基于品位耦合的光煤互补发电系统集成理论分析

王瑞林^{1,2}, 孙杰^{1*}

1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学, 北京 100049

* 联系人, E-mail: sunjie@mail.etp.ac.cn

2016-12-05 收稿, 2016-12-27 修回, 2016-12-29 接受, 2017-03-22 网络版发表

国家重点基础研究发展计划(2015CB251505)和国家自然科学基金(51406205)资助

摘要 光煤互补发电系统是一种将聚光太阳能与化石燃料化学能相结合的互补发电系统. 已有光煤互补发电系统研究多为针对具体互补形式或具体光煤互补电站的案例研究, 目前尚缺乏统一性的理论. 本研究摆脱具体互补形式的限制, 基于品位耦合思想, 对光煤互补发电系统整体建模并进行统一性理论分析, 提出了更为合理的光煤互补发电系统统一评价标准——节煤系数, 并获得了适用于各类互补形式的统一理论表达式. 该表达式指出了不同光煤互补发电系统间的联系与区别, 揭示了节煤系数的“叠加效应”. 通过对表达式的详尽分析, 明确了太阳能投入份额和太阳能集热品位同工质品位的匹配程度为节煤系数的主要影响因素. 研究结果对于光煤互补电站设计以及各类燃煤电站的光煤互补改造均具有重要的理论指导意义.

关键词 光煤互补, 节煤系数, 太阳能份额, 品位耦合

随着经济发展和人口增多, 世界能源需求与日俱增. 在可预见的将来, 化石能源消耗仍将占据人类能源消耗总量的80%左右^[1]. 化石能源过量消耗造成的环境问题日益严重. 在此背景下, 太阳能作为一种清洁无污染且储量巨大的可再生能源, 受到了人们的广泛关注. 然而, 受制于太阳能自身的低能量密度和周期性波动等特点, 目前单一太阳能发电系统与常规燃煤发电系统相比存在投资成本高(20000~40000 Yuan/kW)^[2]和年均发电效率低(15%左右)^[3]等问题.

将太阳能与常规燃煤发电系统相结合的光煤互补发电技术被认为是最经济和低风险的太阳能热发电技术之一, 具有以下显著优势^[4]: (1) 较之单一燃煤发电系统和单一太阳能发电系统, 光煤互补系统具有更高的热效率和烟效率; (2) 依托现有燃煤电站的高效率机组, 可实现太阳能的高效经济以及低成

本利用; (3) 光煤互补技术应用范围广泛, 既可应用于新建电站, 也可应用于已有电站的改造; (4) 光煤互补系统中太阳能部分无需全天运行, 无需配备储能子系统; (5) 光煤互补发电系统中太阳能份额可根据实际情况灵活调节; (6) 光煤互补发电系统将可再生能源和传统能源行业连接起来, 有利于可再生能源的推广和利用; (7) 低温太阳能集热器及平板集热器等各类集热器都可应用于光煤互补发电系统中, 从而开辟太阳能集热器应用新领域.

20世纪70年代, Zoschak和Wu^[5]首次提出了光煤互补发电系统的概念, 并对太阳能替代回热抽汽及锅炉内各部件的系统方案进行了热力学性能分析. Ying和Hu^[6]从热力学方面指出了太阳能替代回热抽汽发电系统与单一太阳能发电系统相比的优势. Hu等人^[4]针对所构建的模型, 从热力学第一和第二定律角度详细分析了光煤互补发电系统的优点. Popov^[7]使用

引用格式: 王瑞林, 孙杰. 基于品位耦合的光煤互补发电系统集成理论分析. 科学通报, 2017, 62: 2564–2576

Wang R L, Sun J. Theoretical analysis of integration of solar-coal hybrid power generation system based on energy level coupling (in Chinese). Chin Sci Bull, 2017, 62: 2564–2576, doi: 10.1360/N972016-01340

THERMOFLEX软件, 比较了多种光煤互补布置方式, 指出太阳能替代高压回热加热器为效率最高的布置方案. Suresh等人^[8]从能量、烟、环境和经济4个方面(4E)对光煤互补发电系统进行了分析, 并指出了利用太阳能替代抽汽系统方案的经济性优势. Zhai等人^[9]针对某600 MW电站光煤互补前后进行了热力学第一及第二定律的比较分析. Zhao等人^[10]基于光煤互补燃煤发电系统, 提出了一种新的二氧化碳捕集方法并进行了相关讨论. Peng等人^[11]针对某330 MW电站进行了变工况分析, 揭示了光煤互补发电系统的全年变工况特性. Yang等人^[12]以200 MW电站的光煤互补改造为例, 指出了不同光煤互补形式在热效率等性能指标上的优势. Wu等人^[13]针对不同镜场面积、储能规模及负荷条件下的光煤互补电站全年表现进行了分析, 并指出适当规模的储能子系统有利于光煤互补电站在变负荷条件下的稳定运行.

另一方面, 能的品位 A 是用来评价某种形式的能量转化为有用功能力的大小^[14]. 品位概念由日本Ishida教授^[15]于1982年提出, 具体定义为能量转换过程中焓变化量 ΔE 和能量变化量 ΔH 的比值 ($A = \Delta E / \Delta H$). 能量释放侧及接受侧的品位变化即反映了该过程中焓的相对变化. 释放侧和接受侧品位之差即反映了该过程驱动势差. 品位耦合的分析方法可从本质上揭示能量的传递和转化过程中焓的利用、损失与匹配特性, 借此可实现对光煤互补发电系统的优化集成. Hong等人^[16]应用品位耦合的分析方法对某光煤互补电站进行了分析, 揭示了太阳能替代回热抽汽在效率和经济性上的优势. Peng等人^[17]通过对某330 MW电站的品位耦合分析, 揭示了光煤互补发电系统的焓损失分布.

现有光煤互补发电系统研究主要集中于太阳能替代回热抽汽方式^[4,6-9,11-13]. 随着塔式等高温太阳能集热技术日趋成熟, 太阳能替代锅炉内各部件的条件逐渐具备, 但该方面研究相对较少. 已有光煤互补发电系统研究多为针对具体互补形式或光煤互补电站的案例型研究, 缺乏对光煤互补方式的统一性理论分析. 本研究欲摆脱具体互补形式和具体部件的制约, 基于品位耦合思想, 对光煤互补发电系统进行以下理论分析: 对光煤互补形式进行归纳总结; 确立光煤互补发电系统性能的统一评级标准并得到相应表达式; 明确影响光煤互补发电系统性能的主要因素并进行理论验证. 最终为光煤互补电站设计

及各类燃煤电站的光煤互补改造提供理论指导.

1 理论模型

随着太阳能集热技术的发展, 太阳能的集热温度已可以覆盖燃煤发电循环的大部分温度范围. 故本文将研究太阳能同燃煤电站所有加热部件的互补方式. 为避免针对具体部件的分析影响理论推导结果, 本文将单一燃煤发电系统内所有工质加热部件视为一个整体加热段, 某个具体加热部件通过加热段的位置系数 $x (x \in [0, 1])$ 来确定. x 的具体定义为

$$x = Q_{0-x}^c / Q^c, \quad (1)$$

式中, Q^c 表示工质在加热段的总吸热量, Q_{0-x}^c 表示从加热段开始位置至加热段 x 位置处的吸热量, 同理, Q_{x-1}^c 表示从加热段 x 位置处到加热段末端的吸热量. 因工质从加热段入口至出口全程不断被加热, 则在确定工况下, 加热段的 x 位置可由工质吸热量比例唯一确定.

