

双压凝汽器闭式循环水系统的最优运行方式

曾德良¹, 王 玮¹, 刘吉臻¹, 张志刚²

(1. 华北电力大学 控制与计算机工程学院, 北京 102206; 2. 大唐国际天津盘山电厂, 天津 301900)

摘 要: 循环水入口温度是决定循环水泵最优运行方式的重要参数。对于开式循环水系统来说, 循环水入口温度即环境温度; 但对于闭式循环水系统来说, 循环水入口温度为冷却塔出塔水温。以逆流式冷却塔为研究对象, 结合冷却塔热平衡计算方程式, 通过迭代计算的方法确定出了循环水泵在不同运行方式时的冷却塔出塔水温, 同时提出了入塔风速的软测量方法, 而此前文献都是通过空气动力计算来获得入塔风速的。针对出塔水温和入塔风速在计算过程中存在的非线性方程多解问题, 作了详细探讨, 并最终确定了其符合物理意义的真实解。最后, 将其应用到双压凝汽器中, 由此得出循环水泵最优运行方式对现场具有一定的指导意义。

关 键 词: 入塔风速; 出塔水温; 双压凝汽器; 最优运行

中图分类号: TK264 文献标识码: A

引 言

循环水泵的运行方式对凝汽器真空和厂用电率等指标影响较大, 在一定环境及汽轮机负荷条件下的循环水泵的最优运行方式、确定循环水泵的合理运行台数和保证凝汽器在最佳真空下工作, 是提高电厂运行经济性的重要措施。对于闭式循环水系统来说, 冷却塔通过出塔水温(即循环水入口温度)来影响凝汽器压力, 进而影响冷端系统的经济性^[1]。因此, 确定循环水泵在不同运行方式下的冷却塔出塔水温, 是确定循环水泵最优运行方式的关键。

文献[2~4]在确定循环水泵运行方式时, 都是在假定循环水入口温度相等的前提下进行的。但对于闭式循环水系统来说, 循环水入口温度在循环水泵不同运行方式时相差较大。因此, 不考虑冷却塔因素而直接在循环水入口温度相等的前提下确定循环水泵的最优运行方式显然是不合理的。本研究提出在环境温度相同的前提下估算循环水泵在不同运

行方式下的冷却塔出塔水温, 即循环水入口温度, 并在此基础上确定循环水泵的最优运行方式。

自然通风逆流湿式冷却塔广泛用于电站凝汽器循环水的冷却, 其冷却特性直接影响电站冷端系统的安全经济高效运行^[5], 入塔风速是体现其换热性能的一个重要参数, 它可以通过冷却塔的空气动力计算^[6~7]得到, 但由于塔内的阻力计算过程复杂, 阻力系数需要进行多组试验确定, 方法实用性差而且不准确。针对此缺点, 本研究提出一种冷却塔入塔风速软测量方法, 其为计算循环水泵在不同运行方式下的冷却塔出塔水温, 进而确定循环水泵的最优运行方式奠定了基础。

近年来, 大容量、高参数机组迅速发展, 同时水资源越来越宝贵, 多压凝汽器在现代大型电站得到广泛的应用。诸多文献也提出了多压凝汽器的优化模型^[8], 但在确定循环水泵最优运行方式时, 大多数电厂还是将多压凝汽器按单压凝汽器来处理, 因此得出的结论并不准确。研究以天津某电厂双压凝汽器循环水系统为研究对象, 首先计算其在相同环境条件、不同循环水泵运行方式下的循环水入口温度, 最终确定出其最优运行方式, 并将此结果与单压凝汽器的计算结果进行了比较。

1 循环水入口温度的确定

本研究的目标是在环境条件相同的情况下确定循环水泵在不同运行方式工作时的冷却塔出塔水温值(即循环水入口温度)。闭式循环水系统开始工作后存在这样一个过程: 循环水以环境中水的温度为水温初值进入凝汽器, 换热后进入冷却塔冷却并再次返回凝汽器, 如此往复后最终循环水入口温度会稳定在某一确定值, 此即我们要求的循环水入口

收稿日期: 2010-03-09; 修订日期: 2010-06-24

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51036002)

