

设计计算

烟气轮机的气动设计试验与 内部二相流动的初步分析

凌志光 厉树廉 葛满初

(中国科学院力学研究所)

本文介绍了烟气轮机的工作特点和气动设计中应考虑的一些基本原则。给出了我国第一台炼油厂催化裂化能量回收用烟气轮机的气动设计计算与试验的主要结果。提出了气动设计中应遵循的基本方程组及简化的可能。最后对设计参数选择提出了一些看法。

工业高度发展对能量的需求越来越大,如何充分利用工业余热来节约能源已日益受到重视,特别吸引人的是:诸如炼油工业的催化裂化装置和冶金工业高炉装置中排出的具有一定压力的高温烟气的利用,人们自然会想到采用膨胀透平来转换和取用这部分能量。以年处理120万吨的炼油催化裂化装置为例,其排出烟气压力为1.8~2.8公斤/厘米²、温度为600~650°C,在一般透平效率下可回收约4500千瓦的有效功率,这是十分可观的数字。由于烟气含有固体粉尘或微粒,所以在膨胀透平中流动作功的已不是单纯的燃气,而是气-固二相介质。在透平设计中不仅要考虑在微粒存在情况下如何获得高的流动效率,而且还必须考虑固体微粒对叶片及壳体的冲蚀磨损作用,从气动设计和工艺上采取合理措施,保证一定的使用寿命,这就形成了烟气轮机的固有特点和透平机械内部气动力学分析研究的一个不可忽视的方面。

在五十年代初期研制燃用固体燃料(如煤粉)的燃气轮机时就已经提出烟气轮机。随着宇航工业的发展和燃气轮机的推广应用,

带固体颗粒的工质在发动机中流动问题仍不可避免,故推动了静止喷管和旋转机械中气-固二相介质流动的研究。炼油工业、冶金工业的余能利用又大大促进了烟气轮机的实现。

一、烟气轮机的工作特点

以炼油能量回收为例(冶金高炉烟气大致相同,仅初温度较低),原料油在裂化反应过程中有5~6%生成焦炭,包于催化剂表面,它们在再生器中燃烧掉后,放出大量热量,除再生的催化剂带走一部分供应裂化反应外,由再生器排出的烟气尚有约19%的热量,其压力为1.8~2.8公斤/厘米²(视配套鼓风机压比而定),温度为600~650°C,烟气中还带有未完全燃烧的CO,如果进一步补燃,其排气温度可提高到700°C以上(工艺流程见图1)。

排出烟气先经高效旋风分离器,回收一部分较粗大的催化剂后再进入烟气轮机。但此烟气仍带有大小不等的催化剂微粒。根据目前高效旋风分离器的能力,烟气轮机进口粉尘浓度(按体积计)可达0.1~0.15克/

标米³。粒度分布大致为：大于10~20μ的约2%、5~10μ的约12%、2.5~5μ的不到21%，其它均小于2.5μ。

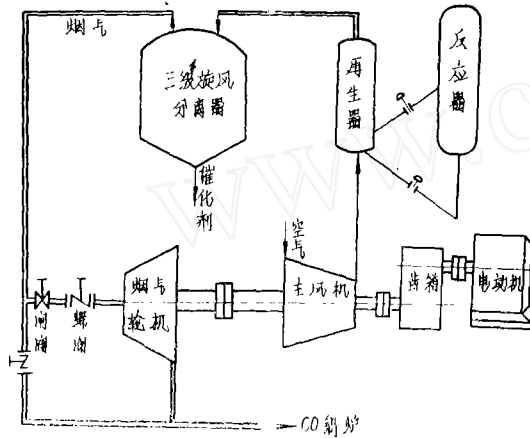


图1 炼油能量回收烟气轮机装置简图

烟气轮机带动主风机为再生器提供燃烧用压缩空气，不足的功率由串连的电动机或蒸汽轮机补充。如果烟气轮机效率高（>78~80%）、装置参数合适，它将能够带动主风机并有剩余功率输入电网。

由上可知，烟气轮机的工作过程类似于燃气轮机，只是所用燃料是包于催化剂外面的焦炭罢了。

目前能量回收烟气轮机的初参数和工质物性有如下特点：它的焓降约为40~55千卡/公斤，由于主风机转速的限制，常用的透平无因次速比约为0.38~0.44。对于单级透平而言是一个大焓降、低速比的级。混合气体的比热比随着温度变化，平均值约为 $K = 1.31 \sim 1.32$ 左右。

