

# 基于基元叶栅法的轴流式压气机变工况性能计算模型

张学镭, 王松岭, 陈海平, 周兰欣

(华北电力大学 电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 河北保定 071003)

**摘 要:** 基于基元叶栅法, 建立了轴流式压气机的变工况计算模型, 并采用变比热公式计算空气的热力参数; 绘制了压比、等熵效率、折合耗功率和折合出口总温的通用特性曲线; 计算了压气机的运行工况线。在此基础上, 确定了压气机的喘振边界线。定量计算了 IGV 对压气机通用特性曲线的影响。建模过程中, 考虑了空气相对湿度对压气机通用特性曲线的影响。算例表明, 该模型精度较高, 能够对具有 IGV 的压气机进行变工况计算。本文所做工作为进一步研究压气机的变工况性能奠定了基础。

**关 键 词:** 压气机; 变工况; 基元叶栅法; 特性曲线; 相对湿度

中图分类号: TK474.8 文献标识码: A

## 1 概 述

轴流式压气机是燃气轮机的重要部件之一, 其经常在变工况条件下运行。研究压气机变工况特性不仅可以提高其设计效率、缩短设计周期和降低实验成本<sup>[1]</sup>, 而且也是分析燃气轮机组变工况性能的重要基础。对于轴流式压气机, 常用的变工况计算方法有: (1)基元叶栅法; (2)级叠加法; (3)三元  $N-S$  方程法<sup>[2]</sup>; (4)利用简单的关联式对现有的压气机性能图进行修正。

方法(2)需要叶栅或级的试验数据<sup>[3]</sup>, 并且该方法不能模拟有进口可调导叶(IGV)的压气机。方法(3)受到紊流模型的限制, 目前尚未有成功计算 10 级以上压气机变工况性能的报道<sup>[4]</sup>。方法(4)要求有合适的压气机性能曲线, 但是, 要获得压气机的性能曲线是比较困难的。即使得到了性能曲线, 该性能曲线往往也是比较稀疏的, 这将导致较大的计算误差<sup>[5]</sup>。

在过去的几十年中, 人们做了大量的理论和实验研究, 获得了许多宝贵的叶栅损失和落后角的数据, 为基元叶栅法的应用奠定了基础, 并且该方法还

可以定量计算 IGV 对压气机性能的影响, 因此, 该方法得到了足够的重视和发展。文献[3, 6] 基于基元叶栅法建立了轴流式压气机变工况性能计算模型。在此基础上, 本文的主要工作有: (1)由于空气的定压比热随温度的变化而变化, 因此, 本文采用变定压比热模型计算压气机的性能参数; (2)推导了空气静态状态参数与滞止状态参数之间的换算公式; (3)计算了压气机的运行工况线, 在此基础上, 确定了压气机的喘振边界线; (4)不仅绘制了压气机的压比和等熵效率的通用特性曲线, 而且还基于相似定律, 绘制了压气机耗功率和出口总温的通用特性曲线; (5)在建模过程中, 考虑了空气相对湿度对压气机通用特性曲线的影响。

## 2 基于基元叶栅法的轴流式压气机变工况性能计算程序

### 2.1 基本假设条件

基于基元叶栅法, 采用一维稳定流动模型, 将平均流线处的参数作为级的特征参数。计算过程中, 假定空气的流动是均匀的, 压缩过程是绝热的, 视空气为理想气体, 由于其温度变化较大, 其定压比热不能认为是定值, 否则将会造成较大的误差。本文按式(1)计算<sup>[7]</sup>:

$$c_p = 971.695 + 6.790 \times 10^{-2} \times T + 1.657 \times 10^{-4} \times T^2 - 6.786 \times 10^{-8} \times T^3 \text{ (J/(kg} \cdot \text{K))} \quad (1)$$

式中:  $c_p$ —定压比热;  $T$ —温度, K。

### 2.2 静态状态参数与滞止状态参数的换算

在压气机建模过程中, 静态状态参数和滞止状态参数之间经常换算。例如: 静温和滞止温度(也称为总温)的换算以及静压和滞止压力(也称为总压)的换算。

#### 2.2.1 静温和总温的换算

为了分析问题方便, 对于动叶栅, 取相对坐标系, 在此坐标系内定义了动叶相对总温  $T_R^*$  和相对总焓  $h_R^*$ , 分别指将工质的相对速度滞止为零后, 所能达到的温度和焓值; 对于静叶栅, 取绝对坐标系, 在此坐标系内定义了静叶绝对总温  $T_S^*$  和绝对总焓  $h_S^*$ , 分别指将工质的绝对速度滞止为零后, 所能达到的温度和焓值。

