

厘米级向心涡轮的三维流动特征分析*

温 泉, 梁德旺

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘 要: 为详细研究厘米级向心涡轮的内部流动规律, 在向心涡轮级的三维粘性计算中引入掺混面的概念, 对一台叶轮直径 35mm 的向心涡轮三维流场进行了数值模拟, 得到多个转速下的特性曲线。与试验结果进行的对比表明计算结果准确可靠。预测了在设计转速下的向心涡轮特性曲线, 得到这台向心涡轮设计点流量为 0.11 kg/s, 落压比 1.93, 总压绝热效率 0.82, 并对向心涡轮设计点附近的流动特征进行了详细的分析。

关键词: 涡轮; 数值仿真; 流动分布; 叶片; 设计

中图分类号: V232.4

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2004) 04-0329-04

Flow behavior analysis in a radial inflow turbine for very small aero engines

WEN Quan, LIANG Derwang

(Coll. of Energy and Power, Nanjing Univ. of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Radial inflow turbines are founded in very small aero engine due to their ease of manufacture, low cost and high efficiency at low Reynolds. In order to improve the performance, it is necessary to understand the physical flow behavior. The flow characteristics of one 35mm radial inflow turbine were analyzed by the 3-D viscous code. Computational results agree well with measurements. Based on the numerical simulation, the parameter characters of this turbine were obtained, and then the design point can be affirmed. The flow behavior at this design point was described in detail. Based on the good physical understanding, some advices to improve the performance of this turbine were discussed.

Key words: Turbine; Numerical simulation; Flow distribution; Blade; Design

1 引 言

与单级轴流涡轮相比, 向心涡轮做功量大、体积小、结构紧凑、制造成本低, 在小流量和小雷诺数下能够保持较高的性能指标, 许多微型航空发动机和微型燃气轮机使用这种形式的涡轮^[1,2]。国内外对向心涡轮的研究主要集中在叶轮直径 65mm 以上^[3~5], 而且性能较低, 不能满足微型航空发动机的使用要求。目前国内对于航空向心涡轮的研究还刚刚起步, 如何尽快提高向心涡轮的设计水平, 对于微型航空发动机和微型燃气轮机的发展具有深远意义。随着计算流体力学的发展, 数值模拟技术并结合必要的试验研究

是掌握向心涡轮设计技术, 提高向心涡轮性能水平的有效手段之一, 尤其对于叶轮直径 40mm 以下的微小向心涡轮。为详细研究向心涡轮的内部流动规律, 本文进一步发展和完善了三维粘性数值模拟软件——NAPA 软件, 在向心涡轮级的三维粘性计算中引入掺混面的概念, 并对自行设计的一台叶轮直径 35mm 的向心涡轮进行了数值模拟和分析。与试验对比表明计算结果准确可靠。在此基础上, 本文预测了这台向心涡轮在设计转速下的特性曲线, 详细分析了这台向心涡轮在设计点附近的流场特征, 可以为叶轮和导向器的改进提供参考依据。

* 收稿日期: 2003-06-08; 修订日期: 2004-01-05。

基金项目: 航空科学基金资助项目 (01B52008)。

作者简介: 温 泉 (1970—), 男, 博士生, 高级工程师, 研究领域叶轮机械气动设计。E-mail: weirqh@sohu.com

2 控制方程与数值计算方法

在任意坐标系中, 三维 N-S 方程组可以写成如下形式

$$\frac{\partial \boldsymbol{U}}{\partial t} + \frac{\partial \boldsymbol{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \boldsymbol{F}}{\partial \eta} + \frac{\partial \boldsymbol{G}}{\partial \zeta} = \frac{\partial \boldsymbol{E}_v}{\partial \xi} + \frac{\partial \boldsymbol{F}_v}{\partial \eta} + \frac{\partial \boldsymbol{G}_v}{\partial \zeta} + \boldsymbol{K}$$

(1)

