

# 变几何多级轴流式压气机特性估算

马文通<sup>1</sup>, 苏明<sup>1</sup>, 余南华<sup>2</sup>

(1. 上海交通大学涡轮机实验室, 上海市 闵行区 200240;

2. 广东省电力科学研究院, 广东省 广州市 510600)

## Characteristic Estimation Method of Variable Geometry Multistage Axial-flow Compressors

MA Wen-tong<sup>1</sup>, SU Ming<sup>1</sup>, YU Nan-hua<sup>2</sup>

(1. Turbo Machinery Lab, Shanghai Jiaotong University, Minhang District, Shanghai 200240, China;

2. Guangdong Electric Power Research Institute, Guangzhou 510600, Guangdong Province, China)

**ABSTRACT:** Due to the variable geometry construction of the compressors, the most troublesome part in the development of a component-based gas turbine simulation system is the performance characteristics estimation of the compressors at low rotational speeds. Based on the experimental feature of the cascades, the correspondent relationship of stage shaft power and efficiency between fixed and variable geometry was derived. The variable geometry model stage characteristics were calculated using the identified model stage characteristics. Meanwhile, the overall characteristics of the compressor were calculated stage by stage using the stage stack method. The new technique takes into account the effects of air density change and rotational speeds, thereby improving the analogy theory and making it applicable to compressible flow. Subsequent validation efforts show that the method can satisfy the accuracy requirement in gas turbine system simulation.

**KEY WORDS:** thermodynamic system; characteristic maps; axial-flow compressors; variable geometry

**摘要:** 由于涉及到变几何工况, 燃气轮机系统仿真中压气机低转速工况特性计算最为困难, 计算压气机的变几何特性具有重要的意义。利用级叶栅的实验特性, 推导出模型级轮周功及效率特性在变几何前后的对应关系。在由压气机总特性辨识出模型级定几何特性的基础上, 估算模型级变几何特性, 从而可由级堆叠方法计算出压气机在变几何工况下的总特性。新方法考虑到工质密度和转速变化对压气机特性的影响, 改进了相似理论并使其可应用于可压缩流体计算中。与试验结果对比表明, 新的估算方法可以满足燃气轮机系统仿真的精度要求。

**关键词:** 热力系统; 特性图; 轴流式压气机; 变几何

基金项目: 国家自然科学基金项目(5997022)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (5997022).

## 0 引言

在多轴轴流式压气机启动、加速等非设计工况, 通常采用级间放气或变几何方式调节压气机内部流场。由于转导叶和转静叶的变几何方式压气机总功损失小, 因此得到了广泛的应用。随着现代重型燃气轮机仿真精度要求的提高和仿真范围的扩大, 进行压气机变几何工况的特性估算方法研究具有重要的现实意义。

出于专利保密和试验条件的限制, 厂商提供的特性数据非常有限, 增加了燃气轮机系统仿真的难度。由于压气机特性依赖于转速, 压气机的非设计工况特性估算非常困难。文献[1-4]提出基于相似理论的特性图外推方法, 文献[5-14]提出基于拓扑和人工智能的外推方法。这些方法可以相对简便地估算压气机的定几何特性, 但受到相似理论中几何相似准则以及拓扑和人工智能辨识中样本的限制, 这些方法不适用于压气机变几何特性估算。

文献[15]将变几何动叶入口气流角的变化对应为定几何流量系数的变化, 从而确定变几何级压比特性。定几何级压比特性由若干压气机级压比特性统计而得, 定几何效率特性采用文献[16]中的通用级效率特性图。文献[17-20]提出了压气机变几何压比特性的计算方法, 其中级压比和效率特性分别取自文献[15-16]。由于采用通用级特性估算压气机特性, 与压气机自身真实特性存在偏差, 因此难以保证估算结果的可靠性, 仅适用于定性估算。

由叶栅试验可知, 在稳定工况下, 级出口气流角仅与叶片安装角度有关, 而与入射角、流速关系很小。本文利用叶栅轮周功与叶片气流角的关系,

确定模型级压比和效率特性在变几何前后的对应关系,进而采用级堆叠的方法计算压气机变几何特性。

## 1 定几何级叶栅特性

叶栅吹风试验表明,在小于临界攻角时,落后角  $\delta$  基本不变,为一常数,出口气流方向主要受叶型和安装角影响,即在实际运行中变化很小。在压气机各级中,轴向速度  $c_{1a}$  的改变直接地影响工作叶轮的迎角  $i$  及空气在工作叶轮中的扭速  $\Delta w_u$ 。如图 1 所示,增大  $c_{1a}$  会导致  $\beta_1$  的增大,亦即会减小迎角。此时,工作叶轮后  $w_2$  速度向量的方向改变得很小,即  $\beta_2 \approx$  常数。因此,增大  $c_{1a}$  会导致迎角减小,亦即扭速  $\Delta w_u$  降低;相反,减小  $c_{1a}$  则  $\Delta w_u$  增大。