带有固体微粒的气流进入烟气轮机，在静与动叶栅槽道内，除极细小的颗粒基本上随着气流一起运动，造成单纯燃气有较大的粘性作用与粘性损失外，较大一些的颗粒，由于惯性大，必须会有明显不同于主气流的速度，在叶片槽道内有自己特定的三元运动

轨迹，通过动量及热量交换，影响气流做功能力，并且由于在槽道内碰撞弹跳，将对叶片和壳体进行冲蚀磨损（见图2）。

叶片的冲蚀磨损速率和许多因素有关，如材料，固体微粒的材料、性质，微粒的形状、大小、浓度、速度、碰撞弹跳方向与撞击几率等。总的说来，若气流中微粒分布均匀及叶片表面受弹撞愈均匀，则磨损也会均匀，即叶片使用寿命可更长些。如果微粒运动轨迹使叶片某一部位有最大撞击几率，此部位的冲击磨损加剧，叶片使用寿命就大大缩短。因此，气动设计时要考虑除了采用耐磨涂层外应尽量用气动力来调整固体微粒的运动轨迹，当调整气动力尚不能控制局部磨损的加剧时，就要在成型时重点加厚某些部位。

另一现象是随着叶片通道中气流的转弯、加速、二次流和涡流的产生，冷却空气（或蒸汽）的渗混以及离心力场的作用、激波的作用等等，颗粒将趋于集中成团，其流动机理就更复杂，成团的微粒会对叶片起更大的冲蚀破坏作用。此外，如果使用多级透平，微粒集中成团现象会在逐级叶轮绕流中不断加剧，造成后级叶轮的叶片更快冲蚀，因此，在一定气流速度下，以选用单级烟气轮机为宜。

烟气轮机中工作过程特点是气流流动效

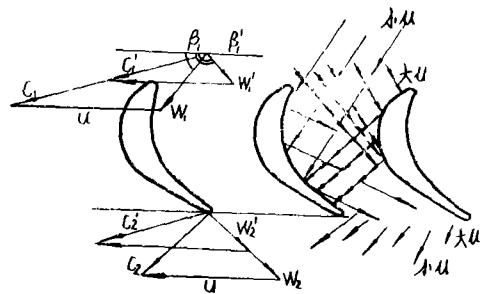


图2 气流中微粒在叶片槽道内的运动

率受固体微粒存在和运动的影响,叶片和壳体的磨损又与微粒运动轨迹有关,后者又受到气流流场的制约。相对来说,保证一定的使用寿命更为重要,在此前提下争取较佳效率。为此,应着重设计好进气流道,合理选用流型和子午面流道形状,选用合适的反力度,使气流在静与动叶片槽道内合理加速,限制气流速度,避免在根部或其他处出现激波。此外,应合理选取静动叶间的轴向间隙,适当加厚叶片尾部区等。

二、我国第一台烟气的轮机的气动设计、计算与试验*

(一) 方案选取和气动设计特点^[1]

烟气轮机的主要设计参数见表1。按上面的分析,从减小磨损考虑,宜取中部反力度 $\rho_{T中} = 0.5$,但这将与在烟气轮机小速比(u/C_0)下实现较佳效率有矛盾,为此,用文献[2]介绍的方法进行分析比较,在导叶出口浓度 $\alpha_1 = 16^\circ$ 下取 $\rho_{T中} = 0.4$ 较有利(如图3)。对于子午面流道形状,由计

算知: $F_{导}/F_{动}$ 从0.9提高到1.0时级效率的提高不到1%(见图4),又考虑到装配及磨损等因素,故取 $F_{导}/F_{动} = 1.0$ 。

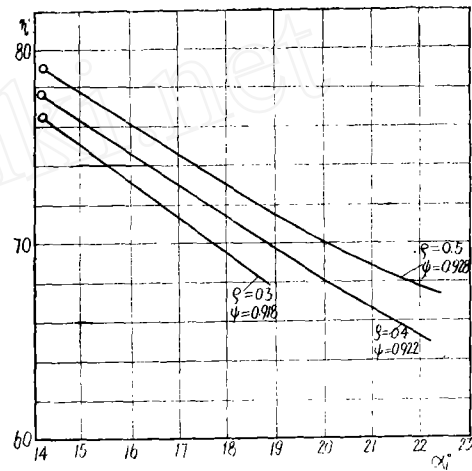


图3 η_T 与 α_1 及 ρ_T 变化关系

从逼近位势流动的观点出发,第一台烟气的流型采用等功的自由旋涡流型。部分模化使用了R-250燃气轮机叶片型线。为了使气流及微粒在导叶中均匀、平缓加速,采用了较小的展弦比($b/c = 0.832$),也即不同于一般透平,有意加长导向叶片的弦长。

