

多扇平行压气机模型 在压气机稳态畸变流场计算中的应用

西北工业大学 宋文艳* 黎明 范非达

【摘要】 描述了一个轴流压气机在进口稳态畸变条件下流场计算的方法。借助多扇平行压气机模型,采用流线曲率法,求解完全径向平衡方程,计算压气机内各叶排进出口气流参数的分布,从而得出压气机在进口畸变条件下流场的详细情况。以一台单级压气机为例,进行了进口总压、总温和气流角周向畸变条件下的流场计算,证明其结果是合理的。

主题词: 压气机 流场模拟 流动畸变 平行压气机理论

分类号: V231.3

自 50 年代末 Person 和 Mckentie^[1] 首先提出平行压气机理论以来,进气畸变对压气机流场和发动机稳定性影响的理论得到了很大发展。基于古典平行压气机理论模型的基本思想,并考虑到若干实际流动过程中的物理现象,本文在分析了国内外现有方法^[2-5] 的基础上,提出了用完全径向平衡方程加多扇平行压气机模型来处理复杂畸变流场的方法,并给出了若干算例的计算结果,得到了一些有益的结论。

1 物理模型与方法简介

本文采用的多扇平行压气机模型,适于各种形式的进口流场畸变谱,其要点如下: (1) 在压气机环形通道的进口,沿周向划分许多的扇区,扇区的周向宽度可任定。假定各扇区内的气流参数沿周向均匀,计算时以各扇区中心线上的参数来代表该扇区内的参数。本模型的特点是计算时扇区坐标位置不固定,而是让其随着流体的流动而变化。由于畸变对气流流动的影响以及气流切向速度的存在,气流在周向会产生移动,因而扇区角度位置从前至后也会随着转子的旋转方向发生扭转。同样,每个扇区内所作的计算是沿着扇区中心线进行的。开始时,扇区中心线是径向的直线,随着气流通过压气机叶排和无叶区后,由于气流沿径向所产生的周向移动不同,因而扇区中心线也就不再是径向的直线了。(2) 模拟畸变的扰流网截面可以看成是上游边界,在此处应给出关于总压、总温或气流角的周向分布。在迭代过程中,扇区由开始假设的直通流管变得扭曲,其中心线也相应地由径向直线变成曲线,整个计算过程就是在系统的上下游边界之间跟踪全部扇区的变形和移动,当扇区位置随着迭代计算的进一步进行基本上不再发生变化时,认为计算达到收敛。

为了简化求解过程,对所研究的问题做了无粘、定常、绝热的基本假设。为了描述扇区中心线的变形,引入角度 μ , 其定义是扇区中心线的切线与过切点的扇区直径的夹角,它是随半径

而变化的。同时,若叶片前后缘在子午面的投影线倾斜,则计算站也有相应的倾斜角 λ ,假设它不随半径变化,但站与站之间可以不同。因此,实际计算是沿着 l 方向进行的,该方向由 $r-\theta$ 平面内的 μ 角和 $r-z$ 平面内的 λ 角确定。由柱坐标的欧拉运动方程,可导出以子午速度 C_m 为待求量的实际求解运动方程,它是一个包含有 $\partial p / \partial \theta$ 的偏微分方程^[6]。其中的 $\partial p / \partial \theta$ 项通过求解切向动量方程来求出,当然还要用到连续方程。

计算时假设等分环道高度的线为初始流线,采用最小二乘法将计算网格点拟合成曲线。应用低速叶栅吹风试验的数据来求解叶栅性能,同时考虑了叶栅最大弯度点、轴向速度比、流线斜率、叶片厚度及马赫数等因素影响的修正。通过运动方程和连续方程的迭代求解,可得到满足给定流量的子午速度分布。根据每个流管的流量百分比计算出新的流线位置。为了保证计算能够稳定收敛,迭代中需对流线位置进行松弛处理。计算中采用半经验公式考虑附面层位移厚度对环道面积的影响,对最内和最外一条流线的位置做了适当的修正。

