

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.04.011

端壁收缩对微型跨音轴流涡轮导叶性能的影响研究

陈锦文, 夏晨

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要:采用数值模拟的方法,研究端壁收缩技术对微型跨音轴流涡轮导叶性能的影响规律,在气驱涡轮动力试验台上,完成部件冷态性能试验验证。结果表明:稠度减小后的微型跨音轴流涡轮物理喉道出现缺失,导叶吸力面侧气流更易产生强分离,叶型损失增大。端壁收缩型线可以降低气流在喉道处的马赫数,在上端壁形成局部高压区,迫使气流向吸力面侧偏转,抑制吸力面气流分离。当相对高度收缩比值处于 0.4~0.6 之间,相对收缩圆半径比值处于 2~3 之间时,所研究的微型跨音轴流涡轮具有较好的性能表现。试验测得试验涡轮在落压比值 2.28 时,折合流量 0.512 kg/s,折合热态功率达到 224 kW,与仿真结果趋于一致,满足某微型涡扇发动机的设计需求。

关键词:微型跨音轴流涡轮;端壁造型;涡轮导向叶片;涡轮试验

中图分类号:V231.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2026)04-0053-07

Influence of Endwall Contraction on the Performance of Micro Transonic Axial Turbine Guide Vanes

Chen Jinwen, Xia Chen

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University Of Aeronautics And Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Numerical simulation is employed to investigate the effect of endwall contraction technology on the performance of micro transonic axial turbine guide vanes. On the gas-driven turbine power test bench, cold-flow performance validation tests of the components are conducted. The results indicate that after reducing solidity, the physical throat of the micro transonic turbine becomes deficient, making the flow on the suction side of the guide vane more prone to strong separation and increasing the profile loss. The endwall contraction profile can reduce the Mach number of the airflow at the throat, forming a local high-pressure region on the upper endwall, which forces the flow to deflect toward the suction side and suppresses flow separation on the suction surface. When the relative height contraction ratio is between 0.4 and 0.6 and the relative contraction radius ratio is between 2 and 3, the studied micro transonic turbine exhibits better performance. Experimental measurements show that at a pressure ratio of 2.28, the test turbine achieves a corrected flow rate of 0.512 kg/s and a corrected hot-state power of 224 kW, which are consistent with the simulation results and meet the design requirements of a certain micro turbofan engine.

Keywords: micro transonic axial turbine; endwall contouring; turbine guide vane; turbine experiment

0 引言

目前,微型涡轮发动机因结构紧凑、高功率/能量密度、高推重比等优势,已被广泛运用于大型飞机辅助动力、无人机动力、分布式能源发电系统^[1-2]等新兴领域。

随着高性能微型涡轮发动机的发展,微型涡轮的级负荷也随之提高,微型涡轮的流道内出现跨音流动。考虑到微型涡轮在尺寸、结构等方面的限制,常规轴流涡轮采用的主动控制手段难以直接应用。微型化后的涡轮黏性效应增强,级负荷的提高使得其波系结构更加复杂,气动损失进一步增大^[3]。

端壁造型技术是一种常用的降低端区二次流损失的流道改进技术,通常分为轴对称和非轴对称两类。相较于周向不均匀的非轴对称造型,轴对称的端壁收缩结构在叶轮机械中相对较易实现,应用更加广泛^[4]。

端壁收缩最早由 Deich 等^[5]于 20 世纪 60 年代提出,石靖等^[6]在固定端壁收缩型线出口角度的前提下对收缩型线内外圆半径、收缩段起始位置的选取进行了数值研究,得到了适用于低展弦比涡轮的参数组合。Duan 等^[7]对端壁造型在流道中的位置开展了高负荷低压叶栅试验研究,发现流道中的端壁轮廓越大,端壁收缩对二次流的抑制越明显。蒋筑宇等^[8]研究了 S 型内外端壁对

第一作者简介:陈锦文(1999—),男,江苏盐城人,硕士研究生,研究方向为微型涡扇发动机,cjw18816211766@163.com。

涡轮性能的影响,发现端壁型线从静叶吸力面最大曲率附近开始收缩,对损失控制的效果最好。

并非所有的研究者都取得了相同的结论,王喜华等^[9]分析了不同相对叶高下汽轮机调节级喷嘴采用端壁收缩的效果,发现静叶相对叶高大于1.0时,采用端壁子午收缩调节级反而使级效率略有下降;张远森^[10]将端壁收缩应用到J型弯曲静叶上,发现端壁收缩J型静叶较原型总压恢复系数降低了0.04%,性能未得到预计的改善。

