

Ω 型惯性气液分离器性能研究

栾一刚, 孙海鸥, 王松, 徐丽

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要:借助数值模拟方法对 Ω 型气液分离器的内部流场状态进行预测, 计算采用二维雷诺时均 N-S 方程, 湍流模型采用标准 k-ε 模型, 获知分离器内部流场分布特性, 对不同间隙的 Ω 型气液分离器性能进行研究, 并制作模型进行风洞实验, 验证理论计算结果, 得到该型气液分离器的阻力及效率特性。研究表明, Ω 型气液分离器具有较高的气液分离效率, 并且分离效率与叶片间距有很大影响, 采用的 Ω 型叶片间距为 18.2 mm 时, 平均分离效率在 90% 以上。

关键词: Ω 型气液分离器; 数值模拟; 模型实验; 阻力; 分离效率

中图分类号: TK47 U664.5 文献标识码: A

引 言

利用惯性分离原理的液滴分离装置早在 1940 年就已有应用, 主要是使用在供空气调节系统用的惯性进气滤清装置中。刘顺隆等利用数值模拟方法研究了转折角对惯性级阻力性能的影响^[1], 陈丽华等人对流化床中常用的 U 型槽管束惯性分离器内流动特性进行了数值实验研究^[2], 分析了 U 型惯性分离器内部流场特性并进行了无量纲化分析。图 1 是早期的几种惯性分离器实验装置, 这些装置由垂直方向排列的金属薄板片组成, 气流沿着由叶片组成的“Z”字形槽道数次改变运动方向, 液滴在惯性力的作用下撞击到叶片上, 叶片上所形成的水膜由端部的疏水槽拦住并沿疏水槽流向底部。本研究提出的 Ω 型气液分离器结构如图 2 所示, 由若干带矩形疏水槽的弯曲叶片组成, 气流从左边端面进入分离器, 沿着叶片流道向右流动, 气流携带的液滴在曲折流道中由于惯性力作用与分离器壁面撞击而被捕捉, 顺壁面疏水槽流到底部, 最后通过疏水管道排出到收集箱内排出, 而过滤后的气体则经由叶片右端面排出惯性分离器, 从而达到气液分离的目的。

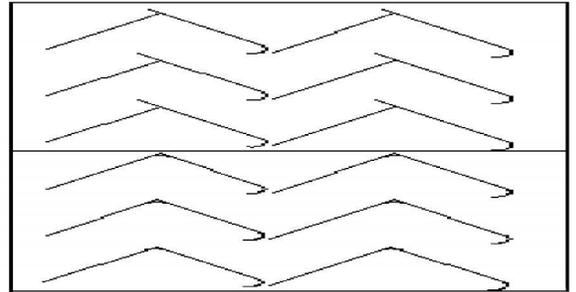


图 1 早期惯性型气液分离装置

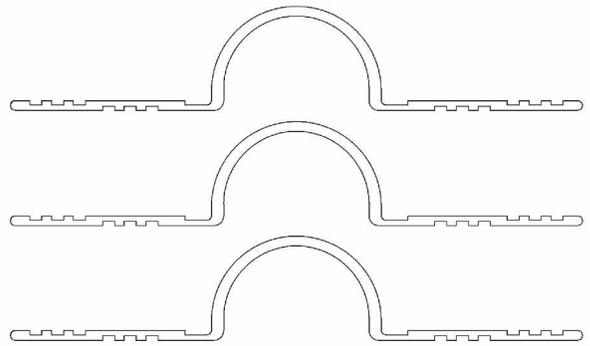


图 2 Ω 型惯性气液分离器

1 数值方法

1.1 数学模型

利用 Boussinesq 涡旋粘性假设, 忽略质量力的可压缩粘性气体的 Navier-Stokes 方程组描述为^[3,5]:

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

能量方程:

收稿日期: 2009-07-08 修订日期: 2009-10-22

作者简介: 栾一刚 (1981-), 男, 山东潍坊人, 哈尔滨工程大学博士研究生。

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{u_i u_i}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[u_j \left[\rho \left(e + \frac{u_i u_i}{2} \right) + p \right] \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_j \tau_j \right] \quad (3)$$

状态方程:

$$p/\rho = RT \quad (4)$$

式中: $\tau_{ij} = (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\mu + \mu_T) \frac{\partial u_k}{\partial x_k}$;