在计算中,压气机出口静压均匀是给定的下游边界条件。本文的处理方法是具体给定压气机下游出口的静压值,通过调整流量,直至每个扇区计算的出口静压与规定的出口静压之相对误差满足所要求的精度为止。

对每个扇区完成一轮计算之后,计算各扇区中心线的周向位置角 θ 。第一轮迭代时,运动方程中的周向偏导数项未知,因此采用其轴对称的形式来求解每个扇区流场,计算出速度、压力、温度和角度沿着每个扇区中心线的分布,从而可以计算出运动方程中所要求量的周向偏导数项,这时再将求出的周向偏导数项代回运动方程进行第二轮迭代,直至各扇区周向角度位置在前后两轮迭代中的变化达到精度要求,即认为整个计算已经收敛。

2 算例及分析

以一台单级压气机为算例。10个扇区,9条流线,第1站位于压气机进口,第4站位于转子之前,第5站位于转子之后,第7站位于静子之后,第10站位于压气机下游出口。文中有关气流参数计算结果的图线,均以第5条流线上的参数作为代表,来描绘畸变流场中各气流参数的周向分布情况。

2.1 周向总压、总温畸变

如图1所示(图1-3中,○第1站;◇第4站;□第5站;△第7站;▽第10站),原先在压气机进口总压为梯形亏损的畸变谱,在出口时已不再是梯形,总压分布变得不对称。由于总压畸变,压气机对不同扇区气流的加功量不同,使得气流经过转子后总温出现畸变且低压区对应的总温高而高压区对应的总温低。顺着转子的旋转方向,从高压区向低压区过渡处,总压、总温均有一个低谷值,而从低压区向高压区过渡处均有一个高峰值。这是由于总压畸变使压气机进口流量分配不均,因而在压气机的抽吸作用下,造成了静压周向畸变,显然在高、低总压区交界处其周向梯度最大,因而在高、低总压区边界上将出现明显的周向侧流。在转子叶片进入低压区处,周向侧流与转子的圆周速度同向,因而使得相对气流角(沿轴向定义)减小,攻角减小,压气机的加功量减小,总压和总温较低;反之,在转子叶片离开低压区处,周向侧流与转子的圆周速度反向,攻角增大,压气机的加功量增大,总压和总温较高。

从图1还可以看出,进口周向总压畸变使得气流角在转子前产生一个类似于正弦波的周向波动,其幅度在转子后被放大并且波动的周向范围缩小,形状不再接近于正弦波,然后趋于衰减,在下游出口这个气流角的周向波动依然残存。