式中 $\boldsymbol{U} = (\rho, \rho u, \rho v, \rho w, e)^{-1}$, $\boldsymbol{E}, \boldsymbol{F}, \boldsymbol{G}$ 是对流通量, $\boldsymbol{E}_v, \boldsymbol{F}_v, \boldsymbol{G}_v$ 为粘性通量, $\boldsymbol{K}$ 是源项。在绝对坐标系下, 速度为绝对速度, 能量为单位体积的总能量; 在相对坐标系下, 速度为相对速度, 能量为单位体积的相对转动总能量, 源项中应包含离心力和哥氏力的表达式。计算中使用 B/L 模型作为补充方程求解 N-S 方程。

计算中, 在时间方向使用显式差分格式, 在求定常解时使用了优化系数的 Runge-Kutta 多步格式。为促进计算收敛, 使用了当地时间步长、隐式残值光滑、多层网格加密、多重网格等加速收敛技术。使用有限体积法求解空间项, 粘性通量的计算使用传统的中心差分, 对流通量的计算使用了高精度 MUSCL 格式^[6]。边界条件为: 进口边界给定进口总压、总温以及进口切向速度; 出口边界则根据罩壳背压, 利用径向平衡方程计算给定。物面边界为无滑移、无渗透边界条件; 叶栅之间采用周期性边界条件; 涡轮排气管中心采用迹线边界条件; 在计算向心涡轮级时, 在导叶与动叶之间, 引入沿轴向位置周向均匀的掺混面假设边界条件。涡轮级流场联算总的过程如下: (1) 在子域 1 中(即导向叶片内流场), 求解绝对坐标系下的 N-S 方程(旋转速度为 0), 得到子域 1 中的流场分布。此

时, 掺混面上的流动参数为上一叠代步上的值。(2) 子域 2 中(即转子叶片内流场), 求解相对坐标系下的 N-S 方程, 得到子域 2 中的流场分布。此时, 掺混面上的流动参数为上一叠代步上的值。(3) 下面的式子确定掺混面上流动参数的新值, 即 $p = p_1, \rho = \rho_1, u = u_1, v = v_1, w = w_1$ 。如果掺混面上各点的流动参数的改变量均小于某一事先规定的允许误差则迭代结束。

3 物理模型及计算网格

研究的物理模型是一个自行设计的向心涡轮(如图 1 所示), 该涡轮由导向叶片和转子组成, 向心涡轮的设计指标为在进口温度为 1100K 条件下, 转速为 $1.5 \times 105\text{r/min}$, 设计流量为 0.06kg/s , 落压比为 1.9, 绝热效率 0.75; 折合到常温条件下, 即进口总温 288K 条件下, 折合转速为 76752r/min , 流量为 0.117kg/s 。导叶叶型为标准的 TC-3P 叶型^[7], 表 1 给出向心涡轮导向叶片基本设计参数, 其中 R_1 为导叶进口半径, R_2 为导叶出口半径, L 为导叶片弦长, H 为叶片高度, γ 叶片安装角为 36° (安装角的定义是弦线与切向的夹角), β_1 和 β_2 为设计进口气流角, N 为叶片数。转子叶片的直径是 35mm, 采用任意回转面的设计方法, 表 2 给出转子叶片的主要设计参数, 其中 R_3 为叶片进口半径, R_{4h} 为叶片出口轮毂半径, R_{4t} 为叶片出口轮毂半径, β_{3K}, β_{4Kh} 和 β_{4K} 分别代表叶片进出口构造角。其中, 构造角和气流角的定义为流动方向与子午面的夹角。为了将计算结果与试验对比, 计算的求解区域与试验涡轮的进出口测量截面相同。计算网格为块结构的 H 型网格, 采用代数法生成, 如图 2 所示, 共分为 24 个网格块, 网格总数为 318648。

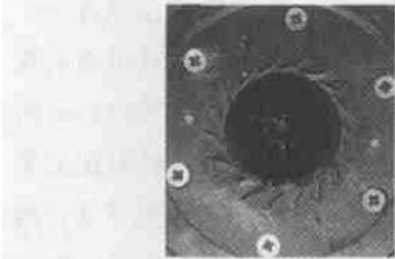


Fig.1 Radial inflow turbine

Table 1 Geometry parameters of the IGV

R_1/mm	R_2/mm	L/mm	H/mm
24.0	19.0	7.89	4.0
$\gamma/(\circ)$	$\beta_1/(\circ)$	$\beta_2/(\circ)$	N
36	0	55	18

