

## 适用于燃煤气的 STIG 循环中湿燃气的状态方程

(哈尔滨工业大学 热工教研室, 黑龙江 哈尔滨 150001) 陈安斌 尚德敏 严家骥  
(辽宁能源总公司, 辽宁 沈阳 110000) 刘 铭 何健勇

**摘 要:** 将燃煤气的 STIG 循环中湿燃气当作实际气体处理, 利用两项维里方程的对比态形式, 建立了湿燃气的状态方程, 用此状态方程及余函数修正法计算了湿燃气的热力性质, 并与按理想气体计算的湿燃气的热力性质进行了比较。

**关 键 词:** 煤气化; STIG 循环; 湿燃气; 状态方程

中图分类号: TK123 文献标识码: A

## 1 引言

目前世界上正研制和开发的、比较先进的燃煤发电技术是整体煤气化联合循环和增压流化床联合循环<sup>[6]</sup>。而燃煤气的 STIG 循环是将煤气化技术与 STIG 循环相结合的新型循环, 它不仅具有 STIG 循环的优越性能, 而且解决了燃煤的环境污染问题<sup>[5]</sup>。图 1 为燃煤气的闭式 STIG 循环系统简图。煤在气化炉中形成粗煤气, 经过热交换器, 降温放热以加热给水产生回注用蒸汽, 再经过脱硫、除尘变为洁净煤气, 作为循环所用的燃料进入燃烧室。在燃烧室中煤气与空气燃烧后与注入的蒸气混合, 达到燃气轮机入口温度, 再在涡轮中膨胀做功。余热锅炉利用燃气轮机排气来加热处理过的水, 使之变为过热蒸汽, 注入燃烧室。

循环工质的热力性质是循环分析的基础, 循环中能量的转换与利用必须依据工质热力性质进行计算。燃煤气的闭式 STIG 循环中在燃气轮机中做功并排入余热锅炉的工质是由煤气的燃烧产物与水蒸汽混合而成的, 简称湿燃气。它的热力性质精确与否将直接影响循环的分析和计算。通常用理想混合气体的计算方法, 将各组分的物性按成分叠加来计算湿燃气的热力性质。而如果将湿燃气按实际气体考虑, 计算其热力性质, 则需要有湿燃气的状态方程。因此本文建立了湿燃气的状态方程, 并利用此状态方程计算了湿燃气的热力性质。

## 2 湿燃气状态方程的建立

设煤炭气化后所生成的洁净煤气中的七种成分  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $N_2$ ,  $Ar$ ,  $CH_4$ ,  $H_2O$  的摩尔百分含量分别为  $m_1, m_2, m_3, m_4, m_5, m_6, m_7$ 。当燃烧室燃料系统为  $\beta$  ( $\beta < 1$ ), 注蒸汽比为  $X$  时, 燃料完全燃烧后, 湿燃气的组分有五种:  $CO_2, H_2O, O_2, N_2, Ar$ ; 五种成份的摩尔百分含量分别为:  $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5$ 。  $r_1 \sim r_5$  的计算方法参见文献[5]。

两项维里方程实用式的对比态形式为:  $Z = 1 + \frac{Bp_c}{RT_c} \cdot \frac{p_r}{T_r}$ , 此式适用于  $\rho < \rho_c/2$ 。而在燃煤气的 STIG 循环燃气轮机中的湿燃气最高压力一般不超过 5 MPa, 余热锅炉中温度不低于 90 °C, 满足  $\rho < \rho_c/2$ , 符合两项维里方程的适用范围。因此, 如果按两项维里方程的形式建立湿燃气的状态方程, 关键在于求出湿燃气对比状态方程中的  $\frac{Bp_c}{RT_c}$ 。湿燃气由五种成份组成, 它们是  $CO_2, H_2O, O_2, N_2, Ar$ , 对于非极性或弱极性的物质  $O_2, N_2, Ar, CO_2$ ,  $\frac{Bp_c}{RT_c}$  可以由 Tsounopoulos 修正式<sup>[8]</sup> 给出, 即

$$\frac{Bp_c}{RT_c} = f_0(T_r) + \omega \cdot f_1(T_r) \quad (1)$$

$$f_0(T_r) = 0.1445 - \frac{0.330}{T_r} - \frac{0.1385}{T_r^2} - \frac{0.0121}{T_r^3} - \frac{0.000607}{T_r^8} \quad (1-1)$$

$$f_1(T_r) = 0.0637 + \frac{0.331}{T_r^2} - \frac{0.423}{T_r^3} - \frac{0.008}{T_r^8} \quad (1-2)$$