上述学者的研究表明,端壁收缩在常规尺寸涡轮上已经有了较为成熟的设计方法与应用。但涡轮微型化后,损失结构与气动性能均发生了一定的变化,这些结论无法直接应用到微型涡轮中。本文深入研究了端壁收缩技术对微型跨音轴流涡轮性能的影响,探讨参数选取规律对微型涡轮流场及性能的影响机制。

1 数值仿真方法

1.1 数值仿真方法简介

本文以普惠E3高压涡轮作为原型涡轮,基于转子外径尺寸等比例缩小至1/7得到微型叶轮基础叶型。因微型化后附面层对叶根处的流动影响增大,导致其通流能力下降,本文通过减小稠度来增大叶片间距,保证微型涡轮的通流能力。采用NUMECA对全三维可压缩RANS方程进行定常求解,选用S-A湍流模型,时间推进采用的是显式四阶Runge-Kutta法,转静子交界面采用完全非匹配混合面传递数据,使转静子两侧质量、动量、能量严格守恒;同时使用CPU booster以及全多重网格循环技术加快计算收敛速度。表1给出了微型涡轮和原型涡轮部分几何参数对比。

表1 叶轮参数

叶轮参数	原型涡轮	微型涡轮
叶尖半径/mm	410.19	63.60
叶根半径/mm	347.42	40.00
静子稠度	1.19	0.90
转子稠度	1.40	1.35
中径弦长/mm	84	12

1.2 网格无关性验证

本文基于所研究的原型涡轮进行网格无关性验证,使用Autogrid5模块进行六面体结构化网格划分,计算域选取单通道。涡轮级采用H-O-H

型网格,转子叶尖间隙区域采用蝶形网格,共生成5套不同网格节点数的网格,网格结构如图1所示。进口边界条件给定总温总压,出口边界条件给定静压。

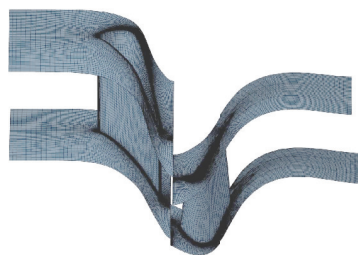
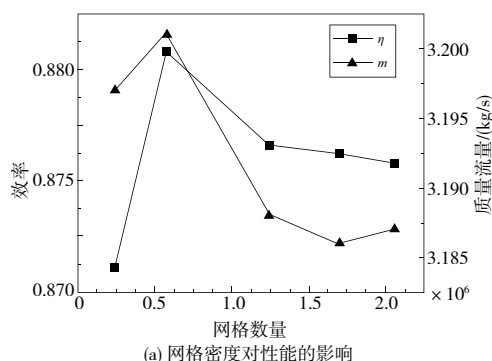
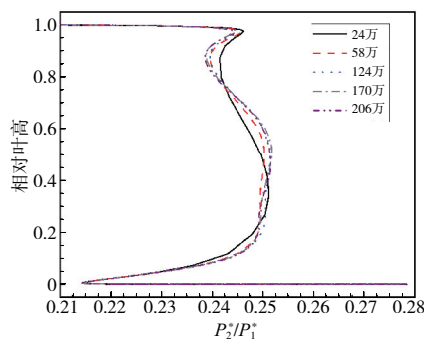


图1 涡轮叶片计算网格示意图

流量、效率及出口总压分布规律如图2所示。可以看出,在网格量大于120万以后,涡轮的流量、效率趋于稳定,沿通道高度的出口总压分布基本保持不变。综合考虑计算准确性与计算量,本文选用节点数为170万的网格方案对微型涡轮展开仿真。



(a) 网格密度对性能的影响



(b) 网格密度对出口流场的影响

图2 网格密度对数值仿真结果的影响

2 微型跨音轴流涡轮流动特征分析

2.1 涡轮微型化影响

微型化后的涡轮导向器流场恶化,总压恢复系数降低。为了更好地分析微型化对涡轮产生的

影响,需要将流动损失剥离出来。涡轮级流动损失主要分为叶型损失、二次流损失、叶尖泄漏损失。本文采用 CFD 损失分离方法,将原型涡轮和微型化后的涡轮流动损失分别剥离出来,其涡轮各项损失如表 2 所示。

由表 2 可以看出,随着涡轮尺寸的减小,微型

涡轮相较于原型整级效率降低了 6.9 个百分点,二次流损失值上升了 0.5 个百分点,叶尖泄漏损失值与原型相比上升了 1.0 个百分点,;叶型损失占比相较于原型涡轮大幅增加,由原型的占比 58.60% 上升到了 66.47%。叶型损失值为最大损失项,占比超过了总损失的 50%。