τ_{ij} —粘性应力张量, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$; ρ —密度, kg/m^3 ;
 u_i —速度分量, m/s ; p —压力, Pa ; e —单位质量的内能, J/kg ; k —热传导系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; T —温度, K ; μ —动力粘性系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; μ_T —涡旋粘性系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

以 $k-\epsilon$ 湍流模型模拟涡旋粘性系数, 忽略重力影响则有关于湍动能 k 及其耗散率 ϵ 的一般表达式:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon - Y_M \quad (5)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

式中: G_k —平均速度梯度产生的湍动能, 由 $G_k = \mu_T S^2$ 决定。

这里 $S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$ 为平均应变率张量的模, 平均应变率张量为:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

由 Saikawa 建议的模拟可压缩湍流脉动膨胀对总体耗散率的贡献的表达式为:

$$Y_M = \rho \epsilon 2M_t$$

湍流马赫数定义为:

$$M_t = \sqrt{k/\bar{\alpha}}$$

涡旋粘性系数的表达式为:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k}{\epsilon} \quad (7)$$

由 B E Launder 和 D B Spalding 给出的常数 $C_{\epsilon 1}$ 、 $C_{\epsilon 2}$ 、 C_μ 以及 k 和 ϵ 的湍流普朗特数 σ_k 和 σ_ϵ 的值分别为:

$$C_{\epsilon 1} = 1.44 \quad C_{\epsilon 2} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

1.2 计算域模型及网格生成

由于 Ω 型惯性气液分离器内的叶片流道是等间距分布的, 忽略最外侧壁面的影响, 流体在每个流道中的流动状态是相同。因此, 取其中任意两个相邻叶片的相邻壁面及这两个叶片中心线前后延长线端点所包围的区域作为 Ω 型惯性气液分离器数值模拟的计算域。计算域如图 3 所示, 相邻两叶片的

中心线作为周期性边界来处理, 考虑分离器疏水槽处微小结构, 对疏水槽处网格进行局部加密处理, 所采用的计算网格如图 4 所示。

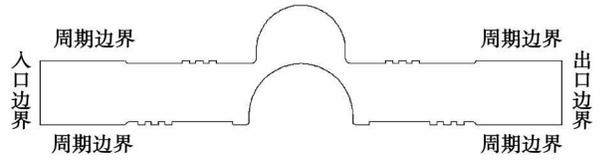


图 3 模型计算域示意图

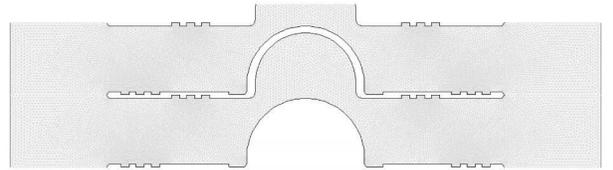


图 4 计算域网格示意图

1.3 边界条件

进、出口及壁面边界条件给定为^[6]:

进口: 进气压力为 $101\,325 \text{ Pa}$ 进气温度为 300 K 法向气流方向;

出口: 压力出口调整至入口所要求的速度值 $1 \sim 10 \text{ m}/\text{s}$;

固壁: 绝热 (常温条件下可以忽略流体与外界热交换) 无滑移;

周期性边界条件。

2 数值模拟结果

计算获得了不同进气流速下的分离器内部流场, 为了详细的观察和分析流体在道宽惯性叶片内部的流动特性, 图 5~图 7 分别列给 Ω 型惯性叶片间距为 22 mm 时、入口流速为 $7 \text{ m}/\text{s}$ 时, 内部流场速度矢量、静压等值线分布和总压等值线分布。

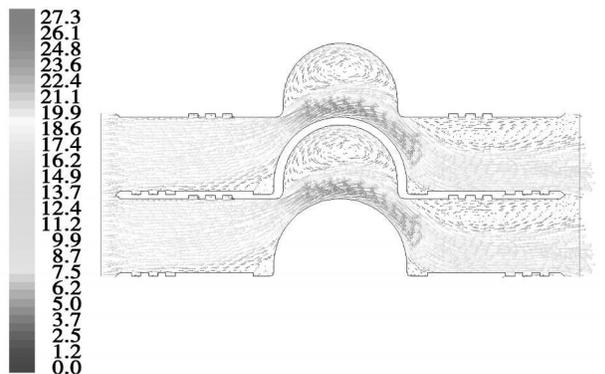


图 5 全流场速度矢量 (m/s)