通常, 光煤互补发电系统可分为节煤型和增强型两种基本形式^[4](图1). 节煤型光煤互补发电系统(以下简称节煤型系统)定义为: 工质吸热总量不变, 系统总出功量不变, 只是将某一部分煤加热段 ($x = x_{so,0} \sim x_{so,1}$) 热源替换为太阳能加热以节省燃煤. 节煤型系统能量平衡关系式为

图1 (网络版彩色)光煤互补系统加热段示意图

Figure 1 (Color online) Schematic of heating section of solar-coal hybrid power generation system

$$Q^{\text{sc}} = Q_{\text{co}}^{\text{sc}} + Q_{\text{so}}^{\text{sc}} = H_{\text{st}}^{\text{sc}} - H_{\text{w}}^{\text{sc}} = Q^{\text{c}} = Q_{\text{h}}^{\text{c}} = H_{\text{st}}^{\text{c}} - H_{\text{w}}^{\text{c}}. \quad (2)$$

增强型光煤互补发电系统(以下简称增强型系统)定义为:系统投入燃煤量不变,在 x_{so} 位置处额外投入一部分太阳能,工质吸热总量及系统出功量增加.增强型系统能量平衡关系式为

$$Q_{\text{co}}^{\text{sc}} + Q_{\text{so}}^{\text{sc}} = H_{\text{st}}^{\text{sc}} - H_{\text{w}}^{\text{sc}} > H_{\text{st}}^{\text{c}} - H_{\text{w}}^{\text{c}} = Q_{\text{h}}^{\text{c}}. \quad (3)$$

根据定义,节煤型系统中做功段未发生变化,仅部分加热段的热源发生改变,故工质流量及热力学参数较太阳能引入前保持不变.将加热段视为一个整体,则不同节煤型光煤互补形式仅是加热段内替代位置有所区别,并没有本质差异.

针对增强型光煤互补发电系统,额外太阳能加热段的引入将导致工质整体吸热量增加,工质的流量及热力学参数必随之发生变化.由此,增强型又可分为两种基本形式:一种是流量不变而热力学参数增强,即热力学参数增强型(以下简称参数增强型);另外一种热力学参数保持不变而流量增大,即流量增强型.特别地,对于太阳能替代回热抽汽,汽机和加热段沿程热力学参数没有变化,但汽机抽汽段之后做功工质的流量有所增加,故太阳能替代回热抽汽应被看作是一种特殊的流量增强型互补形式.光煤互补形式具体分类如图2所示.

节煤型和增强型两种光煤互补形式对应着两种不同的评价标准.对于节煤型,通常以节煤量 ΔB 作为评价指标,评价标准是在相同出功的条件下,引入太阳能所节省的煤量越多,则认为光煤互补效果越好.对于增强型,通常以做功增量 ΔW 作为评价指标,评价标准是在相同燃煤投入条件下,做功增量越大,则认为光煤互补效果越好.

图2 (网络版彩色)光煤互补形式分类

Figure 2 (Color online) Classification of solar-coal hybrid power generation system

然而,两种评价指标并非相互割裂而是紧密联系的,光煤互补发电系统中 ΔW 可等效转化为 ΔB ,转化公式为

$$\Delta B = \frac{1}{q_{\text{coal}}} \frac{\Delta W}{\eta_{\text{cp}}^{\text{c}}} = \frac{1}{e_{\text{coal}}} \frac{\Delta W}{\eta_{\text{ex}}^{\text{c}}}, \quad (4)$$

式中, q_{coal} 为煤的热值, e_{coal} 为单位质量煤的化学焓, $\eta_{\text{cp}}^{\text{c}}$ 和 $\eta_{\text{ex}}^{\text{c}}$ 分别为原单一燃煤发电系统的热效率和焓效率.定义节煤系数 ζ 为节煤量同原燃煤发电系统耗煤量比值,即

$$\zeta = \Delta B / B^{\text{c}}. \quad (5)$$

如上所述,增强型光煤互补发电系统的 ΔW 可转化为相应的节煤量且节煤系数 ζ 避免了机组规模不同对分析结果的影响.另一方面,由于集中电网对电站实际运行负荷均有配额调控,故增强型光煤互补发电系统多发出的电能在实际中往往不能满足上述集中电网的调配要求,因而节煤型光煤互补发电系统更适用于工程实际情况,故选取节煤系数 ζ 作为不同光煤互补燃煤发电形式的统一评判标准.

2 理论推导

上文对光煤互补形式进行了分类并提出了统一的评价标准——节煤系数,现针对各类光煤互补发电系统的节煤系数计算公式进行理论推导,推导过程需服从下列假设:(1)太阳能投入份额较少,仅考虑太阳能投入对汽机和锅炉的性能影响;(2)冷凝器换热能力冗余,冷凝器出口工质热力学参数在太阳能投入前后保持不变;(3)太阳能投入带来的附加能耗(如太阳能跟踪系统、导热油泵等)及厂内能耗(如泵、风机等)不予考虑.

图3(a)为单一燃煤发电系统的基本模型,图3(b)各加热部件的吸放热品位及对应的位置系数.图4为单一燃煤发电系统对应的理想朗肯循环 T - s 图.单一燃煤发电系统整体焓效率计算公式为

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{c}} = W^{\text{c}} / B^{\text{c}} e_{\text{coal}} = \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} \eta_{\text{ex,p}}^{\text{c}} \eta_{\text{ex,i}}^{\text{c}} \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}} \eta_{\text{ex,m}}^{\text{c}}, \quad (6)$$

式中, B^{c} 为单一燃煤发电所消耗煤质量, W^{c} 为单一燃煤发电所提供的功量, $\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}$ 为锅炉焓效率, $\eta_{\text{ex,p}}^{\text{c}}$ 为管道焓效率, $\eta_{\text{ex,i}}^{\text{c}}$ 为理想朗肯循环焓效率, $\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}$ 为汽机相对内效率, $\eta_{\text{ex,m}}^{\text{c}}$ 为机械传动焓效率.单一燃煤发电理想朗肯循环的 T - s 图如图5所示.工质质量流量为 $\dot{m}^{\text{c}}$,锅炉进出口比焓分别为 e_6^{c} 和 e_0^{c} ,汽机理想排汽比焓为 e_4^{c} ,抽汽比焓为 e_3^{c} ,抽汽份额为 α^{c} ,凝汽器

出口比焓为 e_5^c 。相关焓平衡式如下:

$$B^c e_{\text{coal}} \eta_{\text{ex},b}^c = \dot{m}^c (e_0^c - e_6^c + e_2^c - e_1^c), \quad (7)$$

$$W^c = \eta_{\text{ex},m}^c \eta_{\text{ex},p}^c \dot{m}^c \eta_{\text{ex},ri}^c \times \left[(1 - \alpha^c) (e_0^c - e_1^c + e_2^c - e_4^c) + \alpha^c (e_0^c - e_1^c + e_2^c - e_3^c) \right], \quad (8)$$

$$e_6^c = \alpha^c e_3^c + (1 - \alpha^c) e_5^c. \quad (9)$$

针对光煤互补发电系统, 设太阳能于 x_{so} 位置处投入, 投入的热量为 $Q_{\text{so}}^{\text{sc}}$, 对应的焓量为 $E_{\text{so}}^{\text{sc}}$, 太阳能加热段内工质所吸收焓量为 $E_{\text{wf}}^{\text{sc}}$. 光煤互补发电系统各变量定义及其对应符号同单一燃煤发电系统相似, 仅上标有所不同: 上标 c 表示单一燃煤发电系统, 上标 sc 表示光煤互补发电系统. 根据假设(1), 太阳能投入不影响管道及机械传动焓效率数值, 即 $\eta_{\text{ex},p}^{\text{sc}}$ 等于 $\eta_{\text{ex},p}^c$ 且 $\eta_{\text{ex},m}^{\text{sc}}$ 等于 $\eta_{\text{ex},m}^c$, 分别记为 $\eta_{\text{ex},p}$ 及 $\eta_{\text{ex},m}$. 根据假设(2), 冷凝器出口给水比焓 e_5^{sc} 等于 e_5^c , 记为 e_5 .