对于极性物质  $H_2O$ , 用 Tsounopoulos 推荐式<sup>[8]</sup>, 即式 (1) 的右边直接加上一个校正项  $f_2(T_r)$ :

$$f_2(T_r) = \frac{0.0279}{T_r^6} - \frac{0.0229}{T_r^8} \quad (2)$$

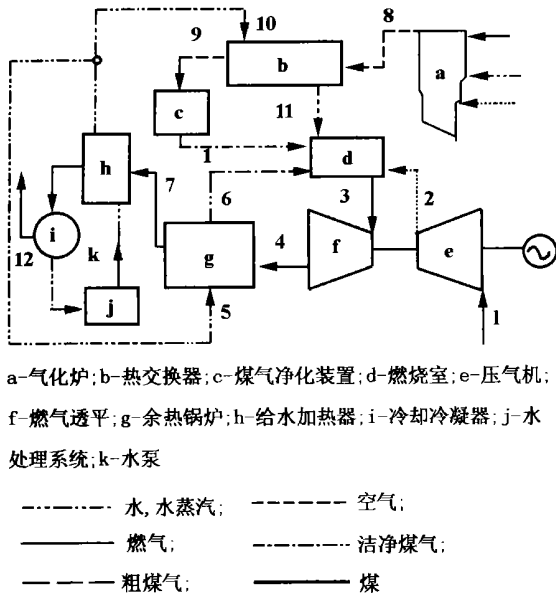


图 1 燃煤气的闭式 STIG 循环系统图

由于湿燃气中的每种气体均满足式(1), 因此由这些气体混合而成的湿燃气也应满足式(1), 此时式(1)中的  $T_r$  为湿燃气对比温度,  $\omega_m$  为湿燃气的偏心因子,  $\omega_m = \sum_{i=1}^5 r_i \cdot \omega_i$ . 考虑到  $H_2O$  的计算与其它四种气体稍有不同, 按式(1)计算湿燃气  $\frac{Bp_c}{RT_c}$  时, 等式右边应加一项  $r_5 \cdot g_2(T_r)$  加以修正, 即

$$\frac{Bmp_{cm}}{RT_{cm}} = f_0(T_r) + \omega_m \cdot f_1(T_r) + r_5 \cdot g_2(T_r) \quad (3)$$

式中  $g_2(T_r) = \frac{0.0279}{T_r^6} \cdot \frac{T_{c5}^6}{T_{cm}^6} - \frac{0.0229}{T_r^8} \cdot \frac{T_{c5}^8}{T_{cm}^8}$

湿燃气的真实临界参数难以确定, 在导出状态方程时可使用伪临界参数, 这些参数是按一定规则组合而成。对于湿燃气所处的特殊状态, 其分子力的形式更接近于二级维里修正。于是可以通过下列混合规则求出其临界参数:

$$T_{cm} = \left( \sum_{i=1}^5 r_i \sqrt{T_{ci}} \right)^2 \quad (4)$$

$$V_{cm} = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^5 r_i r_j V_{ij} \quad (5)$$

$$V_{ij} = \left( \sqrt[3]{V_{ci}} + \sqrt[3]{V_{cj}} \right)^3 / 8 \quad (6)$$

$$Z_{cm} = \sum_{i=1}^5 r_i Z_{ci} \quad (7)$$

$$P_{cm} = RZ_{cm}T_{cm} / V_{cm} \quad (8)$$

式中各种气体的临界参数数据取自文献[2]。

这样, 湿燃气的状态方程就可以表示为:

$$Z = 1 + \frac{Bmp_{cm}}{RT_{cm}} \cdot \frac{1}{T_r} \cdot p_r \quad (9)$$

式中  $\frac{Bmp_{cm}}{RT_{cm}} = f_0(T_r) + \omega_m \cdot f_1(T_r) + r_5 \cdot g_2(T_r)$

$$f_0(T_r) = 0.1445 - \frac{0.330}{T_r} - \frac{0.1385}{T_r^2} - \frac{0.0121}{T_r^3} - \frac{0.000607}{T_r^8}$$