通过分离器内部全流场速度矢量图 5 可以看出, 流体流经分离叶片经过两个突缩突扩过程, 气流加速后被迫转弯, 气流在相邻叶片距离最小处达到最高速度 27 m/s 如此高的速度能够使气流中携带的液滴在惯性力作用下撞击到叶片壁面而被捕捉, 从而达到气液分离的目的。同时也可以看出, 在相邻 Ω 型惯性叶片间存在严重的低速回流区域, 这些回流区的存在会增加分离叶片工作时的总压损失。

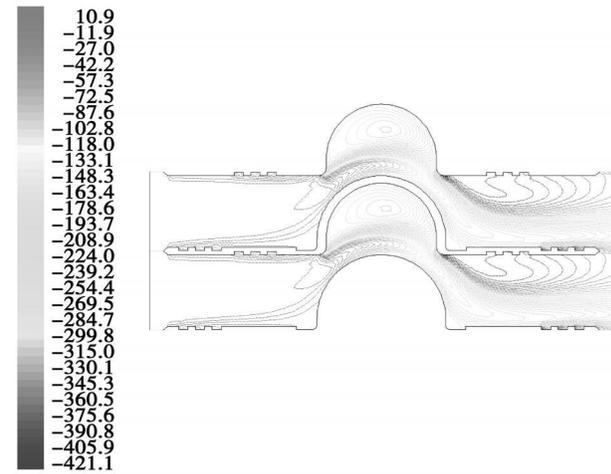


图 6 流场总压等值线分布 (表压) (Pa)

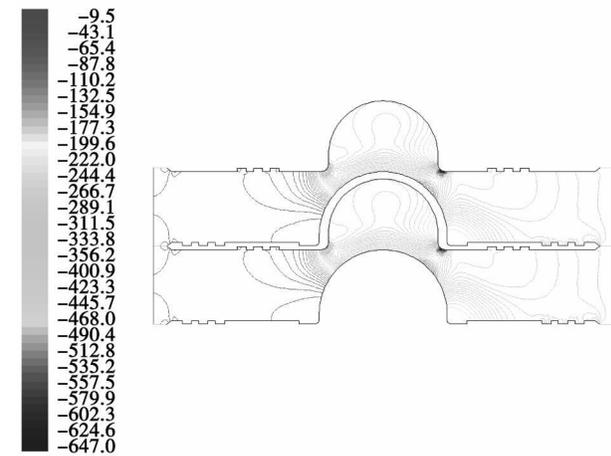


图 7 流场静压等值线分布 (表压) (Pa)

从压力等值线分布图 6和图 7可以看出, 分离器内部通道中总压力分布从入口到出口逐渐降低, 在两处突扩突缩的狭缝区域压力梯度比较大, 该两处为压力损失的主要原因。

从图 8中可以看出, 气流流经分离叶片后出口气流速度分布变得不均匀, 呈波浪形分布规律, 这是由于气流通道的特有形式引起的。

3 实验及实验结果分析

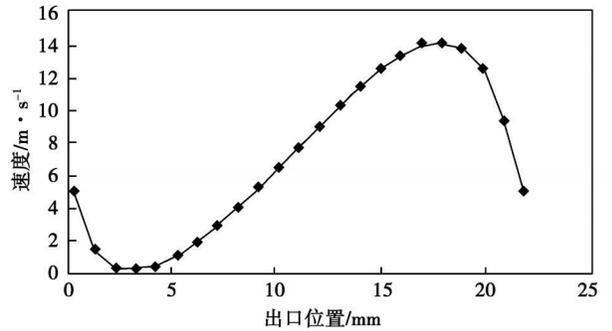


图 8 出口速度分布 (顺气流方向自左向右)

通过数值模拟对 Ω 型惯性气液分离器内部流场有一定了解后, 分别制作两组叶片间距分别为 22 和 18.2 mm 的实验模型, 叶片滤芯实验模型如图 9 所示, 在小型风洞上进行不同流道宽度的 Ω 型气液分离器的模型实验, 风洞结构布置如图 10 所示, 实验风洞系统主要由风机及电机引风动力源、流量调节阀、稳压箱、实验段、液雾发生装置及测试系统组成。分别考察两种叶片间隙下 Ω 型惯性分离器的阻力性能和效率性能, 并与计算结果进行比较。

