文章编号:1674-7607(2026)02-0202-11 DOI:10.19805/j.cnki.jcspe.2026.240751

现代热力发电系统的能效分析计算方法及其应用

朱宇航[1]， 韩 鹏[2]， 薛凯丽[1]， 张 衡[1]， 李 涛[1,3]， 陈海平[1]
(1. 华北电力大学 能源动力与机械工程学院，北京 102206； 2. 龙源电力集团有限公司，北京 100032；
3. 河北建投能源投资股份有限公司，河北石家庄 050051)

摘 要：由于构建新型电力系统迫切需要能够客观反映系统能效评价的方法，基于系统工程的观点和现代电力系统热经济性状态方程，构建了与电厂热力系统结构一一对应的系统汽水分布状态方程、输出功和循环吸热量的传递与分析通用方程。基于此，将碳捕集、储能、风电、光电、光热作为辅助系统，探究了其与火电机组热力系统的集成机制，提出了一种考虑碳捕集系统的新型风光火储互补复合发电系统，建立了多能互补复合发电系统能效评价计算通用方程。最后，通过实例对所提方法进行了验证。结果表明：本文方法具有通用、精确和计算机程序化的特点，使得复杂系统能效整体计算和局部分析更加清晰，为清洁低碳的新型电力系统能效评价提供了理论支撑。

关键词：热力系统；状态方程；能效分析；矩阵法；新型电力系统
中图分类号：TK123 **文献标志码**：A **学科分类号**：470.30

Calculation Methods for Energy Efficiency Analysis of Modern Thermal Power Generation Systems and Their Applications

ZHU Yuhang[1]， *HAN Peng*[2]， *XUE Kaili*[1]， *ZHANG Heng*[1]， *LI Tao*[1,3]， *CHEN Haiping*[1]
(1. School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China； 2. China Longyuan Power Group Cooperation Co., Ltd., Beijing 100032, China； 3. Hebei Jiantou Energy Investment Co., Ltd., Shijiazhuang 050051, Hebei Province, China)

Abstract: Due to the urgent need for a method that can objectively reflect the energy efficiency evaluation of novel power systems, based on the viewpoint of systems engineering and a thermo-economic state equation for modern power systems ,the steam-water distribution state equation of the system and general equations for transfer and analysis of output work and cycle heat absorption were constructed, corresponding one-to-one with the structure of the power plant's thermal system. Based on this, carbon capture, energy storage, wind power, photovoltaics, and solar thermal power were treated as auxiliary systems to explore their integration mechanisms with the thermal system of the thermal power units. A novel wind-solar-fire-storage complementary hybrid power generation system considering carbon capture system was proposed, and a general equation for energy efficiency evaluation and calculation of the multi-energy complementary hybrid power generation system was established. Finally, the proposed method was verified through a case study. Results show that the method possesses the characteristics of being universal, precise, and programmable, which makes the overall calculation and local analysis of the complex system en-

收稿日期:2024-12-02 **修订日期**:2025-01-26
基金项目:国家重点研发计划资助项目(2018YFB0604300)；国家自然科学基金资助项目(51976058)
作者简介:朱宇航(2001—)，男，新疆霍城人，硕士研究生，研究方向为热力学及能源高效转换与安全利用。
陈海平(通信作者)，男，教授，博士，E-mail：hdchp@ncepu.edu.cn。

ergy efficiency clearer, providing theoretical support for the energy efficiency evaluation of clean and low-carbon novel power systems.

Key words: thermal system; state equation; energy efficiency analysis; matrix method; novel power system

构建新型电力系统时煤电仍是电力安全保障的“压舱石”。燃煤电厂热力系统是一个复杂的人工系统和典型的能量耗散系统，为了定量评价系统的能效水平，传统的等效热降法和循环函数法[1]等通常是将实际热力系统分解为主/辅系统或主/辅循环，以便深入系统内部结构进行研究，从而有助于评估各种辅助因素对能效的影响，适合电厂能效分析。然而，由于受当时计算手段的限制，为了强调分析方法的简洁性，这些方法在简化模型时牺牲了一定精度[2-3]。

近年来，多种储能技术的发展为风电和光热光电的高效利用提供了技术保障[4-5]，并实现了风电、光伏与火电及储能的高度协同互补，使新能源发电更可测、可控、可稳，构建了碳捕集-风光火储一体化发电系统，有助于降低碳排放、促进新能源消纳，并提升了系统运行灵活性，为新型电力系统的构建提供支撑[6]。如何客观评价一体化发电系统的能效水平，是构建新型电力系统亟待解决的问题。研究表明[7-13]，将碳捕集-风-光-储等作为现代燃煤发电系统的辅助系统或辅助循环来处理，并使其参与一体化系统的能效分析与计算，是一条可行途径。但是，前述计算方法的局限性造成的系统能效分析与计算偏差不容忽视。

在当前以计算机为主要计算手段的背景下，评价计算方法的优劣不再仅仅依赖于运算量的大小，而是更加注重精确度、通用性和智能化[3]。因此，有必要发展电厂热经济性状态方程，将矩阵运算引入多能互补一体化发电系统的能效定量分析中，通过矩阵的结构和元素值来表达一体化发电系统的结构和参数，并采用系统思想来揭示异质能流传递与转换的过程机理。利用该方法能够获得一体化发电系统输出功、工质循环吸热量的传递与分析通用方程及其能效评价方法，其核心是要明晰异质能流与 q-γ-τ 矩阵、系统输出功、工质循环吸热量以及系统能效分析方程的关联机制及其影响规律。

在电厂热经济性状态方程中[14]，q-γ-τ 矩阵是火电机组热力系统中主系统各级回热加热器热平衡方程的矩阵化表示形式；在某运行工况下，主/辅系统结构及其运行参数变化所引起的发电系统能效变化总是通过改变系统中各级回热抽汽流量大小来实现。面对多能互补一体化发电系统中辅助系统和设备的多样性，以及综合效率、运行灵活性、能源互补等优化难题，本文将这些辅助系统中各种异质能流对各级回热抽汽流量的影响，归并到机组热力系统相关热力参数的改变上，从而形成一个与机组实际热力系统结构完全相同的复合发电系统。基于此，建立了一种可量化的多能互补一体化发电系统能效分析计算通用方程，提供能综合反映系统整体和局部特性、具有普遍适用性的新方法，为现代热力发电系统及多能互补复合发电系统的能效评价提供理论支撑。

1　热经济性通用状态方程的发展

热力系统汽水分布状态方程、汽轮机内部功传递与分析方程、工质循环吸热量传递与分析方程共同构成现代热力发电系统的热经济性状态方程。当机组热力系统结构、系统热力学状态一定，且采用定流量法计算时，系统输出功、工质循环吸热量、系统能效指标均被唯一确定。

1.1　热力系统汽水分布通用状态方程

图 1 为现代燃煤发电机组的典型热力系统。该系统由“三高四低一除氧”组成，其中：H1～H3 为高压加热器，H4 为除氧器，H5 为低压加热器，均设置有蒸汽冷却段和疏水冷却段；H6 为低压加热器带疏水泵；H7、H8 为低压加热器，无疏水冷却段，但疏水进入一个疏水冷却器 DC；B、G、HP、IP、LP1、LP2、TP、FP、TD、CP、SG、DE、C 分别为锅炉、发电机、汽轮机高压缸、汽轮机中压缸、汽轮机 1 号低压缸、汽轮机 2 号低压缸、前置给水泵、给水泵、给水泵汽轮机、凝结水泵、轴封冷却器、除盐装置、凝汽器；D_b 为锅炉出口主蒸汽质量流量，kg/h；D_0 为汽轮机入口主蒸汽质量流量，kg/h；D_{rh} 为再热蒸汽质量流量，kg/h；D_{fw} 为省煤器入口给水质量流量，kg/h；D_l 为锅炉自用或跑冒滴漏的蒸汽质量流量，kg/h；D_{de} 为过热器减温喷水质量流量，kg/h；D_{lt} 为给水泵汽轮机抽汽质量流量，kg/h；D_1～D_8 为抽汽质量流量，kg/h；D_c 为排汽质量流量，kg/h；D_{sg1}、D_{sg2} 分别为引入第 2 级高压加热器的轴封漏汽量、引入轴封冷却