选定参数和完成流道设计后用文献[3]的方法和程序在不同导叶安装角下进行了二元变工况气动分析计算。校验效率、流量以及是否有局部超音速区、流量阻塞和沿叶高冲角范围等。该方法已根据叶型形状、喉道宽度等数据自动迭代出损失系数,参与径向平衡计算。计算结果见图5。导叶安装角取 41° ,在设计压比下,烟气轮机通流能力已接近阻塞,但尚未达到音速。随着压比降低,烟气轮机效率升高,鉴于速比小,在额定压比下效率约为71~72%。

表1 设计参数

1	烟气进口温度	t_0	$^\circ\text{C}$	640
2	烟气进口压力	P_0	公斤/厘米 ²	2.45
3	烟气出口压力	P_2	"	1.1
4	烟气体积流量	Q	标米 ³ /秒	16.2
5	烟气重量流量	G	公斤/秒	20.03
6	烟气轮机总静压比	π_T		2.237
7	烟气轮机转速	n	转/分	6320
8	烟气轮机焓降	h_0	千卡/公斤	47.8
9	烟气平均定压比热	C_p	千卡/公斤 $\cdot^\circ\text{C}$	0.2985
10	烟气轮机速比	u/C_0		0.398
11	烟气的比热比	K		1.315
12	烟气的常数	R	公斤-米/ $^\circ\text{C}$	30.6
13	叶轮根径		毫米	666

* 这台烟气轮机的设计、试验工作是由北京炼油设计研究院、抚顺石油二厂、兰炼机械厂、力学研究所和兰州石油机械研究所等共同协作完成的。

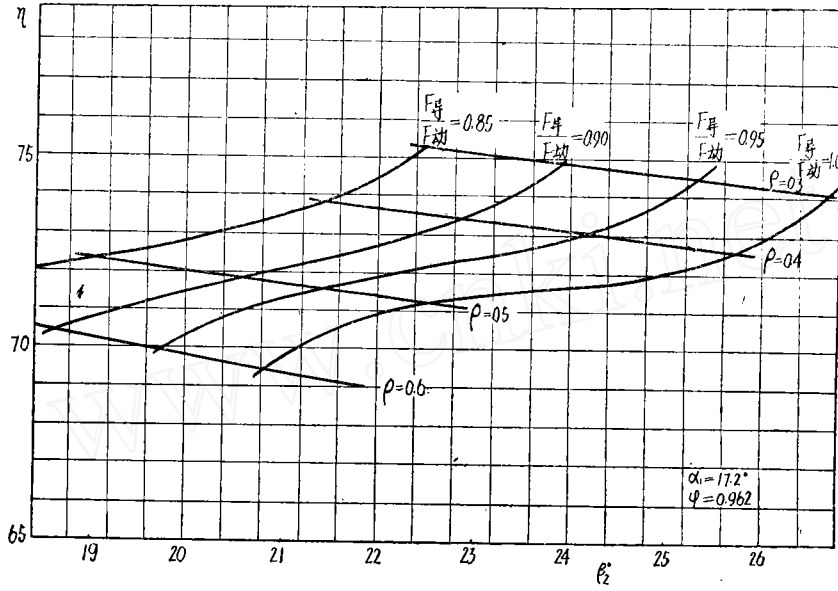


图4 η_T 随不同 ρ_T 和 $F_{压}/F_{动}$ 变化关系

(二) 试验结果^[4]