作者简介: 曾德良(1969-), 男, 四川成都人, 华北电力大学副教授。

温度。因此,计算循环水泵在不同运行方式下的冷却塔出塔水温时,均取环境中水的温度为循环水入口温度的初值,依次计算出循环水出口温度(凝汽器内过程)和冷却塔出塔水温(冷却塔内过程),并以当前的冷却塔出塔水温作为循环水入口温度再次重复上述计算,直至当前计算出的出塔水温值与上一时刻的计算值一致,此时认为出塔水温稳定,其值即稳定的循环水入口温度值。图1为循环水泵在不同运行方式下稳定出塔水温迭代计算流程,计算过程中嵌套了一个由已知入塔水温计算出塔水温的单步迭代计算过程。

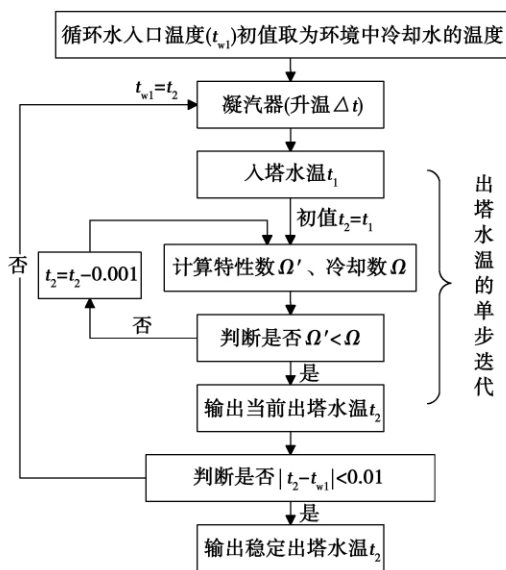


图1 稳定出塔水温迭代计算流程

1.1 出塔水温的单步迭代计算

由麦克尔焓差法理论及辛普逊积分法可得,以焓差为动力进行冷却塔热力计算的基本方程式为^[6-7]:

$$A\lambda^m = \frac{C_w \Delta t}{6} \left(\frac{1}{h_2'' - h_1} + \frac{4}{h_m'' - h_m} + \frac{1}{h_1'' - h_2} \right) \quad (1)$$

结合式中各参数的计算公式可将式(1)表示为^[6-7]:

$$f(P, \varphi, t_{gq}, t_2, t_1, V_m) = 0 \quad (2)$$

式中: P 、 φ 、 t_{gq} 、 t_1 、 t_2 、 V_m —大气压力、相对湿度、环境温度、入塔水温、出塔水温、入塔风速; A 、 m —常数; λ —气水比; C_w —水的定压比热容; Δt —水温差; h_2'' 、 h_1'' 、 h_m'' —温度分别为 t_2 、 t_1 以及平均水温 t_m 时的饱和空气焓; h_1 、 h_m 、 h_2 —入塔空气、平均状态空气及出塔空气的比焓。

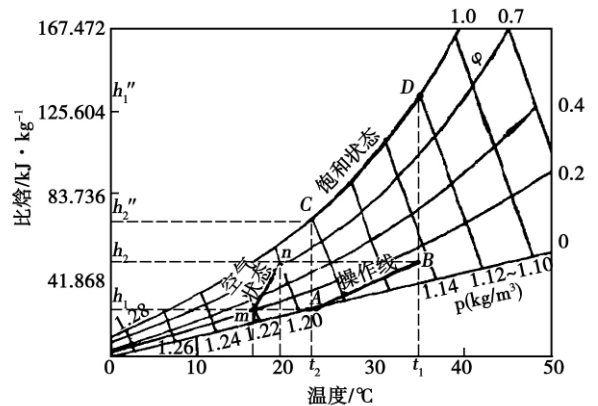


图2 冷却过程的 h-t 图

以比焓为纵坐标,温度为横坐标绘制成的 $h-t$ 图表示出了冷却过程中空气和水的状态变化,如图2所示,从图中可以看出水的降温过程以及空气温度、相对湿度和焓的增加过程。操作线 AB 与饱和曲线 CD 间的垂直距离则代表了气水相接触时气温为水温时的饱和空气比焓与空气焓之间的焓差,即推动力^[7],此即焓差动力的物理意义。

由式(2)可知:在环境条件一定的情况下,方程式有入塔水温 t_1 、出塔水温 t_2 以及入塔风速 V_m 3个变量,已知任意两个变量即可求第三个变量。出塔水温的单步迭代计算过程即根据当前的入塔水温和入塔风速来计算当前的出塔水温。

