{hl}$  排出系统进入环境, 会导致环境熵增  $\sum Q_{hl}/T_{en}$ , 因此针对能源利用, 系统熵产分析应考虑这部分热量造成的环境熵增。

$$\sum S_{gen}^{sam} = \frac{\sum Q_{hl}}{T_{en}} - \sum \int_Q \frac{\delta Q_{hl}}{T} \quad (8)$$

显然, 节能的实质是使能源利用系统的总熵产降低, 节能量正比于系统熵产的减量。由于能源利用系统种类繁多、工艺流程及复杂程度相差很大, 局

部子系统的改造或多或少会影响系统全局。因此, 应根据系统具体工艺流程, 分析节能改造的影响范围, 在热平衡分析计算的基础上, 开展系统熵平衡分析, 从而定量计算节能量。

热力系统动力消耗(如泵与风机和发电机损耗及机械损耗等)造成的熵产可以用下式计算。

$$\sum S_{gen}^{sam} = \frac{W}{T_{en}} \quad (9)$$

## 2 火电机组总熵产模型

应用式(7)~式(9)开展火电机组热力系统的熵产分析, 得机组总熵产为:

$$\begin{aligned} \sum S_{gen}^{total} = & (S_{en_g}^{out} - S_{en_a} - S_f) + \frac{1}{T_{en}}(Q_2 + Q_3 + Q_4 \\ & + Q_5 + Q_6) + \frac{1}{T_{en}}(\sum Q_{hl,tu} + \sum Q_{hl,h} + \sum Q_c) \\ & + \frac{1}{T_{en}}(W_m + W_g + \sum W_{tp}) \end{aligned} \quad (10)$$

式中:  $S_{en_g}^{out}$ —环境温度压力下的烟气熵, kW/K;  $S_{en_g}^{out} = M_g s_{en_g}^{out}$ , 其中  $M_g$  和  $s_{en_g}^{out}$ —烟气质量流量, kg/s 和环境温度下烟气比熵, kJ/(kg·K) (烟气比熵按理想气体混合物计算);  $S_{en_a} = \sum M_{i,a} s_{en_a}$ —环境温度压力下空气熵, kW/K; 其中  $\sum M_{i,a}$  和  $s_{en_a}$ —助燃剂-空气的质量流量, kg/s 和环境温度下空气比熵, kJ/(kg·K) (空气比熵按理想气体混合物计算);  $S_f$ —锅炉输入燃料熵, kW/K。考虑燃料未完全燃烧因素, 锅炉输入燃料熵近似用下式计算。

$$S_f = B(1 - q_3 - q_4) s_f \quad (11)$$

式中:  $s_f$ —标准煤比熵, 以石墨 C 在环境温度下的比熵计算, 即  $s_f = 0.478$  kJ/(kg·K)<sup>[8]</sup>;  $Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$ —锅炉排烟热损失、气体不完全燃烧损失、固体不完全燃烧损失、锅炉散热损失及炉渣物理显热损失, kW;  $q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$ —以百分数计算的热损失, %;  $\sum Q_{hl,tu}, \sum Q_{hl,h}$ —管道散热损失之和回热加热器散热损失之和, kW;  $\sum Q_c$ —进入凝汽器各股汽流、疏水造成的冷源损失之和, kW。用下式计算:

$$\begin{aligned} \sum Q_c = & D_c(h_c - \bar{t}_{cn}) + D_{lt}(h_{c,lt} - \bar{t}_{cn}) + D_{sz}(h_{sz} \\ & - \bar{t}_{cn}) + D_{sgh}(h_{sgh} - \bar{t}_{cn}) + D_{c,sg}(h_{c,sg} - \bar{t}_{cn}) \end{aligned} \quad (12)$$

式中:  $W_m, W_g$ —机组机械损失、电机损失, kW;

$\sum W_{tp}$ —厂用电之和 kW。

能源利用系统总熵产计算不能仅仅在系统内部开展,还需考虑系统对环境的影响。对于锅炉,其排烟温度远高于环境温度,烟气余热还会造成环境的熵增,因此,总熵产分析必须考虑这一不可逆性。另外,对于锅炉等燃料直接燃烧利用设备,其燃料、空气及烟气输运也存在着阻力造成的不可逆损耗,也需开展其熵产分析。但这会大大增加问题的复杂性,我们完全可以假定燃烧过程是在等压下进行的,而应用所消耗的输运电耗(厂用电)计算其熵产,使问题大大简化。