根据热力学第一定律, 动叶相对总焓  $h_R^*$  和静叶绝对总焓  $h_S^*$  分别为:

$$h_R^* = h_R + w^2/2 \quad (2)$$

$$h_S^* = h_S + c^2/2 \quad (3)$$

由此可得到动叶相对总温  $T_R^*$ 、静叶绝对总温  $T_S^*$  与静温之间的换算公式为:

$$\int_{T_R}^{T_R^*} c_p(T) dT = h_R^* - h_R = w^2/2 \quad (4)$$

$$\int_{T_S}^{T_S^*} c_p(T) dT = h_S^* - h_S = c^2/2 \quad (5)$$

式中:  $T$ 、 $h$ —温度和焓;  $w$ —相对速度;  $c$ —绝对速度; 下角标  $R$ —动叶;  $S$ —静叶; 上角标 \*—滞止参数。

### 2.2.2 静压和总压的换算

气流的滞止过程可认为是定熵过程。令式(6)中  $ds=0$ , 并移项、积分, 可得式(7):

$$T ds = c_p dT - \frac{RT}{p} dp \quad (6)$$

$$p^* = p \cdot \exp\left(\int_T^{T^*} \frac{c_p(T)}{RT} dT\right) \quad (7)$$

式中:  $P$ —压力;  $T$ —自变量, 以便和静温  $T$  相区别。

利用式(7)即可在静压和总压之间换算。

### 2.3 叶栅进口参数整理和计算

根据叶栅进口处的静温  $T_1$  和静压  $P_1$ , 利用式(3)、式(5)和式(7)计算进口总温  $T_1^*$  和总压  $p_1^*$ 。根据叶栅进口气流角  $\beta_1$  (静叶为  $\alpha_1$ ), 计算冲角  $i$ 。与文献[6]不同, 本文计算了基准冲角  $i_{ref}$  和基准落后角  $\delta_{ref}$ , 然后根据文献[8]中的关联式, 计算落后角  $\delta$  和总压损失系数  $\omega$ , 进而求得出口气流角  $\beta_2$  (静叶为  $\alpha_2$ ) 和出口总压  $p_2^*$ 。

### 2.4 叶栅出口参数的计算

#### 2.4.1 叶栅出口总温的计算

由能量守恒方程, 可得:

$$h_2^* = h_1^*$$

对于理想气体, 可得:

$$T_2^* = T_1^* \quad (8)$$

即, 叶栅出口总温等于入口总温。

式中: 下角标 1—叶栅进口的状态参数; 2—叶栅出口的状态参数。

#### 2.4.2 叶栅出口静态参数的计算

计算叶栅出口静态参数需要补充质量守恒方程。以动叶栅为例, 即:

$$w_2 = \frac{G}{\rho_2 A_2} = \frac{G R_a T_2}{P_2 A_2} \quad (9)$$

式中:  $w$ —相对速度;  $\rho$ —密度;  $A$ —面积;  $G$ —空气质量流量;  $R_a$ —空气的气体常数; 对静叶栅用绝对速度  $c_2$  代替  $w_2$  即可。

通过迭代可以计算出叶栅出口的静态参数。以动叶栅为例, 程序框图如图 1 所示。

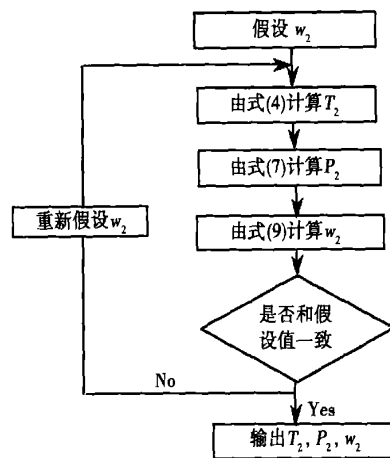


图 1 程序框图

### 2.5 压气机变工况性能计算

对压气机每一级叶栅按 2.3 和 2.4 节重复进行计算, 便可求得压气机的总压比  $\epsilon^*$ 、等熵效率  $\eta_s$ 、出口温度和所耗功率与空气质量流量的关系。改变大气温度, 重复进行上述计算, 便可得到压气机的变工况特性曲线。