光煤互补发电系统焓平衡式如下:

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{sc}} = W^{\text{sc}} / (B^{\text{sc}} e_{\text{coal}} + E_{\text{so}}^{\text{sc}}), \quad (10)$$

$$B^{\text{sc}} e_{\text{coal}} \eta_{\text{ex},b}^{\text{sc}} + E_{\text{wf}}^{\text{sc}} = \dot{m}^{\text{sc}} (e_0^{\text{sc}} - e_{\text{fw}}^{\text{sc}} + e_2^{\text{sc}} - e_1^{\text{sc}}), \quad (11)$$

$$W^{\text{sc}} = \eta_{\text{ex},m}^{\text{sc}} \eta_{\text{ex},p}^{\text{sc}} \dot{m}^{\text{sc}} \eta_{\text{ex},ri}^{\text{sc}} \times \left[(1 - \alpha^{\text{sc}}) (e_0^{\text{sc}} - e_1^{\text{sc}} + e_2^{\text{sc}} - e_4^{\text{sc}}) + \alpha^{\text{sc}} (e_0^{\text{sc}} - e_1^{\text{sc}} + e_2^{\text{sc}} - e_3^{\text{sc}}) \right], \quad (12)$$

$$e_6^{\text{sc}} = \alpha^{\text{sc}} e_3^{\text{sc}} + (1 - \alpha^{\text{sc}}) e_5. \quad (13)$$

记 $E_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 与互补前单一燃煤发电投入燃料总焓 $B e_{\text{coal}}$ 的比值为太阳能投入份额 k_{so} .

$E_{\text{wf}}^{\text{sc}}$ 同 $E_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 关系式为

$$E_{\text{wf}}^{\text{sc}} / E_{\text{so}}^{\text{sc}} = A_{\text{wf}}^{\text{sc}} / A_{\text{so}}^{\text{sc}}, \quad (14)$$

式中, $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}$ 及 $A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 分别为太阳能加热段内工质吸热与

太阳能放热的品位.

下面将以图3所示单一燃煤发电系统模型为基础, 根据假设及焓平衡式, 针对各类光煤互补方式对应的节煤系数进行理论推导, 得出各类光煤互补系统节煤系数的计算公式.

2.1 增强型光煤互补方式

2.1.1 参数增强型

根据太阳能投入位置不同, 既可提高过热器出口蒸汽热力学参数又可单独提高再热器出口蒸汽热力学参数. 本节将给出提高过热器出口蒸汽热力学参数的理论推导过程及结果, 并给出单独提高再热器出口蒸汽热力学参数的推导结果.

提高过热器出口工质热力学参数的参数增强型系统理想朗肯循环 T - s 图如图5所示, 焓平衡式如式(10)~(13). 考虑参数增强型系统定义, 工质质量流量在互补前后保持不变, 即 $\dot{m}^{\text{sc}} = \dot{m}^c$, 记为 $\dot{m}$; 投入的燃煤量在互补前后保持不变, 记为 B . 根据假设(2), 太阳能投入仅对投入位置后的系统部件产生影响. 由此, 工质进入锅炉的热力学参数在互补前后保持不变, 即 $e_6^{\text{sc}} = e_6^c$, 记为 e_6 .

参数增强型系统中式(12)可写为

$$W^{\text{sc}} = \eta_{\text{ex},m}^{\text{sc}} \eta_{\text{ex},p}^{\text{sc}} \dot{m}^{\text{sc}} \eta_{\text{ex},ri}^{\text{sc}} \left[(1 - \alpha^c) (e_0^{\text{sc}} - e_1^{\text{sc}} + e_2^{\text{sc}} - e_4^{\text{sc}}) + \alpha^c (e_0^{\text{sc}} - e_1^{\text{sc}} + e_2^{\text{sc}} - e_3^{\text{sc}}) + (\alpha^{\text{sc}} - \alpha^c) (e_3^{\text{sc}} - e_3^c) \right]. \quad (15)$$

将式(9)与(13)相减并化简, 可得

$$(\alpha^{\text{sc}} - \alpha^c) (e_3^{\text{sc}} - e_3^c) = \alpha^c (e_3^{\text{sc}} - e_3^c)^2 / (e_3^{\text{sc}} - e_5^c). \quad (16)$$

由假设(2)及参数增强型系统定义, 忽略抽汽份额变化对汽机出功的影响, 式(15)可简化为

图3 (网络版彩色)单一燃煤发电系统示意图. (a) 火电厂基本模型; (b) 加热段各部件品位匹配及位置系数

Figure 3 (Color online) Schematic of conventional coal-fired power plant. (a) The basic model of coal-fired plant; (b) the position factor and energy level coupling of the elements in heating section

图4 单一燃煤发电循环T-s图

Figure 4 T-s diagram of coal-fired power cycle

图5 参数增强型循环T-s图(过热器)

Figure 5 T-s diagram of power cycle of thermodynamics parameters (boosting hybrid power generation)

$$W^{sc} = \eta_{ex,m} \eta_{ex,p} \dot{m} \eta_{ex,ri}^{sc} \times \left[(1 - \alpha^c) (e_0^{sc} - e_1^{sc} + e_2^{sc} - e_4^{sc}) + \alpha^c (e_0^c - e_1^c + e_2^c - e_3^c) \right]. \quad (17)$$

将式(17)与(8)相减, 则有

$$\Delta W = \eta_{ex,m} \eta_{ex,p} \dot{m} \eta_{ex,ri}^{sc} \left[e_0^{sc} - e_0^c - (e_1^{sc} - e_1^c) + e_2^{sc} - e_2^c - (1 - \alpha^c) (e_4^{sc} - e_4^c) - \alpha^c (e_3^{sc} - e_3^c) \right] + \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c} W^c. \quad (18)$$

不考虑太阳能热量对后程工质加热情况的影响, 故工质于再热器内吸收能量不变, 即 $e_1^{sc} - e_1^c = e_2^{sc} - e_2^c$. 由此, ΔW 可写为

$$\Delta W = \eta_{ex,m} \eta_{ex,p} \dot{m} \eta_{ex,ri}^{sc} (e_0^{sc} - e_0^c) \times \left(1 - \frac{(1 - \alpha^c) (e_4^{sc} - e_4^c) + \alpha^c (e_3^{sc} - e_3^c)}{e_0^{sc} - e_0^c} \right) + \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c} W^c. \quad (19)$$

将式(11)与(7)相减, 并代入式(14), 则有

$$Be_{coal} \left[(\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c) + k_{so} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^c} \right] = \dot{m} (e_0^{sc} - e_0^c). \quad (20)$$

将式(20)与(19)代入式(5), 可得到提高过热器出口工质热力学参数对应的节煤系数为

$$\zeta = \frac{\eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,ri}^c} \frac{1}{\eta_{ex,t}^c} \left(1 - \frac{(1 - \alpha^c) (e_4^{sc} - e_4^c) + \alpha^c (e_3^{sc} - e_3^c)}{e_0^{sc} - e_0^c} \right) \times \left(\frac{\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^c}}{\eta_{ex,b}^c} \right) + \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c}. \quad (21)$$

同理, 单独提高再热器出口工质热力学参数对应的节煤系数为

$$\zeta = \frac{\eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,ri}^c} \frac{1}{\eta_{ex,t}^c} \left(1 - \frac{(1 - \alpha^c) (e_4^{sc} - e_4^c) + \alpha^c (e_3^{sc} - e_3^c)}{e_2^{sc} - e_2^c} \right) \times \left(\frac{\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^c}}{\eta_{ex,b}^c} \right) + \frac{e_2^c - \alpha^c e_3^c - (1 - \alpha^c) e_4^c}{e_0^c - e_1^c + e_2^c - \alpha^c e_3^c - (1 - \alpha^c) e_4^c} \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c}. \quad (22)$$

2.1.2 流量增强型

如前所述, 除去在锅炉内投入太阳能热量并增强做功工质流量之外, 太阳能替代回热抽汽也可看作是一种流量增强型系统. 现分别对两种流量增强型系统的节煤系数进行理论推导.