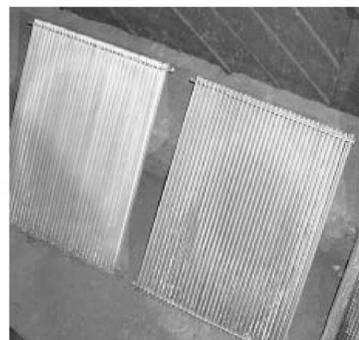


图 9 Ω 型惯性叶片滤芯组件

Ω 型惯性气液分离器的性能主要是阻力特性和分离效率特性, 因此进行了相应实验件的阻力特性测量及若干速度工况点的分离效率测量。

3.1 阻力特性测量

阻力是分离器的重要参数之一, 阻力又称压力损失, 只有阻力较小分离器才有前途。本研究中阻力损失为进、出口气流总压力之差值。将分离器实验模型件固定在风洞实验段上, 起动风机, 调节流量调节阀, 至所需要流量, 待风机稳定工作后, 即可测量该运行速度下分离器的压力损失值。压力损失值的测定通过数字微压计 (TSI GB8386) 来测量。实

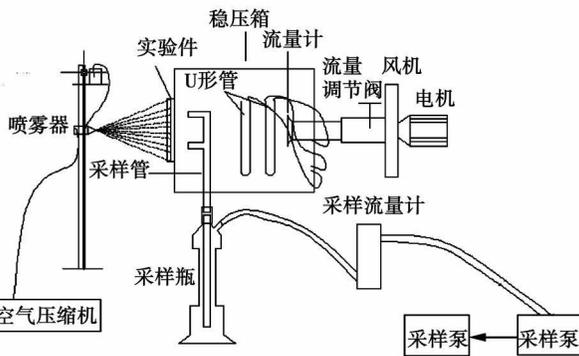


图 10 实验台布置示意图

实验测得两种不同间距的 Ω 型惯性气液分离器的阻力值如表 1 和表 2 所示。

表 1 叶片间距 $b=22\text{ mm}$ 时的 Ω 型气液分离器阻力特性 ($P=99.560\text{ kPa}$, $T=20.5\text{ }^\circ\text{C}$)

入口速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	测量值 / Pa
1	10
2	30
3	50
4	85
5	130
6	180
7	240
8	310

表 2 叶片间距 $b=18.2\text{ mm}$ 时的 Ω 型气液分离器阻力特性 ($P=99.560\text{ kPa}$, $T=20.5\text{ }^\circ\text{C}$)

入口速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	测量值 / Pa
1	15
2	50
3	100
4	172
5	250
6	345
7	460
8	585

将理论计算数据与计算值进行比较, 如图 11 和图 12 所示, 从图中可以看出两种叶片间距条件下阻力损失都随进口速度的增大而增大, 相同速度条件下, 间距为 18.2 mm 的实验件阻力略大, 数值模拟计算得出的阻力特性曲线与实际测的阻力特性曲线基本重合, 计算值与实验值吻合良好, 验证了用 CFD 数值模拟 Ω 型气液分离器内部流场是准确可靠的。由于实验中存在多种不可避免的因素, 例如: 测量仪表的不稳定性, 人为读数误差、周围环境的影