表 2 涡轮各项损失

分类	总损失	叶型损失		二次流损失		叶尖泄漏损失	
		损失值	占总损失比值%	损失值	占总损失比值%	损失值	占总损失比值%
原型	0.118 0	0.069 2	58.60	0.030 6	25.90	0.018 2	15.40
微型	0.187 6	0.124 7	66.47	0.035 3	18.82	0.027 6	14.71

图 3 所示的叶尖绝对马赫数分布显示了微型化前后气流在导向器叶尖流道处的膨胀程度及波系变化(本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者)。经分析发现,原型涡轮叶尖物理喉道较为明显,气流在流道中均匀加速,不存在明显的分离涡,整体流动较好;微型涡轮导向器叶片数的减少使得叶尖处流道间距进一步拓宽,物理喉道出现缺失,流道对气流的束缚能力大幅减弱。微型化后的涡轮导向器绝对尺寸变小,气流在导向器流道内的偏转距离变短,转折更为剧烈,高负荷的叶型设计使气流在大角度偏转的流道中出现分离涡,气流落后角增大,叶片吸力面出现低压区,横向静压梯度增大,流动损失急剧增加。而微型化后的导向器因为尺寸的限制,无法通过持续增大流道轴向长度来缓解流动分离,需要采用其他技术来抑制。

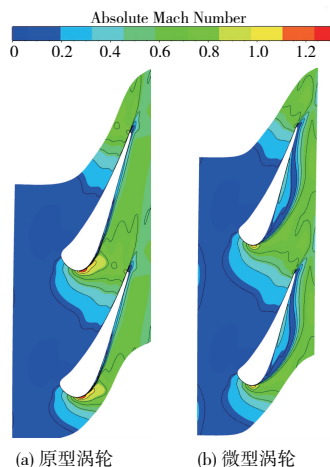


图 3 涡轮导向器叶尖马赫数云图对比

2.2 端壁收缩对分离的影响

同平直端壁相比,外端壁收缩型线已作为改

善顶部区域气动性能的措施被广泛运用。本文将端壁收缩型线应用到微型涡轮上,与平直端壁进行对比。

图 4 为平直端壁与收缩端壁的熵图与三维流线,可以看出平直端壁的导叶在沿叶高 60%~90% 区域叶片表面产生了明显的旋涡结构,产生了严重的气流分离现象,静子吸力面沿流向熵增范围急剧扩大。将外端壁型线改为收缩端壁后,端壁型线的收缩使得气流在喉道处的分离减弱,分离涡范围减小。端壁处的流线受到端壁收缩型线的限制,呈现沿径向略微向下的趋势。这说明收缩端壁增大了流道对气流的束缚能力,抑制了导向器吸力面叶尖的气流分离。

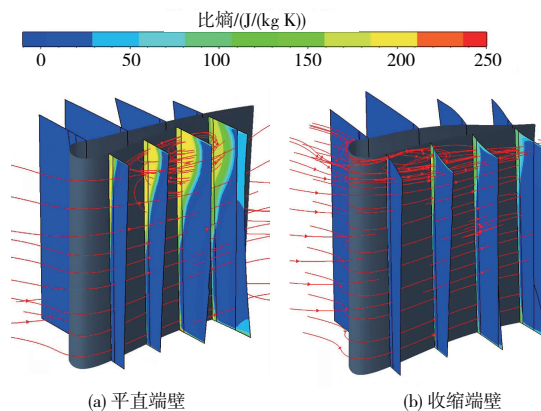


图 4 收缩端壁调整前后对比

气流在经过导向器喉道截面时,因静子叶片几何气流角超过了 70° ,所以当端壁沿轴向向下收缩时,喉道截面的压力面侧先开始收缩,如图 5 所示,形成了吸力面侧高、压力面侧低的截面造型。此时气流在喉道处进行偏转的过程中,压力面侧向下收缩,在上端壁产生局部高压区,迫使导向器叶尖进口气流向吸力面侧偏转。