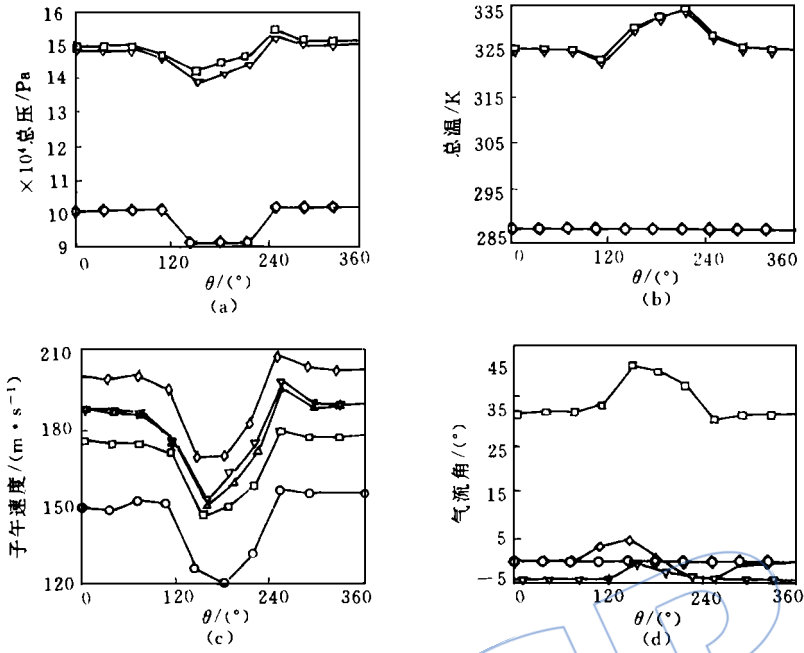


图 1 进气压力畸变计算结果

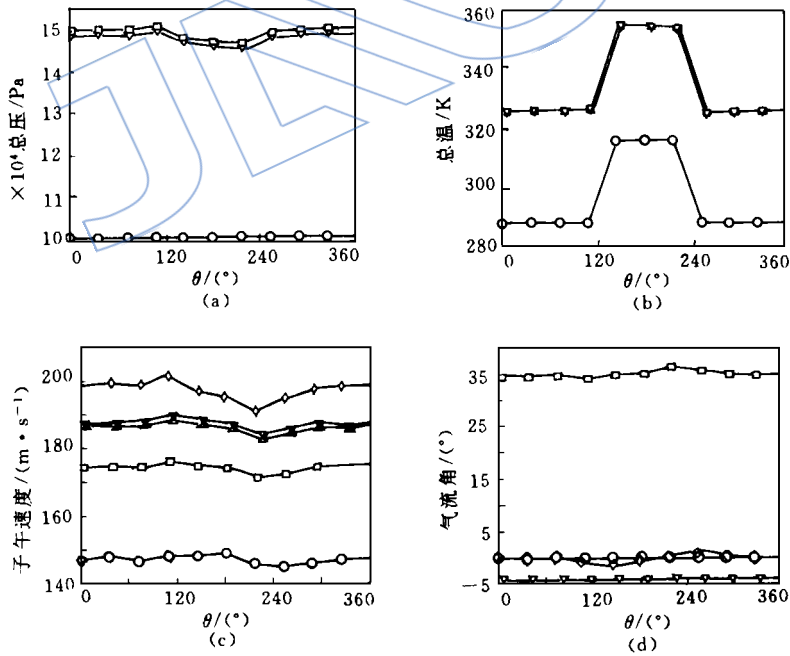


图 2 进气温度畸变计算结果

如图 2 所示, 温度畸变也会使压力产生一定的畸变, 但幅度不大。温度畸变使气流角产生一个类似于反向正弦波的畸变, 且经过转子后迅速衰减至下游处趋于均匀。

2.2 周向进气角畸变

如图 3 所示, 进气角畸变在压气机内迅速衰减, 在静子出口已趋均匀。角度畸变也会使

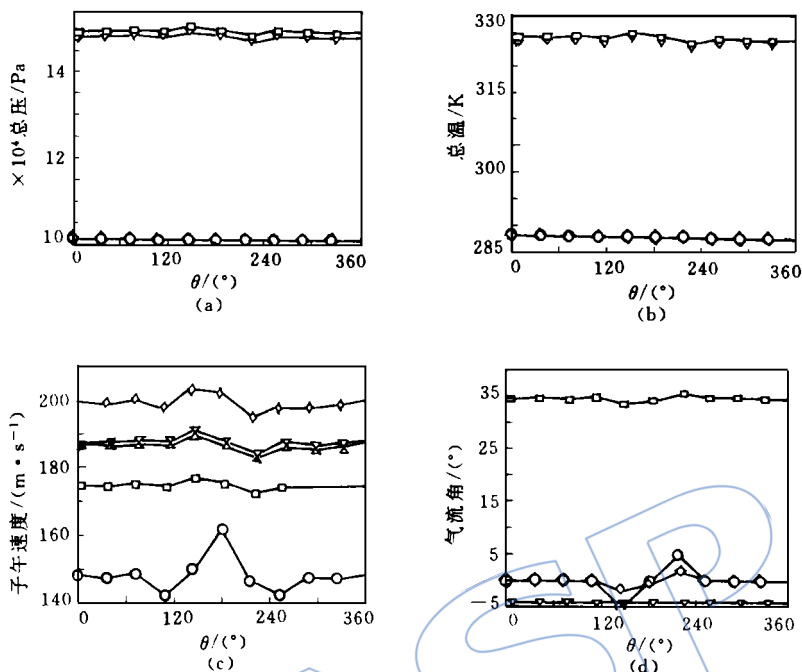


图 3 进气气流角畸变结果

压力和温度等参数产生一定的畸变, 但幅度均较小。

4 结 论

(1) 总压畸变在高低压区边界上有明显的周向侧流。(2) 由于压气机对高低压区气流的加功量不同, 总压畸变会生成总温畸变, 低压区总温高, 高压区总温低。在周向侧流的影响下, 气流经过转子后, 总压周向分布曲线开始变得不对称, 总温周向分布曲线出现明显的‘峰’和‘谷’。(3) 总压畸变会生成气流角畸变。(4) 温度畸变也会使压力和气流角产生畸变。

参 考 文 献

- 1 Person H, Mckentie A B. Wakes in Axial Compressors. Journal of the Royal Aeronautical Society, 1959
- 2 赖纯才等. 进口流场畸变对压气机性能的影响. 中国工程热物理学会第五届年会, 1985
- 3 Joubert H. Flowfield Calculation in Compressor Operating With Distorted Inlet Flow. 90- GT- 212
- 4 Longley J P. Measured and Predicted Effects of Distortion on Axial Compressor. 90- GT- 214
- 5 Novak R A, Hearsey R M. Model for Predicting Compressor Performance With Combined Circumferential and Radial Distortion, 1968: AD- 851903
- 6 刘高联, 王甲升. 叶轮机械气体动力学基础. 机械工业出版社, 1980

(责任编辑 魏星禄)

Key Words Neural networks Failure detection Modeling

MULTIPLE- SECTOR PARALLEL COMPRESSOR MODEL FOR FLOW FIELD CALCULATION UNDER DISTORTION

Song Wenyan, Li Ming, Fan Feida

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT

This paper describes in some detail the method for computing an axial- flow compressor flow field under distortion. Based on the multiple- sector parallel compressor model and stream line curvature method, the stage distributions of the parameters of distorted flow field, such as total pressure, total temperature, static pressure, static temperature, air velocity and swirl angle, are obtained by solving the radial- equilibrium equation, then the details of compressor flow field under the given inlet distortion can be reached. As an example the flow field computation for a single stage compressor has been completed under the inlet circumferential distortion. The results demonstrate the practical value of the method.