该烟轮机投入使用后, 运行可靠, 能

量回收经济效益显著。在生产允许前提下, 作了一系列参数变动下的性能测定。主要结

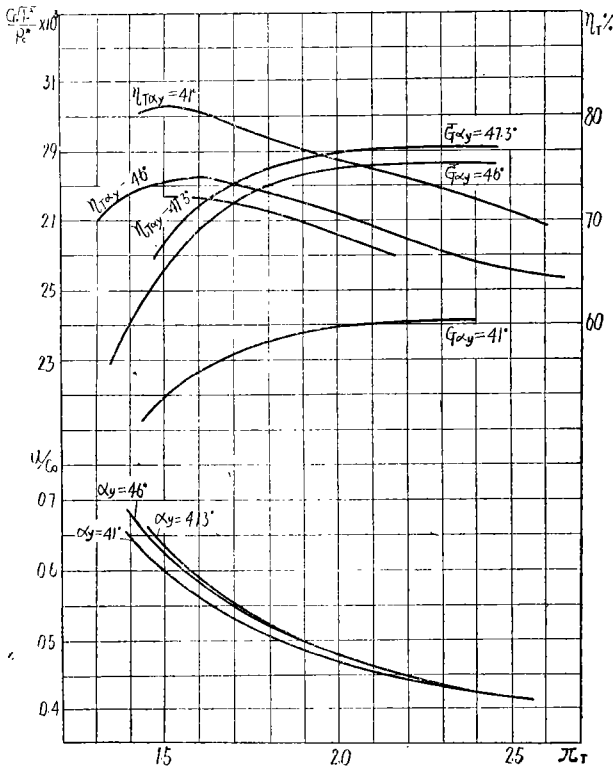


图5 YL—3000—1烟气轮机在不同导叶安装角下的计算性能曲线

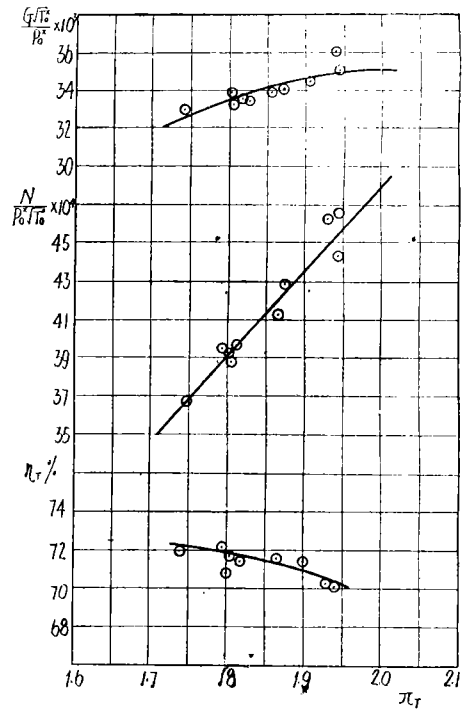


图6 YL—3000—1烟气轮机的试验性能曲线

果见图6。由试验结果可知：①在入口压力为 $1.66\sim 1.94$ 公斤/厘米²、入口温度为 $560\sim 590^{\circ}\text{C}$ 的情况下，回收功率 $1820\sim 2700$ 千瓦，效率为 $70\sim 73\%$ ，推算在额定工况下与设计指标基本相符。②透平实测折合流量比设计偏大，除导叶上下端部有装配间隙，使流量有所增加外，主要原因是导叶设计安装角偏大，同时固体微粒的存在使流量测量及实际通流能力均有偏差。③在额定压力下，由曲线趋势可知，折合流量接近阻塞。

(三) 磨损情况的分析

烟气轮机动叶片预先进行表面渗硼硬化处理，渗层厚 $0.03\sim 0.04$ 毫米。运行数月后开缸检查，其结果是：动叶片尾缘处明显磨损，均匀变薄，沿叶高中部区和靠近顶部处更严重一些；前缘端部有一定的冲蚀；叶根处有粗大微团向下倾斜的磨损痕迹（见图7）。静叶片叶身没有明显磨损迹象，上下端间隙处有大颗粒或微团磨损痕迹。动叶顶部下游壳体上磨损痕迹较深并且明显形成与导叶叶片数相同的34处磨损区。

磨损情况从气动来分析可归结于：①催化剂浓度及颗粒度远超过规定值。烟气轮机前三级分离器出口浓度不合要求，在正常操作下，现有浓度比设计指标大，约为3倍，粒度分布中大于 10μ 的颗粒占催化剂总量的8%以上（比规定大，约为4倍）。②烟气轮机通流部分中有多处因结构或其他原因形成二次流或涡流，使微粒成团，引起某些部位较剧磨损，例如由于导叶上下端部尾迹区有约 $0.5\sim 2.5$ 毫米（最大）的间隙，此处有较大磨损痕迹。动叶顶部壳体处也是如此，动叶根部区较深磨损痕迹除与气流的三元流场有关外，也可能与轴向间隙处冷却蒸汽渗混进入，使气流中催化剂颗粒凝聚成团而造成。③动叶端部与凹面尾缘处磨损量较大，说明在这里颗粒有最大的碰撞反弹几率。④动