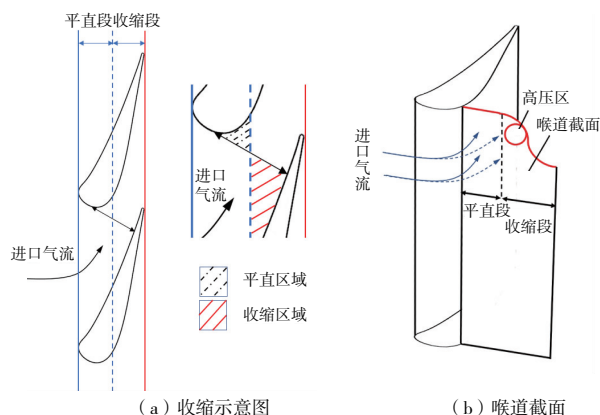


图5 喉道收缩示意图

3 端壁收缩参数化研究

3.1 端壁型线参数化

端壁收缩型线一般是由直线段(长度 L_1)、收缩段(长度 L_2)、收缩圆内圆段(半径 R_i)、外圆段(半径 R_o)组成,图6为端壁收缩型线的参数示意图。本文将设计参数无量纲化,收缩起始段设为静叶吸力面曲率最大处,定义收缩高度与收缩段轴向长度的比值 $\Delta h/L_2$ 为相对高度收缩比 C ,定义收缩段长度与直线段长度的比值为相对长度收缩比 D ,定义收缩圆的内外圆半径比值为收缩圆半径比 φ 。通过修改收缩段高度 Δh 与收缩段长度 L_2 来实现相对高度收缩比 C 与相对长度收缩比 D 的变化,对其选取规律进行研究。固定收缩圆半径比 φ 为1,选取 D 分别为2.50、3.00、3.85, C 分别为0.288、0.480、0.672、0.864,组合生成12组外端壁收缩型线方案进行研究。

$$C = \frac{(h_1 - h_2)}{L_2} \quad (1)$$

$$D = \frac{L_2}{L_1} \quad (2)$$

$$\varphi = \frac{R_i}{R_o} \quad (3)$$

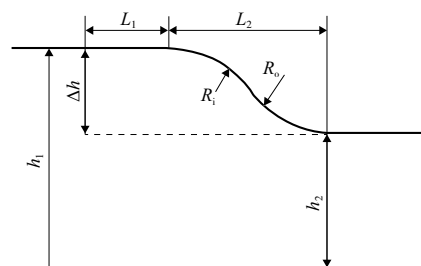


图6 端壁收缩型线参数化示意图

3.2 不同相对收缩比对导向器性能的影响

本文保持涡轮出口通道高度 h_2 不变,通过改变上端壁进口型线高度 h_1 来控制相对高度收缩比 C 的变化。因此 C 的增大会抬高喉道处的通道高度,在一定程度上扩大喉道处的通道面积。图7给出了不同相对高度收缩比的导向器叶尖马赫数云图,由图可知,相对高度收缩比的增大使得气流在吸力面喉道处的最大马赫数降低,由1.22降低至0.72,气流速度的降低使得喉道处的静压提高,且减缓了气流在喉道处的转折速度,对气流分离也起到了一定程度的抑制。对比不同相对高度收缩比的流场可以看出, C 在0.480以上时已可对吸力面产生的分离涡产生较好的抑制效果,当 C 大于0.672时,型线在叶尖处的收缩幅度进一步增大,气流在径向上的转折过于剧烈,在经过内外收缩圆的衔接处时,端壁型线对气流的影响陡然由局部正压梯度变为逆压梯度,使气流产生径向上的流动分离。

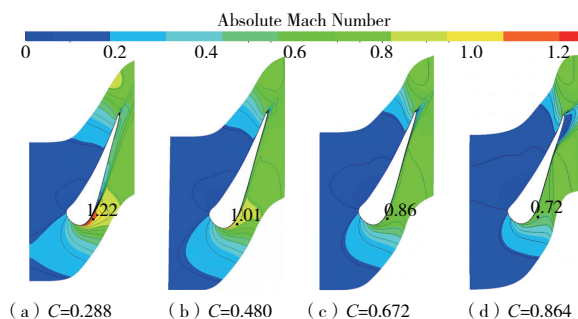


图7 不同相对高度收缩比叶尖马赫数云图

图8给出了不同相对高度收缩比 C 下导向器喉道处的静压分布云图,可以看出随着相对高度收缩比 C 的增大,喉道处压力面侧开始向下收缩,喉道截面的吸力面侧与压力面侧的通道高度差逐渐增大,形成明显的收缩段。当 C 大于0.672时,收缩段的上凸段形成了局部高压区,增大了其与静叶吸力面之间的横向压差,使得气流在喉道处的偏转幅度进一步提高。