器的轴封漏汽量，kg/h；D_{ma}为补水质量流量，kg/h；h_0为主蒸汽比焓，kJ/kg；h_c为汽轮机排汽比焓，kJ/kg；h_1～h_8为加热器抽汽比焓，kJ/kg；$h_{rh,in}$为冷段再热蒸汽比焓，kJ/kg；$h_{rh,out}$为热段再热蒸汽比焓，kJ/kg；h_{wi}为加热器出口给水比焓，kJ/kg，其中 i 为加热器级数，取 1～8。DC、SG 以及凝汽器热井均看作 H8 的附属设备。

由热力学第一定律，以省煤器入口给水质量流量 D_{fw}为计算基准，通过列各级加热器的热平衡方程，可写出热力系统汽水分布矩阵方程为

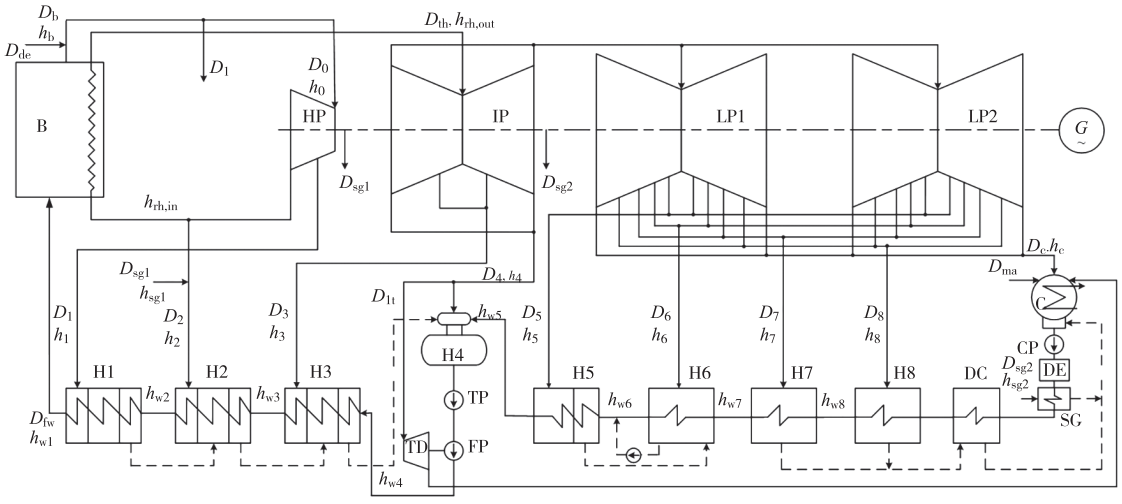


图 1 N1000-26.25/600/600 再热机组的发电厂原则性热力系统图

Fig. 1 Schematic diagram of the principle thermal system for a N1000-26.25/600/600 reheat unit

$$\begin{bmatrix} q_1 & & & & & & & \\ \gamma_2 & q_2 & & & & & & \\ \gamma_3 & \gamma_3 & q_3 & & & & & \\ \gamma_4 & \gamma_4 & \gamma_4 & q_4 & & & & \\ \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & \tau_5 & q_5 & & & \\ \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \tau_6 & \gamma_6 & q_6 & & \\ \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & \tau_7 & q_7 & \\ \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \tau_8 & \gamma_8 & q_8 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2+D_{sg1} \\ D_3 \\ D_4-D_{lt} \\ D_5 \\ D_6 \\ D_7 \\ D_8 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ D_{sg1}q_{sg1} \\ (D_{fw}+D_{de})\tau_p-D_{de}q_{de} \\ -D_{lt}q_{lt} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ D_{sg2}q_{sg2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{fw}\tau_1 \\ D_{fw}\tau_2 \\ D_{fw}\tau_3 \\ (D_{fw}+D_{de})\tau_4 \\ (D_{fw}+D_{de})\tau_5 \\ (D_{fw}+D_{de})\tau_6 \\ (D_{fw}+D_{de})\tau_7 \\ (D_{fw}+D_{de})\tau_8 \end{bmatrix} \tag{1}$$

简记为 $\boldsymbol{AD}+\boldsymbol{Q}_f=\boldsymbol{Q}_\tau$，其中 $\boldsymbol{A}$ 为主系统结构的系数矩阵（即 q-γ-τ 矩阵），其中 q_i、γ_i、τ_i 分别为抽汽放热量、疏水放热量和加热器给水比焓升，其计算方法及物理意义在文献[2]～文献[4]中已有论述，本文不再赘述；$\boldsymbol{D}$ 为从加热器汽侧进/出系统的主、辅汽水流量矩阵；$\boldsymbol{Q}_f$ 为进/出系统的辅助汽水折合纯热量利用项矩阵；$\boldsymbol{Q}_\tau$ 为实际给水焓升矩阵；τ_p、q_{de}、q_{sg1}、q_{sg2}、q_{lt}分别为给水泵比焓升、过热器减温喷水放热量、引入第 2 级高压加热器的轴封漏汽放热量、引入轴封冷却器的轴封漏汽放热量、给水泵汽轮机抽汽放热量。

采用相同的方法，针对结构一定的任意燃煤机组热力系统，仍可导出如式(1)所示的通用型电厂热力系统状态方程。其构成规则见文献[4]～文献[5]。$\boldsymbol{D}$、$\boldsymbol{Q}_f$、$\boldsymbol{Q}_\tau$ 可进一步写成

$$\boldsymbol{D}=\boldsymbol{D}_i\pm\boldsymbol{D}_{fi} \tag{2}$$

$$\boldsymbol{Q}_f=(\pm\Delta\boldsymbol{Q}_i)\pm\boldsymbol{D}_{fi}(\boldsymbol{h}_{fi}-\boldsymbol{h}_i)\pm \boldsymbol{D}_{wfi}(\boldsymbol{h}_{wfi}-\boldsymbol{h}_{w(i+1)}) \tag{3}$$

$$\boldsymbol{Q}_\tau=\tau_i(\boldsymbol{D}_{fw}\mp\boldsymbol{E}\boldsymbol{D}_{wf(i+1)}) \tag{4}$$

其中，$\boldsymbol{D}_i$ 为系统各级抽汽流量矩阵；$\boldsymbol{D}_{fw}$为回热系统水侧的给水流量矩阵；$\boldsymbol{Q}_f$ 包括进、出系统的纯热量或机械功矩阵 $\Delta\boldsymbol{Q}_i$、对应的辅助汽水折合纯热量矩阵 $\boldsymbol{D}_{fi}(\boldsymbol{h}_{fi}-\boldsymbol{h}_i)$以及 $\boldsymbol{D}_{wf(i+1)}(\boldsymbol{h}_{wfi}-\boldsymbol{h}_{w(i+1)})$，其中，$\boldsymbol{D}_{fi}$为辅助蒸汽或辅助水流矩阵，$h_{fi}$和 h_{wfi}分别表示从第 i 级加热器进、出回热系统的辅助汽水比焓，kJ/kg；h_{wi}为第 i 级加热器出口给水比焓，kJ/kg；$\boldsymbol{E}$ 为从第 $i+1$ 行对角线元素为 1，其余元素为 0 的矩阵。