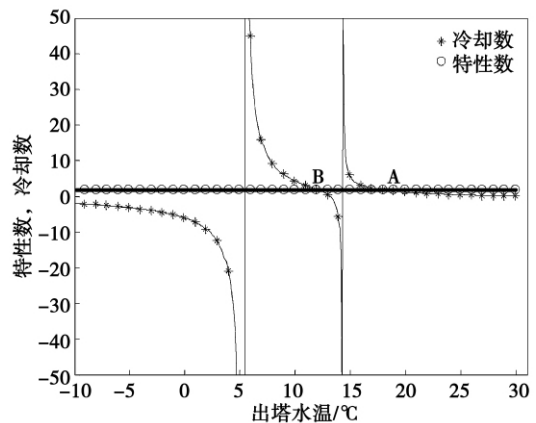


图3 冷却塔特性数与冷却数随出塔水温的变化曲线

由于式(2)为非线性方程式,可能存在多解。图3为冷却塔特性数和冷却数随出塔水温的变化规律。图3中至少存在A、B两点特性数和冷却数相等,即式(1)至少存在A、B两个解。分析发现:在B点有 $h_2'' > h_1$, $h_m'' > h_m$, $h_1'' < h_2$; A点 $h_2'' > h_1$, $h_m'' > h_m$,

$h_1'' > h_2$ 基于焓差动力的物理意义, 我们可确定 A 点为符合物理意义的真实解, 即 A 点所对应的出塔水温即为我们要求值。因此, 在出塔水温的单步迭代计算过程中, 冷却塔出塔水温初值取为冷却塔入塔水温值, 逐渐减小出塔水温值进行迭代计算, 直至满足迭代退出条件: 冷却数大于特性数。此过程即图 1 中嵌套的出塔水温单步迭代计算过程。

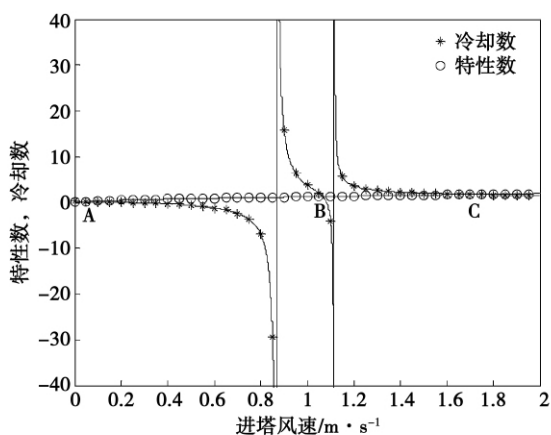


图 4 冷却塔特性数与冷却数随入塔风速的变化规律

1.2 入塔风速的软测量

由式 (2) 可知: 在一定的环境条件和确定的入塔水温下, 入塔风速与出塔水温是一一对应的。因此, 在环境条件确定的情况下, 由电厂数据库中的入、出塔水温测点数据, 通过求解式 (1) 即可得此时冷却塔的入塔风速。

由于式 (1) 为非线性方程式, 可能存在多解。图 4 为冷却塔特性数和冷却数随入塔风速的变化规律。图 4 中至少存在 A、B、C 3 点特性数和冷却数相等, 即式 (1) 至少存在 A、B、C 3 个解。对 A、B、C 3 个解进行分析发现: 在 A 点时有 $h_2'' > h_1$, $h_m'' < h_m$, $h_1' < h_2$; B 点有 $h_2'' > h_1$, $h_m'' > h_m$, $h_1' < h_2$; C 点 $h_2'' > h_1$, $h_m'' > h_m$, $h_1' > h_2$ 。由焓差动力的物理意义可知, C 点对应的入塔风速值为满足物理意义的真实解, 其值即为我们所求的当前循环水泵运行方式下的入塔风速。

图 5 为基于以上分析绘制的入塔风速迭代计算流程。在估算循环水泵运行方式变化后的入塔风速时, 假设循环水泵运行方式变化瞬时进、出塔水温并不变化, 并以此时计算出的入塔风速值确定循环水泵在不同运行方式下的冷却塔出塔水温。