(i) 锅炉流量增强型. 流量增强型系统理想朗肯循环T-s图如图6所示, 焓平衡式如式(10)~(13). 锅炉内流量增强型系统中, 互补前后所投入的煤量不变, 记为 B ; 根据流量增强型定义, 工质沿程热力学参数不发生变化, 即 $e_i^{sc} = e_i^c = e_i, i = 1 \sim 6$. 由式(9)和(13)且 $e_i^{sc} = e_i^c = e_i, i = 1 \sim 6$, 得 $\alpha^{sc} = \alpha^c$, 记为 α .

将式(7)与(11)相除得到

$$\frac{Be_{coal} \eta_{ex,b}^{sc} + E_{wf}^{sc}}{Be_{coal} \eta_{ex,b}^c} = \frac{\eta_{ex,b}^{sc} + k_{so} A_{wf}^{sc} / A_{so}^c}{\eta_{ex,b}^c} = \frac{\dot{m}^{sc}}{\dot{m}^c}. \quad (23)$$

式(12)与(8)相减, 得

$$\Delta W = \frac{\eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,ri}^c} W^c \left(\frac{\dot{m}^{sc}}{\dot{m}^c} - 1 \right) + \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c} W^c. \quad (24)$$

将式(23)代入式(24), 则

图6 流量增强型及节煤型理想朗肯循环T-s图

Figure 6 T-s diagram of power cycle of flowrate-boosting and coal saving hybrid power generation

$$\Delta W = \left(\frac{\eta_{ex,ri}^{sc} \eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^{sc}}}{\eta_{ex,ri}^c \eta_{ex,b}^c} + \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c} \right) W^c. \quad (25)$$

将式(25)代入式(4), 则锅炉流量增强型系统的节煤系数为

$$\zeta = \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} \eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^{sc}}}{\eta_{ex,ri}^c \eta_{ex,b}^c} + \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c}. \quad (26)$$

(ii) 太阳能替代回热抽汽. 太阳能替代回热抽汽光煤互补发电系统(以下简称太阳能替代回热抽汽系统)理想朗肯循环T-s图如图6所示. 由流量增强型系统定义, 太阳能替代回热抽汽前后, 图6中各状态点热力学参数不变, 即 $e_i^{sc} = e_i^c = e_i, i = 1 \sim 6$; 系统投入的煤量不变, 记为 B . 针对太阳能替代回热抽汽系统, 工质进汽机的质量流量同单一燃煤发电系统质量流量相同, 记为 $\dot{m}$; 单级抽汽回热份额发生变化, 记太阳能替代回热抽汽系统的抽汽份额为 α^{sc} . 由于锅炉进出口工质热力学参数及流量未发生变化, 故锅炉效率认为不变, 记为 $\eta_{ex,b}$. 由于在抽汽口前工质流量和热力学参数不变, 故汽机相对内效率不变, 仍记为 $\eta_{ex,ri}$, 抽汽口之后汽机流量发生变化, 汽机相对内效率会有所改变, 记为 $\eta_{ex,ri}^{sc}$. 在太阳能替代回热抽汽系统, 工质进锅炉前的加热热量由回热抽汽和投入的太阳能同时提供, 故太阳能替代回热抽汽系统的焓平衡式中式(13)应改写为

$$\dot{m}e_6 = \dot{m}e_3\alpha^{sc} + \dot{m}e_5(1-\alpha^{sc}) + E_{wf}^{sc}. \quad (27)$$

综上, 太阳能替代回热抽汽系统的焓平衡式为式(10)~(12)和(27).

将式(12)与(8)相减, 可得

$$\Delta W = \eta_{ex,m} \eta_{ex,p} \dot{m} \times \left[\eta_{ex,ri}^{sc} (\alpha^c - \alpha^{sc}) (e_3 - e_4) + (1 - \alpha^c) (\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c) (e_3 - e_4) \right]. \quad (28)$$

将式(13)与(9)相减, 并考虑 E_{wf}^{sc} 同 E_{so}^{sc} 间的关系, 得

$$\dot{m}(\alpha^c - \alpha^{sc})(e_3 - e_5) = E_{wf}^{sc} = E_{so}^{sc} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^{sc}}, \quad (29)$$

代入式(29), 得

$$\Delta W = \eta_{ex,m} \eta_{ex,p} \times \left(\eta_{ex,ri}^{sc} E_{so}^{sc} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^{sc}} \left(\frac{e_3 - e_4}{e_3 - e_5} \right) + \dot{m}(1 - \alpha^c) (\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c) (e_3 - e_4) \right). \quad (30)$$

单一燃煤发电系统对应的 $\eta_{ex,t}^c$ 计算式为

$$\eta_{ex,t}^c = \frac{e_0 - e_1 + e_2 - e_3 + (1 - \alpha^c)(e_3 - e_4)}{e_0 - e_6 + e_2 - e_1}. \quad (31)$$

将式(31), (30)和 k_{so} 定义代入式(4), 得节煤系数为

$$\zeta = \frac{k_{so} A_{wf}^{sc} \eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,b} A_{so}^{sc} \eta_{ex,ri}^c \eta_{ex,t}^c} \frac{1}{\eta_{ex,t}^c} \left(\frac{e_3 - e_4}{e_3 - e_5} \right) + \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c} \frac{(1 - \alpha^c)(e_3 - e_4)}{e_0 - e_1 + e_2 - e_3 + (1 - \alpha^c)(e_3 - e_4)}. \quad (32)$$

2.2 节煤型光煤互补方式

节煤型系统理想朗肯循环T-s示意图如图6所示. 如前所述, 节煤型系统工质吸收热量总量不变, 系统总出功不变, 仅是部分加热段的热源发生改变, 故工质流量及热力学参数较太阳能投入前保持不变, 即 $\dot{m}^{sc} = \dot{m}^c = \dot{m}$, $W^{sc} = W^c = W$ 且 $e_i^{sc} = e_i^c = e_i, i = 1 \sim 6$. 由于汽机进出口热力学参数及流量无变化, 故汽机相对内效率亦无变化, 即 $\eta_{ex,ri}^{sc} = \eta_{ex,ri}^c$, 记为 $\eta_{ex,ri}$. 考虑节煤型系统定义, 式(11)应改写为

$$B^{sc} e_{coal} \eta_{ex,b}^{sc} + E_{wf}^{sc} = \dot{m}(e_0 - e_6 + e_2 - e_1) = B^c e_{coal} \eta_{ex,b}^c. \quad (33)$$

由式(4)和(33), 节煤系数为

$$\zeta = \frac{B^c - B^{sc}}{B^c} = \frac{\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^{sc}}}{\eta_{ex,b}^c}. \quad (34)$$

3 分析与讨论

上文对光煤互补发电系统形式进行了分类, 针对不同互补形式确立了统一的评价标准——节煤系数, 并给出了详细的理论推导过程. 本节将对以上结果进一步分析与讨论: 总结出不同增强型及节煤型系统的节煤系数统一表达式; 对统一表达式进行分析, 阐明表达式物理意义及各类光煤互补发电形式间的区别与联系; 基于节煤系数理论表达式, 阐明节煤系数的“叠加效应”; 针对节煤系数理论表达式, 分析影响节煤系数的主要因素.