### 2.6 模型的检验

采用基元叶栅法, 结合文献[6, 9]中的某 19 级轴流式压气机的结构参数, 对该压气机的变工况性能进行了计算。图 2 和图 3 是额定进气温度下计算值和实验值的比较。

### 2.7 误差分析

从图 2 和图 3 可以看出, 基元叶栅法能较好的模拟出压气机总压比和等熵效率的变化趋势, 并且在设计工况附近, 计算值和试验值的误差较小。当偏离额定负荷时, 误差逐渐增加。对于本例, 总压比的最大相对误差为 4.7%, 等熵效率的最大相对误

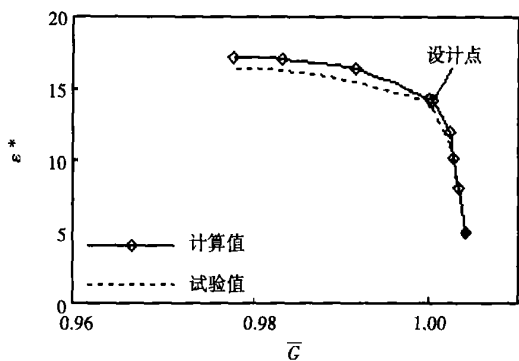


图 2 额定进气温度下  $\epsilon^* - \bar{G}$  曲线

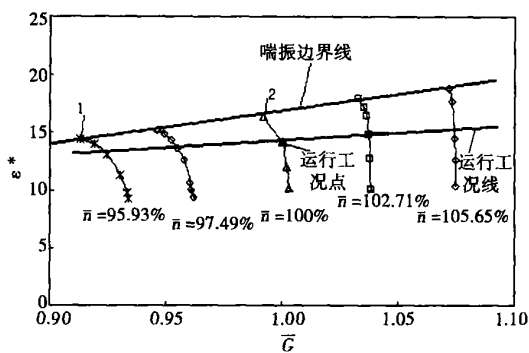


图 4 压比的通用特性曲线

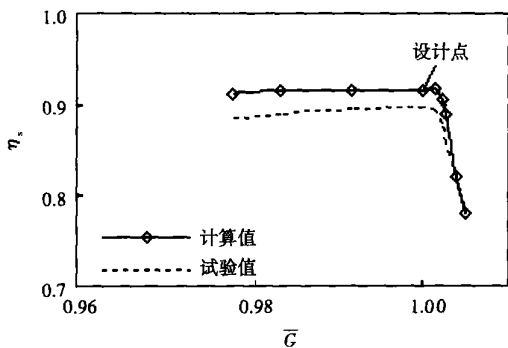


图 3 额定进气温度下  $\eta_s - \bar{G}$  曲线

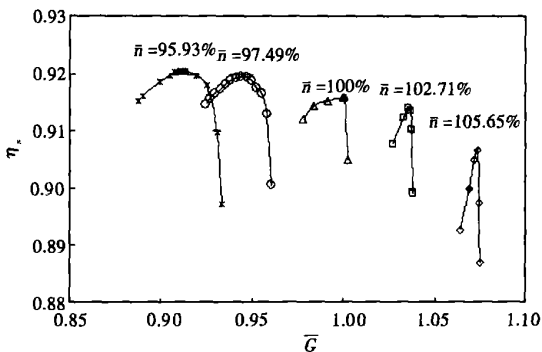


图 5 等熵效率的通用特性曲线

差为 4.4%。

### 3 压气机的通用特性曲线

#### 3.1 通用特性曲线的绘制

按照基元叶栅法,只要在程序中改变压气机入口空气的温度,即可绘制出前述某轴流式压气机压比和等熵效率的通用特性曲线,如图 4 和图 5 所示。图中折合转速  $\bar{n}$  和大气温度的对应关系见表 1。

表 1 折合转速和大气温度的对应关系

$\bar{n}/\%$	105.67	102.71	100	97.49	95.93
大气温度/ $^{\circ}\text{C}$	-15	0	15	30	40

