

变几何多级轴流压气机全工况性能预测模型

崔 凝, 王兵树, 李 斌, 赵文升
(华北电力大学自动化系, 河北保定 071003)

摘 要: 基于压气机级的综合特性曲线, 采用逐级叠加法开发了静叶可调的变几何多级轴流压气机全工况性能预测模型。在计算中将低转速下不同的级特性曲线分别应用于压气机各级, 建立每一级的性能计算模块; 在合理假设的基础上, 根据动叶速度三角形推导出压气机入口可调静叶(IGV)角度变化对压气机性能的影响; 引入气体动力学函数和变比热计算公式, 简化了计算, 提高了模型精度。算例表明, 本模型具有一定的适用性, 基本上反映出压气机的全工况特性, 较准确地体现了 IGV 调节对整套压气机性能的影响, 为开发现代大型燃气轮机动态仿真模型提供较可靠的压气机性能计算数据。

关 键 词: 变几何; 轴流压气机; 级特性; 模型; 仿真

中图分类号: TK474. 8 文献标识码: A

引 言

随着大型燃气轮机性能和热力参数的不断提高及数字控制系统的广泛应用, 数字仿真在燃气轮机设计、变工况计算、运行人员培训及其控制系统的开发过程中的重要作用已毋庸置疑。作为燃气轮机的关键部件, 高压比变几何多级轴流压气机的性能优劣直接影响到燃气轮机和整个联合循环机组的运行特性。

目前常用的压气机变工况计算方法可归纳为:

(1) 基元叶栅法; (2) 逐级叠加法; (3) 综合规律法^[1-2]。就目前已投产的燃气轮机监测参数所能提供的信息非常有限, 无法得到燃气轮机设备和压气机详细的结构参数和气动试验数据。为此, 本文从压气机外特性着手, 在文献^[2~7]的基础上, 将每一级出口作为一个计算节点, 采用基于平均直径上的一维流动逐级叠加法计算压气机全工况性能。级特性的来源基于级修正后的特性曲线, 并将低转速下不同的特性曲线分别应用于压气机的前、中、后各级; 根据动叶速度三角形推导出压气机入口可调静叶(IGV)角度变化对压气机性能的影响, 引入气体动力学中的流量函数 $q(\lambda)$ 、温度函数 $\tau(\lambda)$ 、压强函数 $\pi(\lambda)$ 和密度函数

$\epsilon(\lambda)$ 以及空气变定压比热经验公式于模型计算中。

1 压气机级特性

1.1 特性参数

参照文献^[1~2]中所引入的参数, 结合文献^[6~7]所运用的方法, 用流量系数、能量头系数、温升系数和效率的函数关系来表征各级性能。这些无量纲的定义为:

流量系数:
$$\varphi = C_a / U \tag{1}$$

能量头系数:
$$\psi = C_p T_1^* (\pi^{k-1} / k - 1) / U^2 \tag{2}$$

温升系数:
$$\zeta = C_p (T_2^* - T_1^*) / U^2 \tag{3}$$

等熵效率:
$$\eta = \frac{T_1^* (\pi^{k-1} / k - 1)}{T_2^* - T_1^*} = \psi \zeta \tag{4}$$

式中: C_a —本级空气入口轴向速度, m/s; U —本级平均直径处圆周速度, m/s; C_p —空气定压比热, kJ/(kg·K); T_1^* 、 T_2^* —本级空气入口和出口总温, K; π —本级总压比; k —空气绝热指数。