### 3 实例分析

对于产品为电量的燃煤电厂热力系统,电的比焓  $e_p = 1 \text{ kW} \cdot \text{h} / (\text{kW} \cdot \text{h})$ 。对于输入燃料一定的条件下,根据式(3),电量的增量正比于不可逆损失的减小。

$$\Delta W = - \sum_1^N \Delta I_{ri} = - T_{en} \sum_1^N \Delta S_{gen i} \quad (13)$$

式中:  $N$ —机组不可逆因素数目之和,视系统流程、参数监测及热力计算等条件决定。

根据电厂热力系统的常规热力学分析,电厂节能改造往往引起全厂热力系统参数发生变化,因此结合式(13)和式(10),就可以开展机组任何节能改造的节能量计算。

锅炉烟气余热用于加热机组凝结水在不少火电厂得到工程应用,这一节能改造技术的节能量也可以通过考虑由于余热进入热力系统而造成汽轮机变工况运行的改进等效热降方法进行计算<sup>[9]</sup>,结果与基于热力学第二定律的余热资源定量分析方法符合<sup>[6]</sup>。

这里应用基于热力学第二定律的一般化节能量计算方法,对锅炉烟气余热用于加热机组凝结水所带来的节能量进行计算。锅炉烟气余热利用,使其排烟热损失  $Q_2$  减小。回收的余热  $q_w$  用于加热机组凝结水,替代第  $z-1$  级回热加热器,使这部分回热抽汽在汽轮机中膨胀做功,从而达到节能的目的,如图1所示。为便于计算,假定机组输入燃料、工质进出锅炉参数、汽轮机进汽量及排汽压力一定。余热利用导致回热抽汽减少,可以增加机组发电量;但是根据弗留格尔公式,凝汽流量增大,在背压不变

的情况下,抽汽点压力会随之升高,从而造成其上游汽轮机机组蒸汽膨胀不足,在一定程度上会减小机组发电量。这一变化目前并没有合适的方法计算,文献[9]对此进行了探讨分析。事实上,由于至第  $z-1$  级回热抽汽口的汽轮机通流流量不变,因此可以假定此时上游汽轮机机组熵产不变,即抽汽点熵不变;由于抽汽份额变化相对于汽轮机通流流量比较小,因此可以假定下游机组相对内效率不变,从而可以确定各股工质的热力学参数,如图2所示。基于上述分析,可以开展机组热平衡分析和熵平衡分析<sup>[9]</sup>。

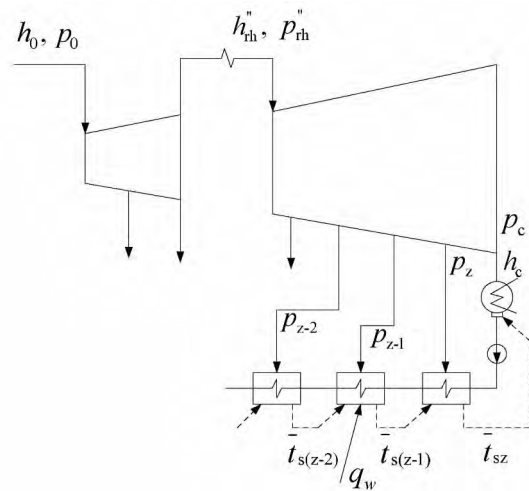


图1 锅炉烟气余热引入热力系统示意图  
Fig. 1 The diagram of utilizing boiler flue gas residual heat

图中:  $p$ —压力, kPa;  $h$ —比焓, kJ/kg;  $s$ —比熵, kJ/(kg·K);  $q_w$ —回收的余热, kW;  $t_s$ —疏水比焓, kJ/kg。角标  $z$ —回热加热器级数; 0—主蒸汽; c—凝汽; ''<sub>rh</sub>—再热热端。

