

文章编号:1000-8055(2011)05-1104-07

一种改进的压气机叶尖泄漏流堵塞预估模型 及数值验证

程朝青, 崔 健, 李志平, 龚一方, 李秋实

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 基于压气机叶尖间隙内的流动为 Couette 流动的实际情况, 改进了适用于低速压气机的麻省理工学院 Khalid 叶尖泄漏堵塞预估模型; 同时考虑叶尖泄漏流经过激波后堵塞迅速增加, 发展了适用于跨声速压气机的叶尖泄漏流堵塞预估模型. 对某低速轴流压气机单转子、跨声压气机单转子进行全三维黏性数值模拟, 将计算得到的叶尖泄漏堵塞量与模型预测得到的堵塞量进行对比, 结果表明此模型较 Khalid 模型能够更加准确地预测低速压气机的堵塞, 同时能够用于预测跨声压气机叶尖泄漏流堵塞.

关 键 词: 压气机; 叶尖间隙; 泄漏流; 泄漏涡; 堵塞

中图分类号: V211

文献标志码: A

Modified blockage model of tip leakage flow and its validation

CHENG Zhao-qing, CUI Jian, LI Zhi-ping, GONG Yi-fang, LI Qiu-shi

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: Based on the common cognition of the tip clearance flow, which has a significant influence on compressor performance and MIT (Massachusetts Institute of Technology) Khalid tip leakage model, a blockage model of tip leakage flow in the condition of low-speed and transonic was deduced in this paper. With analysis of the real flow case in tip clearance and diffusion passage, the aerodynamic design parameters, such as loading, cord length, etc., on the rotor tip and the influence of shock wave on tip leakage loss were analyzed in this model. The three-dimensional numerical simulation results show that this model can track the behaviors of jam resulted from compressor tip clearance flow.

Key words: compressor; tip clearance; leakage flow; leakage vortex; blockage

压气机叶尖间隙流动对压气机性能有很大影响, 充分认识其内部的真实流动过程将有助于改善压气机的性能, 扩大压气机的稳定工作范围^[1-2]. 对于间隙流动的研究主要有三方面: 一是实验测量; 二是三维数值计算; 三是对物理过程进行建模. 前两个都是正问题, 在压气机设计完成后

对其进行实验和数值计算, 通过数据处理可以得到叶尖泄漏流动对压气机的影响, 而第三个方面则是反问题, 即怎么在设计之初就考虑间隙的影响, 从而为设计提供帮助. 本文就是对叶尖间隙泄漏引起堵塞的反问题进行的理论建模研究.

对于间隙流动的理论模型研究, 前人也做了

收稿日期: 2010-04-23; 修订日期: 2010-11-09

基金项目: 国家自然科学基金(10902008, 50906001)

作者简介: 程朝青(1983-), 男, 山西长治人, 硕士生, 主要从事流体力学研究.

大量的工作. 早期最具有代表性的是 1954 年 Rains 建立的模型^[3], Rains 认为叶尖泄漏流形成过程中, 黏性影响可以忽略, 泄漏流动可以看作是理想的流经孔板流动, 即射流过程, 而且 Rains 还推导出叶尖间隙内出口射流宽度和叶尖间隙高度的比值是 $\pi/(\pi+1)$ 或 0.611, 但是 Rains 模型只能定性得出泄漏流动引起流动损失效率降低, 并不能定量得到结果. Chen、杨策等人^[4-5]从涡运动角度出发, 对叶尖间隙流动进行了简化, 把叶尖间隙流场看作沿拟 S_2 流面与沿拟 S_3 流面的流动相互影响的结果, 并推导出了泄漏涡运行轨迹坐标, 不过 Chen 模型只能预测泄漏涡涡核的运动轨迹, 不能衡量堵塞量. 麻省理工学院的 Khalid 等人^[6]建立了可以直接计算堵塞量的模型公式, 即 Khalid 叶尖泄漏堵塞预估模型(以下简称 Khalid 模型), 将压气机叶尖泄漏流在通道中的发展简化成二维流动下的一个速度亏损在逆压梯度下的发展, 并建立了相应的流动模型, 并根据连续方程和伯努利方程直接得到叶片通道出口叶尖泄漏引起的堵塞面积, 然而模型存在一个关键参数——泄漏系数, 它反映了叶尖泄漏流的实际流通面积, 这一参数 Khalid 模型采用经验系数, 在 0.6~0.7 之间^[7]. 上述模型都是在低速转子上推导, 没有考虑跨声速情况下存在激波的情况.