在计算汽轮机输出功及工质循环吸热量时，多以 D_0 为基准，列出锅炉质量平衡式，求出 D_{fw}，并代入前述相关方程中。

$$D_{fw}=D_0+D_{bl}+D_l-D_{de} \tag{5}$$

式中：D_{bl}为汽包锅炉排污量，kg/h。

对于过/再热蒸汽减温喷水流出回热系统的情况，在实际系统的第二类辅助汽水中已考虑。

1.2　汽轮机内部功分析方程与传递矩阵

1.2.1　汽轮机内部功分析方程

要准确确定汽轮机的输出功率，除回热加热器抽汽外，还需了解汽轮机通流和其他辅助汽流细节。一般设流出(进)通流部分的辅助汽流有 n 股($m=1,\cdots,r,\cdots,n$)，其中，第 $1\sim r$ 股为从再热冷段出(进)的辅助汽流，第$(r+1)\sim n$ 股为从再热热段出(进)的辅助汽流，设流出(进)汽轮机时辅助汽流流量为 D_{fti}，比焓为 h_{fti}；再考虑再热喷水减温流量为 D_{rs}，比焓为 $h_{\mathrm{rh,out}}$。则汽轮机实际内部功率方程为

$$W=D_0(h_0-h_{\mathrm{c}})+\sum_1^k\sigma_k)-\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_i^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{D}_i-\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_{\mathrm{fti}}^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{D}_{\mathrm{fti}}+D_{\mathrm{rs}}(h_{\mathrm{rh,out}}-h_{\mathrm{c}}) \tag{6}$$

依据式(1)，当系统无工质损失时，即 $D_{\mathrm{fw}}=D_0$，可得 $\boldsymbol{D}_i=\boldsymbol{A}^{-1}(D_0\boldsymbol{\tau}_i-\boldsymbol{Q}_{\mathrm{f}})$，将其代入功率方程式(6)，则功率方程变为

$$H_0=(h_0-h_{\mathrm{c}}+\sum_1^k\sigma_k)-\boldsymbol{\eta}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\tau}_i+\boldsymbol{\eta}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}-\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_{\mathrm{fti}}^{\sigma\mathrm{T}}\alpha_{\mathrm{fti}}+\alpha_{\mathrm{rs}}(h_{\mathrm{rh,out}}-h_{\mathrm{c}}) \tag{7}$$

其中，W 为汽轮机实际轴端输出功率，kJ/h；H_0 为 1 kg 新蒸汽内部功，kJ/kg；σ 为再热蒸汽吸热量，kJ/kg；$\sum_1^k\sigma_k$ 为第 k 次再热蒸汽总吸热量，kJ/kg。再热前，$\Delta\tilde{h}_i^{\sigma}=h_i+\sum_1^k\sigma_k-h_c$，$\Delta\tilde{h}_{\mathrm{fti}}^{\sigma}=h_{\mathrm{fti}}+\sum_1^k\sigma_k-h_c$；再热后，$\Delta\tilde{\mathrm{h}}_{\mathrm{i}}^{\sigma}=\mathrm{h_i}-\mathrm{h}_c$，$\Delta\tilde{h}_{\mathrm{fti}}^{\sigma}=h_{\mathrm{fti}}-h_{\mathrm{c}}$；$\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}$ 为折合 1 kg 新蒸汽的纯热利用量，kJ/kg；$\alpha_{\mathrm{fti}}=D_{\mathrm{fti}}/D_0$，为进出汽轮机通流部分的蒸汽份额；$\alpha_{\mathrm{rs}}=D_{\mathrm{rs}}/D_0$，为再热器喷水减温份额；$\eta_i$ 为第 i 级抽汽处的抽汽效率。

式(7)为内部功分析方程。该方程没有任何近似假定，准确描述了系统的热力学状态、结构和辅助汽流份额对内部功的影响，是一个全面可靠的内部功分析方程，涵盖了所有影响内部功的因素。

为使用方便，将式(7)右侧分成三部分：

(1) h_0-h_{c} 记作 H_{zz}，kJ/kg。

(2) $\sum_1^k\sigma_k-\boldsymbol{\eta}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\tau}_i$ 记作 ΔH_{rh}，kJ/kg。

(3) $\boldsymbol{\eta}_i^{\mathrm{T}}\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}-\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_{\mathrm{fti}}^{\sigma\mathrm{T}}\alpha_{\mathrm{fti}}+\alpha_{\mathrm{rs}}(h_{\mathrm{rh,out}}-h_{\mathrm{c}})$，记作 ΔH_{f}，kJ/kg。

于是内部功分析方程可写为

$$H_0=H_{zz}+\Delta H_{\mathrm{rh}}+\Delta H_{\mathrm{f}} \tag{8}$$

同理可将式(6)右侧分成三部分，得到式(9)：

$$W=W_{zz}+\Delta W_{\mathrm{rh}}+\Delta W_{\mathrm{f}} \tag{9}$$

根据 ΔH_{f} 的各部分结构可计算出各类辅助汽水对热力系统输出功率的影响。太阳能集热、碳捕集和储能子系统与火电机组集成时，其对多能互补发电系统输出功的影响均体现在 ΔW_{f} 或 ΔH_{f} 中，从而简化了系统输出功的分析过程。

1.2.2　汽轮机内部功的传递矩阵

在内部功分析方程中出现了传递矩阵 $\boldsymbol{\eta}_i$。传递矩阵是内部功分析中的重要参量，在对内部功进行系统分析时，必须首先确定传递矩阵的数值。对于主系统，由传递矩阵的定义有

$$\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\eta}_i=\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_i^{\sigma} \tag{10}$$

针对如图 1 所示的发电厂原则性热力系统，根据矩阵相乘相等原则，从最末级算起，可依次求出 $\eta_1,\eta_2,\cdots,\eta_8$。由文献[3]可知，对于各级抽汽，$\eta_i$ 为第 i 级抽汽处的抽汽效率。将锅炉视作一个汇集式加热器，按照前述状态方程构成规则，式(10)可写为

$$\begin{bmatrix} q_0 & \tau_1 & \tau_2 & \tau_3 & \tau_4 & \tau_5 & \tau_6 & \tau_7 & \tau_8 \\ & q_1 & \gamma_2 & \gamma_3 & \gamma_4 & \tau_5 & \tau_6 & \tau_7 & \tau_8 \\ & & q_2 & \gamma_3 & \gamma_4 & \tau_5 & \tau_6 & \tau_7 & \tau_8 \\ & & & q_3 & \gamma_4 & \tau_5 & \tau_6 & \tau_7 & \tau_8 \\ & & & & q_4 & \tau_5 & \tau_6 & \tau_7 & \tau_8 \\ & & & & & q_5 & \gamma_6 & \tau_7 & \tau_8 \\ & & & & & & q_6 & \tau_7 & \tau_8 \\ & & & & & & & q_7 & \gamma_8 \\ & & & & & & & & q_8 \end{bmatrix}\cdot\begin{bmatrix}\eta_0\\ \eta_1\\ \eta_2\\ \eta_3\\ \eta_4\\ \eta_5\\ \eta_6\\ \eta_7\\ \eta_8\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}h_0+\sigma-h_{\mathrm{c}}\\ h_1+\sigma-h_{\mathrm{c}}\\ h_2+\sigma-h_{\mathrm{c}}\\ h_3-h_{\mathrm{c}}\\ h_4-h_{\mathrm{c}}\\ h_5-h_{\mathrm{c}}\\ h_6-h_{\mathrm{c}}\\ h_7-h_{\mathrm{c}}\\ h_8-h_{\mathrm{c}}\end{bmatrix} \tag{11}$$

简记为

$$\boldsymbol{A}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\eta}_j=\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_j^{\sigma} \tag{12}$$

式中：q_0 为循环吸热量，kJ/kg；η_0 为汽轮机循环热效率，%；$j=0,1,\cdots,8$。

对于由 n 级加热器组成的热力系统，通用矩阵方程可写为

$$\boldsymbol{\Psi}_{ij}\boldsymbol{\eta}_j=\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_j^{\sigma} \tag{13}$$

式中：$\boldsymbol{\Psi}_{ij}$ 为上三角系数矩阵，i 为行，j 为列。

当 $i=j$ 时，$\Psi_{ij}=q_i$。当 $i<j$ 时，$\Psi_{ij}=A_j$，A_j 取 γ_j 或 τ_j，视加热器的型式而定。若第 i 级加热器为

