

氢燃联合循环中两种回热网络的优化与比较*

熊孟清 顾瑞英 刘咸定

(西安建筑科技大学环境工程系)

〔摘要〕 氢气—燃气透平联合循环中燃气透平排气的热容大于压缩空气的热容,且远大于氢气的热容。先将燃气透平的排气分流成二股并分别预热压缩空气和氢气,再合流并加热低温氢的回热网络,与燃气透平的排气先预热压缩空气、再预热氢的回热网络比较,有效地提高了氢气透平的进气温度,从而增大了联合循环的比输出功,提高了联合循环的热效率和降低了燃料氢的耗量。本文用过程能量组合法对两种回热网络进行了优化分析,并定量比较了采用两种优化后的回热网络的联合循环的性能。

关键词 液氢 联合循环 氢气透平 燃气透平 过程能量组合

分类号 TK12 TK47

1 引言

氢燃联合循环有较高的循环热效率和比输出功。理论计算表明^{〔1〕}:与简单燃气透平循环比较,联合循环的热效率和比输出功分别提高 21% 和 6%,其原因主要是回热减少了乏气的热损失和提高了氢气的温度,使氢气透平输出功增加。氢气透平的输出功可占联合循环输出功的 10% 左右。回热网络的性能是决定联合循环性能的主要因素之一。

鉴于燃气透平排气的热容远大于氢气的热容,且略大于压缩空气的热容,本文提出了先将燃气透平的排气分流成二股并分别预热压缩空气和氢气,合流后再加热低温氢的回热网络,如图 1(b) 所示。根据过程能量组合原理,给出了该回热网络和排气先预热压缩空气、再预热氢,如图 1(a) 所示简单串接式回热网络^{〔2〕}的优化设计,并比较了采用上述两种优化后的回热网络的联合循环的性能。结果

表明,采用图 1(b) 所示回热网络的联合循环的热效率、比输出功和氢耗量均优于采用图 1(a) 所示回热网络的联合循环的相应性能。

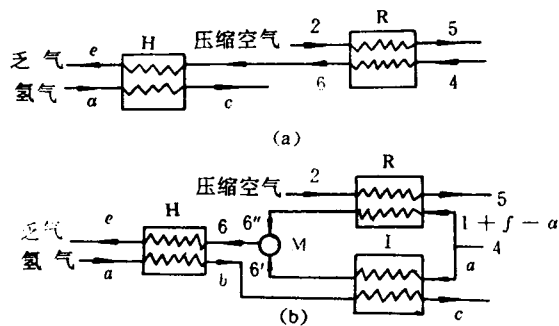


图 1 两种回热网络(a)、(b)

以下将图 1(a) 和 1(b) 所示回热网络分别简称为“回热网络(a)”和“回热网络(b)”,相应的联合循环为“联合循环(a)”和“联合循环(b)”。

* 陕西省自然科学基金资助项目

收稿日期 1995-06-07

2 回热网络的两种方式

图 1 是两种回热网络的工作原理图。图 1(a) 是简单串接式, 温度为 T_4 的燃气透平排气先预热压缩空气使其温度从 T_2 升至 T_3 , 再加热氢使其温度从 T_a 升至 T_c ; 图 1(b) 所示回热网络先将燃气透平的排气分流成二股并分别预热压缩空气和氢气, 此二股热流在混合器 M 中混合后再加热氢。

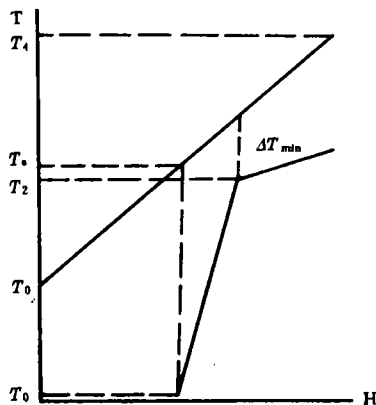


图 2 冷、热流体综合曲线示意图

3 两种回热网络的优化

3.1 回热网络(a)的优化

若窄点温差用 ΔT_{\min} 表示, 回热网络(a)所能实现的优化目标是: $T_5 = T_4 - \Delta T_{\min}$, $T_c = T_6 - \Delta T_{\min}$, T_6 由回热器 R 的能量平衡求出: $T_6 = T_4 - \frac{C_{\text{pam}} | \frac{1}{2} }{(1+f)C_{\text{pam}} | \frac{1}{4} } (T_5 - T_2)$. 于是, 回热器 R 和 H 的温度效率分别为:

$$\eta_R \equiv \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = 1 - \frac{\Delta T_{\min}}{T_4 - T_2} \quad (1)$$

$$\eta_H \equiv \frac{T_c - T_a}{T_6 - T_a} = 1 - (1 - \eta_R) / \left(\frac{1}{\eta_0} - \frac{\eta_R}{1+f} \frac{C_{\text{pam}} | \frac{1}{2} }{C_{\text{pam}} | \frac{1}{4} } \right) \quad (2)$$

式中, $\eta_0 = (T_4 - T_2)/(T_4 - T_a)$, 是反映过程能量的特征的参数之一, f 是燃空比 ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$ / $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$). 式(1)、(2)是优化回热网络(a)中 R 、 H 所需满足的关系。

3.2 回热网络(b)的优化

存在两种情形, 需要分别考虑。

(A) 高温区冷流体热容大于热流体热容, 即 $(fC_{\text{pfm}} | \frac{1}{6} + C_{\text{pam}} | \frac{1}{2}) \geq (1+f)C_{\text{pam}} | \frac{1}{4}$. 这是氢燃联合循环的常见情形, 此时, 过程能量组合的冷流体窄点温度为 T_2 , 如图 2 所示, 为保证热量不跨越窄点传递⁽²⁾, 要求:

$$T_b = T_2 \quad (3)$$

$$T_6 = T_6^* = T_6^* = T_2 + \Delta T_{\min} \quad (4)$$

即要求 H 位于窄点以下的热源区, 而 R 和 I 位于窄点以上的热汇区。

在热源区, 当 ΔT_{\min} 、 T_2 和 T_a 一定, 且式(3)、(4)得到满足时, 乏气温度 T_c 就确定, 因而乏气的热损失便一定, 热源区换热器 H 的温度效率也随之而定:

$$\eta_H \equiv \frac{T_b - T_a}{T_6 - T_a} = 1 / \left(1 + \frac{\Delta T_{\min}}{T_2 - T_a} \right) \quad (5)$$

在热汇区, T_5 和 T_c 与分流率 a 的有关, 由 R 、 I 的能量方程, 结合优化目标(3)和(4), 有: $T_5 = T_2 + (1+f-a) \frac{C_{\text{pam}} | \frac{1}{4} }{C_{\text{pam}} | \frac{1}{2} } (T_4 - T_2 - \Delta T_{\min})$ 和 $T_c = T_2 + a \frac{C_{\text{pam}} | \frac{1}{4} }{fC_{\text{pfm}} | \frac{1}{6} } (T_4 - T_2 - \Delta T_{\min})$, 令 $T_5 = T_4 - \Delta T_{\min}$ 得分流率 a 的取值下限 $1+f - \frac{C_{\text{pam}} | \frac{1}{2} }{C_{\text{pam}} | \frac{1}{4} }$, 令 $T_c = T_4 - \Delta T_{\min}$ 得分流率 a 的取值

上限 $f \frac{C_{\text{pfm}} | \frac{1}{6} }{C_{\text{pam}} | \frac{1}{4} }$, 即分流率的取值范围为:

$$(1+f - C_{\text{pam}} | \frac{1}{2} / C_{\text{pam}} | \frac{1}{4}) \leq a \leq fC_{\text{pfm}} | \frac{1}{6} / C_{\text{pam}} | \frac{1}{4} \quad (6)$$

分流率的具体值由联合循环的优化来确定; 回热网络的优化不能给出 a 的大小, 然而, 当式(6)成立时, R 、 I 的温度效率与 a 无关:

$$\eta_R \equiv \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_2} = 1 - \frac{\Delta T_{\min}}{T_4 - T_2} \quad (7)$$

$$\eta_I \equiv \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_b} = \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_2} = \eta_R \quad (8)$$