显然,锅炉烟气余热进入热力系统之后,还使进入凝汽器各股工质的参数和流量发生变化,即机组冷源损失之和  $\sum Q_c$  发生变化。另外由于锅炉房与汽机房有一定距离,需要设置凝结水增压泵,将凝结水送至锅炉低温省煤器并返回;冷源损失变化,需调整循环泵流量,因此机组厂用电会由此增大。因此,仅锅炉排烟热损失  $Q_2$ ,冷源损失  $\sum Q_c$  以及机组厂用电变化  $\sum W_{tp}$ 。于是,式(10)应用于机组此项节能技术改造,其总熵产及供电量变化可以用下列公

式计算。

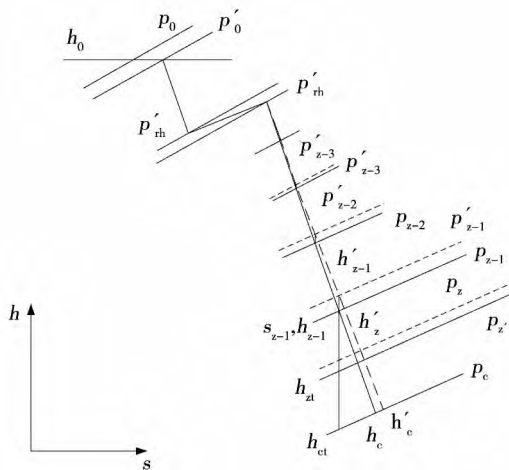


图 2 汽轮机热力过程线图

Fig. 2 The turbine thermodynamic process line

图中:  $'_{rh}$ —再热冷端;  $t$ —定熵膨胀过程;  $'$ —改造后。

$$\sum_1^N \Delta S_{gen i} = \frac{1}{T_{en}} (\Delta Q_2 + \Delta \sum Q_c + \Delta \sum W_{ip}) \quad (14)$$

$$\Delta W = - T_{en} \sum_1^N \Delta S_{gen i} = - (\Delta Q_2 + \Delta \sum Q_c + \Delta \sum W_{ip}) \quad (15)$$

根据式(14)可知,系统总熵产的减量正比于系统总热损失的减量;根据式(15)可知,节能量计算可以通过改造前后系统的热平衡分析得到,这为开展基于热力学第二定律的节能量计算和审计提供了

方便。同时也告诉我们,电站锅炉烟气余热利用的节能量计算,不能只在锅炉系统内进行,否则会导致错误的结果。

对于某 1 000 MW 超超临界机组,额定工况下的主蒸汽压力 25 MPa,温度 600 °C;再热蒸汽压力 4.63 MPa,再热热端蒸汽温度 600 °C;排汽压力 0.004 9 MPa,排汽焓 2 342.91 kJ/kg;给水温度 299.5 °C。锅炉热效率 94%,对应的排烟温度 124 °C。循环泵采用两泵一机运行方式,循环泵单泵流量 15.8 m<sup>3</sup>/s,扬程 0.161 MPa,循环泵效率 88%。假定凝结水送至低温省煤器及返回热力系统所需扬程 0.25 MPa,泵效率 82.5%,凝结水质量流量 573.972 kg/s。

表 1 给出了该机组实施烟气余热加热凝结水的节能改造后,汽轮机热力系统的凝汽汽流、抽汽压力及抽汽比焓的变化数据。

在利用式(13)的过程中,需要计算厂用电增量。对于余热利用来说,其对厂用电的影响主要是循环泵、凝结水增压泵以及引风机的动力消耗,可通过系统参数进行估算。循环泵功耗增量为 714.20 kW,凝结水增压泵功耗为 173.93 kW;因增设低温省煤器增加的烟气阻力与烟温降低使引风机入口烟气比容的降低对引风机功耗的影响有相互抵销的作用,因此这里忽略引风机功率变化。通过表 1 以及文献[9]的相关数据计算结果,可以计算改造前后凝汽流量变化(如表 2 所示)、排烟热损失和冷源损失的变化,从而计算出系统不可逆损失、熵产变化及节能量,如表 3 所示。