汇集式加热器，则 A_j 均以 τ_j 代之；若第 i 级加热器为疏水放流式加热器，则汇集式加热器用 γ_j 代替 A_j，而在汇集式加热器以下，无论是汇集式加热器还是疏水放流式加热器，则一律用 τ_j 代替 A_j。当 $i>j$ 时，$\Psi_{ij}=0$。其他符号意义同前。

由式(13)可知，η_j 为任意热量加入到汽轮机回热系统的第 j 级抽汽处时，该热量在汽轮机中转变为功的程度。在锅炉出口的新蒸汽部位 η_j 最大，等于 η_0，在凝汽器处 η_j 最小，等于 0，即排汽热效率 $\eta_c=0$。因此抽汽效率 η_j 处于 0 和 η_0 之间，并随抽汽级数增加呈递减趋势。

实际工程计算中，大量应用的是 η_j，尤其是在局部定量计算中。因此，η_j 是汽轮机内部做功的核心，是矩阵分析法使局部定量简便、准确的根本所在。因此，可认为式(13)即为主系统热效率分布状态通用方程。

对于实际系统，由式(1)、式(2)和式(4)可得

$$\boldsymbol{A}\boldsymbol{D}_j=[\boldsymbol{E}-\boldsymbol{A}(\boldsymbol{D}_{fj})_D-(\boldsymbol{Q}_f)_D-\boldsymbol{\tau}_j\boldsymbol{E}(\boldsymbol{D}_{wf(j+1)})_D]\boldsymbol{\tau}_j\boldsymbol{D}_{fw} \tag{14}$$

$$\boldsymbol{A}^V=[\boldsymbol{E}-\boldsymbol{A}(\boldsymbol{D}_{fj})_D-(\boldsymbol{Q}_f)_D-\tau_j\boldsymbol{E}(\boldsymbol{D}_{wf(j+1)})_D]^{-1}\boldsymbol{A} \tag{15}$$

式中：$(\boldsymbol{D}_{fj})_D$、$(\boldsymbol{Q}_f)_D$ 和 $(\boldsymbol{D}_{wf(j+1)})_D$ 分别为对角线元素为 $D_{fj}/(D_{fw}\cdot\tau_j)$、$Q_f/(D_{fw}\cdot\tau_j)$ 和 $D_{wf(j+1)}/(D_{fw}\cdot_{\tau_j})$ 的 n 阶方阵。

因此，实际系统的热效率分布状态通用方程为

$$(\boldsymbol{A}^V)^T\boldsymbol{\eta}_j=\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_j^{\sigma} \tag{16}$$

式(16)中，传递矩阵 $\boldsymbol{\eta}_j$ 与系统结构及热力状态有关。对机组实施在线能耗指标计算和运行性能分析时，任何时刻系统结构和热力状态都是真实准确的，因此用真实准确的数据计算出的 $\boldsymbol{\eta}_j$，以及用 $\boldsymbol{\eta}_j$ 进行能损分析的结果也是准确的。与传统的热力系统能效分布矩阵方程相比，式(16)结构更加简洁，且简化了求解过程。

1.3 循环吸热量分析方程与传递矩阵

1.3.1 循环吸热量分析方程

对于实际系统，考虑锅炉连续排污量 D_{bl}、焓为 h_{bl}，自用蒸汽或跑冒滴漏蒸汽量 D_l、焓为 h_l，过热器喷水减温量 D_{ss}、焓为 h_{ss}(来自给水泵出口)，再热器喷水减温量 D_{rs}、焓为 h_{rs}(来自给水泵中间抽头)，则实际热力系统的工质循环吸热量方程为

$$\begin{aligned}Q_0=&D_0(h_0+\sum_1^k\sigma_k-h_{fw})-(\sum_1^k\boldsymbol{\sigma}_k)_r^T(\boldsymbol{A})_r^{-1}\times\\&[D_0(\boldsymbol{\tau}_i)_r-(\boldsymbol{Q}_{fi})_r]+D_{ss}(h_0-h_{ss})+\\&D_{rs}(h_{rh,out}-h_{rs})+D_{bl}(h_{bl}-h_{fw})+\\&D_l(h_l-h_{fw})\end{aligned} \tag{17}$$

令 $(\sum_1^k\boldsymbol{\sigma}_k)_r^T(\boldsymbol{A})_r^{-1}=(\boldsymbol{\xi}_z)_r^T$，进而有 $(\sum_1^k\boldsymbol{\sigma}_k)_r=(\boldsymbol{A})_r^T(\boldsymbol{\xi}_z)_r$，其中 Q_0 为工质循环吸热量，kJ/h；h_{fw} 为锅炉给水比焓，kJ/kg。

将式(17)两端同除以 D_0，则工质循环吸热量方程变成

$$\begin{aligned}q_0=&h_0+\sum_1^k\boldsymbol{\sigma}_k-h_{fw}-\boldsymbol{\xi}_{z,r}^T(\tau_i)_r+\boldsymbol{\xi}_{z,c}^T\boldsymbol{q}_{fi,r}+\\&\alpha_{ss}(h_0-h_{ss})+\alpha_{rs}(h_{rh,out}-h_{rs})+\\&\alpha_{bl}(h_{bl}-h_{fw})+\alpha_l(h_l-h_{fw})\end{aligned} \tag{18}$$

式中：$\boldsymbol{q}_{fi,r}=\boldsymbol{Q}_{fi}/D_0$，表示折合 1 kg 新蒸汽在冷段抽汽的纯热利用量，kJ/kg；α_{ss}、α_{rs}、α_{bl}、α_l 分别为过热减温水份额、再热减温水份额、锅炉连续排污水份额、锅炉自用蒸汽份额。

分析式(18)可知，可将循环吸热量方程分为三部分：

(1) h_0-h_{fw} 记作 q_{zz}，kJ/kg。

(2) $\sum_1^k\boldsymbol{\sigma}_k-\boldsymbol{\xi}_{z,r}^T\boldsymbol{\tau}_{i,r}$ 记作 Δq_{rh}，kJ/kg。

(3) $\boldsymbol{\xi}_{z,r}^T\boldsymbol{q}_{fi,r}+\alpha_{ss}(h_0-h_{ss})+\alpha_{rs}(h_{rh,out}-h_{rs})+\alpha_{bl}(h_{bl}-h_{fw})+\alpha_l(h_l-h_{fw})$，记作 Δq_f，kJ/kg。

于是工质循环吸热量方程可写为

$$Q_0=Q_{zz}+\Delta Q_{rh}+\Delta Q_f \tag{19}$$

或

$$q_0=q_{zz}+\Delta q_{rh}+\Delta q_f \tag{20}$$

式(19)或式(20)考虑了回热系统的辅助汽水、设备性能以及锅炉侧的辅助汽水。因此，当太阳能集热子系统、碳捕集子系统以及储能子系统等与火电机组热力系统耦合集成后，它们对多能互补复合发电系统循环吸热量的影响都综合表现在 ΔQ_f 或 Δq_f 中，从而大大简化了多能互补复合发电系统循环吸热量的分析过程。

1.3.2 循环吸热量传递矩阵

在循环吸热量分析方程中也出现了一个吸热量传递矩阵。该传递矩阵是工质循环吸热量分析中的重要参量。由前述吸热量传递矩阵定义式可知，$\sum_1^k\boldsymbol{\sigma}_{k,r}=\boldsymbol{A}_r^T\boldsymbol{\xi}_{z,r}$。仍以图 1 所示的再热机组原则性热力系统为对象说明传递矩阵的计算方法。目前国内外机组再热级数 r 一般小于等于 3，且 1～r 级加热器均为疏水自流面式加热器；再热次数 k 为 1 次或 2 次。由图 1 所示的再热机组原则性热力系统的系统结构可知 $r=2$，$k=1$，所以有：$\begin{bmatrix}q_1 & \gamma_2\\ & q_2\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\xi_1\\ \xi_2\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\sigma\\ \sigma\end{bmatrix}$，按矩阵相乘和矩阵相等原则，对于一般情况可得：

$$\xi_z=\begin{cases}\dfrac{\sigma}{q_z}\displaystyle\prod_{j=z+1}^{r}\left(1-\dfrac{\gamma_j}{q_j}\right), & z<r\\ \xi=\dfrac{\sigma}{q_z}, & z=r\end{cases}\tag{21}$$