$$f_1(T_r) = 0.0637 + \frac{0.331}{T_r^2} - \frac{0.423}{T_r^3} - \frac{0.008}{T_r^8}$$

$$g_2(T_r) = \frac{0.0279}{T_r^6} \cdot \frac{T_{c5}^6}{T_{cm}^6} - \frac{0.0229}{T_r^8} \cdot \frac{T_{c5}^8}{T_{cm}^8}$$

$$\omega_m = \sum_{i=1}^5 r_i \cdot \omega_i$$

### 3 方程精度讨论

该方程的精度可以这样估计: 由于每种纯物质按 Tsonopoulos 式计算的维里方程精度约为 1%, 而湿燃气为每种物质按摩尔成份的叠加, 因而状态方程的精度会比 1% 略高一些。

当燃料系数和注蒸汽比均为 0 时, 湿燃气为空气。空气的状态方程为:

$$Z = [f_0(T_r) + 0.0357f_1(T_r)] \frac{P_r}{T_r} + 1$$

$$p_c = 3.7 \text{ MPa} \quad T_c = 132.2 \text{ K} \quad (10)$$

表 1 给出的是空气在不同温度和压力下在文献 [7] 中查得的比容  $v_a$  与按状态方程(10)计算的比容  $v_j$  的比较, 表中比容的单位是  $\text{cm}^3/\text{g}$ 。由表 1 可以看出, 空气状态方程最大误差只有 1.4%。虽然空气只是湿燃气中的一个特例, 但也可以从侧面反映出按上述方法得出的湿燃气的状态方程是可靠的。

### 4 状态方程的应用

循环热力计算中用到的湿燃气的热力性质主要有定压摩尔热容  $c_p$ 、焓  $H$  和对数相对压力  $\ln \pi$ 。如果按理想气体考虑, 湿燃气的  $c_p^0, H^0, \ln \pi^0$  的值分别为:

$$c_p^0 = r_1 c_{pCO_2}^0 + r_2 c_{pH_2O}^0 + r_3 c_{pO_2}^0 + r_4 c_{pN_2}^0 + r_5 c_{pAr}^0 \quad (11)$$

$$H^0 = r_1 H_{CO_2}^0 + r_2 H_{H_2O}^0 + r_3 H_{O_2}^0 + r_4 H_{N_2}^0 + r_5 H_{Ar}^0 \quad (12)$$

$$\ln \pi^0 = r_1 \ln \pi_{CO_2}^0 + r_2 \ln \pi_{H_2O}^0 + r_3 \ln \pi_{O_2}^0 + r_4 \ln \pi_{N_2}^0 + r_5 \ln \pi_{Ar}^0 \quad (13)$$

式中各种气体成份在理想气体状态下的定压摩尔热

容、焓、标准熵的数据取自文献[1]。

然而，实际湿燃气的热力性质与把湿燃气当作理想考虑时的热力性质相比有较大差别，所以要考虑压力的影响，对热力性质加以修正。而这种热力性质上的差别可以通过相应的余函数表示出来：

$$H(T, P) = H^0(T) + \Delta H(T, P) \quad (14)$$

$$c_p(T, P) = c_p^0(T) + \Delta c_p(T, P) \quad (15)$$

$$\ln \pi(T, P) = \ln \pi^0(T) + \Delta \ln \pi(T, P) \quad (16)$$

用文献[1]提供的方法即可得出湿燃气作为实际气体考虑的各项热力性质，即

$$H = H^0 + \Delta H' \cdot p \quad (17)$$

$$\ln \pi = \ln \pi^0 + \Delta \ln \pi' \cdot p \quad (18)$$

$$c_p = c_p^0 + \Delta c_p' \cdot p \quad (19)$$

表 1 空气状态方程精度检验

T/K	p	p					
		1 MPa	2 MPa	3 MPa	4 MPa	5 MPa	6 MPa
500	$v_a$	144.0	72.29	48.37	36.42	29.26	24.46
	$v_j$	144.04	72.28	48.36	36.40	29.22	24.44
	$\Delta v\%$	0.03	-0.01	-0.02	-0.05	-0.14	-0.08
900	$v_a$	259.3	130.1	87.08	65.55	52.64	44.03
	$v_j$	259.31	130.15	87.09	65.57	52.65	43.04
	$\Delta v\%$	0.0	0.01	0.01	0.03	0.02	0.02
1300	$v_a$	374.3	187.7	125.5	94.40	75.75	63.32
	$v_j$	374.31	187.73	125.54	94.44	75.78	63.34
	$\Delta v\%$	0.0	0.02	0.03	0.04	0.04	0.03
1500	$v_a$	431.7	216.4	144.6	108.7	87.21	72.95
	$v_j$	431.77	216.48	144.72	108.84	87.31	72.96
	$\Delta v\%$	0.02	0.04	0.08	0.13	0.11	0.01