因此,无论 α 怎样取值, R 、 H 和 I 的温度效率之间的关系总是确定的,式(5)可以重写成:

$$\eta_H = 1 / [1 + \tau \eta_0 (1 - \eta_R)] \quad (9)$$

式中, $\tau = (T_4 - T_a) / (T_2 - T_a) \geq 1$, 是反映过程能量的特征的一个参数, η_0 的定义同前。

B. 高温区冷流体热容小于热流体热容, 即 $(fC_{pfm}|_5 + C_{pam}|_5) < (1+f)C_{pam}|_4$ 。增压比和燃空比很小, 窄点温差较大, 如 $\varphi = 3, f = 0.00386, \Delta T_{\min} > 80^\circ\text{C}$ 时遇到该情形; 此时, 过程能量组合的热流体窄点温度等于 T_4 , 参看图 3, 当

$$T_5 = T_c = T_4 - \Delta T_{\min} \quad (10)$$

时, 乏气温度最低。

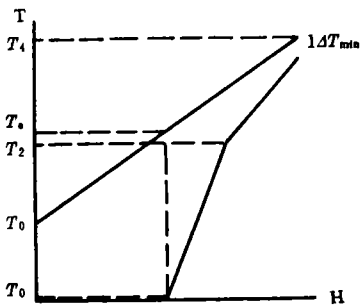


图3 冷、热流体综合曲线示意图

与情形(A)比较, 情形(B), 除没有热汇区外, 当优化目标(10)达到时, 分流率 α 对联合循环的性能也没有影响。任何保证 R 和 I 的端温差不小于最小端温差要求的分流率都可实现优化目标(10)。不妨以混合器 M 内等温合流为选取 α 的约束条件, 并不防取 $T_b = T_2$ 。于是, 由 R 、 I 的能量平衡, 有 $\alpha = (1 + f)C_{pam}|_4 / (fC_{pfm}|_5 + C_{pam}|_5)$ 和 $T_6 = T_4 - \frac{fC_{pfm}|_5 + C_{pam}|_5}{(1+f)C_{pam}|_4} (T_4 - T_2 - \Delta T_{\min})$, 且 $(T_4 - T_6) / (T_5 - T_2) < 1, (T_4 - T_6) / (T_c - T_b) < 1$, 因而, R 、 I 的温度效率为:

$$\eta_R = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = 1 - \frac{\Delta T_{\min}}{T_4 - T_2} \quad (11)$$

$$\eta_I = \frac{T_c - T_b}{T_6 - T_a} = 1 - \frac{T_4 - T_6}{T_4 - T_2} = \eta_R \quad (12)$$

同时, H 的温度效率为:

$$\eta_H = \frac{T_b - T_a}{T_6 - T_a} = 1 / [\tau(1 - \eta_0 \eta_R) + \frac{fC_{pfm}|_5 + C_{pam}|_5}{(1+f)C_{pam}|_4}] \quad (13)$$

式中, τ, η_0 的定义同前。在等温合流和 $T_b = T_2$ 假设下, η_R 和 η_I 相等, 与情形(A)中 η_R 和 η_I 的关系相同。

4 两种回热网络的比较

4.1 联合循环的工作原理和比较前提

图4是氢燃联合循环工作原理图。图中回热网络是回热网络(a)或回热网络(b); 为了客观地比较两种回热网络对联合循环性能的影响, 每种回热网络都要处于最佳工况, 即回热网络(a)中 η_R, η_H 满足式(1)和(2), 回热网络(b)中 η_R, η_H, η_I 在情形(A)下满足关系(7)~(9), 在情形(B)下满足关系(11)~(13); 对回热网络(b)的情形(A), 取式 $\alpha = fC_{pfm}|_5 / C_{pam}|_4$; 此外, 必须排除压缩机和中冷器的影响, 为此, 以一定的空气流量(取 1kg/s)、压缩功和末级压缩机的排气温度 T_2 为比较前提。

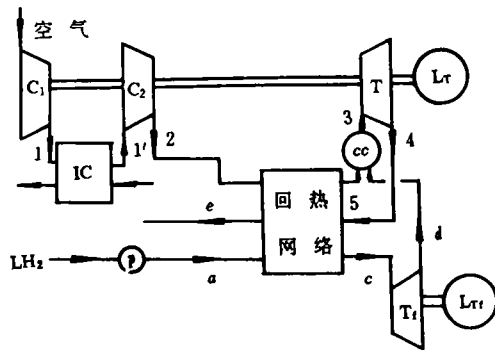


图4 联合循环的工作原理图

C_1, C_2 : 压缩机; T : 燃气透平

T_1 : 氢气透平; IC : 中间冷却器

P : 氢泵; CC : 燃烧器

4.2 计算公式和参量的取值

对图4所示联合循环,比输出功 L_{sp} 和热效率 η_{th} 分别为:

$$L_{sp} = \eta_m [(1+f)(h_{g3} - h_{g4}) + f(h_{fc} - h_{fd})] - [h_{a2} - h_{a1} + (h_{a1} - h_{a0})] / \eta_m \quad (14)$$

$$\eta_{th} = \eta_m L_{sp} / (f \cdot H_u) \quad (15)$$

氢、燃透平和第一、二级压缩机的进、排气温度满足:

$$T_d = T_c \pi_{T1}^{-\eta_{T1} R_c / C_{pTm}} |c \quad (16)$$

$$T_4 = T_3 \pi_{T3}^{-\eta_{T3} R_c / C_{pTm}} |d \quad (17)$$

$$T_1 = T_0 \pi_{T1}^{n R_c / C_{pTm}} |b \quad (18)$$

$$T_2 = T_1 \pi^{(1-n) R_c / C_{pTm}} |f \quad (19)$$

式中,燃气透平的膨胀比 π_T 近似由下式计算^[1]:

$$\pi_T = \pi(1 - \epsilon) \quad (20)$$

氢气透平的膨胀比 π_{Tf} 为:

$$\pi_{Tf} = P_c / P_d \approx P_a / P_3 \quad (21)$$

温度 T_5 、 T_c 、 T_b 及 T_0 均由上一节给出公式计算。

利用上述公式,结合燃气热力计算程序,便可进行数值求解。为了简便,燃气温度 T_3 近似取为理论燃烧温度,燃烧效率取为 0.99。氢气在过量空气中燃烧的燃烧效率一般高于 98%^[3]。图5比较了本文用最小自由能

法计算出的燃气温度和理论燃烧温度,图中燃空比等于 0.004 时,不完全燃烧和离解使燃气温度较理论燃烧温度低 6.3%。最小自由能法计算的燃气由 $H_2O(g)$ 、 N_2 、 O_2 、 NO 、 NO_2 、 N_2O 、 N_2O_4 、 NH 、 NH_3 、 H_2 、 H 、 O 、 N 、 OH 十四种产物组成,前四种产物是燃气的主要成分。表1列出了数值计算时参量的取值。

表1 参量的取值

机械效率	中冷器空气出口温度
$\eta_m = 0.85$	$T_{1'} = 0.9T_0 + 0.1T_1$
燃烧效率	氢的低热值
$\eta_b = 0.99$	$H_u = 122.8 \text{ MJ/kg}$
多变效率	增压比
$\eta_T = \eta_{T1} = \eta_c = 0.85$	$\pi = 3, 5, 5.5, 6, 7, 10, 15$
压缩氢的压力	级增压比指数
$P_a = 10 \text{ MPa}$	$n = 0.5$
大气温度	燃气透平的进气温度
$T_0 = 298.318 \text{ K}$	$T_3 = 1200, 1440 \text{ K}$
大气压力	窄点温差
$P_0 = 0.1 \text{ MPa}$	$\Delta T_{min} = 20, 40, 60, 80 \text{ K}$
联合循环的压力损失系数	
$\epsilon = 0.1$	

4.3 计算结果

图6表示 T_3 、 η_R 一定时,不同增压比下,联合循环(a)和(b)的热效率、比输出功及燃空比的相对变化,曲线1、2、3的纵坐标分别是 $(\eta_{th}^b - \eta_{th}^a) / \eta_{th}^a$ 、 $(L_{sp}^b - L_{sp}^a) / L_{sp}^a$ 、 $(f^b - f^a) / f^a$,上标 a、b 表示回热网络(a)、回热网络(b);当 T_3 、 ΔT_{min} 一定时,可得到类似曲线。表2列出了相应的热效率、比输出功和燃空比的计算结果,表中 a、b 与上标 a、b 的意义相同。 $T_3 = 1440 \text{ K}$ 、增压比小于 15 时,与相同条件下回热网络(a)比较,回热网络(b)使比输出功和热效率各自提高 2.3% 和 4.0% 以上,且使燃空比减小 1.6% 以上。由表2还可看出, $\Delta T_{min} = 40 \text{ C}$ 时,联合循环(b)的最高热效率比联合循环(a)的最高热效率提高 9.4%,而当 $\eta_R = 0.9$ 时,前者比后者提高约 8.0%。