叶尖泄漏堵塞对压气机的影响主要有两方面^[8-10]: 一是叶尖泄漏堵塞是引起旋转失速的重要因素; 二是叶尖泄漏堵塞在下游的掺混损失导致压气机效率下降. 本文的研究主要关注叶尖泄漏流通过叶栅通道发展后在出口截面所形成的堵塞大小, 本文从 Khalid 模型出发, 对其经验参数进行物理建模, 推导出了叶尖泄漏流堵塞计算公式, 并考虑在跨声速转子存在激波情况下泄漏流的发展, 扩展了模型的适用范围.

1 叶尖泄漏流堵塞模型的建立

1.1 三维流场堵塞计算方法

计算过程中, 对于数值模拟堵塞量的计算根据文献^[7, 11], 对叶片尾缘出口 S_3 截面运用密流梯度 ($|\nabla(\rho u_m)|$) 来划分一个低能流的区域, 并定义密流梯度为 4 时为堵塞区.

由于本文只关注叶尖泄漏流的发展, 而通过流场分析, 叶尖泄漏流引起堵塞集中在 80%~100% 叶高部分, 并在叶尖堵塞区占主导地位(如图 1 所示, 图中标出了密流梯度分别为 2 和 4 的

等值线), 因此对数值模拟结果堵塞量本文只取堵塞区在 80%~100% 叶高的部分, 堵塞面积大小采用如下公式:

$$A_b = \iint \left[1 - \frac{\rho u_m}{\rho_e U_e} \right] \cdot dA \quad (1)$$

式中 A_b 是堵塞面积, U_e 和 ρ_e 是时均流场中主流的速度和密度, ρ 和 u_m 是三维数值模拟结果中各网格点的密度和速度.

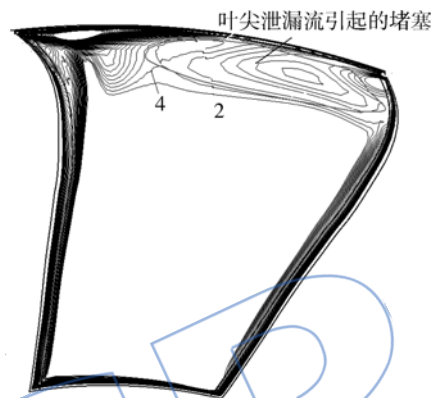


图1 叶片尾缘出口 S_3 截面上密流梯度云图

Fig.1 Blockage region definition using velocity density gradient

1.2 低速压气机叶尖泄漏堵塞模型

如图 2 所示, 压气机叶片通道中叶尖泄漏流发展可以分成两个阶段: 第一阶段为叶尖泄漏流形成阶段, 气流从压力面卷到吸力面, 这一过程可以看作是叶尖间隙内的二维流动; 第二阶段是叶尖泄漏流发展阶段, 这一过程可以看作是扩压通道内的一维流动.