1.2 通用级特性曲线

用上述参数表示的级通用特性关系曲线如图 1 和图 2 所示。在没有进气畸变的情况下, 级特性曲

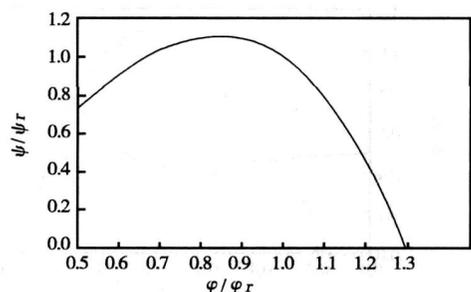


图 1 级通用能量头系数曲线

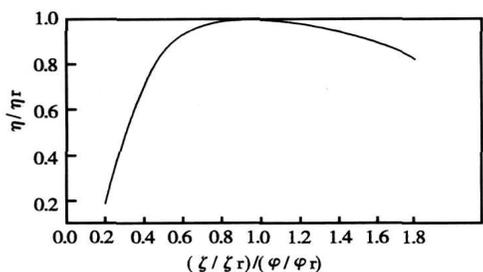


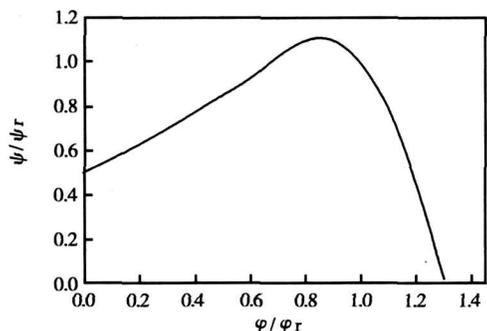
图 2 级通用效率曲线

线在相当大的雷诺数和马赫数范围内具有良好的通用性, 不同转速下, 级进口相对马赫数小于 0.75 时

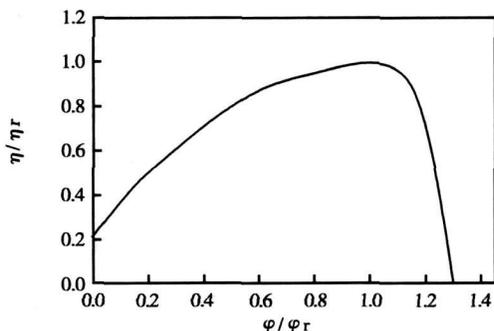
可用同一条曲线表示^[1~4]。当级进口马赫数大于 0.75 或在多级压气机中, 级的特性曲线有所改变。

1.3 低转速下级特性曲线

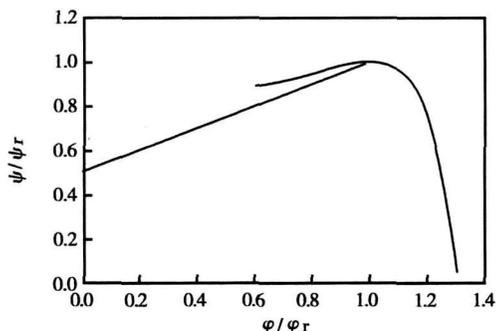
压气机在低转速运行时的性能和效率均有不同程度的降低, 主要是因为各级特性曲线在低转速下不连续性造成的。在通用特性曲线未涵盖低转速下的级特性, 因而有必要根据低转速下的级特性曲线单独建立反映级性能的模型。参照文献[3, 8], 把压气机各级分为前、中、后 3 类, 将图 3(a)、(b)、(c)所示的特性曲线分别应用于压气机的前、中、后各级的建模中。



(a) 压气机前部各级通用性能曲线(能量头和效率)



(b) 压气机中部各级通用性能曲线(能量头和效率)



(c) 压气机后部各级通用性能曲线(能量头和效率)

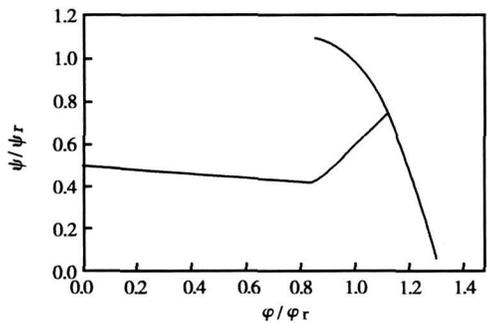
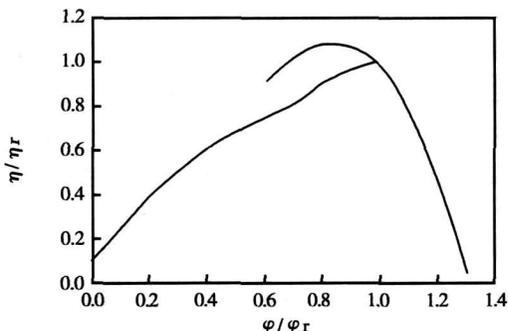