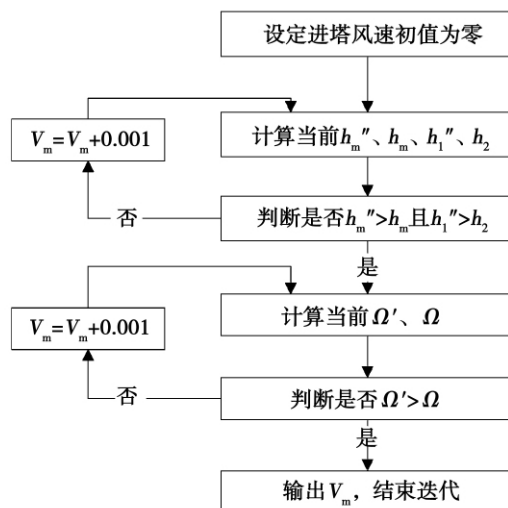


图 5 入塔风速迭代计算流程

2 双压凝汽器工作原理及其压力确定

多压凝汽器在循环水入口温度较高或冷却倍率较小时, 热经济性要比单压凝汽器高, 因此, 多压凝汽器适用于冷却水温较高或缺水的地区。文献 [10] 指出, 600 和 1 000 MW 机组采用双压凝汽器时, 机组热耗可降低约 0.2% ~ 0.3%。

双压凝汽器是将单压凝汽器并联运行方式改为双压串联运行方式, 即把负荷为 Q 、冷却面积为 F_c 的单压凝汽器改装为冷却面积各为 $F_c/2$ 的双压凝汽器, 并保持冷却水量不变。双压凝汽器压力对应的饱和温度分别为:

$$t_{s1} = t_{w1} + \Delta t/2 + \delta_{11} \quad (3)$$

$$t_{s2} = t_{w1} + \Delta t + \delta_{12} \quad (4)$$

其中, 温升 Δt 以及端差 δ_{11} 、 δ_{12} 可计算为:

$$\Delta t = (h_2 - h_1) / (C_p \frac{D_w}{D_c}) \quad (5)$$

$$\delta_{11} = \frac{n}{31.5 + t_{w1}} \left(\frac{D_c/2}{A/2} + 7.5 \right) \quad (6)$$

$$\delta_{12} = \frac{n}{31.5 + t_{w1} + \Delta t/2} \left(\frac{D_c/2}{A/2} + 7.5 \right) \quad (7)$$

由以上公式可分别确定双压凝汽器低、高压侧的压力。图 6 为双压和单压凝汽器中蒸汽和冷却水温度沿冷却表面的分布。

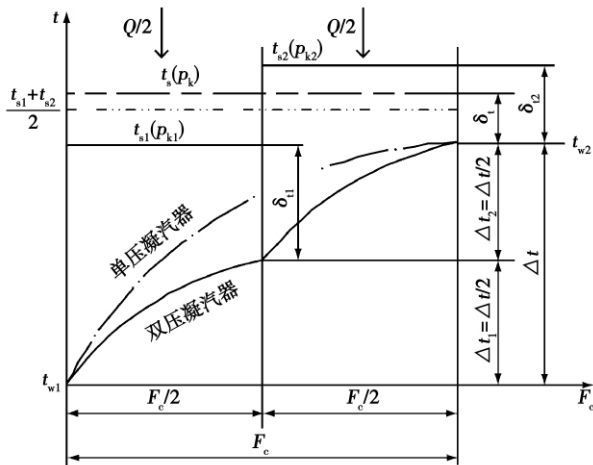


图 6 单压、双压凝汽器中蒸汽和水温度沿冷却表面的分布

3 循环水泵最优运行方式的确定

循环水泵优化启停是通过调整循环水泵的组合方式来改变循环水流量,最终达到调整凝汽器真空的目的,其本质是一个平衡计算的问题:即增大循环水流量可以提高凝汽器真空,从而使汽轮机功率增加,但同时也会引起循环水泵耗功率增加。根据热经济性最佳的原则,当二者的差值最大时,对应的循环水泵运行方式最优。循环水泵最优运行方式确定过程为:

- (1) 根据厂家提供的循环水泵特性及管路特性曲线图,得出循环水泵在不同运行方式下的工况点,并计算其轴功率,据此可以得出循环水泵运行方式切换前后消耗的泵功增量^[9];
- (2) 确定相同环境条件下,各环境温度、负荷对应的不同循环水泵运行方式时的循环水入口温度(即冷却塔出塔水温);
- (3) 计算各环境温度、负荷下的温升、端差,确定其对应的饱和蒸汽温度,最终得到其凝汽器压力;
- (4) 由厂家提供的凝汽器压力对汽轮机功率的修正曲线(汽轮机热力特性计算说明书)确定各凝汽器压力对应的汽轮机功率,进而求出循环水泵运行方式切换前后的汽轮机功率增量;
- (5) 比较泵功增量与汽轮机功率增量,从而确定循环水泵的最优运行方式。