根据相似原理,对同一台压气机,当工况 A 和 B 相似时,压气机的折合耗功率和折合出口总温也彼此相等。因此,本文还绘制了折合耗功率和折合出口总温的通用特性曲线,如图 6 和图 7 所示。

从图 4~图 7 可以看出,随着折合转速的降低,通用特性曲线将向左移动,特性曲线越来越平坦;若没有喘振边界线的限制,每条等折合转速线都应有

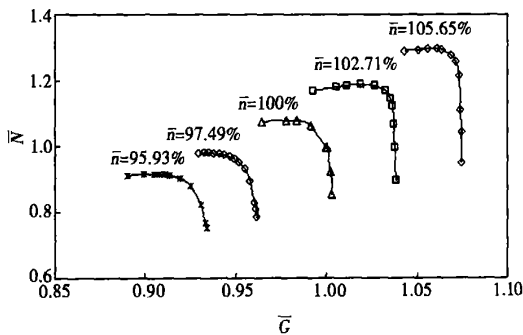


图 6 耗功率的通用特性曲线

一个最大值。

#### 3.2 喘振边界线的确定

喘振是一种不稳定的运行状态,发生喘振时,不仅使压气机的性能显著恶化,而且还加剧了机组的振动。因此,在通用特性曲线上确定出喘振边界线非常重要。需要说明的是,喘振不仅是压气机的固有特性,而且还与压气机所在的系统有关。本文首先计算了压气机的运行工况线,在此基础上,确定了压气机的喘振边界线。

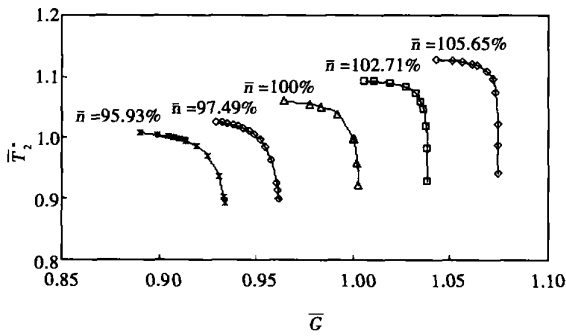


图 7 出口总温的通用特性曲线

3.2.1 压气机运行工况线的确定

变工况时, 燃气轮机进口温度一般保持不变。在压气机通用特性曲线上有与燃气温度相应的等温线, 该等温线即为压气机的运行工况线, 其与各等折合转速线的交点为压气机的运行工况点, 如图 4 所示。

由于压气机的运行工况线与燃气轮机的燃气进口温度有关, 因此必须首先选定燃气轮机。Siemens 501D5A 型燃气轮机的压比为 14.2, 进口空气流量为 348 kg/s, 燃气进口温度为 1 177 °C, 与前述某 19 级压气机的参数基本吻合。本文选定该燃气轮机, 用以确定压气机的运行工况线。燃气轮机系统如图 8 所示。

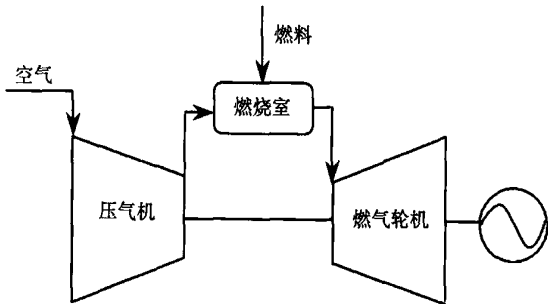


图 8 燃气轮机系统示意图

根据弗留格尔公式, 对于膨胀比较大的燃气轮机, 有:

$$\frac{G_g}{G_{g0}} = \frac{p_3}{p_{30}} \sqrt{\frac{T_{30}}{T_3}} \quad (10)$$

式中:  $G_g$ —燃气流量;  $p_3$ 、 $T_3$ —燃气轮机进口压力和温度; 下角标 0—设计工况点参数; 上角标 \*—滞止参数。

变工况运行时, 燃气轮机进口温度保持不变, 则由式(10)可得:

$$\frac{G_g}{G_{g0}} = \frac{G_a + G_f}{G_{a0} + G_{f0}} = \frac{p_3^*}{p_{30}^*} \quad (11)$$