与传递矩阵 $\boldsymbol{\eta}_i$ 类似，根据小扰动理论，传递矩阵 $\boldsymbol{\xi}_z$ 在负荷或主蒸汽变化不是很大的范围内可视为常量矩阵。2 个传递矩阵 $\boldsymbol{\eta}_i$、$\boldsymbol{\xi}_z$ 分别将系统结构和热力学状态与系统的内部功和吸热量紧密联系在一起，使系统节能分析大大简化。

1.4　火电厂能效分析方程

1.4.1　循环热效率通用方程

基于上述研究成果，机组实际循环热效率方程可写为

$$\eta_i=\frac{H_0}{q_0}=\frac{H_{zz}+\Delta H_{rh}+\Delta H_f}{q_{zz}+\Delta q_{rh}+\Delta q_f}\tag{22}$$

式(22)能够全面准确地反映火电机组的实际循环热效率，它将系统结构与循环热效率分析方程一一对应，便于考察主系统、再热系统以及辅助汽水系统等对机组循环热效率的影响，为复杂热力系统能效分析计算提供了通用方程。当太阳能集热子系统、碳捕集子系统以及储能子系统等与火电机组热力系统耦合集成后，只需对式(22)中相应的辅助汽水项进行修改即可。

1.4.2　电厂热经济性指标方程

我国火力发电厂通常采用热量法来定量评价其热经济性。凝汽式发电厂常用的主要热经济性指标有全厂供电热效率、全厂供电热耗率和全厂供电标准煤耗率[15]。表达式为

$$\eta_{cp}=\eta_b\eta_p\eta_i\eta_m\eta_g(1-\xi_{ap})\tag{23}$$

$$q_{cp}=\frac{3\,600}{\eta_{cp}}\tag{24}$$

$$b_{cp}^{s}\approx\frac{0.123}{\eta_{cp}}\tag{25}$$

式中：η_{cp}为全厂供电热效率，%；q_{cp}为全厂供电热耗率，kJ/(kW·h)；b_{cp}^{s}为全厂供电标准煤耗率，kg/(kW·h)；η_b为锅炉热效率；η_p为管道效率；η_i为实际循环热效率；η_m为机械效率；η_g为发电效率；ξ_{ap}为厂用电率，%。

按照本文规则，可写出通用型火电机组热力系统能效分析状态方程，以计算电厂的热经济性指标。热力系统结构变化可改变状态方程结构，运行环境、运行方式和设备性能改变只改变方程中某些元素的数值，因此本文提出的方程是电厂热力系统、设备及运行节能分析与计算的通用方程，可方便地进行多能互补复合发电系统的能效分析，为构建新型电力系统提供理论支撑。

2　多能互补复合发电系统的能效分析

当太阳能集热子系统、碳捕集子系统以及储热子系统等与火电机组热力系统耦合集成后，将其视作辅助系统或辅助循环，并基于式(16)和式(22)，对辅助汽水项按照本文规则进行相应修改，即可拓展应用到多能互补复合发电系统的能效分析与计算中。

2.1　太阳能集热子系统

太阳能辅助燃煤发电系统的典型方案之一是采用太阳能热替代汽轮机某级回热抽汽来加热锅炉给水。典型多能互补复合发电系统工艺流程示意图如图 2 所示，其本质是辅助水流从主给水或主凝结水管道接入、引出机组回热系统，主要对回热系统的辅助汽水产生影响，具体表现在：流量为 D_{sl}的部分主给水从给水泵出口处流出回热系统，使得回热系统水侧流量减少了 D_{sl}，进而对 $\boldsymbol{Q}_\tau$ 产生了影响；这部分给水经过太阳能集热系统加热后又返回到回热系统某级加热器出口处，从而对矩阵 $\boldsymbol{Q}_f$ 和 $\boldsymbol{Q}_\tau$ 产生了影响。因此，按照前述 $\boldsymbol{Q}$、$\boldsymbol{Q}_\tau$ 的构成规则，进行太阳能辅助燃煤发电系统的能效分析时，无需改变能效计算矩阵结构，只需对式(16)和式(22)的对应项做出改进可得到式(26)～(28)，分别为

$$H_0=\underbrace{h_0-h_c}_{\boldsymbol{H}_{zz}}+\underbrace{\sum_1^j\sigma_j-\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_i^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{\tau}'}_{\Delta\boldsymbol{H}_{rh}}+\underbrace{\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_i^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{q}_f+\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_i^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{\alpha}_{fi}-\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_{fti}^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{\alpha}_{fti}+\alpha_{rs}(h_{rh,out}-h_c)}_{\Delta\boldsymbol{H}_f}\tag{26}$$

（改进项）

$$q_0=\underbrace{h_0-h_{fw}}_{q_{zz}}+\underbrace{\sum_1^j\sigma_j-\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A}_r^{-1}\boldsymbol{\tau}_r'}_{\Delta q_{rh}}+\underbrace{\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A}_r^{-1}\boldsymbol{q}_{f,r}+\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\alpha}_{fr}+\alpha_{bl}(h_{bl}-h_{fw})+\alpha_1(h_1-h_{fw})+\alpha_{ss}(h_0-h_{ss})+\alpha_{rs}(h_{rh,out}-h_{rs})}_{\Delta q_f}\tag{27}$$

（改进项）

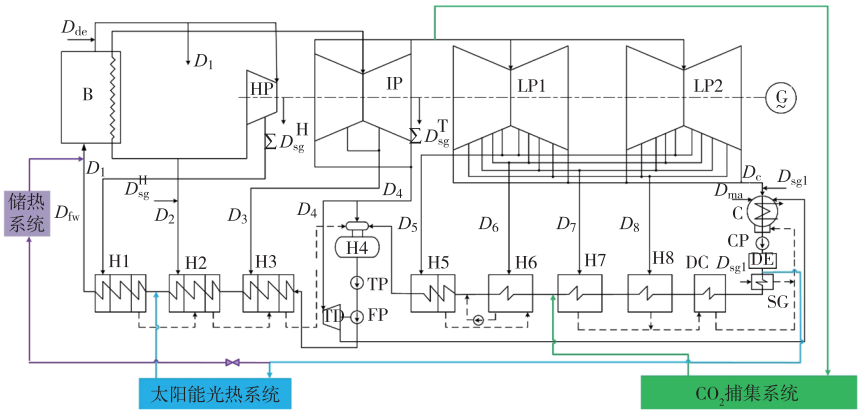


图 2 典型多能互补复合发电系统工艺流程示意图

Fig. 2 Schematic process flow of typical multi-energy complementary composite power generation system

$$\boldsymbol{A}^{\mathrm{V}}=\left[\boldsymbol{E}-\boldsymbol{A}(\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{fj}})_D-(\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}})_{\mathrm{I}}-\boldsymbol{\tau}_j\boldsymbol{E}(\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{wf}(j+1)})_{\mathrm{D}}\right]^{-1}\boldsymbol{A} \tag{28}$$