图 3 压气机前、中、后各段级通用性能曲线

2 压气机模型

2.1 基本假设

计算采用一维流动模型, 将各级平均直径处的热力参数作为级的特征参数。计算中假定空气的流动稳定、均匀, 压缩过程绝热, 作为理想气体, 其参数变化符合理想气体状态方程。由于高压比的压气机出入口空气温升变化较大, 故在计算中采用变定压比热以减小计算误差, 变比热公式参照文献[9] 计算为:

$$C_p = 0.103409 - 0.284887^{-3} T + 0.7816818^{-6} T^2 - 0.4970786^{-9} T^3 + 0.1077024^{-12} T^4 \quad (5)$$

2.2 定几何压气机全工况性能模型

采用逐级叠加的方法估算全台压气机的性能, 其精度取决于各级特性的精确度和不同工况下对级间相互影响的考虑是否得当。对于整台压气机而言, 要得到各级精确的特性曲线几乎不可能(制造厂家除外), 因此采用第 1 节各曲线所表征的参量关系进行逐级建模的同时, 引入减功系数 K_n 、转速修正系数 K_n 、效率修正系数 K_η 对各级特性进行适当修正。

K_h 用于对各级能量头系数的修正。在多级压气机中由于环壁边界层的存在, 使压气机有效通流面积沿通道逐渐减小, 沿叶片高度, 轴向分速 C_a 的平均值增加, 最终结果是整个级的加功能力减小。 K_h 的变化规律非常复杂, 与附面层厚度和各级载荷密切相关, 参照文献[2, 10] 所提供的方法和曲线来确定 K_h 。

图 1 ~ 图 3 所示的级特性曲线是在一定转速范围内得到的, 在不同转速范围内级特性用一簇曲线来表征。级特性曲线的这种变化用转速修正系数 K_n 来考虑。 K_n 的取值参照文献[3, 11] 所示的转速对级特性影响的曲线来确定, 用于级平均直径处圆周速度的修正。

K_η 用于修正压气机变工况下因级间相互影响导致各级效率的变化。认定压气机在设计工况下各级的 K_η 为 1, 在变工况下, 根据压气机前、中、后各级的工作特性选择合适的系数(均小于 1)对由级特性曲线得到的各级效率进行修正。

将压气机级作为控制体, 在给定空气质量流量和转速下, 针对每一级建立对应的性能计算模块, 本级模块的输出即为下一级性能模块的输入, 按照流量连续方程从前向后逐级叠加, 即可计算出整台压气机在对应流量和转速下的性能参数; 分别改变流量和转速, 可得到整台压气机的全工况特性。在计算中引入流量函数 $q(\lambda)$ 、温度函数 $\tau(\lambda)$ 、压强函数

$\pi(\lambda)$ 和密度函数 $\epsilon(\lambda)$, 计算公式参照文献[12]。在 $q(\lambda)$ 已知的情况下, 通过插值函数计算 λ , 从而求得本级空气出口速度 v 、出口静温、静压和密度等参数, 避免了这两种状态参数之间的迭代换算。

2.3 IGV 调节及中间放气对压气机性能的影响

高压比轴流压气机无一例外地配备了可调入口导向静叶用于防止压气机在启停过程中喘振的发生, 同时还可提高整个机组在降负荷过程中的热效率。本文在定几何压气机级特性的基础上, 通过修正级特性曲线得到变几何压气机特性。

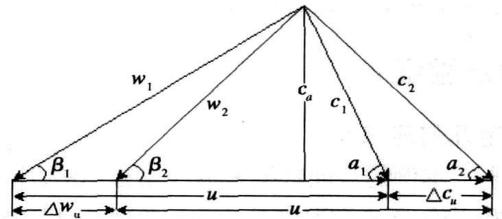


图 4 基元级气流速度三角形

根据基元级气流速度三角形, 运用三角函数可得:

流量系数:

$$\varphi = \frac{1}{\tan^{-1} \alpha_1 + \tan^{-1} \beta_1} = \frac{1}{\tan^{-1} \alpha_2 + \tan^{-1} \beta_2} \quad (6)$$

能量头系数:

$$\begin{aligned} \psi &= \varphi (\tan^{-1} \alpha_2 - \tan^{-1} \alpha_1) \\ &= \varphi (\tan^{-1} \beta_1 - \tan^{-1} \beta_2) \end{aligned} \quad (7)$$

IGV 调节实质是改变圆周分速度 C_{1u} , 即改变气流进入动叶的预旋大小, 保持动叶冲角与设计值基本一致, 尽量保持级的最佳工作状态或接近设计工况。假定 IGV 调节使动叶进口相对进气角保持不变, 即动叶冲角几乎不变; 而在级工作过程中, 动叶相对出气角几乎不变²⁻³。基于此, 利用式(6)可得:

$$\varphi' = \frac{\varphi}{1 + \varphi (\tan^{-1} \alpha_1' - \tan^{-1} \alpha_1)} \quad (8)$$

式中: φ 、 φ' —IGV 调节前后的流量系数; α_1 、 α_1' —IGV 调节前后的动叶进口绝对气流角, ($^\circ$)。

结合式(7)和式(8)很容易得到 IGV 变化前后的能量头系数。由此可根据定几何级性能曲线计算 IGV 角度任意变化后的级特性。

级间放气是高压比轴流压气机的另一个特点, 主要目的: 一是防止压气机在启停过程中喘振的发生, 其实质是改变各级的气流轴向分速 C_a , 减小了压气机前后级的工作不协调现象, 提高整台压气机的性能; 二是为燃气透平叶片的冷却提供冷空气。压气机启动过程中的放气量可调, 燃气轮机带负荷

后的冷却空气量计算参阅文献[12~13]提供的方法估算,本文的方法可应用于任意级的中间放气。

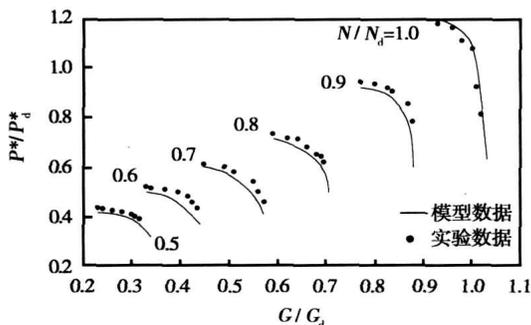
2.4 喘振边界的确定

喘振边界的确定有多种方法和计算模型^[16~17],工程上一般采用以下两种方法:一种是以扩散因子作为衡量标准,当扩散因子大于某一值时,即认为压气机已不能稳定工作,但计算中难以找到一个统一、适用的扩散因子判断值;另一种是按等转速线的最高压比点确定。由于采用逐级叠加法建模,本文采用第二种确定方法喘振边界更便捷,计算的结果与实测数据吻合较好。

3 算法验证

3.1 定几何压气机

例一:本例的验证数据来源于文献[18],压气机级数10级,进气压力和温度分为101.325 kPa和288.13 K,设计进气质量流量26.08 kg/s,总压比6.45,设计转速10000 r/min,设计效率0.895,第一级叶尖圆周速度318.5 m/s,第一级动叶入口绝对进气角82°。图5为压气机试验数据和本文算法计算结果比照。



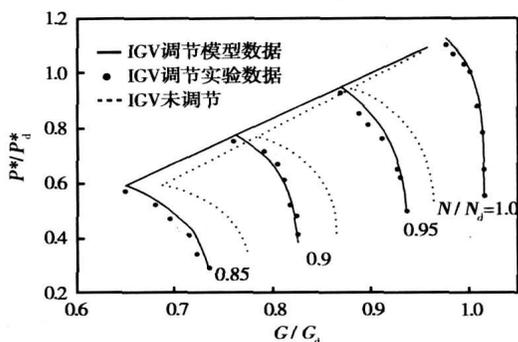
P_d^* —设计压比; N_d —设计折合转速; G_d —设计折合流量

图5 10级压气机通用性能曲线

由图5可以看出,计算结果基本上能如实反映上述压气机的整体性能,与试验数据的吻合度较好,尤其是在高转速下误差较小,具有一定的通用性。在低转速时误差相对较大,这与低转速下的级通用曲线选取、级间修正系数和转速修正合适与否有关。