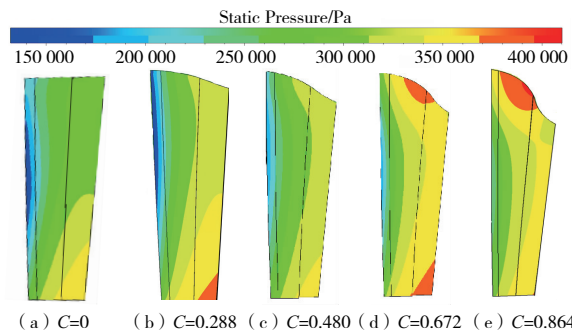
图8 不同相对高度收缩比 C 的喉道静压分布

图9给出了不同相对高度收缩比与相对长度收缩比下导向器的总压恢复系数。分析发现,微型涡轮导向器的性能对端壁型线的变化敏感程度较高,细微的型线调整都会对其性能造成影响。可以看出在型线的相对高度收缩比 C 相近时,相对长度收缩比 D 越大,导向器流道中收缩段的占比越大,端壁收缩型线对导向器叶尖气流分离的损失抑制范围越广,导向器的总压恢复系数越高。在相对高度收缩比小于0.4时,随着 C 的增大,导向器的总压恢复系数逐渐增大;在相对高度收缩比大于0.6时,随着 C 的增大,导向器的性能呈下降趋势。在相对高度收缩比 C 处于0.4~0.6范围内时,采用不同收缩段长度的导向器都有一个较好的性能表现。

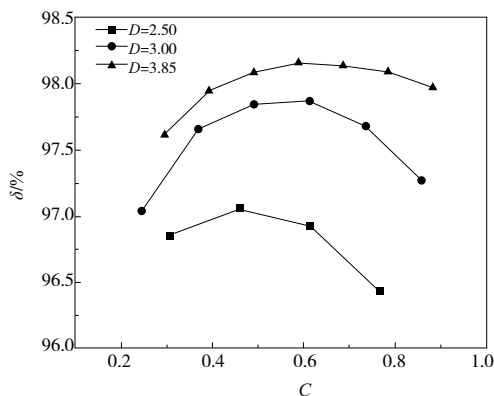


图9 不同相对收缩比导向器性能

3.3 不同收缩圆半径比对导向器性能的影响

上文确定了相对高度收缩比 C 与相对长度收缩比 D 的较佳取值范围,因此本节在固定相对高度收缩比 C 为0.672,相对长度收缩比 D 为3.85,对收缩圆半径比 φ 的取值范围进行进一步的研究。图10给出了不同收缩圆半径比方案的导向器叶尖马赫数云图, φ 依次为0.5、1、2、3。可以看出随着 φ 比值的增大,上凸型端壁在收缩段中的占比提高,对导向器吸力面的气流分离抑制范围变广。当 φ 比值大于2时,端壁收缩圆弧的衔接处超过了导向器尾缘,此时导向器吸力面尾缘产生小范围分离,流场发生恶化。

图11给出了不同收缩圆半径比方案的喉道静压云图, φ 依次为0.5、1、2、3,由图可知 φ 的变化对于导向器喉道处通道截面形状有着较大影响。对比图11(a)、图11(b)发现,当 φ 值较小时,喉道处端壁由上凸段型线与下凹段型线组成,气流在上凸段型线处受到局部正压梯度,形成高