表 2  $H^0$  与  $H$  的值

单位: kJ/kmol

T/K	X = 0.2			X = 0.3		
	$H^0$	$H$	$eH\%$	$H^0$	$H$	$eH\%$
500	15314.38	14973.31	-2.2271	15449.98	15017.41	-2.7998
900	28857.63	28828.44	-0.1012	29127.97	29077.60	-0.1729
1300	43712.98	43737.26	0.0555	44184.00	44194.36	0.0234
1700	59496.03	59547.49	0.0865	60243.25	60284.27	0.0681

注:  $eH = 100 \times (H - H^0) / H^0$

表 3  $\ln \pi^0$  与  $\ln \pi$  的值

T/K	X = 0.2			X = 0.3		
	$\ln \pi^0$	$\ln \pi$	$e \ln \pi \%$	$\ln \pi^0$	$\ln \pi$	$e \ln \pi \%$
500	3.72701	3.65214	-2.0090	3.69125	3.60020	-2.4667
900	6.10799	6.09697	-0.1839	6.09556	6.08286	-0.2083
1300	7.74674	7.74156	-0.007	7.75625	7.75043	-0.007
1700	9.01846	9.01550	-0.003	9.05011	9.04680	-0.004

注:  $e \ln \pi = 100 \times (\ln \pi - \ln \pi^0) / \ln \pi^0$

式中  $\Delta H', \Delta c_p', \Delta \ln \pi'$  均可通过相应的热力学微分方程结合湿燃气状态方程式(9)得出:

$$\Delta H' = \left( \frac{\partial \Delta H}{\partial P} \right)_T = \left( \frac{\partial \Delta H_r}{\partial P_r} \right)_{T_r} \cdot \frac{P_c V_c}{P_c} = \frac{R_M T_c}{P_c} \left\{ \begin{aligned} & f_0(T_r) + \omega_{mf1}(T_r) + r_5 g_2(T_r) \\ & - T_r [f_0'(T_r) + \omega_{mf1}'(T_r) + r_5 g_2'(T_r)] \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

$$\Delta \ln \pi' = \left( \frac{\partial \Delta \ln \pi}{\partial P} \right)_T = - \frac{1}{P_c} f'(T_r) = - \frac{1}{P_c} [f_0'(T_r) + \omega_{mf1}'(T_r) + r_5 g_2'(T_r)] \quad (21)$$

$$\Delta c_p' = \left( \frac{\partial \Delta c_p}{\partial P} \right)_T = \left( \frac{\partial \Delta c_{p,r}}{\partial P_r} \right)_{T_r} \cdot \frac{R_M Z_c}{P_c} = - \frac{R_M \cdot T_r}{P_c} [f_0''(T_r) + \omega_{mf1}''(T_r) + r_5 g_2''(T_r)] \quad (22)$$

[例] 选用煤种为烟煤、采用空气气化(空气取自压气机)的气化炉<sup>[4]</sup>。此时洁净煤气的摩尔组成为:  $m_1 = 0.119, m_2 = 0.215, m_3 = 0.134, m_4 = 0.520, m_5 = 0.0, m_6 = 0.012, m_7 = 0.0$ , 当燃料系数  $\beta$  为 0.3, 注蒸汽比  $X$  分别为 0.2、0.3 时, 湿燃气的状态方程分别为:

$$Z_{X=0.2} = [f_0(T_r) + 0.1206f_1(T_r) + 0.2261g_2(T_r)] P_r + 1 \quad (23)$$

$$p_c = 6.436 \text{ MPa} \quad T_c = 225.9 \text{ K}$$

$$Z_{X=0.3} = [f_0(T_r) + 0.1406f_1(T_r) + 0.2953g_2(T_r)] P_r + 1 \quad (24)$$

$$p_c = 7.363 \text{ MPa} \quad T_c = 254.8 \text{ K}$$

当压力为 3MPa 时, 按上述状态方程计算得到的湿燃气的热力性质与按理想气体计算得到的热力性质如表 2、3、4 所示。

由表 2、3、4 可以看出, 温度越低、注蒸汽比越高时, 焓  $H$ 、对数相对压力  $\ln \pi$  和定压摩尔热容  $c_p$  的值与按理想气体计算的值偏差越大。