式中:  $G_a$ —空气量;  $G_f$ —燃料量, 可以通过燃烧室的能量平衡计算求得。

压气机的运行工况点按如下方法确定: 在计算得到的等折合转速曲线上, 任取一点, 可知其空气流量、压比和压气机出口空气温度。在已知  $T_3$  的情况下, 通过燃烧室能量平衡可求得燃料量。若计算出的燃料量和燃气轮机进口压力能够使式(11)成立, 则该点即为压气机的运行工况点。将各运行工况点连成线, 即可得到运行工况线, 如图 4 所示。

3.2.2 喘振边界线的确定

压气机的运行工况点离喘振边界线必须有一定的安全裕量, 以保证压气机的安全运行。喘振裕度可用式(12)计算:

$$k_y = \frac{(\epsilon^*/G_a)_s}{(\epsilon^*/G_a)_0} \quad (12)$$

式中:  $k_y$ —喘振裕度;  $\epsilon$ —压比;  $G_a$ —空气流量; 下角标  $s$ —等折合转速线和喘振线的交点; 0—设计工况点。

压气机运行工况点的喘振裕度一般应大于 110%, 并且随着折合转速的增加而逐渐增大。设图 4 中 95.93% 等折合转速线上运行工况点的喘振裕度为 110%, 100% 等折合转速线上运行工况点的喘振裕度为 115%, 由式(12)即可计算出等折合转速线和喘振线的交点, 如图 4 中 1 点和 2 点所示。本文以 1 点和 2 点的连线作为压气机的喘振边界线。

4 IGV 对压气机通用特性曲线的影响

利用基元叶栅法, 在程序中加入一个代表 IGV 关闭角度的变量, 就可定量计算出 IGV 对压气机通用特性曲线的影响。对前述某轴流式压气机, 计算结果如图 9 和图 10 所示。

从图 9 和图 10 可以看出, 当压气机 IGV 安装角关小时, 压气机的通用特性线就会向左下方移动, 意味着压气机的喘振边界线将朝着流量减小的方向变动。显然, 这对于扩大压气机的稳定工作范围是很有利的。另外, 当压气机 IGV 安装角关小时, 在相同的折合转速下, 压气机的等熵效率明显下降, 并且特性线也变得陡峭, 高效率区域变窄。