（改进项）

2.2 CO_2 捕集系统

电厂 CO_2 捕集系统运行时需从汽轮机中抽取大量蒸汽进行解吸，这在与电厂热力系统耦合过程中会对电厂热力系统的辅助汽水产生重大影响，具体表现在采用某级回热抽汽用于 CO_2 捕集系统的吸收剂再生后并入回热系统的某级给水。从回热系统流出、进入 CO_2 捕集系统的某级回热抽汽（流量为 D_{CO_2}，焓为 h_{CO_2}），构成第一类辅助汽水，会对 $\boldsymbol{D}_{\mathrm{fi}}$ 和 $\boldsymbol{Q}_{\mathrm{f}}$ 产生影响；经 CO_2 捕集系统换热后，该汽水返回某级加热器水侧出口级回热抽汽（流量为 D_{CO_2}，焓为 h'_{CO_2}），构成第二类辅助汽水，进而对 $\boldsymbol{Q}_{\mathrm{f}}$ 和 $\boldsymbol{Q}_{\tau}$ 产生影响。因此，进行 CO_2 捕集系统与电厂热力系统耦合的能效分析时，无需改变能效计算矩阵结构，只需对式(16)和式(22)对应项进行改进，可得到式(29)～式(31)分别为

$$H_0=h_0-h_{\mathrm{c}}+\sum_1^j\sigma_j-\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_i^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{\tau}'+\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_i^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}}+\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_i^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{fj}}-\Delta\tilde{\boldsymbol{h}}_{\mathrm{fti}}^{\sigma\mathrm{T}}\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{fti}}+\alpha_{\mathrm{rs}}(h_{\mathrm{rh,out}}-h_{\mathrm{c}}) \tag{29}$$

（改进项；H_{zz}；ΔH_{rh}；ΔH_{f}）

$$q_0=h_0-h_{\mathrm{fw}}+\sum_1^j\sigma_j-\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A}_r^{-1}\boldsymbol{\tau}'_r+\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A}_r^{-1}\boldsymbol{q}_{\mathrm{fr}}+\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{fir}}+\alpha_{\mathrm{bl}}(h_{\mathrm{bl}}-h_{\mathrm{fw}})+\alpha_1(h_1-h_{\mathrm{fw}})+\alpha_{\mathrm{ss}}(h_0-h_{\mathrm{ss}})+\alpha_{\mathrm{rs}}(h_{\mathrm{rh,out}}-h_{\mathrm{rs}}) \tag{30}$$

（改进项；q_{zz}；Δq_{rh}；Δq_{f}）

$$\boldsymbol{A}^{\mathrm{V}}=\left[\boldsymbol{E}-\boldsymbol{A}(\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{fj}})_D-(\boldsymbol{q}_{\mathrm{f}})_{\mathrm{D}}-\boldsymbol{\tau}_j\boldsymbol{E}(\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{wf}(j+1)})_{\mathrm{D}}\right]^{-1}\boldsymbol{A} \tag{31}$$

（改进项）

2.3 储热系统

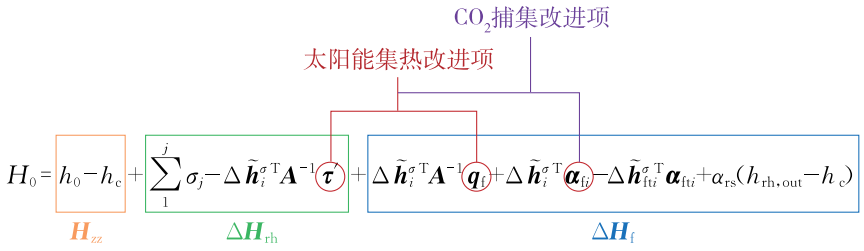
为平抑风电、光伏发电等新能源的随机波动性，促进新能源消纳，将富裕风电、光电转换为热能，再将转换后的热能与火电机组热力系统进行有机集成，是提升新能源消纳能力的一条可行途径。储热系统在与电厂热力系统耦合过程中，主要对机组回热系统的辅助汽水和锅炉的辅助汽水产生影响，具体表现在：对部分主凝结水或给水（流量为 D_{cr}）加热升温后再返回到锅炉给水管道，可以等效为在不改变电厂热力系统回热系统的情况下，储热系统提供纯热量进入锅炉。该过程使得工质在锅炉内的循环吸热量减少了 $D_{\mathrm{cr}}(h_{\mathrm{cr}}-h_{\mathrm{fw}})$。在进行储热系统与电厂热力系统耦合的能效分析时，只需对式(22)对应项进行改进可得到式(32)，即

$$q_0=h_0-h_{\mathrm{fw}}+\sum_1^j\sigma_j-\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A}_r^{-1}\boldsymbol{\tau}'_r+\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{A}_r^{-1}\boldsymbol{q}_{\mathrm{fr}}+\left[\sum_1^j\boldsymbol{\sigma}_j\right]^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\alpha}_{\mathrm{fir}}+\alpha_{\mathrm{bl}}(h_{\mathrm{bl}}-h_{\mathrm{fw}})+\alpha_1(h_1-h_{\mathrm{fw}})+\alpha_{\mathrm{ss}}(h_0-h_{\mathrm{ss}})+\alpha_{\mathrm{rs}}(h_{\mathrm{rh,out}}-h_{\mathrm{rs}})-\alpha_{\mathrm{cr}}(h_{\mathrm{cr}}-h_{\mathrm{fw}}) \tag{32}$$

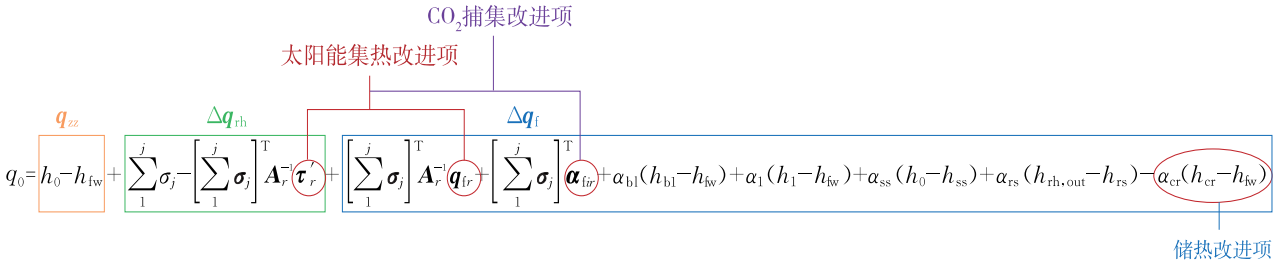
（q_{zz}；Δq_{rh}；Δq_{f}；改进项）

2.4　风光火储＋碳捕集一体化复合发电系统

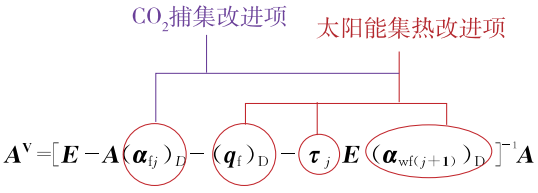
根据以上分析可以看出，尽管太阳能集热子系统、碳捕集子系统、储热子系统与电厂热力系统的耦合方式不同，但其本质上都可以看成电厂热力系统的辅助汽水。进行多能互补复合发电系统能效分析时，只需对式(16)和式(22)对应项进行改进，可得到式(33)～式(35)，分别为



(33)



(34)



(35)

综上可见，所提出的通用型火电机组热力系统能效分析状态方程，可方便地推广运用于多能互补复合发电系统的能效分析与计算中，并且在推导过程中没有任何假设或简化，从而保证了计算结果的准确性；在局部定量分析中，将复杂的分析过程转化为单纯的矩阵运算，因而构成规则明确，规律性极强，且以数学语言替代热力特性的物理本质，非常适应计算机程序化，可为现有的电厂流程模拟软件提供新的优化算法和方程。

3　案例分析

本文以图 1 所示 N1000-26.25/600/600 型再热机组为例，基于前述方法进行案例计算与分析。热力系统的主要参数如表 1～表 3 所示。

应用本文推导的热力系统能效分析计算的通用方程对该机组热力系统进行分析，结果如表 4 所示。根据电厂热力系统汽水分布通用状态方程可求解出热力系统各级抽汽系数。根据主系统抽汽热效率矩阵方程与实际系统的抽汽热效率矩阵方程可计算出辅助系统以及设备性能对各级抽汽效率 η_j 的影响。结果表明，与不加辅助系统及设备相比，由于给水泵组 FP 的存在，第 3 级抽汽效率降低了 9.22 百分点，这是给水泵产生的焓升排挤第3级抽汽做功造