表 1 余热进入第 z-1 级加热器的参数变化<sup>[9]</sup>

Tab. 1 The parameter changes of the z-1th heater after utilizing residual heat

级数	抽汽焓/kJ·kg <sup>-1</sup>		疏水温度/°C		凝汽流量/kg·s <sup>-1</sup>		抽汽压力/kPa	
	额定值	增量	额定值	增量	额定值	增量	额定值	增量
5	2 879.9	0.01	107.3	0.07	506.5	0.02	259.0	0.01
6	2 744.2	0.34	86.2	1.00	486.0	0.96	125.2	0.25
7	2 620.9	6.63	66.3	0.01	468.5	18.42	57.2	2.25
8	2 504.8	5.78	39.7	0	444.2	17.59	24.6	0.97
排汽	2 341.9	1.51	-	-	444.2	17.59	4.9	-

文献[9]通过电厂热力系统的热平衡分析计算得到的机组电量增量是 3.350 MW,与本研究应用一般化节能量计算方法得到的 3.325 8 MW 电量增

量之间的绝对误差为 24.2 kW,相对误差为 0.7%,二者互为印证。

在燃料输入一定的条件下,如果节能改造增加

了发电量,则排放到环境中的余热总量必然减少。本研究实例分析中,烟气余热利用减小了锅炉排烟热损失,这一部分热量的小部分转化成汽轮机发电量的增量(节能量);大部分则随增大的汽轮机凝汽流量进入凝汽器,转化为机组的冷源损失;与此同时,还会增加机组厂用电(由于凝结水增压、循环水流量等增大造成)。显然,节能量是3者的代数和。

表2 凝汽流量变化

Tab.2 The condensing flow changes

	改造前	增量
排汽量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	444.183	17.59
进入凝汽器的疏水等汽流之和/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	85.76	-17.59

表3 不可逆损失变化

Tab.3 The irreversible loss changes

	熵产/ $\text{kW} \cdot \text{K}^{-1}$		不可逆损失/ $\text{kW}$	
	改造前	增量	改造前	增量
厂用电及变化 $\sum W_p$	19.39	2.98	5 781.4	888.1
排烟热损失及变化 $Q_2$	343 266.40	-142.49	102 344 877.1	-42 482.04
冷源损失及变化 $\sum Q_c$	8.64	128.35	2 576.1	38 268.04
总计	343 294.43	-11.15	102 353 234.6	-3 325.8

### 5 结论

基于热力学第二定律,节能改造的节能量正比于改造前后系统总熵产的减量。某一节能技术改造的实际节能量计算模型,要结合具体能源利用系统及其运行方式具体化,以便于实际应用。节能量计算可以通过能源利用系统完整的热平衡分析进行,这为开展基于热力学第二定律的节能量审计和计算提供了方便,为推进第二定律方法的工程应用创造了条件。

#### 参考文献:

[1] 宋之平. 单耗分析的理论 and 实施[J]. 中国电机工程学报. 1992年. 12(4): 15-21.  
SONG Zhi-ping. Consumption rate analysis: theory and practice [J]. Proceedings of the CSEE, 1992, 12(4): 15-21.

[2] 周少祥, 宋之平. 论能源利用的评价基准[J]. 工程热物理学报. 2008, 29(8): 1267-1271.  
ZHOU Shao-xiang, SONG Zhi-ping. On evaluation reference of energy utilizations [J]. Journal of Engineering Thermophysics. 2008, 29(8): 1267-1271.

[3] 周少祥, 姜媛媛, 胡三高, 等. 单耗分析理论与超(超)临界机组炉参数匹配问题研究[J]. 工程热物理学报, 2009年, 30(12): 1995-1998.  
ZHOU Shao-xiang, JIANG Yuan-yuan, HU San-gao, et al. Theory of fuel specific consumption analysis and thermo-dynamic parameter matching of boiler and turbine of SC or USC units [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2009, 30(12): 1995-1998.

[4] 周少祥, 姜媛媛, 吴智泉, 等. 电厂锅炉单耗分析模型及应用[J]. 动力工程学报, 2012年, 32(1): 59-65.  
ZHOU Shao-xiang, JIANG Yuan-yuan, WU Zhi-quan, et al. The model and its application of fuel specific consumption analysis for power boiler [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2012, 32(1): 59-65.

[5] 周少祥, 胡三高, 宋之平, 等. 单耗分析理论与能源利用的效率问题[J]. 中国能源, 2008年, 30(2): 42-44.  
ZHOU Shao-xiang, HU San-gao, SONG Zhi-ping, et al. Specific fuel consumption analysis and efficiencies of energy utilizations [J]. China Energy, 2008, 30(2): 42-44.