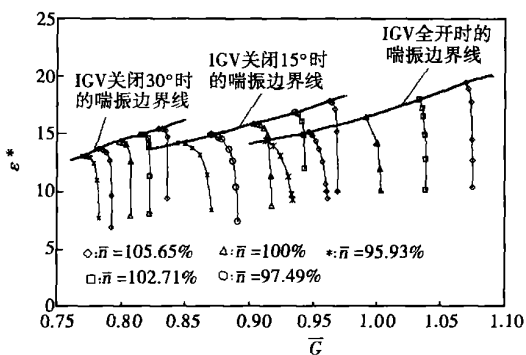


图9 IGV 对总压比的影响

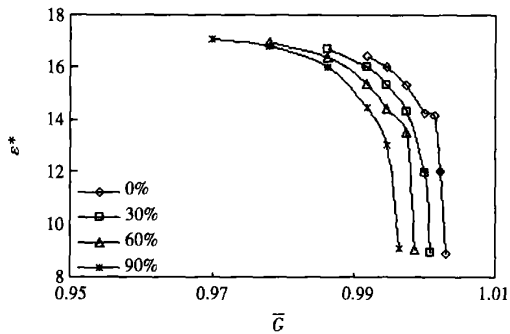


图11 相对湿度对总压比的影响

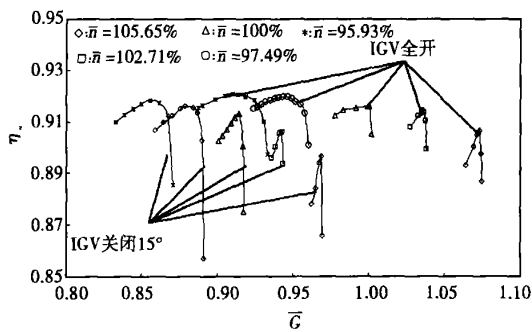


图10 IGV 对等熵效率的影响

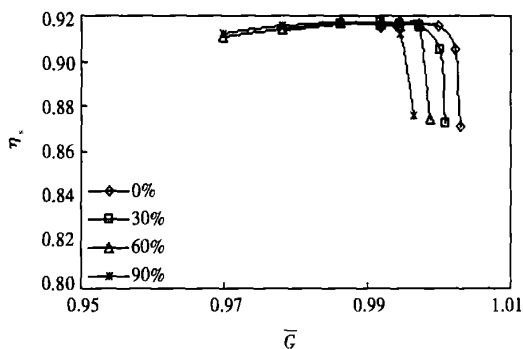


图12 相对湿度对等熵效率的影响

### 5 相对湿度对压气机通用特性曲线的影响

空气的相对湿度对压气机的性能也有较大的影响。利用本文所建模型,并按式(13)对理想气体常数和定压比热进行修正,即可定量计算相对湿度对压气机通用特性曲线的影响:

$$R = \frac{R_a + dR_v}{1 + d}, c_p = \frac{c_{pa} + dc_{pv}}{1 + d} \quad (13)$$

式中:  $R$ 、 $R_a$  和  $R_v$ —混合气体、空气和水蒸气的气体常数;  $c_p$ 、 $c_{pa}$  和  $c_{pv}$ —混合气体、空气和水蒸气的定压比热;  $d$ —含湿率,  $d = m_v / m_a$ ,  $m_v$  和  $m_a$  分别为水蒸气和空气的质量流量。

对前述某轴流式压气机,计算结果如图 11~图 14 所示。由于相对湿度越大,湿空气的气体常数越大,音速也就越大,马赫数越小,相当于折合转速降低,即特性曲线向左移动。本文的计算结果也显示了此规律。