压区。随着 φ 的增大,上凸段型线占比逐渐增大,高压区的位置向压力面侧移动,增大了横向压力梯度,增强气流向吸力面侧的流动,分离现象减弱。

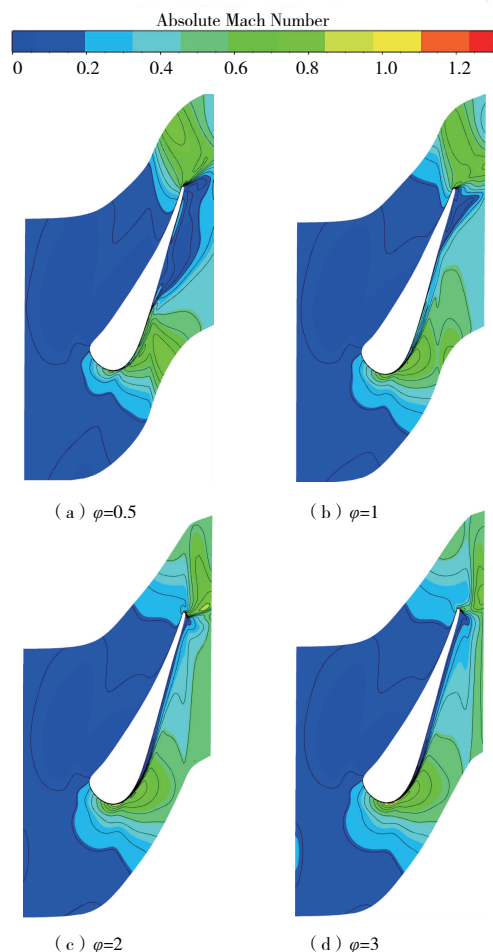


图10 叶尖马赫数云图

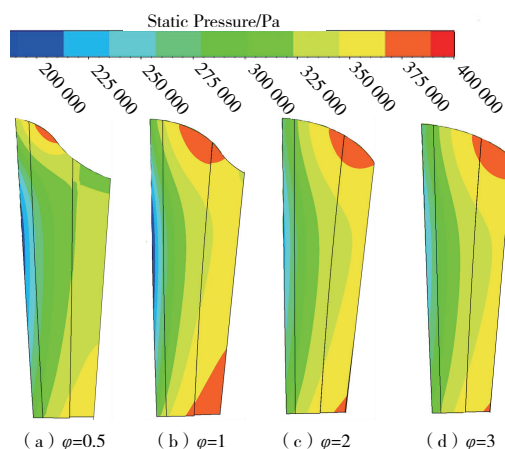


图11 不同收缩圆半径比喉道静压云图

表3给出了不同收缩圆半径比 φ 方案下的涡轮级性能参数。由表可知,收缩圆半径比值变化

对涡轮级性能的影响较为明显。随着 φ 的增大, 涡轮流量先明显增大, 然后增长逐渐平缓, 这是因为当 φ 值较小时, 端壁型线在涡轮喉道前大幅度收缩, 使涡轮喉道面积减小, 当 φ 比值大于 2 之后, 喉道位于端壁型线曲率大幅变化之前, 收缩圆半径比值变化对涡轮通流能力影响减弱。当 φ 比值增大时, 上凸型端壁占比逐渐增大, 涡轮级性能呈现先增大后减小的趋势。当 φ 比值为 1.0 时, 涡轮级效率最高, 随着 φ 比值继续增大, 涡轮的落压比逐渐减小, 整级性能开始下降。综合来看, 方案 2 的综合性能要优于方案 1 和方案 3, 可以作为微型跨音轴流涡轮的首选方案。

表 3 不同收缩圆半径比涡轮性能对比

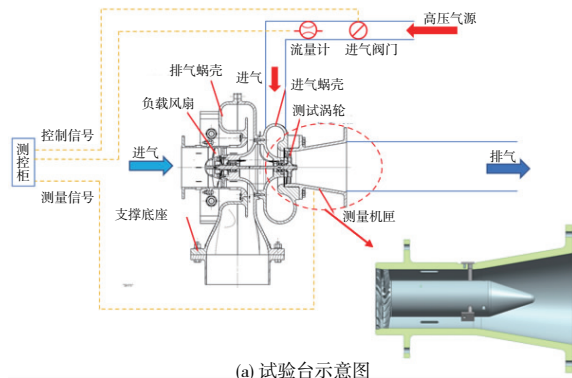
参数	方案 1	方案 2	方案 3	方案 4
φ	0.5	1.0	2.0	3.0
流量/(kg/s)	1.130	1.150	1.182	1.192
落压比	2.932	2.830	2.830	2.817
静子总压恢复系数/%	97.81	98.13	98.24	98.25
转子效率/%	84.54	84.36	83.93	83.65
涡轮效率/%	82.70	82.79	82.46	82.19

4 涡轮部件冷态性能试验

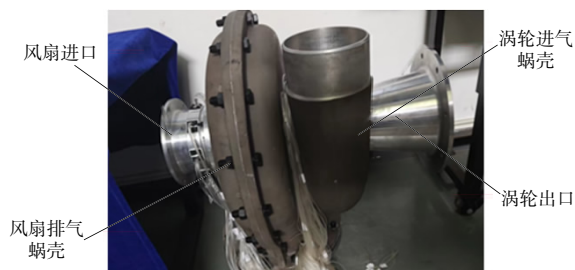
4.1 试验方案

本课题组在此前搭建了气驱涡轮动力风扇试验台^[11], 本文基于该试验台为基础, 结合上文设计的微型高负荷轴流涡轮, 进行涡轮部件冷态性能试验, 验证高负荷微型轴流涡轮的实际性能。

如图 12 所示, 气驱涡轮动力风扇试验台主要由驱动涡轮、负载风扇、进排气蜗壳、滑油系统和轴系组成。高压气源通过涡轮进气蜗壳到达涡轮进口, 气流冲击涡轮转子做功, 涡轮通过轴系带动负载风扇旋转, 气流从经过风扇增压后进入风扇排气蜗壳。