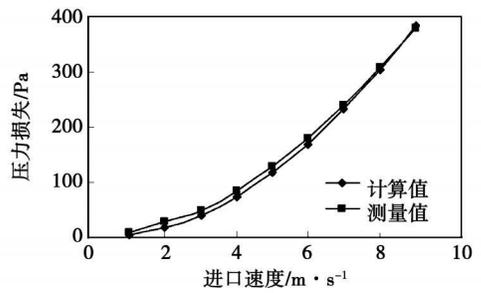


图 11 叶片间距为 22 mm 时的阻力特性比较

响等等, 因此使得理论值与实验结果在局部速度条件下仍存在一定误差。

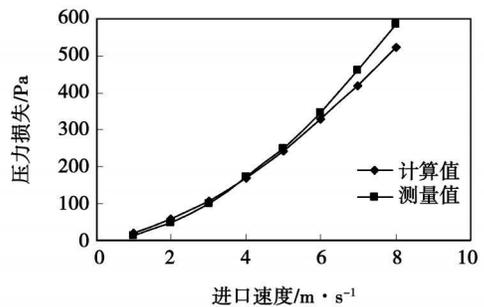


图 12 叶片间距为 18.2 mm 时的阻力特性比较

3.2 效率特性测量

测量 Ω 型气液分离器效率特性时, 通过分析分离器进出口空气中所含盐分的浓度来确定其分离效率。利用专门的喷雾装置进行喷射, 通过调节压缩机的气流大小以及喷嘴的雾化程度, 调节喷嘴的流量以及进口颗粒的直径大小。在分离器的出口处安装有等动力采样管, 采样管连接到外面的采样瓶上。通过真空泵对采样瓶进行抽真空, 使得采样空气中的盐分溶解于采样瓶内的高纯度水中, 再利用钠离子浓度计测量采样水中的钠离子浓度, 每次对采样瓶中的采样水进行两次测量, 取平均值。测得的采样水中的钠离子浓度折算成氯化钠的质量, 再结合进口喷雾盐水中的含盐量, 能获得 Ω 型气液分离器的分离效率。实验测得两种不同间距 Ω 型气液分离器的效率值如表 3 和表 4 所示。

表 3 叶片间距为 22 mm 时的效率特性 ($P=99.560\text{ kPa}$, $T=20.5\text{ }^\circ\text{C}$)

进口速度 / $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	进口盐分浓度 / $\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}$	出口盐分浓度 / $\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}$	效率 / %
6	38.27	4.91	84.7
7	35.40	7.32	79.3
8	30.30	2.35	92.2

表 4 叶片间距为 18.2 mm 时的效率特性
($P=99.560 \text{ kPa}$, $T=20.5 \text{ }^\circ\text{C}$)

进口速度 $/\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	进口盐分浓度 $/\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$	出口盐分浓度 $/\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$	效率 $\%$
6	40.65	2.82	94.7
7	35.07	1.36	95.3
8	26.31	2.60	90.1

4 结 论

利用数值模拟和实验相结合的方法对一种 Ω 型气液分离器的阻力特性及部分工况下的分离效率特性进行了研究, 结果表明:

(1) 利用数值模拟方法计算获得的 Ω 型气液分离器的阻力特性曲线与实验值吻合良好, 说明所采用的数值方法在该型分离器阻力特性预测方面的可行性及准确性;

(2) 实验表明 Ω 型气液分离器具有较高的气液分离效率, 并且分离效率与叶片间距有很大影响, 本研究采用的 Ω 型叶片间距为 18.2 mm 时, 平均效率均在 90% 以上;

(3) 采用的数值模拟实验方法也适用于其它类型的惯性式叶片气液分离的研究, 所研究的 Ω 型惯性式气液分离叶型可供需要进行气液分离的场合选用。

参考文献:

- [1] 刘顺隆, 孙海鸥, 张田野. 转折角对气水分离器惯性级阻力影响的数值模拟[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2000, 21(3): 39-41
- [2] 陈丽华, 樊建人, 岑可发. U型槽管束惯性分离器内流动特性的数值实验研究[J]. 动力工程, 2002, 22(5): 1936-1940
- [3] 周力行. 湍流气液两相流动和燃烧的理论及数值模拟[M]. 北京: 科学出版社, 1994
- [4] 王小华, 孙海鸥, 何钟怡. 船用气水分离器惯性级流场分析及阻力特性研究[J]. 应用力学学报, 2003, 20(1): 89-91
- [5] CHIARA GALLETI. A numerical model for gas flow and droplet motion in wave plate mist eliminators with drainage channels[J]. Chemical Engineering Science, 2008, 63: 5639-5652
- [6] 江帆, 黄鹏. FLUENT高级应用与实例分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008

(编辑 陈 滨)

新技术、新工艺

火炬气能源回收利用方法——燃气轮机燃用火炬气

据《Gas Turbine World》2009年 11~12月号报道, 在石油和天然气生产过程中火炬气不仅对温室气体排放有很大的贡献, 同时也是有用能量的一种损失。世界银行于 2002年宣布每年有超过 1 500亿 m^3 的天然气作为火炬气被焚烧而排入大气。这相当于美国天然气消耗量的 25%或欧共体天然气消耗量的 30%。此外, 焚烧火炬气还使 CO_2 排放量增加 4亿 t。