3.1 节煤系数统一表达式

各类增强型系统的节煤系数计算公式总结如下:
参数增强型(过热器出口热力学参数提高)

$$\zeta = \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}} \frac{1}{\eta_{\text{ex,t}}^{\text{c}}} \left(1 - \frac{(1-\alpha^{\text{c}})(e_4^{\text{sc}} - e_4^{\text{c}}) + \alpha^{\text{c}}(e_3^{\text{sc}} - e_3^{\text{c}})}{e_0^{\text{sc}} - e_0^{\text{c}}} \right) \times \left(\frac{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} \frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}}}{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}} \right) + \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}.$$

参数增强型(再热器出口热力学参数提高)

$$\zeta = \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}} \frac{1}{\eta_{\text{ex,t}}^{\text{c}}} \left(1 - \frac{(1-\alpha^{\text{c}})(e_4^{\text{sc}} - e_4^{\text{c}}) + \alpha^{\text{c}}(e_3^{\text{sc}} - e_3^{\text{c}})}{e_2^{\text{sc}} - e_2^{\text{c}}} \right) \times \left(\frac{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} \frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}}}{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}} \right) + \frac{e_2^{\text{c}} - \alpha^{\text{c}} e_3^{\text{c}} - (1-\alpha^{\text{c}}) e_4^{\text{c}}}{e_0^{\text{c}} - e_1^{\text{c}} + e_2^{\text{c}} - \alpha^{\text{c}} e_3^{\text{c}} - (1-\alpha^{\text{c}}) e_4^{\text{c}}} \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}.$$

流量增强型(锅炉工质流量提高)

$$\zeta = \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}} \frac{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} \frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}}}{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}} + \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}.$$

流量增强型(太阳能替代回热抽汽, 汽机抽汽级后工质流量提高)

$$\zeta = \frac{k_{\text{so}} \frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}} \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}} \frac{1}{\eta_{\text{ex,t}}^{\text{c}}} \left(\frac{e_3 - e_4}{e_3 - e_5} \right) + \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}} \frac{(1-\alpha^{\text{c}})(e_3 - e_4)}{e_0 - e_1 + e_2 - e_3 + (1-\alpha^{\text{c}})(e_3 - e_4)}.$$

节煤型系统中节煤系数如式(34)所示. 节煤型系统中 $\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} = \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}$, 故 $(\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}})/\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}} = 0$, $\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}/\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}} = 1$. 由此, 式(34)亦可整理如下:

$$\zeta = \frac{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}}{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}}} \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}} \frac{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}}{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}} + \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}. \quad (35)$$

综上, 对于不同类型的互补方式, 其节煤系数计算结果可统一表示为

$$\zeta = \lambda_1 \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} (\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}})}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}} \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}} + \lambda_2 \frac{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}{\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}}, \quad (36)$$

不同光煤互补系统中 λ_1 与 λ_2 的具体表达式见表1, 节煤型系统中 λ_2 为0.

从上文可知, 节煤型和增强型系统的节煤系数表达式具有形式上的统一性. 然而, 增强型与节煤型系统的表达式所代表的物理意义并不完全相同, 以下针对统一表达式分别介绍其具体的物理意义.

3.2 节煤型与增强型系统的区别与联系

通过分析可以发现, 式(36)可分为两部分, 第1部分为 $\lambda_1 \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} (\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}})/(\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}} \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}})$, 该部分主体为 $(\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}})/\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}$, 反映的是太阳能引入对加热段造成的影响. 第2部分为 $\lambda_2 (\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}})/\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}}$, 反映的是太阳能热量引入对做功段的影响. 先针对两种基本的互补形式进行具体介绍.

增强型系统的节煤系数为其多输出功量经式(4)及(5)换算而得. 将式(4)和(5)整理可知 $\zeta = \Delta B/B = \Delta W/W^{\text{c}}$. 针对增强型系统节煤系数的第1部分, 将 $(\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}})/\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}$ 的分子与分母同乘以 $B^{\text{c}} e_{\text{coal}}$, 则有

$$\frac{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}}{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}} = \frac{B^{\text{c}} e_{\text{coal}} (\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}})}{B^{\text{c}} e_{\text{coal}} \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}} = \frac{E^{\text{sc}} - E^{\text{c}}}{E^{\text{c}}}, \quad (37)$$

式中 E^{sc} 和 E^{c} 分别表示光煤互补前后工质于加热段内吸收的焓量. 故而针对增强型系统, $(\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} - \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} + k_{\text{so}} A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}})/\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}$ 表示太阳能引入后工质吸收焓量的相对变化. 针对节煤系数推导过程进行分析可知, 增强型系统 λ_1 可表示为

表 1 不同光煤互补系统中 λ_1 与 λ_2 的具体表达式

Table 1 Expressions for λ_1 and λ_2 in different solar-coal hybrid power generation systems

光煤互补方式	λ_1	λ_2
增强型(1)	$\frac{1}{\eta_{ex,t}^c} \left(1 - \frac{(1-\alpha^c)(e_4^s - e_4^c) + \alpha^c(e_3^s - e_3^c)}{e_0^s - e_0^c} \right)$	1
增强型(2)	$\frac{1}{\eta_{ex,t}^c} \left(1 - \frac{(1-\alpha^c)(e_4^s - e_4^c) + \alpha^c(e_3^s - e_3^c)}{e_2^s - e_2^c} \right)$	$\frac{e_2^s - \alpha^c e_3^c - (1-\alpha^c)e_4^c}{e_0^s - e_1^s + e_2^s - \alpha^c e_3^c - (1-\alpha^c)e_4^c}$
增强型(3)	1	1
增强型(4)	$\frac{1}{\eta_{ex,t}^c} \frac{e_3 - e_4}{e_3 - e_5}$	$\frac{(1-\alpha^c)(e_3 - e_4)}{e_0 - e_1 + e_2 - e_3 + (1-\alpha^c)(e_3 - e_4)}$
节煤型	$\eta_{ex,b}^c / \eta_{ex,b}^s$	0

$$\lambda_1 = \frac{1}{\eta_{ex,t}^c} \frac{\Delta W_h / \eta_{ex,ri}^{sc}}{E^{sc} - E^c}, \quad (38)$$

式中, ΔW_h 为系统由于加热段内工质多吸收的焓量而多出的功, $\Delta W_h / \eta_{ex,ri}^{sc}$ 即为不考虑汽机相对内效率影响, 工质多吸收焓量对应的理论多输出功. 由此, $\frac{\Delta W_h / \eta_{ex,ri}^{sc}}{E^{sc} - E^c}$ 即可认为是工质多吸收焓量转化为多输出功的理论焓效率. 因此, 增强型系统中 λ_1 可视为该理论焓效率同原燃煤发电朗肯循环理论焓效率的比值. $\eta_{ex,ri}^{sc} / \eta_{ex,ri}^c$ 为光煤互补前后汽机相对内效率的比值, 表示由于相对内效率变化对工质多吸收焓量转化为出功的影响. 综上, 增强型系统节煤系数第1部分可表示为

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} (\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} A_{wf}^{sc} / A_{so}^{sc})}{\eta_{ex,ri}^c \eta_{ex,b}^c} \\ &= \frac{\Delta W_h / \eta_{ex,ri}^{sc}}{E^{sc} - E^c} \frac{\eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,ri}^c} \frac{E^{sc} - E^c}{E^c} = \frac{\Delta W_h}{W^c}. \end{aligned} \quad (39)$$

针对增强型系统节煤系数第2部分进行分析. $(\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c) / \eta_{ex,ri}^c$ 表示做功段在太阳能引入后输出功的相对变化量. 根据上节理论推导, 太阳能引入并非一定影响全部做功段, 某些互补形式仅对部分做功段造成影响. λ_2 即做功段中受到太阳能引入影响的部分占全部做功段的比值. 以太阳能替代回热抽汽对应的流量增强型为例

$$\lambda_2 = \frac{[(1-\alpha^c)(e_3 - e_4)]}{[e_0 - e_1 + e_2 - e_3 + (1-\alpha^c)(e_3 - e_4)]},$$

分子为汽机抽汽口至排汽口段的理论输出功, 分母

为做功段总的理论输出功. 汽机抽汽口至排汽口即为做功段中太阳能替代回热抽汽所影响的部分. λ_2 即为受太阳能输入所影响的做功段的理论输出功同做功段整体的理论输出功的比值.