叶出气边磨损较明显，这与离心力场作用下，微粒轨迹沿气流向上运动有关。但对于中根部尾缘区磨损较多，成为薄弱环节，只有结合悬浮粒子气流三元流场分析才能说明。

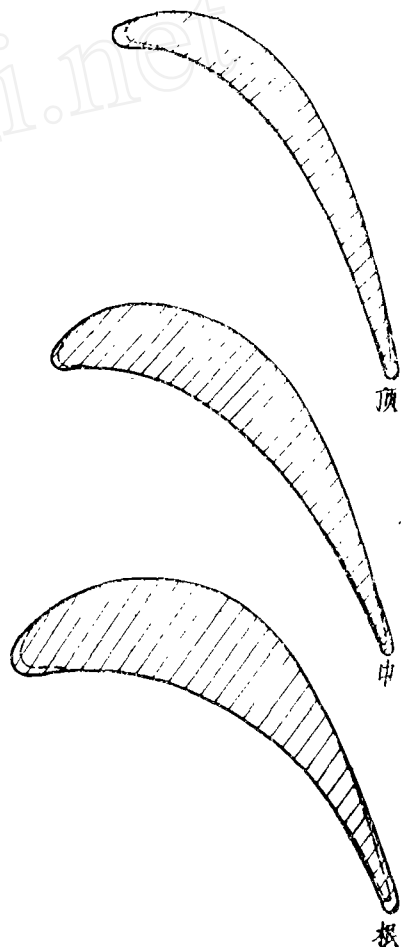


图7 动叶片截面及磨损示意图

三、流动模型、气动方程组和参数选择的初步分析

通过实践，认识到要设计好烟气轮机就必须深入分析研究内部气-固二相流动。固体微粒悬浮于气流中随气体一起运动，微粒运动本身受气流流场的制约。另一方面，由于存在动量及热量的交换，微粒的存在和运动也必然影响流场改变和气流速度分布，从

而影响烟轮机通流能力和效率。实际情况是：固体微粒粒度大小不等，有一定的分布比例，其重量百分比随微粒直径（假定为球体）减小而增加，使问题十分复杂。准确的定量分析，需要在一定的简化假设和模型下，结合叶轮机特点，写出基本方程进行求解。对叶片槽道中粒子运动的分析工作还处于初始阶段^[5]。这里结合试验设计作一初步分析。

（一）就磨损角度而言，在设计叶轮时，必须计算分析个别粒子（不同当量直径 d_p ，固体密度 ρ_p ）在有限通道、静和动叶轮中的运动轨迹、弹跳情况、撞击叶面的部位和速度，从而有可能估算磨损率，因此在忽略热交换、假设粒子之间相距足够远其运动互不影响的前提下，可直接写出粒子的运动方程：

$$m_p = - \frac{D V_p}{Dt} - \vec{f}_p - \vec{f}_D = 0 \quad (1)$$

式中 m_p ——粒子质量，球体时

$$m_p = \frac{1}{6} \pi d_p^3 \rho_p;$$

\vec{f}_p ——流场中压力梯度对粒子产生的力， $\vec{f}_p = - m_p \frac{\nabla p}{\rho_p}$ （ ∇p 为气流流场压力梯度）。在简化情况下，由稳定流动的欧拉方程

$$\vec{f}_p = m_p \frac{\rho_g}{\rho_p} \nabla \cdot \vec{V}_g \cdot \nabla (\vec{V}_g)$$

（ ρ_g 为气体密度， \vec{V}_g 为气流速度， $\nabla (\vec{V}_g)$ 为气流速度梯度）；

\vec{f}_D ——由粘性产生的气流对颗粒的气动力（设粒子的惯性力比较小）。若将颗粒视为球体，这方面已有很多基本研究工作可参考，例如小雷诺数（ $Re < 1$ ）球体绕流已有解析解，这里 $R_{cp} = \frac{d_p \rho_g}{\mu_g} (V_g - V_p)$ （ μ_g