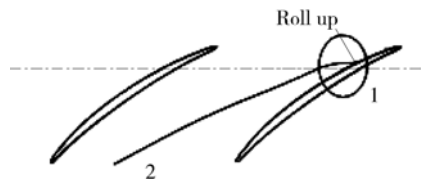


图2 叶尖泄漏流发展

Fig.2 Development of tip leakage flow

在第一阶段, Storer 和 Cumpsty 定义叶尖泄漏系数 C_d 为实际流量与理论流量的比值^[12], 其表达式为

$$C_d = \frac{m_{\text{real}}}{m_{\text{ideal}}} = \frac{\dot{m}_{\text{els}}}{\int_{\text{LE}}^{\text{TE}} \rho v_{\text{ideal}} \tau dl} \quad (2)$$

其中 $v_{\text{ideal}} = \sqrt{\frac{2(p_p - p_s)}{\rho}}$, LE 到 TE 表示从叶片前缘到尾缘.

由于 C_d 为叶尖间隙内泄漏流量的函数,堵塞可表示为低能流体的流量与总流量的比值,故 C_d 可以用于衡量叶尖泄漏流在叶栅通道中引起的初始堵塞. Khalid 等通过数值及实验研究,将 C_d 定义为与叶尖流动无关的经验系数(在 0.6~0.7 之间).但在实际流动中,叶尖间隙大小、叶片负荷、叶片相对于机匣的运动速度都会影响叶尖间隙内的泄漏流量大小,并不能将 C_d 认为是一个常数,因此,本文将从叶尖间隙内的实际流动过程出发,对 C_d 进行物理建模.

叶尖间隙内的流动过程如图 3 所示,在叶尖间隙内,泄漏流速度较低,速度梯度大,使得黏性的影响不可忽略;同时叶片相对于机匣运动,运动壁面对间隙内流动产生影响,因此可以将叶尖间隙内的实际流动类比为 Couette 流动^[11].在 y 方向 Couette 流的速度分布为

$$v_{\text{real}} = U \cdot \frac{y}{\tau} - \frac{\tau^2}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y}{\tau} - \left(\frac{y}{\tau} \right)^2 \right] \quad (3)$$

其中 U 是转子叶尖的切向速度.

由式(1),(2)得 C_d 的计算关系式

$$C_d = \frac{\int_{LE}^{TE} \rho \left\{ U \cdot \frac{y}{\tau} - \frac{\tau^2}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y}{\tau} - \left(\frac{y}{\tau} \right)^2 \right] \right\} \tau dl}{\int_{LE}^{TE} \rho \sqrt{\frac{2(p_p - p_s)}{\rho}} \tau dl} \quad (4)$$

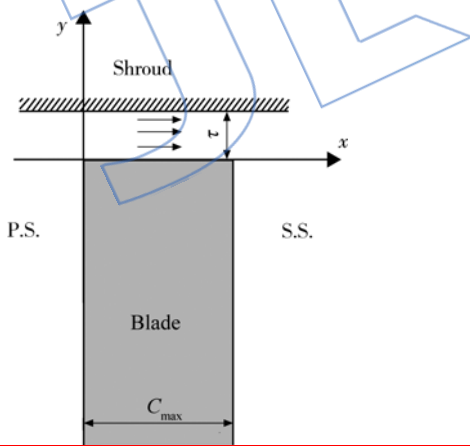


图3 叶尖泄漏流的形成

Fig. 3 Formation of tip leakage flow

对于第二阶段,参考 Khalid 等人的研究,把叶尖泄漏流在压气机叶片通道中的发展简化为准一维、定常、无黏、不可压流动,过程只受到一个 Δp_s 逆压梯度的影响,如图 4 所示.初始亏损速度 u_1 和初始亏损面积 A_1 经过 Δp_s 发展成为 u_2 和 A_2 ,对于截面 2 的堵塞面积 A_{b2} 有

$$A_{b2} \equiv \left[1 - \frac{u_2}{U_2} \right] \cdot A_2 \quad (5)$$

根据连续方程和伯努利方程,可以得到

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 \quad (6)$$

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{u_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{u_2^2}{2} \quad (7)$$