一个更好的解决办法是在燃气轮机中燃烧火炬气, 用来发电。

阿根廷的 Chihuido 电站就是一个很好的例子。作为一个基本负荷电站, 它装有两台额定功率为 $2 \times 23 \text{ MW}$ 的 IM2500 PE 燃气轮机, 以低热值为 $20.1 \sim 23.8 \text{ MJ}/\text{m}^3$ 的火炬气作为燃料, 每天消耗火炬气约 450 000 m^3 , 生产电力超过 40 MW。自 1997年投入运行以来, 该电站已累计运行 50 000 h 利用率超过 99%。同时, 燃烧火炬气使该电站的 CO_2 排放减少 77 000 t/a。

由于火炬气的发热值约为天然气发热值的三分之二, 为了把增加的燃料流量输送到环形燃烧室, 需要对 IM2500 PE 的燃料系统做较大的改动: 30 个蒸汽回注喷嘴, 用于中等发热值燃料气体的运行; 增加一个 406 mm 直径的燃料气体供应管线, 用于把低压火炬气输送到总管和喷嘴处。

(吉桂明 摘译)

overall dimensions of the combustor and the opening hole dimensions of the flame tube were determined. On this basis, a performance test of the combustor was conducted to a certain extent. The test and application results show that the combustor thus designed features a safe and reliable operation, a simple structure, as well as a high space utilization rate, a quick temperature rise speed and a clean exhaust gas. In the whole operation range, the combustion efficiency can reach 0.95 ~ 0.97 and the non-uniformity of the temperature field at the outlet is lower than 0.09, thus meeting the design requirements. Key words: gas turbine, high temperature rise, evaporation type combustor.

余热电站热力系统建模及蒸汽参数优化 = Modeling and Steam Parameter Optimization for the Thermodynamic System of a Waste Heat Power Plant [刊, 汉] / ZHAO Bin, XU Hong, ZHANG Caijuan (Education Ministry Key Laboratory on Power Plant Equipment Condition Monitoring and Control, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206), LU Xiaowen (Hebei Provincial Key Laboratory on Modern Metallurgical Technologies, Hebei University of Science and Technology, Tangshan, China, Post Code: 063009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(4). — 389 ~ 393

The choice of a thermodynamic system and its steam parameters is the most important basic work for designing a waste heat power plant. With the dual pressure system in a sintering waste heat power plant in Jinan Iron and Steel Works serving as an example, established was a model for calculating a thermodynamic system and optimizing its steam pressures with a maximum net power output serving as the target function. In addition, a program was designed and the correctness of the model was verified through calculations. The main factors influencing the optimization of the main steam pressure were analyzed and the law governing the change of net power output with the main steam pressure was studied. The research results show that the optimum main steam pressure of a case calculation is 2.2 MPa, 0.14 MPa higher than the main steam design pressure of the power plant. The research findings can offer a relatively scientific basis for the optimized design and operation of low pressure waste heat power plants. Key words: waste heat power plant, thermodynamic system, mathematical model, program computation, main steam pressure optimization.

Ω型惯性气液分离器性能研究 = Performance Study of a Ω Type Inertia Gas-Liquid Separator [刊, 汉] / LUAN Yigang, SUN Haiou, WANG Song et al (College of Power and Energy Source Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(4). — 394 ~ 398

With the help of a numerical simulation method, predicted was the status of the flow field inside a Ω type gas-liquid separator. In the calculation, the two-dimensional Reynolds time-averaged N-S equation was adopted and the standard model has been used as the turbulent flow model to obtain and understand the distribution characteristics of the flow field inside the separator. Moreover, the performance of the separator with different clearances was studied and a model was fabricated to conduct a test in a wind tunnel. The theoretical calculation results were verified and the resistance and efficiency characteristics of the separator obtained. It has been found that the separator has a relatively high gas-liquid separation efficiency and the blade spacing exercises a very big influence on the separation efficiency. When the Ω type blade spacing is 18.2 mm, the average separation efficiency can reach over 90%. Key words: Ω type gas-liquid separator, numerical simulation, model test, drag force, separation efficiency.

造气炉渣与无烟煤混合燃料燃烧特性分析 = Analysis of Combustion Characteristics of a Gas Production Slag and Anthracite Mixed Fuel [刊, 汉] / GAO Yufen, WANG Peng, LI Hongjun (Engineering Project Installation Team, Department of Combined Service Forces, Shenyang Military Region, Liaoyuan, China, Post Code: 11994-2018 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net