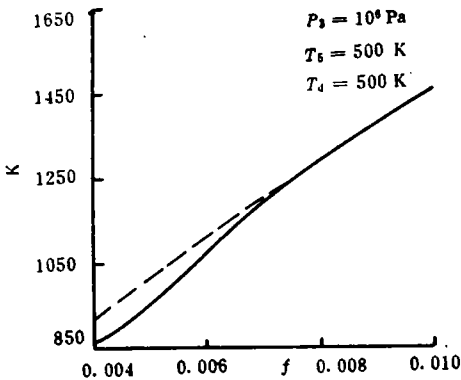


图5 燃气温度(实线)和理论燃烧温度(虚线)

表 2 热效率、比输出功和燃空比的计算结果($T_3 = 1440 \text{ K}$, ΔT_{\min} : C, L_{sp} : MW / $\frac{kg}{s}$)

π	3.0		5.0		5.5		6.0		7.0		10.0		15.0		
ΔT_{\min}	40.00	81.03	40.00	64.47	40.00	62.75	40.00	60.25	40.00	55.63	40.00	46.25	40.00	35.00	
η_R	0.951	0.900	0.939	0.900	0.936	0.900	0.934	0.900	0.929	0.901	0.913	0.899	0.885	0.900	
η_{th}	a	0.474	0.428	0.492	0.470	0.493	0.473	0.492	0.476	0.491	0.479	0.482	0.478	0.466	0.469
	b	0.539	0.490	0.539	0.516	0.537	0.517	0.534	0.517	0.528	0.516	0.510	0.506	0.484	0.487
L_{sp}	a	0.210	0.213	0.294	0.296	0.307	0.309	0.319	0.320	0.338	0.339	0.374	0.375	0.403	0.403
	b	0.231	0.235	0.314	0.315	0.326	0.328	0.337	0.339	0.355	0.356	0.388	0.388	0.413	0.412
$f \times 100$	a	0.358	0.401	0.481	0.508	0.503	0.528	0.522	0.543	0.555	0.571	0.625	0.632	0.698	0.693
	b	0.346	0.386	0.469	0.493	0.490	0.511	0.509	0.528	0.542	0.557	0.613	0.619	0.687	0.682
给定参数	π	π	π	π	π	π	π	π	π	π	π	π	π	π	
	ΔT_{\min}	η_R	ΔT_{\min}	η_R	ΔT_{\min}	η_R	ΔT_{\min}	η_R	ΔT_{\min}	η_R	ΔT_{\min}	η_R	ΔT_{\min}	η_R	

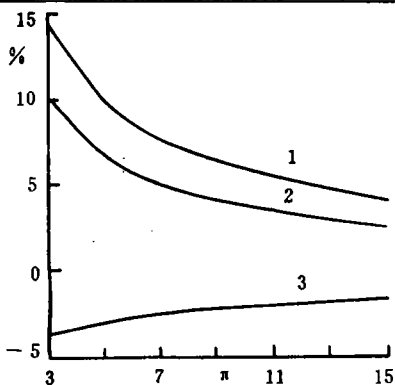


图 6 联合循环(a)、(b)的性能比较

1: $(\eta_b - \eta_a) / \eta_a$; 2: $(L_{sp} - L_{sp}') / L_{sp}'$; 3: $(f^b - f^a) / f^a$

C_{pm} : 平均比热, J/(kg·K); α : 分流率; f : 燃空比; ϵ : 循环的压力损失系数; H_a : 氢的低热值, MJ/kg; η_b : 燃烧效率; h : 比焓, MJ/kg; η_m : 机械效率; L_{sp} : 比输出功, MW/(kg/s 空气); η_R 、 η_h 、 η : R、H、I 的温度效率; n : 级增压比指数; η_{th} : 循环热效率; P_a : 压缩氢的压力, MPa; π : 增压比; R : 气体常数, J/(kg·K); T : 温度, K; ΔT_{\min} : 窄点温差, °C。

下标:

a: 空气; C: 压缩机; f: 燃料;
T: 汽轮机; g: 燃气

参考文献

- 1 Tsujikawa Y. Sawada T. Analysis of an intercooled gas turbine cycle with hydrogen turbine and recuperative heater. In: Veziroglu T. N. . Taylor J. B. . eds. Proc. of 5th WHEC. 1984;1481~1492
- 2 Linnhoff B. et al. User guide on process integration for the efficient use of energy. Great Britain, Warwick Printing Company Ltd. 1982;30~37
- 3 Sampath P. Shum F. Combustion performance of hydrogen in a small gas turbine combustor. In: Veziroglu T N. Taylor J. B. . eds. Proc. of 5th WHEC. 1984;1467~1479