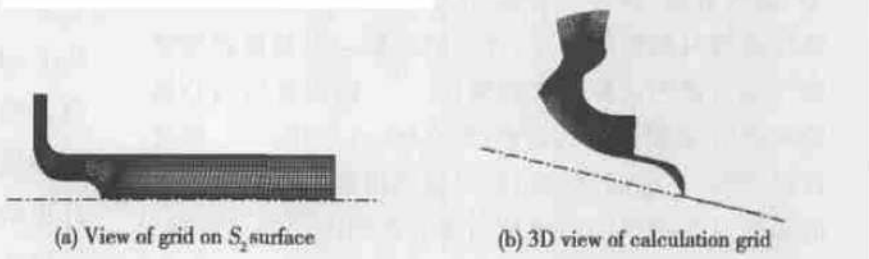


Fig.2 Calculation grid for the turbine

Table 2 Geometry parameters of the impeller

R_3/mm	R_{4h}/mm	R_{4t}/mm	H/mm
17.5	5.5	12.5	4.0
N	$\beta_{3K}/(\circ)$	$\beta_{4Kh}/(\circ)$	$\beta_{4K}/(\circ)$
10	0	32	6

4 计算结果分析

保持向心涡轮进口总温、总压和气流角方向不变,逐渐降低出口背压,分别计算了转速为 54000 r/min, 61401 r/min 和 69076 r/min 状态下的性能参数,得到的流量特性曲线如图 3 所示,图中,流量函数的计算按以下公式计算^[8]:

$$W_{hs} = W \sqrt{T_0^* / P_0^*} \tag{2}$$

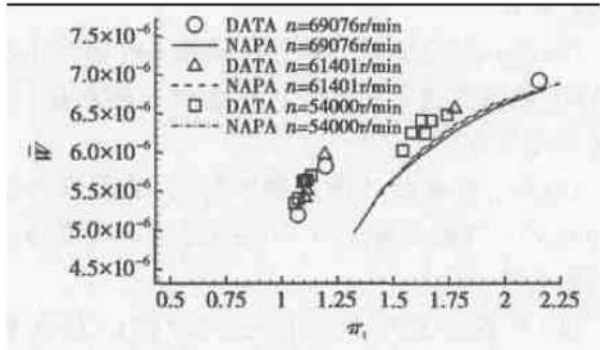


Fig. 3 Comparison of flowrate characteristics at different speed

与试验对比表明,计算得到的流量特性曲线与试验结果吻合较好,正确反映了向心涡轮流量随压比的变化趋势。但在小落压比条件下,由于气流速度低,两者存在一定误差。表 3 为根据试验结果计算得到的性能参数,图 4 为该状态下落压比沿叶高分布,两者的误差在工程范围之内。经过试验检验,修改后的计算软件可以对向心涡轮进行详细的分析和研究。

Table 3 Parameter between calculation and test

Speed/ (r/ min)	Mass flow rate/ (kg/ s)		Pressure ratio	
	Test	Calculation	Test	Calculation
54000	0. 0642	0. 0574	1. 605	1. 609
61401	0. 0872	0. 0781	1. 731	1. 785
69076	0. 1066	0. 0931	2. 152	2. 178

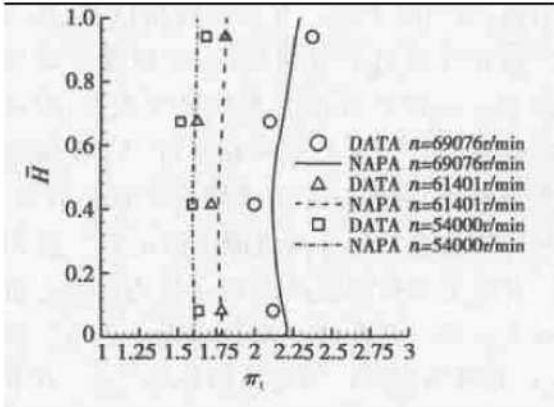


Fig. 4 Comparison of pressure ratio distribution from hub to tip between calculation and test