4 600 MW 机组循环水泵最优运行方式的确定

某 2 × 600 MW 机组:循环水泵单泵运行时流量为 39 569 m³/h,两泵并联运行时流量为 65 948 m³/h。凝汽器为 N-36000-I 型凝汽器,双背压,设计循环水进口温度为 21 °C,设计循环水量为 18.5 m³/s,额定工况下,低压凝汽器设计真空为 4.7 kPa,高压凝汽器设计真空为 5.736 kPa,汽轮机广义排汽量为 1 235.32 t/h。冷却塔为 8 000 m² 双曲线自然通风冷却塔,填料采用的是某公司塑料 S 波淋水填料,热力特性方程为: $\Omega = 1.64\lambda^{0.78}$ 。

计算结果如表 1 和表 2 所示,表中,“2”表示 2 机 2 泵最优,“3”表示 2 机 3 泵最优,“4”表示 2 机 4 泵最优。

表 1 某电厂单压凝汽器循环水系统最优运行方式

负荷 / %	环境温度 / °C						
	5	10	15	20	25	30	33
100	3	4	4	4	4	4	4
90	3	3	4	4	4	4	4
80	3	3	3	4	4	4	4
75	3	3	3	4	4	4	4
70	3	3	3	4	4	4	4
60	2	3	3	3	3	3	4
50	2	2	3	3	3	3	3
40	2	2	2	3	3	3	3

表 2 某电厂双压凝汽器循环水系统最优运行方式

负荷 / %	环境温度 / °C						
	5	10	15	20	25	30	33
100	2	3	3	3	4	4	4
90	2	3	3	3	3	4	4
80	2	2	3	3	3	3	4
75	2	2	3	3	3	3	3
70	2	2	3	3	3	3	3
60	2	2	2	3	3	3	3
50	2	2	2	2	2	3	3
40	2	2	2	2	2	2	2

5 结 论

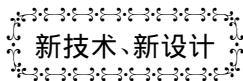
闭式循环水系统的循环水入口温度为冷却塔出水温度, 主要受环境条件、冷却塔及循环水泵运行方式等因素的影响。本研究提出了在相同的环境温度条件下确定循环水泵在不同运行方式下的冷却塔出水温度(即循环水入口温度), 基于此确定出的循环水泵最优运行方式对现场冷端系统的经济运行具有一定的指导意义。同时在循环水入口温度的确定过程中, 提出了一种冷却塔入塔风速软测量方法, 并将其应用到冷却塔的热力计算中去。

以单、双压凝汽器闭式循环水系统为对象, 分别确定其循环水泵最优运行方式, 并对计算结果进行了比较, 在环境温度或机组负荷升高到某一值时, 双压凝汽器较单压凝汽器总是能在较小的循环水流量下获得最佳真空。由此可知: 在循环水入口温度较高时, 双压凝汽器的热经济性要比单压凝汽器高。因此在确定循环水泵最优运行方式时将多压凝汽器按单压凝汽器来处理是不合理的。

参考文献:

- [1] 李秀云, 严俊杰, 林万超. 火电厂冷端系统评价指标及诊断方法的研究[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(9): 94-99.
- [2] 董丽娟, 张润盘, 张春发. 循环水泵的优化调度[J]. 电力科学与工程, 2007, 23(1): 73-78.
- [3] 王爱军, 李艳华, 张小桃, 等. 循环水泵优化运行方式的在线分析与研究[J]. 汽轮机技术, 2005, 47(2): 130-132.
- [4] 赵 斌, 张晓亮, 刘 玲. 汽轮机凝汽器最佳真空的影响因素及确定方法[J]. 河北理工大学学报, 2007, 29(4): 85-90.
- [5] 赵元宾, 孙奉仲, 王 凯, 等. 十字隔墙湿式冷却塔冷却特性的数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2009, 29(8): 6-13.
- [6] 赵振国. 冷却塔[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 1997.
- [7] 史佑吉. 冷却塔运行与试验[M]. 北京: 水利电力出版社, 1990.
- [8] 闫水保, 魏新利, 黄永志. 多压凝汽器的优化[J]. 动力工程, 2007, 27(2): 251-253.
- [9] 董丽娟, 张润盘, 张春发. 循环水泵的优化调度[J]. 电力科学与工程, 2007, 23(1): 73-78.
- [10] 葛晓霞, 缪国钧, 钟 澎, 等. 双压凝汽器循环水系统的优化运行[J]. 动力工程, 2009, 29(4): 389-393.
- [11] 康 松, 杨建明, 胥建群. 汽轮机原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 2000.