(渠源 编辑)

5 结论

(1) 优化后的回热网络(a)和(b)中的回热器R、H和R、H、I的温度效率之间满足一定关系。当 T_1 、 T_2 给定后, η_R 的大小反映了窄点温差的大小; 两种回热网络的 η_R 的表达式相同。

(2) 联合循环(b)在热效率、比输出功及氢消耗等方面均优于联合循环(a)。

符号说明

作者简介: 熊孟清, 男, 32岁, 西安建筑科技大学讲师, 博士。专业为热能工程。科研方向是传热与传质。已经完成的课题有“热风热力参数对干燥速率的影响与干燥技术分类”、“竖直通道内自然对流换热的通用关联式”和“过程能量组合的多窄点技术”。现从事“含不凝性气体的蒸气冷凝放热”的研究工作。

氢燃联合循环中两种回热网络的优化与比较=The Optimization and Comparison of Two Kinds of Regenerative Network in a Combined Hydrogen and Gas Turbine Cycle[刊,中]/Xiong Mengqing, Gu Ruiying, Liu Xianbao(Xi'an Architectural University of Science & Technology)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power.-1996,11(3):129~133

In a combined hydrogen and gas turbine cycle the heat capacity of gas turbine exhaust is greater than that of compressed air and considerably greater than that of hydrogen. The gas turbine exhaust is first divided into two flows, which are utilized to respectively preheat the compressed air and hydrogen, and then the two flows are united to heat the regenerative network of low-temperature hydrogen. Such an approach as compared with the regenerative network, under which the gas turbine exhaust first preheats the compressed air and then preheats hydrogen, can effectively increase the entry temperature of the hydrogen turbine, thereby augmenting the specific power output and thermal efficiency of the combined cycle and reducing the fuel hydrogen consumption. In this paper a process energy combination method is used to conduct the optimization analysis of two kinds of regenerative network. In addition, a quantitative comparison is performed of the combined cycle performance of the regenerative network after using the two kinds of optimization. Key words: liquid hydrogen, combined cycle, hydrogen turbine, gas turbine, process energy combination

不同宽度扭带传热与阻力特性试验研究=An Experimental Study of Different-width Twisted Band Heat Transfer and Resistance Characteristics[刊,中]/Wang Zening, Zhou Qiangtai(Southeastern University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(3):134~138

An experimental study has been conducted of the heat transfer and resistance characteristics of different-width twisted bands for a vortex flow device with inner-tube twisted bands. Also obtained is a fitting equation of heat transfer and resistance. Key words: twisted band, intensified heat transfer, turbulent flow heat transfer

无烟煤飞灰循环增压流化床燃烧试验研究=Experimental Investigation on Anthracite Combustion Characteristics in a Pressurized Fluidized Bed with Fly-ash Recycling[刊,中]/Liu Qianxin, Liu Kunlei, Zhang Mingyao(Heat Engineering Research Institute of Southeastern University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(3):139~142

Yangquan anthracite combustion test was conducted on a SEU-PFBC plant. Studied was the effect on combustion efficiency of fluidizing speed, fluidized bed depth and temperature. Test results show that a combustion efficiency of 99.8% can be attained with the use of recycled fly-ash. Key words: fluidized bed, combustion/pressurization, fly-ash recycling

MPS 磨煤机旋转分离器两相阻力特性的试验研究=An Experimental Study on the Two-phase Resistance Characteristics of a MPS Grinding Mill Rotating Separator[刊,中]/Lou Xinsheng, Kong Wenjun, Zhang Mingchun, Luan Qingfu(Central China University of Science & Technology)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 1996,11(3):143~146

The authors give a brief analysis of the mechanism of formation of two-phase flow resistance within the rotating separator of a MPS grinding mill. An experimental study is performed as to the effect on the above-cited resistance of such main factors as air flow rate, rotating speed and coal concentration, etc. From the viewpoint of resistance characteristics proposed is the basic principle to be followed during the design of rotating separators. Key words: separator, coal grind-