利用修改后的计算软件,计算得到了向心涡轮在设计转速下的特性曲线,如图 5 所示。其设计点性能参数为:流量 0. 11 kg/s, 落压比 1. 93, 总压绝热效率 0. 82, 能够满足设计要求。其堵点流量为 0. 114 kg/s, 落压比 2. 464, 总压绝热效率 0. 7665。在设计点附近,向心涡轮导向叶片的总压恢复系数为 0. 93, 出口气流角为 59°, 比一维热力计算高 4°; 近设计点导叶出口马赫数为 0. 83, 而堵点状态下的出口马赫数达到 0. 987(图 6)。转子叶片的进口相对气流角为 22°, 出口绝对气流角在较大范围内沿叶高为 0°, 满足零涡设计要求,但在出口叶尖附近达到 15°, 这是因为转子叶片内通道的三维效应所致。图 7 为近设计点转子叶片表面相对马赫数沿流向分布(叶中)。与轴流涡轮的流动特征不同,叶片吸力面的马赫数沿流向逐渐从 0. 12 增加到 0. 68, 达到最高速度,之后逐渐降低在叶片出口附近速度为 0. 57; 而叶片压力面表面,气流呈现减速-加速-减速的过程,而且加速幅度较大,其速度比吸力面速度高。这是因为气流以 22° 正攻角流入叶栅,在相对弧长 0. 038 处形成驻点,一部分气流绕

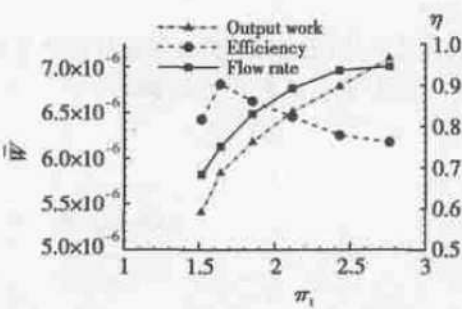


Fig.5 Predicted characteristics at 100% speed

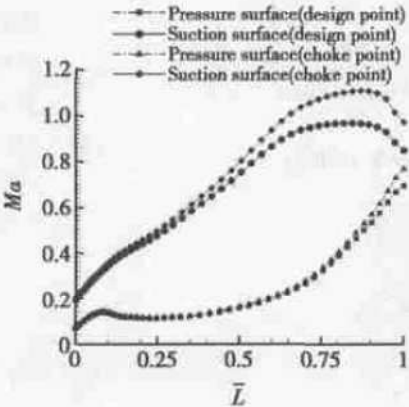


Fig.6 Absolute mach number at blade surface of IGV(mid)

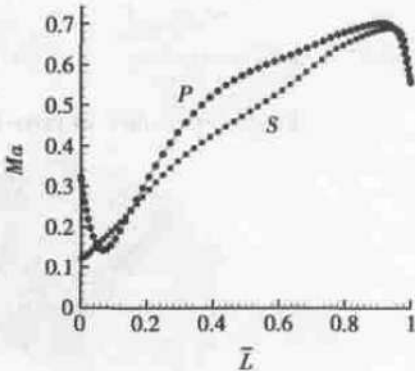


Fig.7 Relative mach number at blade surface of rotor(mid)