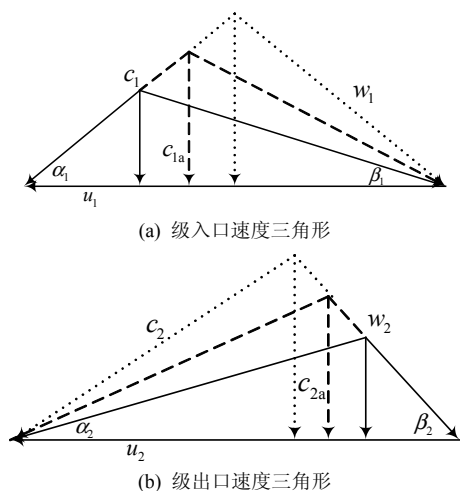


图 1 定转速定几何速度三角形

Fig. 1 Fixed geometry speed triangle

动叶所作轮周功为

$$h_t = u \Delta w_u \quad (1)$$

由速度三角形可知

$$\Delta w_u = u - c_{1a} (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) \quad (2)$$

则在恒定转速下,级轮周功是流量的线性函数。

在轴流式压气机中,工作叶片的圆周速度沿着半径有很大的变化。定义级的载荷系数

$$\mu = \frac{h_t}{u^2} \quad (3)$$

式中  $u$  为工作叶轮出口平均半径上的圆周速度。

当流道接近圆柱形时

$$\mu \approx \Delta w_u / u \quad (4)$$

由式(2)、(4)有线性关系

$$\mu = 1 - \phi (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) \quad (5)$$

即级载荷系数  $\mu$  是流量系数  $\phi$  的线性函数。

级的载荷系数是级的轮周功与动叶切向速度平方的比值,指定流量系数下载荷系数与级的几何结

构有关,因此可以用来表征变几何级的结构特性。由式(5)可知,静叶和动叶安装角越大,即  $\cot \alpha_1$  和  $\cot \beta_2$  值越小,则当改变  $\phi$  时,  $\mu$  变化的程度就越小,载荷系数  $\mu$  对流量系数  $\phi$  的关系曲线倾斜就越缓慢。

## 2 变几何特性计算原理

### 2.1 假设条件

由于工质的可压缩性,不同负荷下压气机进出口工质密度变化差异很大,从而引起压气机前后级叶片攻角在不同工况下的显著差异<sup>[21]</sup>,因此,工质的可压缩性对压气机特性具有决定性的影响。为计及工质密度变化的影响,对文献[4]中的方法进行改进,在已知压气机部分转速特性线的前提下,引入模型级的概念。将工质的压缩过程分解成无数个串联的相似平均模型级做功结果,工质在每个模型级内密度变化趋于无穷小,可以在模型级内部将工质作为不可压缩工质处理,从而避免处理可压缩工质相似准则。

对于一个仅已知部分等转速特性的压气机,提出如下假设条件:

(1) 压气机在紊流区工作,各模型级内流场满足动力自相似条件。

(2) 模型级进口气流角对出口气流角影响不大,出口气流角是安装角的单值函数。则模型级载荷系数是流量系数的线性函数,级效率是动叶入射角的函数,从而级效率和级压比相关。

(3) 工质在模型级中密度变化量很小,定几何下各级设计转速下与非设计转速下对应的等流量系数工况点进出口速度三角形满足几何和运动相似条件。

(4) 压缩过程是均匀的。在设计工况下,级效率最高,各级多变效率相同。

由以上假设,将原压气机分解为若干个串联的模型级。模型级不同于压气机的真实级,对于相同的压气机进出口工质状态变化量,随着模型级数目的增加,每个模型级内部工质状态变化量减少,从而密度变化对单个模型级特性的影响减小;各模型级具有相似特性,可以通过模型级特性的逐级计算确定压气机总特性。模型级每级入口条件与前一级出口条件相同,各模型级折合转速和折合流量由前一级出口条件计算。