由式(5),(6),(7)推出

$$\frac{A_{b2}}{A_1} = \sqrt{1 + p_{ct} \{ [1 - (p_{cs} - p_{ct})]^{-1/2} - (1 - p_{cs})^{-1/2} \}} \quad (8)$$

其中

$$A_1 = \tau \times b \times C_d,$$

$$p_{cs} \equiv \frac{\Delta p_s}{\frac{1}{2} \rho U_1^2}, \quad p_{ct} \equiv \frac{p_{t, \text{defect}} - p_{t, \text{free-stream}}}{\frac{1}{2} \rho U_1^2}$$

最终得到

$$A_{b2} = \sqrt{1 + p_{ct} \{ [1 - (p_{cs} - p_{ct})]^{-1/2} - (1 - p_{cs})^{-1/2} \}} \cdot C_d \cdot \tau b \quad (9)$$

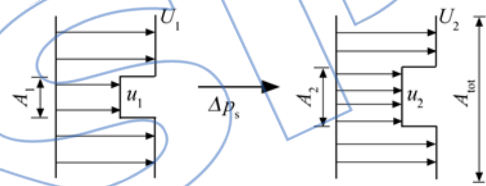


图4 叶尖泄漏流在叶片通道中的发展

Fig. 4 Development of tip leakage flow in the diffusion passage

1.3 跨声速压气机叶尖泄漏堵塞模型

对于跨声速叶型,在第一阶段,即初始叶尖泄漏阶段,间隙流动速度还处于低速状态,因此 Couette 流动假设仍然成立.但这一阶段与低速情况的区别在于,泄漏流只在激波位置之前产生,然后穿过激波扩散,即不同工况下,激波位置不同对泄漏流量产生不同影响.如图 5 所示,在 A 点前后,压力面与吸力面之间压差变化剧烈;A 点以后压力面与吸力面压差很小,引起的泄漏流可以忽略不计.因此,对于跨声叶栅计算泄漏量的弦长只是从进口到激波产生位置.

对于第二阶段,即图 5 跨声叶栅通道激波示意图泄漏堵塞发展阶段,叶片通道存在激波,是一个可压流动,假设通道激波是一个正激波,而叶片通道压升全部都由激波产生,采用可压形式的连续方程和绝能等熵流动的压升关系式

$$\frac{p_1}{\sqrt{T_1}} Ma_1 A_1 = \frac{p_2}{\sqrt{T_2}} Ma_2 A_2 \quad (10)$$

上是黏性损失引起,而且间隙通道内气体流动的实际速度与 Couette 流动速度基本一致,因此,前文将叶尖间隙内流动简化为 Couette 流动是合理的。

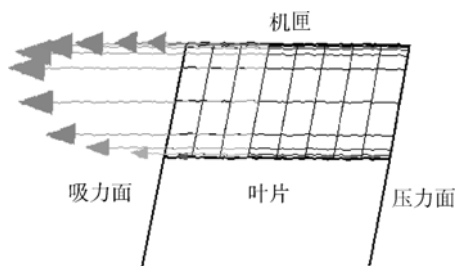


图8 叶尖间隙实际流动速度示意图

Fig. 8 Actual tip clearance flow

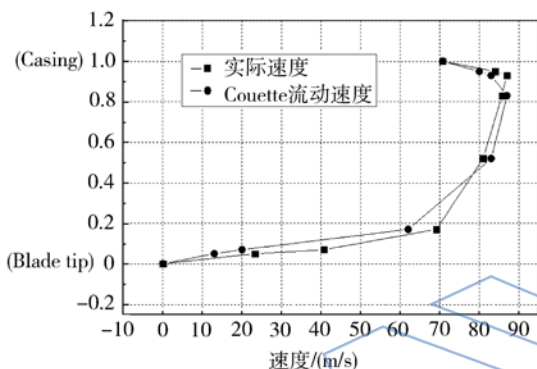


图9 叶尖间隙通道流动速度对比

Fig. 9 Comparisons of tip clearance flow

2.1.2 叶尖泄漏流引起堵塞量预测结果对比

图10为不同模型 C_d 值的对比,图11为低速转子尾缘出口 S_3 截面数值模拟计算堵塞量、本文模型计算堵塞量及 Khalid 模型计算堵塞量的对比。从图11中可以看出,本文考虑转速得到的模型计算结果与数值模拟计算得到的堵塞量发展趋势一致,改进模型预测结果较 Khalid 模型预测结