过压力面,流向吸力面。在流道转折区域,压力面表面的气流在驻点之后很快加速,超过吸力面气流速度。图 8(a) 示出叶片压力表面极限流线,沿叶片高度中间形成附着线且与前缘相平行。一部分气流卷起形成马蹄涡,沿着叶片前缘绕到叶片吸力面,另一部分气流则没有发生分离流向下游出口。图 8(b) 示出的叶片吸力面极限流线表明从压力面卷起的马蹄涡是开式分离。而在叶片出口靠近叶尖有一条分离线,显示在吸力面出口形成局部分离气泡。图谱还表明,受离心力作用,气流在出口区域内向叶尖方向流动,这与文献[2]相一致。气流在向心涡轮转子流道中的三维流动呈如下特征(图 9):与轴流涡轮相同,边界层在叶片前缘卷起的马蹄涡沿叶片前缘向吸力面移动,在一定范围内沿叶高呈明显的二维分离特征。由于来流攻角较大,其叶片前缘的分离鞍点靠近叶片压力面一侧,而且边界层卷起的马蹄涡强度更大,这意味着损失也较大。与轴流涡轮不同,叶片前缘角涡受流道型面和压力作用,很快衰减消失。吸力面角涡在卷入的马蹄涡作用下,很快充满吸力面表面,形成分离气泡。受逆压梯度和轮毂面、吸力面型线影响,分离气泡逐渐远离叶片吸力面,演化为叶栅通道涡。在叶片进口,气流从吸力面向压力面,从罩壳面向轮毂面沿着流道向下游流动,随流道型面的变化,压力面附近的流体微团在轮毂面和压力面上压力作用下,逐步向上卷起,向吸力面和罩壳面移动。逐渐占据了下部分流道,将马蹄涡压迫至罩壳,演化为通道涡。在叶片出口平直段,通道涡逐渐扩大,向吸力面移动。附着在吸力面表面,形成分离气泡。而压

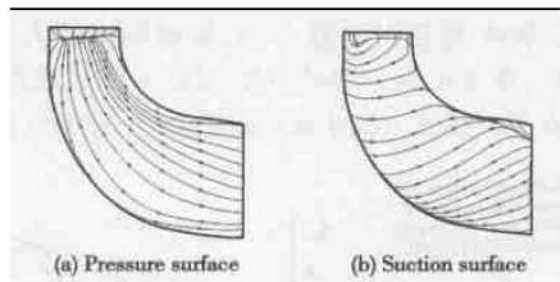


Fig. 8 Streamline on rotor blade surface

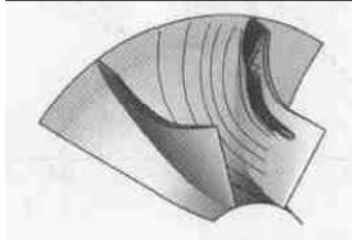


Fig. 9 3D Streamline in blade passage

力面的高能流体微团继续向吸力面发展,占据大部分流道,将通道涡压迫至吸力面叶尖一隅。

5 结 论

(1) 在涡轮导叶与动叶之间引入混合平面条件,利用修改后的 NAPA 计算软件预测得到各转速下的流量特性曲线与试验结果变化趋势相同,计算结果与试验数据相吻合,可较为准确地对向心涡轮的流场进行数值模拟。

(2) 向心涡轮级的计算可以研究导叶和动叶之间的匹配,能够更为全面地评价涡轮的总体性能,具有一定参考价值。

(3) 向心涡轮导叶流动损失较大,总压恢复系数仅为 0.93。气流在转子叶片中的流动呈现典型的三维流动特征。

(4) 计算得到的这台向心涡轮设计点流量为 0.11 kg/s,落压比 1.93,总压绝热效率 0.82。这表明这台微型向心涡轮能够满足设计要求。

参考文献:

- [1] 方昌德. 基于微机电技术的微型燃气涡轮发动机[J]. 国际航空, 2000, 3: 49~ 50.
- [2] Rodgers C. Radial turbines-blade number and reaction effects [R]. ASME paper 2000-GT-0456.
- [3] Huntsman I, Hodson H P. Laminar flow rotor for a radial inflow turbine[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1995, 11(6): 1170~ 1178.
- [4] Huntsman I, Hodson H P, Hill S H. The design and testing of a radial flow turbine for aerodynamics research [J]. *Journal of Turbomachinery* 1992, 114: 411~ 418.
- [5] 施 新, 马朝臣. 车用涡轮增压器混流涡轮的性能试验研究[J]. 内燃机学报, 2002, 20(2): 141~ 143.
- [6] 温 泉, 梁德旺, 黄国平. 旋转坐标系下三维 MUSCL 格式的构成[J]. 南京航空航天大学学报, 2003, 35(1).
- [7] 李燕生, 陆桂林. 向心透平与离心压气机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [8] 《航空发动机设计手册》总编委. 航空发动机设计手册 (第 10 册)[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.

(编辑: 梅 瑛)