### 2.2 模型级变几何相对参数特性

在已知压气机总特性图,而压气机的具体几何结构不清楚的情况下,采用相对参数计算模型级特性。

由模型级速度三角形可知

$$\frac{\phi_{\text{ref}}}{\phi} = \phi_{\text{ref}} (\cot \alpha_1 + \cot \beta_1) \quad (6)$$

其中下标 ref 为参考点参数。

如图 2 所示, 由假设 2 可知变几何前后等效率工况与等动叶入射角相对应, 此时  $d(\cot \beta_1)=0$ 。令  $\phi_r = \phi / \phi_{\text{ref}}$ , 则由式(6)有

$$d(1/\phi_r) = \phi_{\text{ref}} d(\cot \alpha_1) \quad (7)$$

令  $\mu_r = \mu / \mu_{\text{ref}}$ , 由式(5)有线性关系

$$\mu_r = \frac{1 - (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) \phi_{\text{ref}} \phi_r}{\mu_{\text{ref}}} \quad (8)$$

在定几何工况下有

$$\mu_r = \frac{1 + (\mu_{\text{ref}} - 1) \phi_r}{\mu_{\text{ref}}} \quad (9)$$

则通过定几何模型级  $\mu_r - \phi_r$  关系图可以辨识出模型级参考点载荷系数  $\mu_{\text{ref}}$ 。

如图 2 所示, 由式(5)有

$$\mu_r = \frac{(\cot \beta_1 - \cot \beta_2) \phi_r}{(\cot \beta_1 - \cot \beta_2)_{\text{ref}}} \quad (10)$$

由假设 2 可知变几何前后动叶出口气流角不变, 即  $d\beta_2=0$ , 则由式(10)可知, 对应等效率工况变几何前后满足

$$d\left(\frac{1}{\mu_r}\right) = \frac{(\cot \beta_1 - \cot \beta_2)_{\text{ref}}}{(\cot \beta_1 - \cot \beta_2)} d\left(\frac{1}{\phi_r}\right) \quad (11)$$

对于给定的静叶出口气流角余切变化量  $d(\cot \alpha_1)=0$ , 由式(7)计算对应的等效率变几何相对流量系数增量  $d(1/\phi_r)$ , 从而确定对应的等效率定几何相对流量系数, 通过定几何模型级效率特性曲线查得对应模型级相对效率  $\eta_r$ 。由式(11)计算对应等效率工况下相对载荷系数的增量  $d(1/\mu_r)$ , 换算成相对折合轮周功增量  $dh_{t,r}$ , 通过定几何模型级相对折合轮周功特性曲线确定变几何相对折合轮周功  $h_{t,r}$ 。

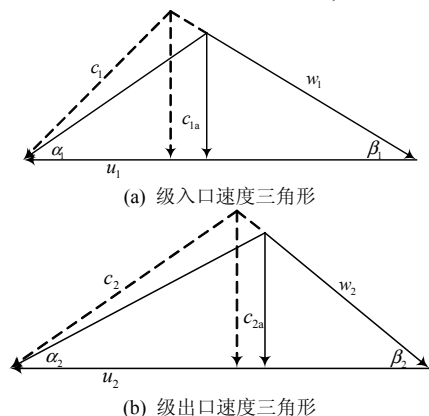


图 2 变几何速度三角形

Fig. 2 Variable geometry speed triangle

相对折合多变压缩功计算式为

$$h_{p,r} = h_{t,r} \cdot \eta_r \quad (12)$$

### 3 应用实例分析

已知 Spey Mk202 型多级轴流式压气机在设计转速附近的一部分定几何压比和效率特性的试验数据和一部分低转速变几何压比和效率特性的试验数据, 利用本文提出的方法估算变几何特性并进行验证。对文献[4]的方法进行改进, 辨识出定几何平均模型级特性。采用本文提出的估算方法, 变几何前后模型级相对特性计算结果如图 3 和图 4 所示, 关小静叶后, 模型级压比减小, 稳定工况向小流量系数方向偏移, 但稳定工作范围有所缩小。