表 1　回热系统主系统参数

Tab. 1　Primary system parameters of the regenerative system

级数	h_i	$h_{w(i+1)}$	h_{wi}	$h_{w,i,d}$	q_i	γ_i	τ_i
1	3 179.9	1 218.5	1 317.1	1 253.4	1 926.5		98.6
2	3 111.6	957.0	1 218.5	973.4	2 138.2	280.0	261.5
3	3 384.8	785.0	957.0	838.2	2 546.6	135.2	172.0
4	3 184.7	666.0	785.0		2 518.7	172.2	119.0
5	3 029.5	521.4	666.0	546.3	2 483.2		144.6
6	2 836.4	355.7	521.4	532.5	2 303.9	13.8	165.7
7	2 614.5	256.4	355.7	366.4	2 248.1		99.3
8	2 481.7	136.2	256.4	266.9	2 345.5	99.5	120.2

注：$h_{wi,d}$为第 i 级加热器疏水焓，kJ/kg；h_0＝3 482.1 kJ/kg；h_c＝2 310.8 kJ/kg；h_{fw}＝1 317.1 kJ/kg；q_{rh}＝549.2 kJ/kg。

表 2 回热系统辅助汽水参数

Tab. 2 Auxiliary steam-water parameters of the regenerative system

级数	α_{fi}	q_f	α_{wfi}
3		$\alpha_{fw}\Delta h_{fw,pu}$	
4	$-\alpha_{lt}$		
5		$(\alpha_5+\alpha_6)(h_{w6,d}-h_{w6})$	$\alpha_5+\alpha_6$
8	α_{dr7}	$\alpha_{dr7}(h_{w7,d}-h_8)h_h+\alpha_{sg1}(h_{sg1}-h_c')+(\alpha_{fw}-\sum_1^6\alpha_i+\alpha_{lt})\Delta h_{cw,pu}$	

注：$\Delta h_{fw,pu}$ 为给水泵组焓升，kJ/kg；α_{lt} 为给水泵汽轮机用汽系数；α_{dr7} 为第 7 级回热加热器疏水系数；$\Delta h_{cw,pu}$ 为凝结水泵组焓升，kJ/kg。

表 3 锅炉和汽轮机侧辅助汽水参数

Tab. 3 Auxiliary steam-water parameters on boiler and turbine side

锅炉侧	α_l	$\alpha_{ma}=0.010\ 101$	$h_{w,ma}=62.8$ kJ/kg
	α_l'	$-\alpha_{rh}'=-0.004\ 818\ 4$	$h_{rh}'-h_{fw}=q_{rh}=549.2$ kJ/kg
汽轮机侧	α_{fti}	$-\alpha_{rh'}=-0.004\ 818\ 4$	$q_{rh}=549.2$ kJ/kg
	轴封漏气	$-\alpha_{sg1}=-0.000\ 306\ 14$	$h_{sg1}=3\ 193.2$ kJ/kg
		$-\alpha_{sg2}=-0.000\ 683\ 7$	$h_{sg2}=3\ 149.4$ kJ/kg

注：α_{ma} 为补充水系数；$-\alpha_{rh}'$ 为再热轴封漏气系数；α_{sg1}、α_{sg2} 分别为轴封 1 和轴封 2 漏气系数；q_{rh} 为再热吸热量。

表 4 各级汽水流量系数及抽汽效率计算结果

Tab. 4 Calculation results of steam-water flow coefficients and extraction efficiencies for each stage

级数	α_i	主系统抽汽效率 η_j	辅助系统及设备性能对 η_j 的影响
1	0.052 22	0.557 9	0
2	0.117 94	0.541 3	0
3	0.042 45	0.364 4	−0.092 2
4	0.090 16	0.309 1	0.410 8
5	0.044 51	0.291 1	−0.002 1
6	0.048 47	0.230 4	−0.033 7
7	0.029 93	0.136 5	0
8	0.030 59	0.073 6	−0.005 9

成的。第 4 级抽汽效率提高了 41.08%，这是由于汽轮机第 4 级抽汽大部分流入了给水泵汽轮机做功，使得进入 H4 的蒸汽流量大幅度降低，而其疏水比焓在计算中假定不变，导致其抽汽效率明显提升。H6 经过疏水泵的辅助水流进入 H5 按照回热系统第二类辅助汽水处理，因此对第 5 级抽汽做功产生排挤，导致第 5 级抽汽效率降低了 0.21%。此外，疏水冷却器 DC、轴封冷却器 SG 以及凝汽器热井均看成 H8 的附属设备，同时 H7 的疏水进入 H8 按照回热系统第一类辅助汽水处理。因此，H7 的疏水、轴封冷却及凝结水泵组焓升对第 8 级抽汽做功产生排挤，使得 H8 的抽汽效率降低了 0.59%。

根据本文推导的机组能效分析计算的通用方程，对该机组热力系统的循环热效率进行分析计算，得到热力系统的主系统、回热再热系统以及辅助系统对输出功率和吸热量的影响，并得到最终的实际循环效率 η_i 为 0.494 19，如表 5 所示。结果表明，再热循环和辅助系统对汽轮机输出功率和锅炉循环吸热量的影响显著，因此在热力系统优化改进过程中需予以重视，尤其是在现有热力系统的改造中，辅助系统对系统整体和局部单元参数的影响不容忽视。

表 5 热力系统输出功率及吸热量计算结果

Tab. 5 Calculation results of output power and heat absorption of the thermal system

H_{zz}/(kJ·kg^{-1})	ΔH_{rh}/(kJ·kg^{-1})	ΔH_f/(kJ·kg^{-1})	H_0/(kJ·kg^{-1})
1 171.3	152.111 3	−35.844 1	1 287.567 2
q_{zz}/(kJ·kg^{-1})	Δq_{rh}/(kJ·kg^{-1})	Δq_f/(kJ·kg^{-1})	q_0/(kJ·kg^{-1})
2 165	455.745 9	−15.315 9	2 605.43

将本文采用的热力系统能效分析计算的通用方程与常规热平衡法[15]进行比较。采用常规热平衡法计算得到的输出功率 W 和机组热耗 Q_0 分别为

$$W=\frac{3\ 600P_e}{\eta_m\eta_g}=3\ 830\ 635\ 686\ \ \text{kJ/h} \tag{36}$$

功率校核：

$$W_*=W_c+\sum_{j=1}^{8}W_j=3\ 835\ 938\ 422\ \ \text{kJ/h} \tag{37}$$

$$\delta W=\left|\frac{W-W_*}{W}\right|=0.138\%(<1\%) \tag{38}$$

$$Q_0=D_0'h_0+D_{rh}q_{rh}+D_{ma}h_{w,ma}-D_{fw}h_{fw}=7\ 751\ 455\ 181\ \ \text{kJ/h} \tag{39}$$

式中：P_e 为发电机组的输出功率，MW；η_m 为机械效率，%；η_g 为发电机效率，%；W_* 为校核功率，kJ/h；W_c 为排汽功率，kJ/h；W_j 为各级抽汽功率，kJ/h；δW 为功率误差。

进一步分析得到汽轮机实际循环效率为 $\eta_{th}=0.494\ 18$，误差 $\delta\eta=\frac{\eta-\eta_{th}}{\eta}=0.002\%$。

比较本文计算结果与常规热平衡法的计算结果可知，虽然 2 种算法的计算过程不同，但是最终结果几乎相同，误差仅为 0.002%。因此，本文所采用的热力系统能效分析计算的通用方程是可行的。