### 6 结论

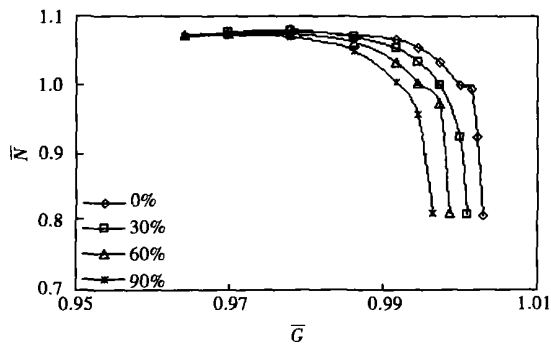


图13 相对湿度对压气机耗功率的影响

(1) 基于基元叶栅法,建立了轴流式压气机的变工况计算模型,并采用变比热公式计算空气的热力参数。算例表明,该模型精度较高,适应性强,具有一定的通用性。

(2) 绘制了压比、等熵效率、折合耗功率和折合出口总温的通用特性曲线。计算表明,随着折合转速的降低,上述四条通用特性曲线都向左移动,特性线越来越平坦。

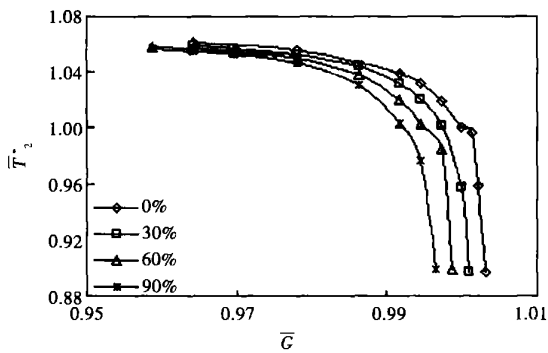


图 14 相对湿度对压气机出口总温的影响

(3) 计算了压气机的运行工况线, 在此基础上, 根据喘振裕度, 确定出压气机的喘振边界线, 为压气机的安全运行奠定了基础。

(4) 定量计算了 IGV 对压气机通用特性曲线的影响。算例表明, IGV 安装角关小时, 通用特性曲线向左下方移动, 特性线越来越陡峭。

(5) 建模过程中, 考虑了空气相对湿度对压气机通用特性曲线的影响。算例表明, 相对湿度增大,

通用特性曲线向左移动。

#### 参考文献:

- [1] 张士杰, 袁新, 叶大均. 多级轴流压气机全工况特性数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(2): 167-170.
- [2] 赵勇, 胡骏. 均匀与非均匀进气条件下多级轴流压气机性能计算[J]. 航空发动机, 2003, 29(4): 1-6.
- [3] ROBBINS W H, DUGAN J F. Prediction of off-design performance of multistage compressors[R]. NASA SP-36, 1965.
- [4] 李景银, 刘立军, 李超俊. 轴流压气机特性计算模型的研究[J]. 机械工程学报, 1997, 33(2): 66-71.
- [5] 欧阳明高, 左乘基, 刘建敏. 一种适用于实时仿真的压气机特性计算方法[J]. 内燃机工程, 1998, 19(3): 78-81.
- [6] JOHNSON M S. One-dimensional, stage-by-stage axial compressor performance model[R]. ASME Paper 91-GT-192, 1991.
- [7] 朱明善, 刘颖, 林兆庄, 等. 工程热力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1996.
- [8] WRIGHT P, MILLER D. An improved compressor performance prediction model[J]. Proc Inst Mech Eng 1991, 205, 69-82.
- [9] BETTNER J L, SEHRA A K. High-efficiency axial compressor[R]. EPRI Report AP-4943, 1986.

(辉 编辑)

#### 理论研究

## 涡轮工作叶片带冠合理性的论证

《Теплоэнергетика》2004 年 11 月号提供了在燃气轮机涡轮工作叶片上采用气动力冠板经济合理性的计算方法。在计算方法中应用专门的目标函数, 该目标函数是根据各种方案的涡轮运行比较得到的收益。

在设计高温燃气轮机时产生了一个问题, 是否要把它的叶片设计成带冠的? 这个问题对于冷却叶片是特别现实的, 这是因为认为在第一级工作叶片上采用冠板是最合理的。

已经表明, 在单级冷却涡轮中使用冠板能使涡轮效率增加 3.5%, 装置的热效率约增加 1%。同时, 工作叶片带冠改善了机匣的温度状况和叶片的振动特性。但是由于燃气温度高, 冠板自身需要冷却, 从而复杂的叶片结构, 增加了制造叶片的工艺费用。

着重指出, 在效果上接近叶身冷却方式的冠板冷却方式是最佳的。Trent 燃气轮机涡轮带冠板的第一级工作叶片就满足了上述条件, 该涡轮进口燃气温度高达 1 527 °C。该叶片成功的实际应用是以冠板冷却系统结构的发展作为条件的。

所得到的结果在方法关系中也是重要的。按照这些结果, 在设计燃气轮机装置时, 不应该把优先给予涡轮成本, 而应该给予它所达到的效果上, 其中包括通过使叶片的结构和制造工艺更加复杂所能达到的效果。

(吉桂明 供稿)

Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 140 ~ 144

A numerical optimization program based on a gradient method has been developed. Furthermore, in conjunction with a program for solving three-dimensional viscous flow fields a three-dimensional aerodynamic optimized design was conducted of transonic compressor rotating blades with the aim of maximizing the adiabatic efficiency. First, a chord-wise sweep optimization design was performed with an increase in adiabatic efficiency amounting to about 0.65% being achieved. Then, an optimization design was conducted to the camber line of the blade profile, thus obtaining the final blade. As compared with a prototype blade, the adiabatic efficiency can be enhanced by as high as 1.05%. It has been found that a swept blade alone can bring about only a rather limited improvement in aerodynamic performance. A combined optimization design involving both a chord-wise sweep and a camber line can lead to a significant improvement in flow conditions in a blade row and also a fine off-design performance. **Key words:** compressor, swept rotating blade, camber line, Navier-Stokes equation, optimization design

**某轴流式压气机气动不稳定的相关积分分析 = Correlation-integral Analysis of the Aerodynamic Instability of an Axial-flow Compressor** [刊, 汉] / WU Yun, LI Ying-hong, ZHANG Pu, SONG Hui-min (Engineering College under the Air Force Engineering University, Xi'an, China, Post Code: 710038) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 145 ~ 149