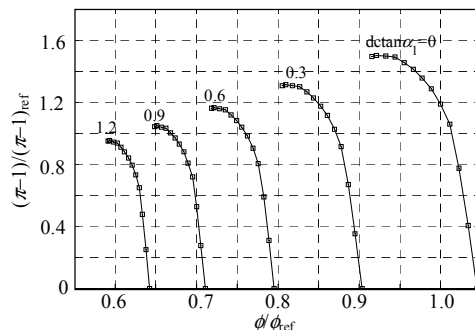


图 3 平均模型级参考转速下压比特性

Fig. 3 Average model stage relative pressure ratio at reference rotational speed

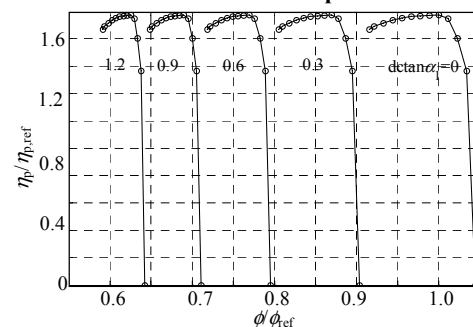


图 4 平均模型级参考转速下效率特性

Fig. 4 Average model stage relative polytropic efficiency at reference rotational speed

由于厂商并未提供压气机具体的几何结构, 因此, 需要对变几何方案进行合理的假设。假设压气机前半部各级为可调静叶, 通常各级静叶旋转角度由一个杠杆形调节机构单独控制, 因此, 同一变几何工况下各级可调静叶出口气流角的余切值是静叶所属级序号的线性函数。静叶关闭角度与折合转速有关, 当折合转速降低时, 关小可调静叶安装角来限制流量, 从而避免喘振。

基于以上变几何方案, 在 85% 额定转速下变几何防喘振机构启动, 压气机总特性计算结果如图 5

和图 6 所示。图中的计算结果没有考虑喘振问题, 实际上, 定几何低转速工况很可能已发生喘振。在变几何特性估算中, 压比和效率平均计算误差为 3.59% 和 4.76%, 最大计算误差为 17.14% 和 45.66%。在极低转速下叶栅出口气流落后角发生变化, 与假设条件存在偏差, 因此极低转速下压气机变几何特性计算误差较大。由图 5 和图 6 可以看出, 由于级特性的变化, 变几何后稳定工况向小流量方向偏移, 各转速下变几何总效率比定几何总效率显著提高。

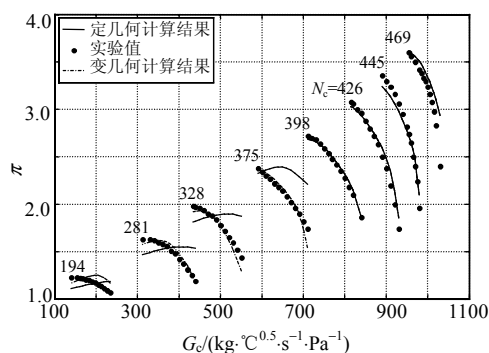


图 5 压气机压比计算结果对比

Fig. 5 Compressor pressure ratio comparison

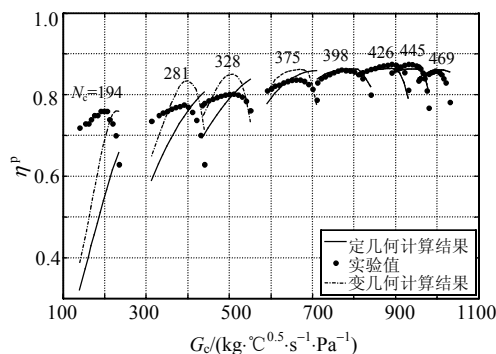


图 6 压气机多变效率计算结果对比

Fig. 6 Compressor polytropic efficiency comparison

采用本文提出的变几何估算方法, 计算结果与试验结果很接近, 在各转速下计算变几何特性过程中没有发生数值计算的困难, 说明了前述变几何方案假设的可靠性。由于模型级叶栅特性和变几何方案的假设与实际存在偏差, 新方法计算所得压气机变几何特性与试验结果仍存在少量误差, 但误差已经能够满足燃气轮机系统仿真的精度要求。

## 4 结论

基于叶栅实验特性, 本文利用叶栅轮周功与进出口气流角的关系确定变几何模型级特性, 结果表明:

(1) 本文提出的变几何特性估算方法具有明确的物理意义, 计算精度可以满足燃气轮机系统仿真

的需要。

(2) 采用新方法估算压气机变几何特性, 模型级特性由压气机总特性辨识而得, 可以充分体现压气机自身特性。

(3) 关小静叶后, 模型级稳定工况向小流量系数方向偏移, 但稳定工作范围有所缩小。压气机变几何后工况得到显著改善, 各级可以在稳定工况范围内工作。

本文提出的变几何压气机特性估算方法适用于多级轴流式压气机, 并已经成功地应用于项目的研究中。同时, 该方法在轴流式风机、轴流式透平等轴流式叶轮机械的变几何特性估算中也具有参考意义。