此外，常规热平衡方法需对回热系统 x 个加热

器的平衡方程、一个汽轮机功率方程所组成的(x+1)个线性方程组求解，特别是对于现代复杂热力系统，其求解步骤十分繁琐。而所提出的热力系统能效分析计算的通用方程仅需将矩阵按上述规则列出即可直接得到计算结果，尤其适合采用计算机语言表达，能够大大简化计算过程，提升计算效率，从而更加清晰、直观地体现出热力系统整体和局部参数，无需复杂的模型建立与分析。

综上，电厂热经济性状态方程是由能量守恒方程导出的，没有任何近似假定，它是一个准确方程。此方程的建立使得系统热经济性指标与系统的结构、状态之间有了直接联系。且方程是解析的，因此既可用于系统指标计算，也可用于系统节能分析，是电厂热力系统节能指标计算与节能定量分析重要的基础方程之一。

电厂热经济状态方程严格成立的物理条件是系统处于稳定态。这是由于在推导过程中所用的加热器热平衡方程、汽轮机功率方程、工质循环吸热量方程都是稳定态方程。根据定态熵产最小原理，在相同边界条件下非稳定态熵产率大于稳定态熵产率。由基本热力学可知，熵产率大意味着效率低，即能耗高。因此，在相同边界条件下，电厂热力系统达到稳定态时的热耗率要低于未达到稳定态期间(过渡过程)的热耗率。在电厂热力系统运行时，大部分时间系统处于稳定态或接近稳定态。因此，可用热经济状态方程计算并跟踪系统能耗率，同时提高自动控制水平，以缩短非稳态时间。上述分析是基于机组侧来考虑的，当考虑锅炉热效率、管道热效率后，即可进行发电厂全厂热经济性指标的分析与计算。因此，热经济状态方程是电厂热力系统计算和系统节能分析的基础。

4　结论

(1) 在全面考虑辅助系统、设备性能及运行方式的基础上，研究了热力系统经济性分析三大状态方程的优化分析方法，建立了机组能效分析计算的通用方程。该方程不仅可以计算出最终参数，同时可以清晰地反映热力系统局部结构对整体系统的影响。

(2) 提出了一种考虑碳捕集系统的新型风光火储互补复合发电系统，建立了多能互补复合发电系统能效分析计算通用模型。该模型可以综合反映系统整体和局部特性且具有普遍适用性。

(3) 对国内典型 1 000 MW 超超临界再热机组进行机组热力系统能效分析。结果表明，本文提出的机组能效分析计算的通用方程计算简单，适用性强，能够对多能互补复合发电系统能效分析提供指导。

参考文献：

[1] 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.

[2] 郭江龙，张树芳，宋之平，等. 火电厂热力系统热经济性矩阵分析方法[J]. 中国电机工程学报，2004，24(1)：205-210.
GUO Jianglong，ZHANG Shufang，SONG Zhiping，et al. Methodology for thermal economy matrix analysis of thermal systems in thermal power plants[J]. Chinese Journal of Electrical Engineering，2004，24(1)：205-210.

[3] 陈海平，刘吉臻，张春发，等. 火电机组辅助汽水系统定量分析的通用模型[J]. 中国电机工程学报，2005，25(12)：98-102.
CHEN Haiping，LIU Jizhen，ZHANG Chunfa，et al. A general model of quantitative analysis of the steam-water auxiliary system for the coal-fired power unit[J]. Chinese Journal of Electrical Engineering，2005，25(12)：98-102.

[4] 孙月巧，郑宏飞，孔慧. 碳中和背景下煤电转型关键技术研究与展望[J]. 动力工程学报，2022，42(11)：1013-1023.
SUN Yueqiao，ZHENG Hongfei，KONG Hui. Key technologies and prospects of coal power transformation under carbon neutrality background[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2022，42(11)：1013-1023.

[5] 李建林，谭宇良，王含，等. 配网及光储微网储能系统配置优化策略[J]. 高电压技术，2022，48(5)：1893-1902.
LI Jianling，TAN Yuliang，WANG Han，et al. Research on configuration optimization of energy storage system in distribution network and optical storage microgrid[J]. High Voltage Technology，2022，48(5)：1893-1902.

[6] 程韧俐，李江南，周保荣，等. 含碳捕集-电转气的风光火储一体化系统优化运行[J]. 上海交通大学学报，2024，58(5)：709-718.
CHENG Renli，LI Jiangnan，ZHOU Baorong，et al. Operation optimization for integrated system of wind-PV-thermal-storage with CC-P2G[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University，2024，58(5)：709-718.

[7] 王长清，谭煜幺，徐瑞昌，等. 1 000 MW 燃煤机组钙循环烟气 CO_2 捕集系统模拟研究[J]. 动力工程学

报，2025，45(5)：738-746.
WANG Changqing，TAN Yuyao，XU Ruichang，et al. Simulation study on CO_2 capture system of calcium cycle flue gas of a 1 000 MW coal-fired power generation unit[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2025，45(5)：738-746.

[8] 安连锁，冯蕾，陈海平，等. 再循环式光-煤互补复合发电系统的热经济状态方程[J]. 太阳能学报，2015，36(1)：209-215.
AN Liansuo，FENG Lei，CHEN Haiping，et al. Thermo-economic state equation of a recirculating solar aided power system[J]. Acta Energiae Solaris Sinica，2015，36(1)：209-215.

[9] FEN Lei，CHEN Haiping，ZHOU Yanan，et al. The development of a thermo-economic evaluation method for solar aided power generation[J]. Energy Conversion and Management，2016，116：112-119.

[10] 姜锦涛，李春曦，董志坚，等. 太阳能辅助燃煤碳捕集发电机组的变工况热力性能研究[J]. 动力工程学报，2022，42(4)：341-349.
JIANG Jintao，LI Chunxi，DONG Zhijian，et al. Study on off-design thermal performance of solar-assisted coal-fired generating units with carbon capture[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2022，42(4)：341-349.

[11] 李斌，徐文韬，杨建蒙. 带储热装置的太阳能辅助燃煤发电系统研究[J]. 太阳能学报，2021，42(8)：223-230.
LI Bin，XU Wentao，YANG Jianmeng. Research on solar energy-assisted coal-fired power generation system with heat storagy device[J]. Acta Energiae Solaris Sinica，2021，42 (8)：223-230.

[12] 侯宏娟，梁明宇，黄畅. 两种典型集成方式下太阳能辅助燃煤机组发电系统热性能对比分析[J]. 太阳能学报，2018，39(4)：925-932.
HOU Hongjuan，LIANG mingyu，HUANG Chang. Thermal performance analysis of solar assisted coal-fired power generation system under two typical integrating modes[J]. Acta Energiae Solaris Sinica，2018，39(4)：925-932.

[13] 范高峰，叶茂菁，孙浩家，等. 新型光煤互补发电系统动态特性与调峰性能研究[J]. 动力工程学报，2024，44(12)：1835-1844.
FAN Gaofeng，YE Maojing，SUN Haojia，et al. Study on dynamic characteristics and peak regulation performance of the new solar-coal complementary power generation system[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2024，44(12)：1835-1844.

[14] 陈海平，薛凯丽，张衡. 多效率扰动下复杂热力系统能效分析与评价方法[J]. 动力工程学报，2022，42(9)：865-872.
CHEN Haiping，XUE Kaili，ZHANG Heng. Energy efficiency analysis and evaluation methods for complex thermal systems under multiple efficiency perturbations[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering，2022，42(9)：865-872.

[15] 陈海平. 热力发电厂[M]. 北京：中国电力出版社，2018.

(上接第 201 页)

[J]. Electric Power Engineering Technology，2022，41(3)：118-124，132.

[18] BINGOL M C. Investigation of the standard deviation of Ornstein-Uhlenbeck noise in the DDPG algorithm[J]. Gazi University Journal of Science Part C：Design and Technology，2021，9(2)：200-210.

[19] SUN Li，JIN Yuhui，SHEN Jiong，et al. Sustainable residential micro-cogeneration system based on a fuel cell using dynamic programming-based economic day-ahead scheduling[J]. ACS Sustainable Chemistry & Engineering，2021，9(8)：3258-3266.