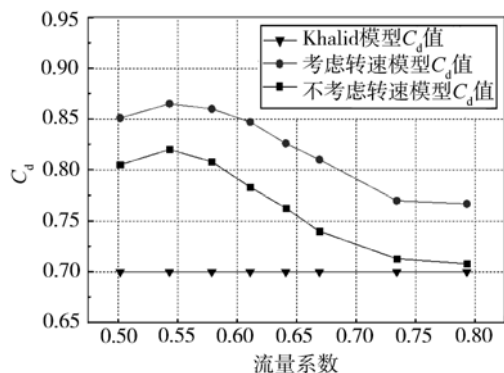


图10 不同模型 C_d 值的对比

Fig. 10 Comparisons of C_d in different models

果更加接近数值模拟计算得到的泄漏流堵塞量。对于大流量工况,模型误差比较大,大约为15%,是因为在大流量工况,存在大的负攻角,在叶盆出现流动分离,叶盆处流动分离引起的堵塞不可忽略,使得转子出口实际堵塞量较模型计算得到的叶尖泄漏流堵塞量大。

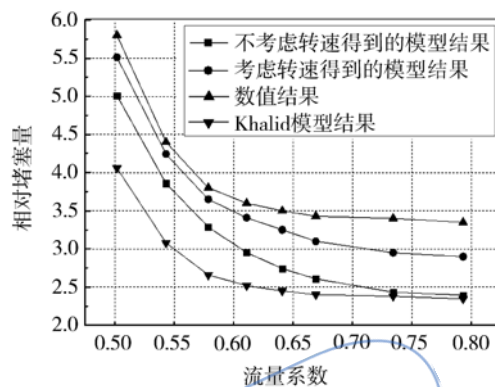


图11 堵塞量对比(低速)

Fig. 11 Comparisons of the blockage (low-speed)

2.2 跨声速转子验证

研究对象为一台单级跨声速轴流压气机,其设计转速为21500 r/min,压比为2.2。压气机主要参数如表2所示。

表2 压气机主要设计参数(跨声速)

Table 2 Main design parameters of compressor (transonic)

设计参数	数值
流量/(kg/s)	25
设计转速/(r/min)	215 000
压比	2.2
转子叶尖切向速度/(m/s)	495.32
轮毂比	0.413
转子叶片数	14
静子叶片数	34

由于实验中很难直接测量精确的堵塞量,因此采用特性对比验证的方法。首先对原型压气机级进行了数值计算,控制方程选用了Euranus守恒型RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes)方程,采用时间推进法,空间离散采用了Jameson中心差分格式,具有二阶和四阶标量人工黏性。时间离散采用了Jamson的四阶多步Runge-Kutta法,并采用了当地时间步、隐式残差平均和多重网

格加速方法. 湍流模型采用一方程 S-A 模型. 网格由软件的前处理模块 IGG(interactive geometry modeling and grid generation system)/Auto-Grid 生成. 采用 C-4H 结构化网格, 总网格数为 795378, 确定 y^+ 约为 5.

由图 12 可知, 低转速时压比计算结果与实验测量较为一致, 但随着转速的提高计算压比高于实验值. 原因主要是实验在高转速时是节流(功率不够), 而数值模拟没有考虑进口节流的影响; 在低转速下, 实验没有节流, 计算与实验结果比较一致. 综合来看, 计算结果基本可以反映该风扇的真实流动情况, 数值模拟得到的流场具有可信度.