针对节煤型系统节煤系数, 将 $(\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} A_{wf}^{sc} / A_{so}^{sc}) / \eta_{ex,b}^c$ 的分子与分母同乘以 $B^c e_{coal}$, 同样有

$$\begin{aligned} & \frac{\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} A_{wf}^{sc} / A_{so}^{sc}}{\eta_{ex,b}^c} \\ &= \frac{B^c e_{coal} (\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c + k_{so} A_{wf}^{sc} / A_{so}^{sc})}{B^c e_{coal} \eta_{ex,b}^c}, \end{aligned} \quad (40)$$

式中分母为单一燃煤发电系统中工质于加热段内吸收的焓量. 分子为假设锅炉焓效率不变, 节煤型互补系统同单一燃煤发电系统相比, 通过燃煤向工质提供焓量的差值. λ_1 为互补前后锅炉焓效率之比, 也可认为是工质提供相等的焓量在节煤型发电系统和单一燃煤发电系统中所需煤量的比值. λ_1 同式(40)相乘, 即可表示节煤型系统的相对节煤量, 即节煤系数 ζ . 如前所述, λ_2 定义为受太阳能输入所影响的做功段的理论输出功同做功段整体的理论输出功比值. 由于节煤型系统对于做功段没有影响, 故节煤型系统 λ_2 和 $(\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c) / \eta_{ex,ri}^c$ 数值为0, 即节煤型系统的节煤系数表达式中表示太阳能引入对做功段影响的第2部分数值为0.

通过上述分析可知, 节煤型系统和增强型系统的节煤系数计算公式在形式上具有统一性, 但是物理意义并不完全相同. 节煤型系统的节煤系数本质为节省煤量同原先耗煤量的比值, 而增强型系统的节煤系数本质为多输出功量和原燃煤发电系统总输

出功量的比值.

3.3 节煤系数的“叠加效应”

本节针对上文节煤系数的统一表达式进行进一步分析,揭示节煤系数的“叠加效应”.式(36)可进一步写作

$$\zeta = k_{so} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^{sc}} \frac{\lambda_1}{\eta_{ex,b}^c} \frac{\eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,ri}^c} + \lambda_1 \frac{\eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,ri}^c} \frac{\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c}{\eta_{ex,b}^c} + \lambda_2 \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c}, \quad (41)$$

式中, $k_{so} \frac{A_{wf}^{sc}}{A_{so}^{sc}} \frac{\lambda_1}{\eta_{ex,b}^c} \frac{\eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,ri}^c}$ 为投入的太阳能热对应的节煤系数,记为 ζ^{sc} .

$\lambda_1 \frac{\eta_{ex,ri}^{sc}}{\eta_{ex,ri}^c} \frac{\eta_{ex,b}^{sc} - \eta_{ex,b}^c}{\eta_{ex,b}^c}$ 表示锅炉焓效率变化导致的节煤系数的变化值,记为 ζ_b .

$\lambda_2 \frac{\eta_{ex,ri}^{sc} - \eta_{ex,ri}^c}{\eta_{ex,ri}^c}$ 表示由于汽机相对内效率变化导致的节煤系数的变化值,记为 ζ_{st} .

ζ_{st} 与 ζ_b 皆表示系统性能变化导致的节煤系数变化值,故而可将 $\zeta_b + \zeta_{st}$ 记为 ζ^c . ζ^c 即表示原燃煤发电系统性能因太阳能引入发生变化而导致的节煤系数的浮动值.式(41)可进一步写作

$$\zeta = \zeta^{sc} + \zeta_b + \zeta_{st} = \zeta^{sc} + \zeta^c. \quad (42)$$

如前所述, ζ^{sc} 可认为是投入的太阳能热对应的基础节煤系数. ζ^c 则是由于太阳能加入使系统性能发生变化而导致的浮动节煤系数.节煤系数即

为基础节煤系数同浮动节煤系数叠加之后的结果.图7揭示了节煤系数的这种“叠加效应”.如图7所示, ζ^{sc} 计算式中各项皆为正,故 ζ^{sc} 为正值,即投入的太阳能必然对应着一定的基础节煤系数.太阳能引入后机组性能变化的情形并不确定,其变化对应的 ζ^c 数值正负亦不确定. ζ^{sc} 和 ζ^c 相互叠加的最终结果就是节煤系数 ζ 随着机组性能的变化情况在 ζ^{sc} 附近浮动.若太阳能引入造成机组性能提高,即锅炉焓效率和汽机相对内效率升高,则 ζ^c 数值为正,节煤系数 ζ 大于基础节煤系数 ζ^{sc} .如果机组性能不变,则节煤系数同基础节煤系数一致.如果机组性能下降,即锅炉焓效率和汽机相对内效率皆下降,则 ζ^c 数值必为负,节煤系数 ζ 小于基础节煤系数 ζ^{sc} .如果机组性能下降过于剧烈,甚至会出现节煤系数小于0的极端情况.

3.4 节煤系数的影响因素分析

由上节可知, $\zeta = f(k_{so}, \lambda_1, \lambda_2, \eta_{ex,b}^c, \eta_{ex,b}^{sc}, A_{wf}^{sc}/A_{so}^{sc}, \eta_{ex,ri}^{sc}, \eta_{ex,ri}^c)$. 其中 $\eta_{ex,ri}^c$ 和 $\eta_{ex,b}^c$ 仅与燃煤发电系统本身相关,针对确定的系统可视为定值. λ_1 和 λ_2 由具体的互补形式决定,针对确定的互补形式, λ_1 和 λ_2 可视为定值.故针对特定的互补形式,节煤系数可表示为 $\zeta = f(k_{so}, A_{wf}^{sc}/A_{so}^{sc}, \eta_{ex,ri}^{sc}, \eta_{ex,b}^{sc})$. $\eta_{ex,ri}^{sc}$ 和 $\eta_{ex,b}^{sc}$ 可分别表示为 $\eta_{ex,ri}^{sc} = \eta_{ex,ri}^c + \delta\eta_{ex,ri}^{sc}$ 和 $\eta_{ex,b}^{sc} = \eta_{ex,b}^c + \delta\eta_{ex,b}^{sc}$. 综上,节煤系数可表示为 $\zeta = f(k_{so}, A_{wf}^{sc}/A_{so}^{sc}, \delta\eta_{ex,ri}^{sc}, \delta\eta_{ex,b}^{sc})$. 即节煤

图7 (网络版彩色)节煤系数(ζ)的“叠加效应”示意图

Figure 7 (Color online) Schematic of the “superposition effect” of the coal-saving coefficient (ζ)

系数 ζ 受太阳能集热品位同太阳能加热段内工质侧的吸热品位的比值 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$, 汽机内效率变化量 $\delta\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}$, 锅炉焓效率相对变化量 $\delta\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}}$ 和投入的太阳能份额决定。

$A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 表示太阳能加热段内品位匹配程度。 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 越小说明太阳能集热品位相对于工质吸热品位越高, 匹配程度越差。 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 越大则说明太阳能集热品位同工质吸热品位越接近, 匹配程度越好。当 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 等于1时, 太阳能集热品位同工质吸热品位相等, 此时达到了热力学意义上的最佳匹配, 但这会造成传热面积的无限增大。从式(41)可看出, 在其他因素不变的情况下, $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 数值越大则 ζ 数值越大, 这说明太阳能加热段内品位匹配程度越好, 节煤系数越大, 光煤互补效果越好。

汽机内效率变化量 $\delta\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}$ 和锅炉焓效率变化量 $\delta\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}}$ 表示太阳能投入后机组性能的变化。如前所述, 两者影响的是浮动节煤量的数值。若太阳能引入后机组性能提高, 即 $\delta\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}$ 和 $\delta\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}}$ 皆为正, 则节煤系数较之基础节煤系数更大, 反之节煤系数低于基础节煤系数。机组性能变化的具体情况由机组自身特性和太阳能投入份额大小决定。

从式(41)可看出, 投入的太阳能份额越大, 对应的节煤系数数值也越大。但是, 投入的太阳能份额也会导致机组性能的变化, 故节煤系数同太阳能份额间并非简单线性关系, 以下详述之。