### 5 结论

本文将燃煤气的 STIG 循环中的湿燃气当作实际气体处理, 建立了湿燃气的对比状态方程, 并用湿燃气状态方程和余函数修正法, 计算了湿燃气的热力性质。从举例的计算结果可以看出, 湿燃气按实际气体考虑, 利用状态方程计算的热力性质在温度较低时, 明显偏离按理想气体计算的

表 4  $c_p^0$  与  $c_p$  的值 单位: kJ/(kmol·K)

T/K	X = 0.2			X = 0.3		
	$c_p^0$	$C_p$	$ec_p/\%$	$c_p^0$	$C_p$	$ec_p/\%$
500	32.04883	35.87214	11.9296	32.32117	37.16622	14.9903
900	35.65333	35.85271	.5592	36.06534	36.29313	.6316
1300	38.44445	38.53464	.0023	39.03998	39.14194	.0026
1700	40.35629	40.40743	.0013	41.13964	41.19720	.0014

注:  $ec_p = 100 \times (c_p - c_p^0) / c_p^0$

热力性质;同时发现,注蒸汽量越大,气体的热力性质越偏离得越明显。本文的工作为燃煤气的 STIG 循环的进一步研究做了必要的工质热物性准备。

参考文献

[1] 严家禄, 杨玉顺, 刘明. 烃类燃料的燃气热力性质表. 北京: 科学出版社, 1989.  
 [2] 董景山. 流体的热物理性质. 北京: 中国石化出版社, 1996.

[3] 钟史明. 燃气—蒸汽联合循环发电. 北京: 水利电力出版社, 1995.  
 [4] 焦树建. 整体煤气化燃气——蒸汽联合循环 (IGCC). 北京: 中国电力出版社, 1996.  
 [5] 陈安斌, 王永青, 尚德敏, 严安禄. 燃煤气的闭式 STIG 循环的热力学分析. 热能动力工程, 1998, 13(4): 254—256.  
 [6] U. S. Environmental characteristics of clean coal technologies. Department of Energy,

1992  
 [7] Vargaftik N B. Table on the thermophysical properties of liquids and gases in normal and dissociated states. Hemisphere pub. Corp. 1975.  
 [8] Tsouopoulos C. An Empirical correlation of second virial coefficients. AIChE J, 1974 20: 263 ~ 272.

(渠源 编辑)

(上接 280 页)

3.2 2号抽汽口抽汽量减少

在正常运行过程中, 2号抽汽口(可调整抽汽口, 即阀门 A, 见图 2)由于某种原因突然关小 5% 而低压调节阀门开度不变时, 各级流量的动态响应曲线如图 5 所示。由曲线可以看出, 可调整抽汽前的一、二、三级蒸汽流量略有下降, 而可调整抽汽后的四、五、六、七、八级蒸汽流量都略有上升。这主要是因为 2号抽汽口关小, 导致该节点压力上升, 在非临界状况下, 前三级流量随着压比降低略有减少, 而后几级流量则随压比提高稍有增加。

汽机内各级出功随 2号抽汽口关小而变化的动态响应曲线如图 6 所示。其中, 前三级由于流量、焓降均略有下降, 所以出功也随之减少; 后几级的流量和焓降则随级前压力的上升而都稍有增加, 使得其出功亦有一点提高。然而由于后几级的流量相对较少(只有高压级流量的 20%左右), 焓降也比较低, 所以汽机的总出功量主要由前几级决定, 也即其总出功量将随前几级出功的变化而略有减少。

4 结束语

由以上仿真结果和分析可以看到, 对 C50-90/13 型汽轮机的分段式建模, 大大简化了建模过程, 并且完全可以达到对现场对象进行仿真的目的。考虑到仿真的实际需求, 如加入故障或应用于分析研究, 我们还可以以本模型为基础将调节级和非调节级等子模块进一步细化, 使得仿真结果更加逼真。

参考文献

[1] 老大中. 大型火电厂汽轮机系统仿真研究. [博士后出站报告]. 北京: 清华大学热能系, 1997.  
 [2] 史琳. 抽汽式热电联供机组实时仿真机汽轮机部分软件的研制. [博士后出站报告]. 北京: 清华大学热能系, 1994.  
 [3] 蔡颐年. 蒸汽轮机. 西安: 西安交通大学出版社, 1988.  
 [4] 曹祖庆. 汽轮机变工况特性. 北京: 水利电力出版社, 1991.