3.2 变几何压气机

例二:本例的验证数据来源于文献[19],压气机级数12级,进气压力和温度分为101.325 kPa和288.13 K,设计进气质量流量20 kg/s,总压比12.4,设计转速14000 r/min,设计效率0.89,第一级叶尖圆周速度386.9 m/s,第一级动叶入口绝对进气角85°,配置可调入口导向静叶,调节范围85~55°。图6为压气机试验数据和本文算法计算结果比照。



P_d^* —设计压比; N_d —设计折合转速; G_d —设计折合流量

图6 12级变几何压气机通用性能曲线

由图6可知,根据入口导向静叶工作原理和速度三角形函数推导出的IGV角度改变对压气机性能影响的处理方法简便可行,能够正确反映IGV调节对整台压气机性能的影响。IGV角度减小,压气机各级功耗减小,压比降低,进气量减少,等转速曲线下移,喘振边界向左上方移动,压气机运行范围扩大。

4 模型应用

建立变几何轴流压气机全工况性能模型是为开发重型燃气轮机动态仿真模型提供可靠的压气机性能计算数据。动态模型的仿真对象是SIEMENS公司V94.3A型燃气轮机配置的具有可调进口导叶(IGV)的17级轴流压气机,其设计压比17.1,标准大气下空气质量流量623 kg/s,压气机出口空气温度406 K,IGV调节范围50~90°,对应的空气质量流量分为430和623 kg/s。第四级、第九级和第十三级后设有抽气口,压气机通道为混合型,即低压级为等外径,高压级为等内径,标准大气设计工况下该型压气机各级压比与本文模型计算数据比如图7所示。

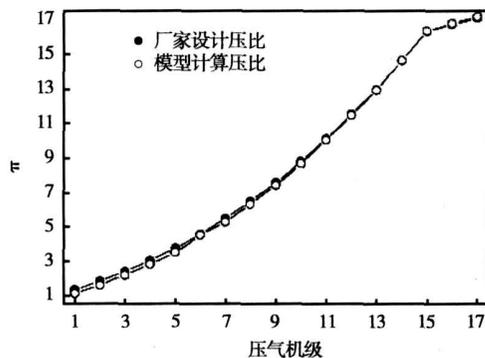
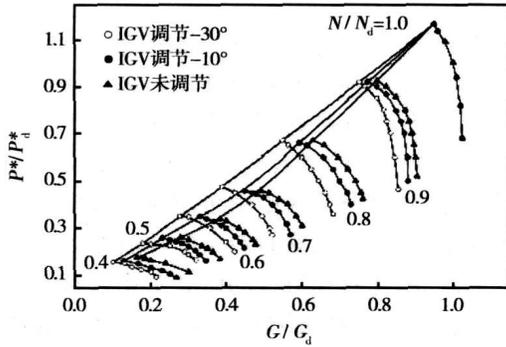


图7 压气机设计工况各级压比

根据上述有关该型压气机的信息,综合文献[1~2]中提供的不同类型压气机各级通流面积之间

的关系, 暂定该压气机第一级轮毂比为 0.48, 最后一级轮毂比为 0.899, 每级轴向分速度递减梯度不超过 4 m/s。采用本文所介绍的方法逐个建立各级所对应的性能计算模块, 共 17 个模块, 各模块依次叠加完成整台压气机的性能计算。改变空气质量流量、压气机转速、IGV 位置, 即可得到整台压气机通用性能估算曲线, 如图 8 所示。



P_d^* —设计压比; N_d —设计折合转速; G_d —设计折合流量

图 8 压气机性能估算曲线

5 结论

(1) 从压气机外特性着手, 将压气机级通用特性曲线加以适当修正, 采用基于平均直径上的一维流动逐级叠加法开发了变几何多级轴流压气机全工况性能估算模型。通过算例表明, 本模型具有一定的适用性, 基本上能反映出压气机的全工况特性。