Key Words Parallel compressors Distortion factors Flow field simulation

AN EXPERIMENTAL OBSERVATION ON STALL OSCILLATION AT LOW FLOWRATE IN A CENTRIFUGAL IMPELLER

Dai Ji and Chen Jingyi

(Institute of Engineering Thermophysics, CAS, Beijing 100080)

ABSTRACT

An experiment was conducted to investigate the self- excited flow oscillation in a centrifugal fan impeller. The unsteady dynamic pressures were measured around the periphery of the impeller outlet with 8 high- response transducers. The experimental observation shows the existence of a lower frequency, nonrotating oscillation in the low flowrate conditions. The measurements also indicate that the oscillation is unstable at a short duration and at a local position, and the peripheral distribution of oscillation strength is non- uniform. The analysis shows that there may be some relationship between the self excited flow oscillation and rotating stall, especially during inception behavior of rotating stall.

Key Words Centrifugal type Impeller Dynamic tests

EFFECTS OF SOLIDITY ON CHARACTERISTICS OF COMPRESSOR CASCADE WITH CURVED- BLADE

Zhong Jingjun, Wang Wei, Su Jiexian, Wang Zhongqi

(Energy Science and Engineering College, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

ABSTRACT

The relationship between solidity and the characteristics of compressor cascades with curved blades is investigated. The experimental results show that with the increase of cascade solidity, the cascade loss increases at most incidences. The minimum loss incidence of the straight and positive curved blade cascade takes place at positive incidences, while the negative curved blade cascade appears at negative incidence. In order to reduce the loss, the solidity for the positive curved blade should be less than that of the straight blade. In the case of the same solidity, the secondary loss can be reduced and good incidence characteristics can be obtained with the negative curved blade, compared with the