节煤系数 ζ 计算公式如式(41)。通过上述分析可知, $\zeta = f(k_{\text{so}}, A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}, \delta\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}, \delta\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}})$ 。锅炉焓效率和汽机相对内效率变化皆由以下函数表示:

$$\delta\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} = \eta_{\text{ex,ri}}^{\text{c}} f_{\text{ri}}(k_{\text{so}}), \quad (43)$$

$$\delta\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} = \eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}} f_{\text{b}}(k_{\text{so}}). \quad (44)$$

将式(43)和(44)代入式(41), 则有

$$\begin{aligned} \zeta = k_{\text{so}} \frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}} \frac{\lambda_1}{\eta_{\text{ex,b}}^{\text{c}}} [1 + f_{\text{ri}}(k_{\text{so}})] \\ + \lambda_1 f_{\text{b}}(k_{\text{so}}) [1 + f_{\text{ri}}(k_{\text{so}})] + \lambda_2 f_{\text{ri}}(k_{\text{so}}). \end{aligned} \quad (45)$$

综上, 节煤型和增强型系统皆有 $\zeta = f(k_{\text{so}}, A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}})$ 。即节煤系数由 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 和太阳能投入份额 k_{so} 确定。

某地330 MW电厂锅炉焓效率和汽机相对内效率同负荷间关系^[18]如表2所示。

根据表2的数据, 确定 $\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}}$ 和 $\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}}$ 具体表达式如下:

表2 负荷同锅炉和汽机效率对应关系^[18]

Table 2 Efficiency of boiler and turbine at different loads^[18]

相对负荷(%)	锅炉焓效率(%)	汽机相对内效率(%)
55.84	51.27	85.49
82.52	51.38	85.50
100.00	51.43	86.62
103.27	51.44	86.74

$$\delta\eta_{\text{ex,b}}^{\text{sc}} = -0.0051k_{\text{so}} \times 0.5143, \quad (46)$$

$$\delta\eta_{\text{ex,ri}}^{\text{sc}} = \begin{cases} -0.6487k_{\text{so}} \times 0.8862, & \text{增强型,} \\ 0, & \text{节煤型.} \end{cases} \quad (47)$$

将式(46)和(47)代入式(45), 得到增强型系统的节煤系数表达式为

$$\begin{aligned} \zeta = 0.6487\lambda_1 \left(0.0051 - \frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}} \frac{1}{0.5143} \right) k_{\text{so}}^2 \\ + \left(\frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}} \frac{\lambda_1}{0.5143} - 0.0051\lambda_1 - 0.6487\lambda_2 \right) k_{\text{so}}. \end{aligned} \quad (48)$$

将式(46), (47)及表1内数据代入式(47), 得到节煤型系统的节煤系数表达式为

$$\zeta = \frac{k_{\text{so}}}{1 - 0.0051k_{\text{so}}} \left(\frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}} \frac{1}{0.5143} - 0.0051 \right). \quad (49)$$

由式(48)可知, 若 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 数值确定, 则增强型节煤系数为太阳能投入份额的二次函数; 节煤型系统节煤系数同太阳能投入份额间的函数关系如式(49)所示。另外考虑机组安全性以及系统稳定性要求, 太阳能投入份额不可过大, 通常小于工质吸收焓量的5%^[4], 即 $k_{\text{so}} < 0.05$ 。

根据式(48)及(49), 并考虑对太阳能投入份额的限制, 在 λ_1 , λ_2 和 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 确定的情况下, 即可确定合适的太阳能投入份额数值。

3.5 案例分析

以文献[12]中太阳能替代200 MW燃煤发电机组末级高压回热加热器抽汽为例, 应用上述理论分析结果进行分析并同文献[12]结果进行对比, 进一步明确投入太阳能份额及太阳能加热段内品位匹配程度对节煤系数的影响, 并验证理论的正确性。

机组基本参数如表3所示, 200 MW机组共布置8级回热加热器, 本节仅针对太阳能替代末级(第8级)高压回热加热器抽汽进行分析, 太阳能替代其他回热加热器抽汽的分析过程与之相似。

表3 200 MW机组基本参数^[12]Table 3 Basic parameters of 200 MW unit^[12]

参数	数值	参数	数值
锅炉入口工质温度(℃)	245.58	锅炉入口工质比焓(kJ kg ⁻¹)	1066.12
末级抽汽温度(℃)	363.3	末级抽汽比焓(kJ kg ⁻¹)	3037.61
末级回热器给水温度(℃)	197.71	末级回热器给水比焓(kJ kg ⁻¹)	856.89
主蒸汽温度(℃)	530	主蒸汽比焓(kJ kg ⁻¹)	3412.42
再热蒸汽进口温度(℃)	330	再热蒸汽进口比焓(kJ kg ⁻¹)	3037.61
再热蒸汽出口温度(℃)	530	再热蒸汽出口比焓(kJ kg ⁻¹)	3518.8
机组额定功率(MW)	200	汽机抽汽级数	8
理论朗肯循环效率(%)	93.4	末级抽汽份额	0.116

太阳能替代末级高压回热加热器抽汽的 λ_1 和 λ_2 计算式如表1所示, 具体计算如下:

$$\lambda_1 = \frac{1}{\eta_{\text{ex,t}}} \frac{e_3 - e_4}{e_3 - e_5} = 1.458, \quad (50)$$

$$\lambda_2 = \frac{(1 - \alpha^c)(e_3 - e_4)}{e_0 - e_1 + e_2 - e_3 + (1 - \alpha^c)(e_3 - e_4)} = 0.707. \quad (51)$$

将 λ_1 和 λ_2 数值代入式(48), 得太阳能替代末级高压回热加热器抽汽的节煤系数计算式为

$$\zeta = 0.9458 \left(0.0051 - \frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}} \frac{1}{0.5143} \right) k_{\text{so}}^2 + \left(\frac{A_{\text{wf}}^{\text{sc}}}{A_{\text{so}}^{\text{sc}}} \frac{1.458}{0.5143} - 0.4661 \right) k_{\text{so}}. \quad (52)$$

从式(52)可看出, 针对确定的 k_{so} , $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 越大则节煤系数越大, 说明太阳能加热段内品位匹配程度越好节煤系数越大. 若 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}$ 保持不变, 则节煤系数随 $A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 减小而增大, 但太阳能集热品位不可降低至工质吸热品位, 因为当太阳能集热品位降低至工质吸热品位时, 太阳能加热段维持同样的能量传递所需的传热面积会增至无限大. 为便于同文献[12]分析结果进行比较, 此处太阳能集热温度按照文献[12]取值(260℃), 对应的 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 等于0.875. 将 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 代入式(52)进行计算, 则太阳能替代末级高压回热加热器抽汽的节煤系数随 k_{so} 的变化如图8所示.

由图8可知, 节煤系数随着太阳能投入份额先增后减. 当太阳能投入份额较小时, 系统做功增量随着投入太阳能份额增加而增加, 节煤系数也相应提高. 随着太阳能投入份额的持续增长, 太阳能对系统的影响也开始逐渐显现, 这导致节煤系数随太阳能份额的持续增长而减小. 节煤系数取峰值时 k_{so} 为0.6左

图8 (网络版彩色)节煤系数(ζ)随太阳能投入份额(k_{so})的变化规律Figure 8 (Color online) Coal-saving coefficient (ζ) vs the share of solar energy (k_{so})

右, 但从机组安全性和稳定性考虑, k_{so} 需限制在一定范围之内^[4](如 $0 < k_{\text{so}} < 0.05$). 在限制范围内, 节煤系数为太阳能投入份额的单调增函数.

文献[12]中太阳能投入份额 k_{so} 等于0.0494, 做功增量 ΔW 等于19.72 MW, 据式(4)及(5)整理可得 $\zeta = \Delta B/B = \Delta W/W^c$, 则文献[12]中案例对应的节煤系数为0.0986. 将文献[12]中 k_{so} 和 $A_{\text{wf}}^{\text{sc}}/A_{\text{so}}^{\text{sc}}$ 数值代入本文式(52), 得出的节煤系数数值为0.0957. 计算结果相对误差仅为2.94%, 验证了本文所提出理论的正确性.