(2) 将低转速级特性曲线分别应用于压气机的前、中、后各级单独建模, 能较好地反映压气机在低转速下的工作特性。

(3) 在合理假设的基础上, 根据入口导向静叶工作原理和速度三角形函数提出了 IGV 角度改变对压气机性能影响的简单处理方法, 算例表明该方法能较准确地体现 IGV 调节对整台压气机性能的影响。

(4) 根据逐级叠加法的特点, 针对每一级建立性能计算模块, 模型能够计算任一级的性能参数, 这对研究压气机变工况各级特性变化、级间参数匹配以及压气机的初步设计均有一定的帮助。模型中引入气体动力学函数和变比热计算公式, 简化了计算, 在一定程度上提高了模型精度。

(5) 建立压气机全工况性能估算模型的目的是为开发重型燃气轮机动态仿真模型提供可靠的压气机性能计算数据, 为研究 F 型燃气轮机的动态特性提供了详实的具有一定参考价值的理论数据。

(6) 为进一步提高压气机全工况特性估算模型的

精度, 应对级特性曲线修正方式、级间影响修正系数的计算等工作进行更细致的研究, 还可以考虑利用神经网络、遗传算法的学习功能, 对本文模型进行改进。

参考文献:

- [1] 秦鹏, 译. 轴流压气机气动设计(NASA SP-36)[M]. 北京: 国防工业出版社, 1975
- [2] 舒士甄, 朱力, 柯玄龄, 等. 叶轮机械原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
- [3] 聂加耶夫. 航空燃气涡轮发动机原理[M]. 姜树明, 译. 北京: 国防工业出版社, 1984.
- [4] ROBBINS W H, DUGAN J F. Prediction of off-design performance of multi-stage compressors[R]. NASA SP, 1965; 36, 297-310.
- [5] HOWELL A R, CALVERT W J. A new stage stacking technique for axial-flow compressor performance prediction[J]. Trans ASME J Engng Gas Turbines and Power, 1978, 100(5): 698-703.
- [6] MURI D E, SARAVANAMUTTOO H I H, MARSHALL D J. Health monitoring of variable gas turbines for the canadian navy[J]. Trans ASME J Engng Gas Turbines and Power, 1989, 111: 244-250.
- [7] SONG T W, KM T S, KIM J H, et al. Performance prediction of axial flow compressors using stage characteristics and simultaneous calculation of interstage parameters[J]. Proc Instn Mech Engrs Part A Journal of Power and Energy, 2000, 215(A6): 89-98.
- [8] KIM J H, SONG T W, KIM T S, et al. Dynamic simulation of full start-up procedure of heavy-duty gas turbines[J]. Trans ASME J Engng Gas Turbines and Power, 2002, 124(7): 510-516.
- [9] 刘志刚, 刘咸定, 赵冠春. 工程热物理性质计算程序的编制及应用[M]. 北京: 科学出版社, 1992.
- [10] 李景银, 徐忠, 王文坚. 计算多级轴流压气机阻塞系数和减功系数的新方法[J]. 应用力学学报, 1999, 16(3): 84-88.
- [11] 柯特略尔. 燃气轮机装置的变动工况[M]. 樊介生, 高椿, 译. 上海: 上海科技出版社出版社, 1965.
- [12] 林兆福. 气动热力学计算方法[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1988.
- [13] 焦树健. 燃气-蒸汽联合循环[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [14] 王德慧, 李政, 麻林巍, 等. 大型燃气轮机冷却空气量分配及透平膨胀功计算方法研究[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(1): 180-185.
- [15] 张学镭, 王松龄, 陈海平, 等. 简单循环燃气轮机系统建模及其便工况性能分析[J]. 动力工程, 2005, 26(5): 619-623.
- [16] 李景银, 刘立军, 李超俊. 多级轴流压气机失速边界预测方法研究[J]. 西安交通大学学报, 1996, 30(5): 57-61.
- [17] 吴虎, 廉小纯, 崔建勇. 多级轴流压气机喘振边界预估的一种新方法[J]. 推进技术, 1997, 18(2): 75-77.
- [18] HUPERT M C, COSTILOU E L, BUDIGER R E. Investigation of a ten stage subsonic axial flow research compressor. III. investigation of rotating stall blade vibration and surge at low and intermediate speeds[R]. NACA, RM E53C19, 1953.
- [19] IWAMOTO T, IKESAWA K, KANAYAMA T, et al. Development of a high-pressure ratio axial flow compressor // Proceedings of the 1991 Yokohama International Gas Turbine Congress[C]. Yokohama: GTSJ, 1991. 79-86.