(何静芳 编辑)

right and left side of both the upper furnace and the convection flue. This is generally attributed to the flue gas residual rotation. An analytical study was conducted to address this issue. Moreover, a 410 t/h boiler was selected as a specific object of study in this regard. By the use of a numerical simulation method and based on an initial design scheme, the authors have made changes in such flow parameters as secondary air injection angle and the secondary air inverse tangential flow at the furnace uppermost layer. After a summing-up and analysis of the simulation results a feasible scheme was proposed to lower the deviation of the flue gas speed at the furnace outlet. **Key words:** tangential firing, numerical simulation, three-dimensional flow field, pulverized coal-fired boiler

**炉内流场对水冷壁高温腐蚀影响的数值模拟和分析 = Numerical Simulation and Analysis of the Effect of an In-furnace Flow Field on the High-temperature Corrosion of Water Walls in a Tangentially Fired Boiler Furnace**

[刊, 汉] / Wang Ying, Qin Yukun, Wu Shaohua (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —284~286, 303

With the help of a numerical simulation method for gas-solid dual-phase flows an analysis was performed of the cause of high-temperature corrosion in water walls of a tangentially fired 1000 t/h once-through boiler. The main cause of such corrosion has been identified as the rectangular layout of the burners at the front and rear walls, which leads to the impingement of flue gases on the water walls. The lack of oxygen in the neighborhood of the wall surface due to an irrational air distribution has also been found to be a main culprit. **Key words:** boiler, water wall, high-temperature corrosion, numerical simulation

**舰用燃气轮机排气蜗壳流场数值模拟 = Numerical Simulation of the Flow Field of a Naval Gas Turbine Exhaust Volute**

[刊, 汉] / Liu Xueyi, Liu Min (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code 150036), Sun Haiou, Zheng Hongtao, *et al* (Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code 150009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —287~289

Based on a N-S equation and K -  $\epsilon$  turbulent flow model the authors have conducted the numerical simulation of two types of exhaust volute. Through an analysis of pressure loss and flow field status a performance evaluation was given of the above-cited exhaust volutes. **Key words:** gas turbine, exhaust volute, pressure loss, numerical simulation

**适用于燃煤气的 STIG 循环中湿燃气的状态方程 = Status Equation of the Wet Gas in a Steam Injected Gas Turbine (STIG) Cycle Plant Fit for Burning Gases**

[刊, 汉] / Chen, Anbin, Shang Demin, Yan Jialu, *et al* (Teaching and Research Department of Thermal Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —290~293

The wet gas in a gas-fired steam injected gas turbine cycle plant is treated as a real gas. Set up is the wet gas status equation by utilizing the corresponding status mode of a two-term Virial equation. The thermodynamic properties of the wet gas have been calculated by the use of the above-cited status equation and a complementary function correction method. Moreover, a comparison was conducted of the wet gas thermodynamic properties with those calculated on the basis of an ideal gas. **Key words:** gasification, steam injected gas turbine cycle, wet gas, status equation

**蒸汽蓄热器容积最优化研究 = Optimization Study of Steam Accumulator Volume**

[刊, 汉] / Cao Jiacong, Zhong Wei (China National Textile University, Shanghai, China, Post Code 200051) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —2000, 15(3). —294~297

An algorithm model was set up for minimizing the essential heat storage of a steam accumulator with a computer program being applied to a specific example to illustrate this approach. The results of computation indicate that with the help of the above-mentioned program one can determine a minimal heat storage capacity required, which is considerably less than that obtainable by a manual calculation. This makes it possible to attain a minimized heat storage capacity required of an accumulator, creating the necessary conditions for the optimization of a steam accumulator design. **Key words:** industrial boiler, steam accumulator, heat storage capacity, volume, optimization, computer program