(编辑 伟)



径向叶片式空气分离器对轴流风扇失速特性的影响

据《ASME Journal of Turbomachinery》2010年4月号报道, 为了得到高效和结构紧凑、简单的空气分离器, 在一台低速单级轻度负荷的轴流风扇上研究了代替现有轴流叶片而装有径流叶片的空气分离器预防失速的效果。

在试验中, 根据对装置几个几何尺寸的测量观察得到下列结论:

(1) 与弯曲型叶片比较, 由平板做成的简化的径流叶片表现出强有力的失速预防效果, 其中良好的一种叶片直到风机停机都没有发生失速。

(2) 空气分离器内再循环通路的径向高度对失速的改进有重要的影响, 它应该大于在研究中由试验给出的一些临界尺寸。

(3) 装置的轴向长度应该大于在研究中由试验给出的一些临界尺寸。过多地减少轴向长度, 可能使预防失速的效果急剧降低。

(4) 根据改进失速和提高风扇效率的两个方面, 应该把装置入口通路内的转子顶部叶片进气边设置在入口通路宽度中心的附近。

(吉桂明 摘译)

Guide Teaching and Research Section , No.2 Artillery Engineering College , Xi'an , China , Post Code: 710025) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 168 ~ 170

In the light of an error accumulation problem of the LPV (linear parameter varying) model , an improved LPV model was put forward. On the basis of a nonlinear model for a turbofan engine , a LPV model for the turbofan engine was established with its LP rotor rotating speed serving as a scheduling variable. A rotating speed-oil supply quantity feedback was added to the model in question. Together with a PI link , a closed loop circuit was formed , achieving an improvement of the LPV model. The simulation results show that the improved LPV model in question can effectively overcome the error accumulation defect of the LPV model , thus more realistically reflecting the steady and dynamic state characteristics of nonlinear models. **Key words:** aeroengine , gain scheduling , linear parameter varying model , PID (proportional , integral and differential)

双压凝汽器闭式循环水系统的最优运行方式 = **Optimal Operation Mode of a Dual-pressure Condenser Closed Type Circulating Water System** [刊 汉] ZENG De-liang , WANG Wei , LIU Ji-zhen (College of Control and Computer Engineering , North China University of Electric Power , Beijing , China , Post Code: 102206) , ZHANG Zhi-gang (Datang International Tianjin Panshan Power Plant , Tianjin , China , Post Code: 301900) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 171 ~ 175

Circulating water inlet temperature is regarded as an important parameter for determining the optimal operation mode of a circulating water pump. For an open type circulating water system , the circulating water inlet temperature represents the ambient temperature. For a closed type one , however , it denotes the cooling tower outlet water temperature. With a counterflow type cooling tower serving as an object of study , in combination with the heat balance calculation formulae for a cooling tower and by adopting an iterative calculation method , the tower outlet water temperatures under different operation modes were determined. In the meantime , a soft method for measuring the tower ingoing air speed was presented. In the earlier literatures , however , the tower ingoing air speed was invariably obtained by an aerodynamic calculation. The problem concerning the multiple solutions to the nonlinear equation in the calculation of the tower outgoing water temperature and ingoing air speed was expounded. A real solution coincident with the physical meaning was finalized. At last , the solution such obtained was applied in the dual-pressure condenser. The optimal operation mode obtained therefrom for the circulating water pumps can serve as a guide for on-site operations. **Key words:** tower ingoing air speed , tower outgoing water temperature , dual-pressure condenser , optimal operation

CO₂ 跨临界双级压缩带回热器与不带回热器循环分析 = **Analysis of a CO₂ Trans-critical Dual-stage Compression Cycle With and Without a Recuperator** [刊 汉] WANG Hong-li , TIAN Jing-rui (College of Metallurgy and Energy Source , Hebei United University , Tangshan , China , Post Code: 063009) , MA Yi-tai (Thermal Energy Research Institute , Tianjin University , Tianjin , China , Post Code: 300072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 176 ~ 180

To address the ODP (Ozone Depletion Potential) and GWP(Global Warming Potential) problems arisen from freon refrigeration coolant , mathematical models were established for CO₂ trans-critical dual-stage compression cycle with a recuperator (TSCV + TGC + IHX) and without a recuperator (TSCV + TGC) by employing a thermodynamic method. In addition , based on Visual Basic program , a platform for analyzing the performance of both cycles was developed. It has been found that under the identical contrast conditions , the average performance of TSCV + TGC