(编辑 伟)

weaken the unsteadiness of the impeller and diffuser with the changing radian being only about 1/4 of the original magnitude. When the IGV assume a negative prewhirl angle, the unsteady influence brought about by the wake flow of the IGV is much smaller than that when the IGV take on a positive prewhirl angle. The unsteady effect arising from the wake flow of the impeller and potential-repercussion action of the diffuser, however, will be somewhat bigger than the case when the IGV have a positive prewhirl angle. **Key words:** inlet guided vane, impeller, diffuser, unsteady interaction, prewhirl angle, unsteadiness

某型压气机叶片防护层耐蚀性研究 = A Study of the Corrosion-resistant Characteristics of the Blades of a Compressor and Their Protective Coatings [刊, 汉] / LIU Zheng-fa, XU Zhe, ZHANG Chun-mei (Compressor Design Department, Harbin No.703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(5). — 490 ~ 494

By using magnetically-controlled sputter technology, a TiN layer was sputtered onto compressor blades to serve as a protective coating of the blades. Through a combination of salt-mist tests and an electrochemical method, the corrosion-resistant performance of the material of compressor blades was studied when the blades have been sputtered with a TiN layer. With the help of a weight-loss method, calculated was the corrosion rate of the test piece after the salt-mist test. From the curve, it can be seen that the corrosion-resistant performance of the test piece covered with a TiN layer is better than that of the base material. In a 3.5% (by weight) NaCl solution, an electrochemical dynamic potential scan was conducted of the test pieces sampled at different times during the salt-mist test. Based on the data of polarization curves, the authors have analyzed the causes leading to changes in corrosion potential of the test pieces undergoing different salt-mist corrosion durations, thus verifying the salt-mist test results. **Key words:** compressor blade, TiN coating, salt-mist-caused corrosion, blade corrosion

变几何多级轴流压气机全工况性能预测模型 = A Model for the Prediction of the Full-load-operation Performance of Variable-geometry Multi-stage Axial Compressors [刊, 汉] / CUI Ning, WANG Bing-shu, LI Bin, et al (Automation Department, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(5). — 495 ~ 499

Based on the comprehensive characteristic curves of compressor stages and by using a stage-by-stage superposition method, the authors have developed a model for the prediction of the full-load-operation performance of a variable geometry multistage axial compressor incorporating adjustable stationary blades. During the calculation different stage characteristic curves at a low rotating speed were used for each compressor stage to establish the performance calculation module of each stage. On the basis of rational assumptions, derived was the influence of the change in adjustable inlet guide vane (IGV) angles of the compressor on its performance based on the speed triangles of moving blades. The introduction of the aerodynamic functions and specific-heat-variable calculation formulae has simplified the calculation process, enhancing the calculation accuracy of the model. The calculation examples show that the model lends itself to practical use to a certain extent, basically reflecting the full-load-operation characteristics of the compressor and exhibiting more or less accurately the effect of IGV regulation on the performance of the whole compressor. As a result, the foregoing can well provide reliable data for the performance calculation of compressors during the development of a dynamic simulation model for modern large-sized gas turbines. **Key words:** variable geometry, axial-flow compressor, stage characteristics, model, simulation

电站给水泵汽轮机头部流场的数值计算与结构改进 = Numerical Calculation of the Flow Fields in the Head Portion of a Steam Turbine Destined for Feedwater Pumps in Power Plants and Related Structural Improvements [刊, 汉] / JI Chun-jun, ZHOU Zi-yun, (College of Energy Source and Power, Dalian University of Technology, Dalian, China, Post Code: 116023) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2007, 22(5). — 500 ~ 503