Investigated was the aerodynamic instability problem of an axial-flow compressor during throttling tests. A nonlinear correlation-integral method was employed to analyze static pressure signals along the compressor casing-wall surface. The results of the analysis indicate that correlation-integral values of the static pressure signals at a given point of the compressor stator passage casing-wall surface will undergo regular changes, depending on the engine operating conditions, and reflect the flow separation conditions at corresponding locations. The correlation-integral values of static pressure at various-stage stator channel casing-wall surface along the compressor flow passage can reflect the flow matching status at the blade tip of the various compressor stages under different operating conditions. The correlation-integral values of the static pressure of the compressor first stage stator casing-wall surface reflect the impact of the bleed valve's switching state on the rotor end-wall flow regime at intermediate and low-speed operating conditions. The study conducted by the authors indicates that the correlation-integral analysis regarding the above-mentioned static pressure signals can serve as a kind of effective means for monitoring and diagnosing the compressor aerodynamic stability. **Key words:** compressor, aerodynamic instability, correlation integral, experimental investigation

**基于基元叶栅法的轴流式压气机变工况性能计算模型 = Calculation Model for the Off-design Performance of an Axial-flow Compressor Based on an Elementary Cascade Method** [刊, 汉] / ZHANG Xue-lei, WANG Song-ling, CHEN Hai-ping, et al (Education Ministry Key Laboratory of Power Plant Equipment Condition Monitoring and Control under the North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 150 ~ 155

On the basis of an elementary cascade method a calculation model for the off-design performance of an axial-flow compressor has been set up. Through the use of a variable specific-heat equation the thermodynamic parameters of air were calculated with the general characteristic curves showing pressure ratios, isentropic efficiency, corrected consumed power and

outlet total temperatures being drafted and the compressor operating condition curves calculated. On this basis, the surge boundary line of the compressor was determined. A quantitative calculation of the impact of inlet guide vanes (IGV) on compressor general characteristic curves was conducted. During the model building process the influence of air relative humidity on compressor general characteristic curves has been taken into account. A calculation example indicates that the model under discussion features relative high precision and can be used to calculate the off-design performance of a compressor fitted with IGV. The work described above has laid a solid foundation for the further study of off-design performance of compressors. **Key words:** compressor, off-design operation, elementary cascade method, characteristic curves, relative humidity

滴状翅片管传热及阻力特性的试验研究= **Experimental Study of the Heat Transfer and Resistance Characteristics of Drop-shaped Finned Tubes**[刊, 汉]/ZHOU Wen-zhu, OUYANG Xin-ping, LIU Dao-ping (College of Power Engineering under the Shanghai University of Science & Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 156 ~ 160

Tests were conducted of the heat transfer and resistance performance of drop-shaped finned tubes and test results obtained under different air velocities and temperatures are presented. A method for the separation of convection heat exchange factors is explored. On the basis of the actually measured data the convection heat exchange factor for the tube group swept by the tube-outside air was separated from the heat transfer factor. The tube-outside convection heat exchange characteristics and resistance characteristics are analyzed and studied. Moreover, they have been processed into a dimensionless criterion. The results of the test indicate that the drop-shaped finned tubes feature a relatively low resistance and the test sample performance has attained an international advanced level. **Key words:** drop-shaped finned tube, heat transfer characteristics, resistance characteristics, experimental research

振荡流热管自激强化传热的可行性分析= **Feasibility Analysis of Self-excited Intensified Heat Transfer of an Oscillating-flow Heat Pipe**[刊, 汉]/SHANG Fu-min, XIAN Hai-zhen, LIU Deng-ying, et al (Department of Power Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 161 ~ 164

In connection with the operating features of self-excited oscillating-flow heat pipes and recent advances of nano-fluid and non-uniform section structures in the study of intensified heat transfer both at home and abroad analyzed is the feasibility of realizing self-excited intensified heat transfer by an oscillating-flow heat pipe. The intensified heat transfer is attained through the use of nano-fluid working media and a non-uniform pipe section under the condition of complicated phase-transformation heat exchange in a self-excited oscillating-flow heat pipe. Moreover, the authors have put forward a variety of key technical problems yet to be solved, such as the nano-fluid concentration and compatibility, fluid filling rate and pipe section structures, etc. All the above has provided an essential theoretical basis for the further experimental study of intensified heat transfer as well as for the design and development of innovative self-excited oscillating-flow heat pipe-based heat exchangers. **Key words:** self-excited oscillating-flow heat pipe, nano fluid, non-uniform section, self-excited intensified heat transfer