为气流动力粘度； V_p 为固体微粒速度）；当雷诺数大（较大的 d_p 或相对速度）时，就需数值求解纳维-斯托克斯方程或用试验归纳公式，故一般

$$\vec{f}_D = f(\mu_g, C_D, d_p, \rho_p)$$

式中 $C_D = f(Re_p)$

只要知道气流流场，即可按规定的座标轴系解出粒子速度，求出运动轨迹。困难的是微粒与叶片壁面的撞击反弹，文献[5]、[6]已介绍了这方面的实验工作，整理出经验公式，可资利用。但有待进一步深入研究，因为撞击反弹是导致磨损的主要因素。

（二）要合理进行烟轮机流道设计及性能计算，还必须相应求解悬浮粒子的气流流场及有关参数。鉴于气体与微粒间存在相对运动，相对性随粒子而异，若对气体运动常用欧拉坐标系，则对分散运动的粒子流场的求解最好用拉格朗日坐标系，为便于统一求解，我们试取这样的流动模型，将离散的粒子流，看作均匀分布的连续介质，与主气流有不同的速度，但是有同一压力场。我们设想当浓度不大时这一假设是可以的，也即对微粒场引入一个颗粒分布密度 ρ_p 。对于一定的通流截面 A 可写为

$$\rho_p = \frac{\dot{M}_p}{V_p A} \quad (\dot{M}_p \text{ 为微粒质量流量})$$

这样做后，若不考虑气体之间的粘性力，对于静和动叶栅中的绝对运动基本方程组有如下各式（推导从略）。

对粒子流：

连续方程

$$\frac{\partial \rho_p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_p \cdot \vec{V}_p) = 0 \quad (2)$$

式中 $\nabla \cdot (\rho_p \cdot \vec{V}_p)$ —— $\rho_p \cdot \vec{V}_p$ 的散度梯度。

运动方程

$$\frac{\partial \vec{V}_p}{\partial t} + (\vec{V}_p \nabla) \vec{V}_p + \frac{1}{\rho_p} \nabla p - \vec{f}_{D'} = 0 \quad (3)$$

式中 $\vec{f}_{D'}$ —单位颗粒质量的气动力。

能量方程

$$\begin{aligned} \frac{Dh_p}{Dt} + \frac{D(\vec{V}_p^2/2)}{Dt} - \frac{1}{\rho_p} \frac{\partial p}{\partial t} - \\ - (\vec{V}_p - \vec{V}_g) \vec{f}_{D'} \\ = B_p(T_g - T_p) \end{aligned} \quad (4)$$

式中 h_p —微粒的静焓；

p —压力；

T_g 、 T_p —气流、微粒的绝对温度；

B_p —微粒的热交换系数， $B_p =$

$f(Nu, Pr, C_p, d_p, \rho_p)$ (Nu 为努谢尔准数，

Pr 为普兰特准数， C_p 为等压比热)。

状态方程

$$T_p = f(h_p) \quad (5)$$

对气流：

连续方程

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \nabla(\rho_g \vec{V}_g) = 0 \quad (6)$$

式中 $\nabla(\rho_g \vec{V}_g) - \rho_g \vec{V}_g$ 的散度梯度。

运动方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial \vec{V}_g}{\partial t} + (\vec{V}_g \nabla) \vec{V}_g + \frac{1}{\rho_g} \nabla p + \\ + \vec{f}_{D'} - \frac{\rho_p}{\rho_g} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

能量方程

$$\begin{aligned} \frac{Dh_g}{Dt} + \frac{D(\vec{V}_g^2/2)}{Dt} - \frac{1}{\rho_g} \frac{\partial p}{\partial t} + \\ + (\vec{V}_p - \vec{V}_g) \vec{f}_{D'} - \frac{\rho_p}{\rho_g} \\ = \frac{\rho_p}{\rho_g} B_p(T_p - T_g) \end{aligned} \quad (8)$$

状态方程

$$p = \rho_g R_g T_g \quad (9)$$

$$h = f(\rho_g p) \quad (10)$$

由(2)至(10)的九个方程式可解得 \vec{V}_p 、 ρ_p 、 h_p 、 T_p 、 p 、 \vec{V}_g 、 ρ_g 、 h_g 和 T_g 。以上考虑了动量交换和热交换的方程组结合通常的叶轮机机械边界条件，可进行数值求解，但相当复杂。为此，建议作下述简化：