4 结论

本研究摆脱了具体部件限制, 基于品位耦合思想, 对不同形式光煤互补发电系统进行了分类整理及统一性理论分析, 得到以下结论:

(1) 针对各类光煤互补发电形式提出了统一的

评价标准——节煤系数,并给出了各类互补形式节煤系数的理论表达式;

(2) 对各类光煤互补发电形式中节煤系数表达式进行了总结并得出统一表达式,通过进一步分析其物理意义揭示了不同光煤互补形式间的区别与联系;

(3) 揭示了节煤系数的“叠加效应”,即节煤系数是由投入太阳能对应的基础节煤系数及机组性能变化导致的浮动节煤系数叠加而成;

(4) 针对节煤系数统一表达式进行了分析,明确

了投入太阳能份额和太阳能加热段内品位匹配程度为节煤系数的主要影响因素并将分析结果应用于太阳能替代200 MW燃煤发电机组末级高压回热加热器抽汽具体案例中。

本研究从品位耦合的角度对光煤互补发电系统热力性能进行了统一性理论分析,所提出的评价标准以及分析结论仅针对光煤互补发电系统的热力性能方面而并未考虑经济、环境等因素。这些因素将在后续研究中进行考量以得到更为全面和具有推广性的结果。

参考文献

- 1 Office of Energy Analysis. Annual Energy Outlook 2015 with Projections to 2040. US Energy Information Administration, 2015
- 2 US Department of Energy. 2010 Solar Technologies Market Report. 2011
- 3 Fernandez-Garcia A, Zarza E, Valenzuela L, et al. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renew Sustain Energy Rev*, 2010, 14: 1695–1721
- 4 Hu E, Yang Y P, Nishimura A, et al. Solar thermal aided power generation. *Appl Energy*, 2010, 87: 2881–2885
- 5 Zoschak R J, Wu S F. Studies of the direct input of solar energy to a fossil-fueled central station steam power plant. *Sol Energy*, 1975, 17: 297–305
- 6 Ying Y, Hu E J. Thermodynamic advantages of using solar energy in the regenerative Rankine power plant. *Appl Therm Eng*, 1999, 19: 1173–1180
- 7 Popov D. An option for solar thermal repowering of fossil fuel fired power plants. *Sol Energy*, 2011, 85: 344–349
- 8 Suresh M, Reddy K S, Kolar A K. 4-E (energy, exergy, environment, and economic) analysis of solar thermal aided coal-fired power plants. *Energy Sustain Dev*, 2010, 14: 267–279
- 9 Zhai R, Zhu Y, Yang Y, et al. Exergetic and parametric study of a solar aided coal-fired power plant. *Entropy*, 2013, 15: 1014–1034
- 10 Zhao Y, Hong H, Zhang X, et al. Integrating mid-temperature solar heat and post-combustion CO₂-capture in a coal-fired power plant. *Sol Energy*, 2012, 86: 3196–3204
- 11 Peng S, Hong H, Wang Y J, et al. Off-design thermodynamic performances on typical days of a 330 MW solar aided coal-fired power plant in China. *Appl Energy*, 2014, 130: 500–509
- 12 Yang Y, Yan Q, Zhai R, et al. An efficient way to use medium-or-low temperature solar heat for power generation-integration into conventional power plant. *Appl Therm Eng*, 2011, 31: 157–162
- 13 Wu J J, Hou H J, Yang Y P, et al. Annual performance of a solar aided coal-fired power generation system (SACPG) with various solar field areas and thermal energy storage capacity. *Appl Energy*, 2015, 157: 123–133
- 14 Jin H G, Lin R M. Cascade Utilization of Thermal Energy and Integrated Energy System of Gasturbin (in Chinese). Beijing: Science Press, 2008 [金红光, 林汝谋. 能的综合梯级利用与燃气轮机总能系统. 北京: 科学出版社, 2008]
- 15 Ishida M. Process System Synthesis and Available Information. In: *Proceedings of TAIES*, 1997, 97: 370–376
- 16 Hong H, Zhao Y, Jin H. Proposed partial repowering of a coal-fired power plant using low-grade solar thermal energy. *Int J Thermodyn*, 2011, 14: 21–28
- 17 Peng S, Wang Z, Hong H, et al. Exergy evaluation of a typical 330 MW solar-hybrid coal-fired power plant in China. *Energy Convers Manage*, 2014, 85: 848–855
- 18 Zhang J S. Performance Calculation and Energy Loss Analyses for the 330 MW Unit of Mengda Power Plant (in Chinese). Dissertation for Master Degree. Beijing: North China Electric Power University, 2005 [张金升. 达电 330 MW 火电机组的性能计算与能损分析. 硕士学位论文. 北京: 华北电力大学, 2005]

Summary for “基于品位耦合的光煤互补发电系统集成理论分析”

Theoretical analysis of integration of solar-coal hybrid power generation system based on energy level coupling

WANG RuiLin^{1,2} & SUN Jie^{1*}

¹ Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

² University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

* Corresponding author, E-mail: sunjie@mail.etp.ac.cn

As a clean, free and non-depleting energy source, solar energy is attracting more and more attention. Owing to the defects such as low intensity and periodicity, the levelized cost of electricity (LCOE) of current solar-only power plant keeps high and the annual efficiency keeps low.

Solar-coal hybrid power generation system is the power generation system which integrates the solar energy into the conventional coal-fired power cycle. This hybrid system is thought to be an efficient, economic and low risk approach for promising solar thermal energy utilizing as it possesses the advantages such as higher thermodynamic efficiency and lower LOCE. However, existing studies are mostly case studies, which merely focus on specific types of hybrid power generation systems. Unified theory has not yet been proposed.

Based on the existing classification, the solar-coal hybrid power generation is normally classified into power-boosting and coal-saving types. The boosted power output and the saved coal amount are used for evaluating the performance of power-boosting and coal-saving hybrid power generation systems, respectively. It is found that the coal-saving hybrid power generation system is more suitable for practical occasions due to the dispatch of the national grid and the boosted power output could be equivalently transformed into the saved coal amount. Therefore, the coal-saving coefficient, indicating the relative saved coal amount, is chosen as the unified criterion for the performance evaluation of solar-coal hybrid power generation systems.

Expressions for the coal-saving coefficient of various types of hybrid power generation systems are primarily conducted based on reasonable hypotheses. Then, the unified theoretical expression for the coal-saving coefficient is derived out. The physical meaning of each item in the unified expression is revealed in details. The relationship and differences between various types of hybrid power generation systems are also expounded based on the unified theoretical expression.

The “superposition effect” of the coal-saving coefficient is revealed based on detailed analysis of unified theoretical expression. The input exergy from the solar field, and the efficiency variations of boiler and turbine both influence the thermal performance of the hybrid power generation system. It is found that the coal-saving coefficient is the superposition of input exergy from solar field and the efficiency change of boiler and turbine.

Based on detailed analysis of the theoretical expression, it is found that the share of solar energy and the matching of energy levels between the solar thermal energy and the working fluid are the two main factors influencing the coal-saving coefficient. In the purpose of verification, the above theoretical analysis is applied into the case study, where the exhaust stream of last-stage high-pressure heater of a 200 MW coal-only power plant is substituted by solar energy. The analytical results are compared with the published data. The good agreement between them verifies the proposed theoretical analysis.

The present study shall serve as the theoretical guidance for the design of newly-built and modified solar-coal power plants. What should be noted is that the proposed unified criterion and theoretical analysis are focused on the thermal performance evaluation of hybrid power generation systems. Other factors, such as environmental and economic aspects, are to be considered in the future study.

solar-coal hybrid power generation, coal-saving coefficient, solar share, energy level coupling

doi: 10.1360/N972016-01340