[6] 周少祥, 邹文波, 胡三高, 等. 基于热力学第二定律的余热资源定量分析方法[J]. 动力工程学报, 2013年, 33(10): 803-805.  
ZHOU Shao-xiang, ZOU Wen-bo, HU San-gao, et al. The quantitative method of waste heat resource based on the second law of thermodynamics [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2013, 33(10): 803-805.

[7] 林万超. 火电厂热系统节能理论[M]. 西安交通大学出版社. 1994年: 266p.  
LIN Wan-chao, Energy-saving theory of thermodynamic system of coal-fired power plant [M]. Xi'an Jiaotong University Press, 1994: 266p.

[8] 宋之平, 王加璇. 节能原理[M]. 中国电力出版社. 1985年: 395p.  
SONG Zhi-ping, WANG Jia-xuan, Energy-saving principle [M]. China Electric Power Press, 1985: 395p.

[9] 刘浩, 周少祥, 胡三高, 等. 余热引入电厂热力系统的热经济性分析方法[J]. 动力工程学报, 2014年, 33(5): 411-415.  
LIU Hao, ZHOU Shao-xiang, HU San-gao, et al, The thermal-economic analysis method of power plant thermal system combining residual heat [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 33(5): 411-415.

[10] 曾丹苓, 敖越, 朱克雄, 等. 工程热力学[M]. 人民教育出版社. 1980年, 543p.  
ZENG Dan-ling, AO Yue, ZHU Ke-xiong, et al. Engineering thermodynamics [M]. People's education press, 1980: 543p.

[11] 郑体宽. 热力发电厂[M]. 中国电力出版社. 2008年: 367.  
ZHENG Ti-kuan. Thermal power station [M]. China Electric Power Press, 2008: 367.

(姜雪梅 编辑)

ses gradually. A smaller transducer radius results in a larger sound field distribution and descaling scope. As transducer radius increases ,the effective descaling scope gradually focuses on the area perpendicular to transducer center. When ultrasound transducer radius is 50mm ,the descaling efficiency at the area perpendicular to transducer ultrasound center reaches the maximum of 95.56% . **Key words:** ultrasonic ,descaling ,ultrasound transducer ,radius

节能量计算的第二定律方法及其应用 = **An Energy-saving Calculation Method Using the Second Law of Thermodynamics and its Applications** [刊 汉]ZHOU Shao-xiang ,KONG Wei-ying ,LIU Hao( School of Energy , Power and Mechanical Engineering ,North China Electric Power University ,Beijing ,China ,Post Code: 102206) , LIU Yu-me( Beijing Xing You Engineering Project Management Co. ,Ltd ,Beijing ,China ,Post Code: 100080) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31( 4) . -12 ~ 16

In view of the problems related to the energy conservation analysis using the first law of thermodynamics ,a general method of energy-saving calculation was deduced based on the second law of thermodynamics in this paper. It was demonstrated that the energy-saving is essentially proportional to the reduction of the total entropy production from the improved energy utilization system. Specifically for the thermal power unit ,the corresponding calculation model of the total entropy production was given. For an ultra-supercritical unit with constant fuel input ,the calculation formula of energy-saving through reusing the exhaust waste heat to heat the condensed water was deduced ,and it further showed that the reduction of the total entropy production of the unit is proportional to the reduction of the total heat loss. It implies that the energy-saving calculation based on the second law of thermodynamics can be made through comparing the overall thermal balances of the system before and after the energy-saving improvement is applied. Case analyses have verified the validity and the practicability of the method proposed. **Key words:** energy-saving ,entropy production ,waste heat utilization ,fuel specific consumption analysis

气固两相流中 90° 竖直弯管肋条防磨的数值试验研究 = **Numerical Simulation for Protecting 90° Vertical Elbows from Erosion in Gas-particle Flow by Adding Ribs** [刊 汉]GUO Ren-ning ,ZHAO Li-zhu ,MA Ye ,DU-AN Le-le ( Liaoning Technology University ,Mechanical Engineering ,Fuxin ,Liaoning ,China ,Post Code: 123000) //