1. 对于能量回收烟气轮机，由于微粒浓度受控制，浓度很小(~ 0.2 克/米³)，烟气与颗粒温差也不大，催化剂导热性能差，可考虑忽略热交换，则方程(8)可改写成：

$$\begin{aligned} \frac{Dh_g}{Dt} + \frac{D(\vec{V}_g^2/2)}{Dt} - \frac{1}{\rho_g} \frac{\partial p}{\partial t} + \\ + (\vec{V}_p - \vec{V}_g) \vec{f}_{D'} - \frac{\rho_p}{\rho_g} = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

由(2)、(3)、(6)、(7)、(9)、(10)、

(11)式可解 \vec{V}_p 、 ρ_p 、 p 、 \vec{V}_g 、 ρ_g 、 T_g 、 h_g 。

2. 当微粒直径极小时，粒子惯性很小，并当浓度不大时，可假设粒子与气体基本上以同一速度运动，即二速度模型变为单一速度模型，悬浮粒子气流可看作为假想的“均匀混合气”。此时，可引入一个统一的当量密度 $\rho_{\text{当}}$

$$\begin{aligned} \rho_{\text{当}} &= \frac{\dot{M}_p \dot{M}_g}{VA} = \rho_g + \rho_p = \rho_g(1 + \alpha) \\ &= \rho_p \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

并将(6)~(10)改写为

$$\frac{\partial \rho_{\text{当}}}{\partial t} + \nabla(\rho_{\text{当}} \vec{V}) = 0 \quad (6')$$

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \nabla) \vec{V} + \frac{1}{\rho_{\text{当}}} \nabla p = 0 \quad (7')$$

$$\frac{Dh}{Dt} + D \frac{(\vec{V}^2/2)}{Dt} = \frac{1}{\rho_{\text{当}}} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (8')$$

$$p = \rho_{\text{当}} R_{\text{当}} T \quad (9')$$

$$h = f(\rho_{\text{当}} p) \quad (10')$$

式中 $R_{\text{当}}$ —当量气体常数, $\rho_{\text{当}}$ —当量密度

$$R = \frac{848}{\mu}, \mu \text{ 是气体的分子量, 当量均匀混}$$

合气的分子量 $\mu_{\text{当}} \approx \mu_g + \mu_p \frac{m_p}{m_g}$, 因而 $R_{\text{当}}$

$$\approx \frac{848}{\mu_{\text{当}}}$$

当粒子浓度很小时, 可近似采用 $R_{\text{当}} = R_g$, 求解较为方便。

上述方程组类同于现有叶轮机械气动方程组, 只需将 ρ_g 改成 $\rho_{\text{当}}$, 因此可搬用叶轮机械气动程序进行初步计算。即浓度小时, 第一步可近似应用现有单向气动方程组。

参 考 文 献

[1] 凌志光、厉树廉, “YL—3000—1烟气管的气动热力设备与计算”(内部报告), 1976。
 [2] 凌志光, “透平特性的简捷计算”(内部报告), 1973。
 [3] 葛满初, “跨音速透平变工况计算”(内部报告), 1978。
 [4] “YL—3000—1烟气管的标定报告”(烟气管标定小组), 1979, 4。
 [5] M.F.Hussein & W. Tabakoff, “Cal-

最后结合运行及应用推广, 对能量回收烟气管的参数选择建议如下:

1. 由于能量回收烟气管实际上与主风机配合共同工作, 而流程工艺上允许流量变化范围较大, 为了减少磨损(减小冲角及流场变化), 保证较佳效率, 运行中烟气管的

$\frac{G\sqrt{T_0}}{P_0}$ 值最好保持不变。因此一方面在

运行条件允许下, 尽可能节流调节主风机流量以适应工艺流程需要; 同时, 烟气管的流量特性, 以设计在接近阻塞(不可达到阻塞, 以免出现激波工况)为好。同时还能减小进气阀节流损失, 提高能量回收。

2. 为了适应不同装置的需要, 烟气管改型时, 宜采用改变叶高(动、静叶), 尽量少改变安装角或叶片数。避免产生较大冲角, 大幅度改变流场, 带来额外磨损。

culatation of the three dimensional particle trajectories in a turbine stage”, AD—753364。
 [6] W. Tabakoff, G. Gant & R. Ball, “An experimental investigation of certain aerodynamic effects on erosion”, AIAA Paper.
 [7] M.J.Zucrow & J.D.Hoffman, Gas Dynamics, Vol. II.