## 参考文献

- [1] Robbins W H, Dugan J F. Prediction of off-design performance of multi-stage compressors [M]. Washington: NASA SP-36, 1965: 297-310.
- [2] Agrawal R K, Yunis M. A generalized mathematical model to estimate gas turbine starting characteristics[J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104(1): 194-201.
- [3] Saravanamuttoo H I H, MacIsaac B D. Thermodynamic models for pipeline gas turbine diagnostics[J]. Journal of Engineering for Power, 1983, 105(44): 875-884.
- [4] 马文通, 余南华, 苏明. 轴流式压气机特性线外推方法[J]. 机械工程学报, 2006, 42(10): 138-141.  
Ma Wentong, Yu Nanhua, Su Ming. Extrapolation method of characteristic maps of axial flow compressors[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(10): 138-141(in Chinese).
- [5] Kurzke J. Advanced user-friendly gas turbine performance calculations on a personal computer[C]. American Society of Mechanical Engineers (Paper), Houston, TX, USA, 1995.
- [6] Kurzke J. How to get component maps for aircraft gas turbine performance calculations[C]. American Society of Mechanical Engineers (Paper), Birmingham, UK, 1996.
- [7] Kurzke J. Some applications of the Monte Carlo method to gas turbine performance simulations[C]. American Society of Mechanical Engineers (Paper), Orlando, FL, USA, 1997.
- [8] Kurzke J, Riegler C. A new compressor map scaling procedure for preliminary conceptional design of gas turbines[C]. ASME TURBO EXPO 2000, Munich, Germany, 2000.
- [9] Riegler C, Bauer M, Kurzke J. Some aspects of modeling compressor behavior in gas turbine performance calculations[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 372-378.
- [10] Kong C, Ki J, Kang M. A new scaling method for component maps of gas turbine using system identification[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(1): 979-985.
- [11] Kurzke J. Model based gas turbine parameter corrections[C]. ASME TURBO EXPO 2003, Atlanta, USA, 2003.
- [12] Kurzke J. How to create a performance model of a gas turbine from a limited amount of information [C]. Proceedings of the ASME Turbo Expo, Reno-Tahoe, NV, 2005.

- [13] Kong C, Kho S, Ki J. Component map generation of a gas turbine using genetic algorithms[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(1): 92-96.
- [14] 马一太, 王志国, 杨昭. 燃气轮机性能评价的模糊综合评判方法[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(9): 218-220.  
MA Yitai, WANG Zhiguo, YANG Zhao. Fuzzy comprehensive method for gas turbine evaluation[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(9): 218-220 (in Chinese).
- [15] Muir D E, Saravanamuttoo H I H, Marshall D J. Health monitoring of variable geometry gas turbines for the Canadian Navy[J]. Trans. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 1989, 111(2): 244-250.
- [16] Howell A R, Bonham R P. Overall and stage characteristics of axial flow compressors [J]. Journal of Mechanical Engineering, 1950, 163(1): 235-248.
- [17] Kim J H, Song T W, Kim T S. Model development and simulation of transient behavior heavy duty gas turbines [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(3): 589-594.
- [18] Song T W, Kim T S, Kim J H, et al. Performance prediction of axial flow compressors using stage characteristics and simultaneous calculation of interstage parameters [J]. Journal of Power and Energy, 2001, 215(1): 89-98.
- [19] Kim J H, Song T W, Kim T S. Dynamic simulation of full startup procedure of heavy-duty gas turbines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(1): 510-516.
- [20] Kim T S, Hwang S H. Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy [J]. Energy, 2006, 31(2-3): 260-277.
- [21] 翁史烈. 燃气轮机性能分析[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1987.
- 
- 收稿日期: 2007-07-14。
- 作者简介:
- 马文通(1977—), 男, 辽宁沈阳人, 博士研究生, 研究方向为动力系统建模与仿真, wentongma@sjtu.org;
- 苏明(1958—), 男, 山东日照人, 教授, 博士生导师, 研究方向为热力系统动态仿真;
- 余南华(1976—), 男, 江西修水人, 博士, 研究方向为动力系统特性分析与控制。
- (责任编辑 王庆霞)