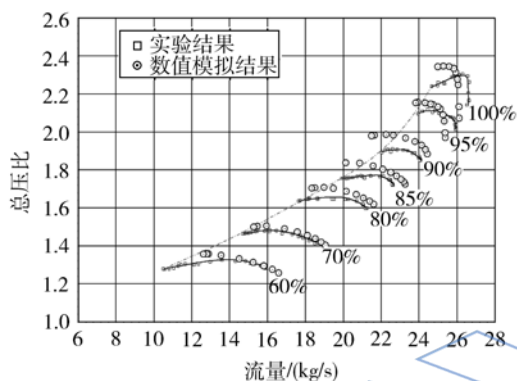


图 12 数值计算与实验所得总压对比

Fig. 12 Comparisons of the total pressure ratio between the simulation results and the experiment measurements

因为本文关注的是转子出口 S_3 截面叶尖泄漏流引起堵塞的大小, 为避免静子对于上游转子的影响, 对此压气机转子进行了单通道数值模拟, 三维网格如图 13. 总网格节点数为 120 万, 最终确定的 y^+ 约为 5. 压气机进口给定总压为 101325 Pa, 总温为 288.15 K, 轴向进气. 出口通过控制反压来调整, 出口压力的给定满足径向压力平衡方程. 固壁边界采用无滑移边界条件.

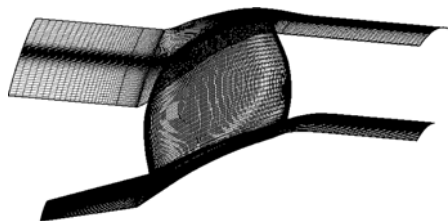


图 13 数值模拟通道及计算网格(跨声速)

Fig. 13 Schematic diagram of computational mesh (transonic)

2.2.1 对泄漏流受激波位置影响的流动假设的验证

图 14 为设计点工况下转子通道涡量云图. 从图中可以看出, 通道内产生的泄漏流经过激波以后被打散, 扩散成更大的涡, 而激波后产生的泄漏涡很小, 对堵塞量影响微弱, 故可以忽略不计, 因此泄漏流引起的堵塞取决于激波前泄漏流大小及激波的强弱. 上述分析证明, 模型对于叶片通道内泄漏流只在激波位置之前产生, 然后穿过激波扩散的这个物理假设是合理的.

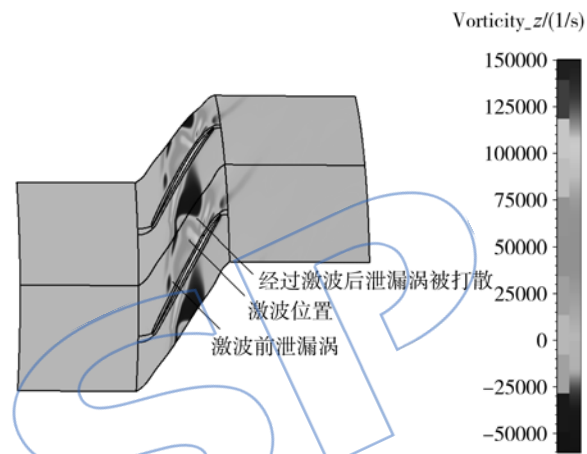


图 14 设计点转子通道轴向涡量云图

Fig. 14 Vortical nephogram of the rotor passage in design point

2.2.2 叶尖泄漏流引起的堵塞量预测结果对比

图 15 是跨声速单转子尾缘出口 S_3 截面数值模拟结果中叶尖泄漏产生堵塞的大小及模型预估堵塞量的对比, 分别由公式(12)和公式(1)求得. 而 Khalid 模型并没有推导跨声速压气机叶尖泄漏产生堵塞的计算公式, 因此在跨声速情况下并没有 Khalid 模型的数值结果. 从图中可以看出,

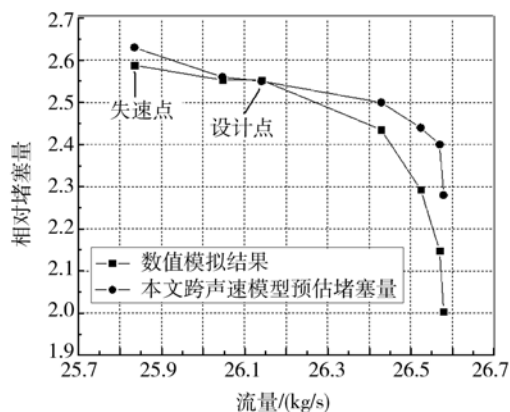


图 15 堵塞量对比(跨声速)

Fig. 15 Comparisons of the blockage (transonic)

本文跨声速模型在设计点到失速点段预估堵塞比较准确,而在大流量工况则高于实际结果. 主要是因为在大流量工况,通道内已经没有明显的激波,而是变为了膨胀波,但本文模型是基于激波对泄漏流的影响机制,因此导致模型预估结果偏大.

3 结 论

本文从叶尖间隙中的实际流动过程出发,将叶尖间隙内的流动类比于 Couette 流动,得到了适用于低速压气机的改进 Khalid 叶尖泄漏堵塞模型,同时考虑激波对泄漏流的扩散作用,推导了适用于跨声压气机的叶尖泄漏堵塞模型. 对此模型进行数值验证,并于 Khalid 模型预测值进行比较,结果表明:

1) 对于低速压气机转子,叶尖间隙流动受到黏性影响, Couette 流动假设比射流假设更能反映流动特征. 模型通过这一流动假设,较 Khalid 模型获得了更为准确的初始堵塞,从而更精确地预估了由转子叶尖泄漏流引起的堵塞及其在转子出口截面的发展.

2) 对于跨声速压气机转子,模型引入了对激波的简化,考虑激波位置对泄漏量的影响,发展了适用于跨声速情况下的堵塞预估模型. 通过与跨声速压气机转子数值模拟结果的比较,证明模型可以较准确地预估跨声速转子叶尖泄漏流引起的堵塞在转子出口的发展.

参考文献:

- [1] Stauter R C. Measurement of the three-dimensional tip region flow field in an axial compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115(3): 468-476.
- [2] Foley A C, Ivey P C. Measurement of tip-clearance flow in a multistage, axial flow compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(2): 211-217.
- [3] Rains D A. Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps[D]. Pasadena, California: California Institute of Technology, 1954.
- [4] Chen G T, Greitzer E M, Tan C S, et al. Similarity analysis of compressor tip clearance flow structure [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 260-271.
- [5] 杨策, 马朝臣, 王延生, 等. 透平机械叶尖间隙流场研究的进展[J]. 力学进展, 2001, 31(1): 70-83.
YANG Ce, MA Chaochen, WANG Yansheng, et al. A review of studies on turbomachinery tip gap leakage flow [J]. Advances in Mechanics, 2001, 31(1): 70-83. (in Chinese)
- [6] Khalid S A, Khalsa A S, Waitz I A, et al. Endwall blockage in axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 499-509.
- [7] Khalid S A. The effects of tip clearance on axial compressor pressure rise[D]. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 1995.
- [8] Kang S, Hirsch C. Numerical simulation of three-dimensional viscous flow in a linear compressor cascade with tip clearance[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(3): 492-505.
- [9] Inoue M, Kuroumaru M, Fukuhara M. Behavior of tip leakage flow behind an axial compressor rotor[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(1): 7-14.
- [10] Lakshminarayana B, Zaccaria M, Marathe B. The structure of tip clearance flow in axial flow compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1995, 117(3): 336-347.
- [11] 陈懋章. 粘性流体力学基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [12] Storer J A, Cumpsty N A. Tip leakage flow in axial compressors[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 252-259.