(a) 试验台示意图



(b) 试验台本体

图 12 气驱涡轮动力风扇试验台结构

涡轮的等熵效率通过测量涡轮进出口截面总温总压, 经计算得出。本文测试的涡轮应用在微型涡扇发动机中, 涡轮级出口余速对应的动能可在下游尾喷管中得到利用, 因此选用不计余速损失的效率公式进行效率计算

$$\eta_t^* = \frac{1 - \left(\frac{T_2^*}{T_1^*} \right)}{1 - \left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (4)$$

式中: T_1^* 、 P_1^* 分别为涡轮进口总温、总压; T_2^* 、 P_2^* 分别为涡轮出口总温、总压。

4.2 试验结果与分析

由图 13(a) 可知, 当涡轮落压比在 2.3 时, 试验测得涡轮效率约为 0.812, 仿真数据与试验数据误差约为 2%, 在涡轮特性线 2.0~2.3 落压比范围内, 随着落压比的增大, 涡轮效率略微减小, 仿真效率的变化趋势与试验数据相近。本试验所用负载风扇在设计转速下增压比为 1.37, 设计流量为 2.58 kg/s, 根据风扇设计点参数求得负载风扇功率为 78 kW, 而涡轮设计点冷态折合功率为 122 kW, 负载功率较小, 且风扇的稳定工作范围要小于涡轮, 因而试验涡轮的工况变化范围只为仿真等转速特性线的一部分。从图 13(b) 数据对比可以看出, 试验与数值模拟所获得的流量特性曲线趋势基本一致, 但结果有一定偏差, 偏差幅度达到了 4% 左右。这是因为涡轮处在非设计点工况, 涡轮出口气流与轴向具有一定夹角, 总温探针测得实际总温偏低, 使得流量计算出现一定程度偏高。图 13(c) 为试验涡轮功率数据与仿真涡轮冷态功率对比, 可以看出该试验台的负载风扇功率处于涡轮设计转速的小落压比工况侧。

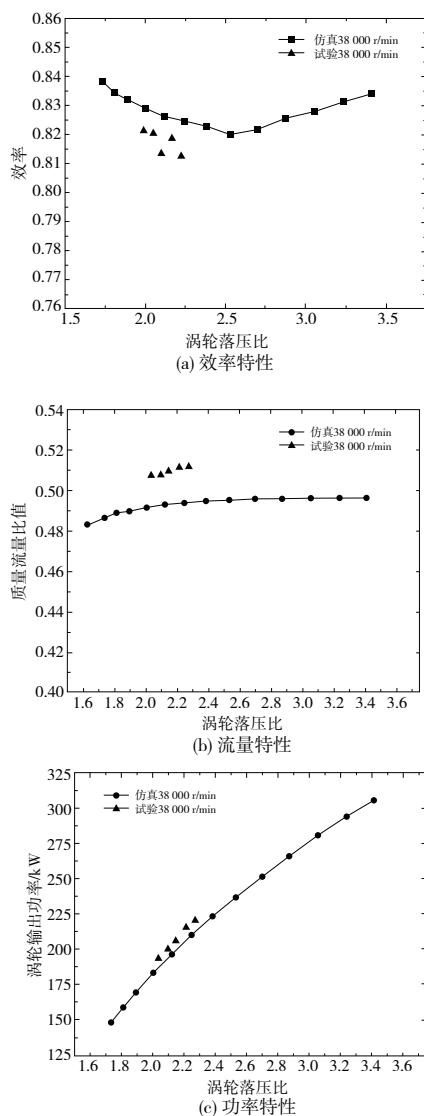


图 13 涡轮特性曲线

图 14 为涡轮出口沿径向总压分布的对比情况。由图可知,仿真涡轮出口总压的数值与试验结果有一定偏差,但沿叶高方向的总体分布与试验测量结果基本一致。

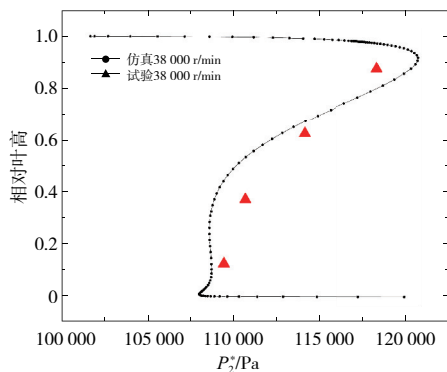


图 14 转子出口叶高总压分布对比

5 结语

本文通过数值模拟的方法,根据高负荷微型涡轮发动机性能要求,设计出一款高负荷微型跨音轴流涡轮部件,对其损失特性进行分析并分析端壁收缩型线对其性能影响,结论如下:

1) 跨音涡轮导叶微型化后,流道绝对尺寸减小,黏性效应增强,其叶根通流能力需通过减小叶片稠度来保证,由此造成叶尖喉道变宽甚至缺失,叶片对叶尖气流的束缚减弱且气流在大曲率下转折更加急剧,叶尖吸力面侧气流更易发生强分离,性能显著下降。

2) 微型跨音涡轮导叶子午流道外端壁采用收缩型线可增大通道高度、减小喉道处流速,降低叶尖吸力面侧气流分离的风险,同时在上端壁处形成局部高压区,驱使气流向吸力面侧偏转,有效抑制了叶尖气流因低稠度、大曲率转折造成的强分离。

3) C 和 φ 是影响端壁收缩流道型线的两个关键因素。 C 影响着喉道马赫数,随着 C 增大,喉道处气流马赫数逐渐降低,分离现象减弱。但当 C 进一步增大时,气流在径向上的剧烈转折使其在下凹段端壁型线处产生分离,因此 C 取 0.4~0.6 之间时具有较好的流场结构。 φ 决定了喉道截面高压区的位置,随着 φ 值的增大可以使端壁处的高压区向压力面侧偏移,增强气流向吸力面侧的流动;但过大的 φ 值会降低转子的做功能力,使涡轮整级性能下降;当 φ 在 2~3 之间时微型跨音轴流涡轮具有较好的性能表现。

4) 本文通过涡轮冷态性能试验测得试验涡轮在落压比 2.28 时,折合流量 0.512 kg/s,折合热态功率达到 224 kW,与仿真结果趋于一致,满足了某微型涡扇发动机的设计需求。

参考文献:

- [1] 黄国平,梁德旺,何志强. 大型飞机辅助动力装置与微型涡轮发动机技术特点对比[J]. 航空动力学报, 2008,23(2):383-388.
- [2] 陆惟煜,黄国平,傅鑫. 新型微型涡扇方案及其复合压缩转子初步设计[J]. 南京航空航天大学学报, 2017,49(3):340-351.
- [3] 孙湘林,夏晨,陈锦文. 缩扩比对微型跨音轴流涡轮性能的影响研究[J]. 机械制造与自动化, 2023, 52(4):56-59.

(下转第 75 页)

从仿真结果可以看出,随着所使用的润滑油的黏度增大,爬行现象也在逐渐消失。若润滑油黏度较小,导致过盈配合面之间动静摩擦力的差值较大,反而会出现爬行现象;若是选用润滑油的黏度较大(黏度为 40 cSt 的润滑油),虽然动静摩擦力的差值较前者减小了,但是同条件下的压装力增大了约 10%,并且黏度较高的润滑油在涂覆的时候很难保证均匀程度,这也会影响压装过程。综上所述,选用黏度为 30 cSt 的润滑油较为合适。

4 结语

本文基于研制的精密自动压装设备,对压装过程中实时采集的压力-位移曲线进行了分析。经过实验验证,为提高衔铁组件联接质量的可靠性,选用 0.8 mm/s 的压装速度以及黏度为 30~40 cSt 的航空润滑油,有效避免了爬行现象。此后随机抽取了实验台上多套衔铁组件进行了压装实验,其压力-位移曲线均在合理预测范围内,表明组件的装配质量良好。

参考文献:

- [1] 姜志峰,王晓东,由博,等. 精密微小组件压装技术及仪器[J]. 光学精密工程,2015,23(6):1605-1611.
- [2] Wang X Y, Lou Z F, Wang X D, et al. A new analytical method for press-fit curve prediction of interference fitting parts [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2017, 250:16-24.
- [3] Huang C W, Yang G X, Fu N J, et al. Research on fretting fatigue life of interference fit and its influencing factors [J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 251:293-300.
- [4] You B, Lou Z F, Luo Y, et al. Prediction of pressing quality for press-fit assembly based on press-fit curve and maximum press-mounting force [J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2015, 2015:823019.
- [5] 李伟刚,张锁怀,吴一凡. 大尺寸轴孔类零件热装配轴线的非接触测量[J]. 机械设计与制造,2014(3):217-219,223.
- [6] 王兴远. 精密微小组件过盈连接与连接力超声测量[D]. 大连:大连理工大学,2020.
- [7] 许阳. 微小组件精密压装设备控制与系统标定[D]. 大连:大连理工大学,2015.
- [8] 李伟. 微小惯性组件精密装配设备控制与系统标定[D]. 大连:大连理工大学,2020.
- [9] 苏丹. 爬行机理的研究及计算机仿真[D]. 兰州:兰州理工大学,2007.
- [10] 魏维君. 基于机器视觉与被动柔顺机构的孔轴精密装配研究[J]. 机械工程师,2015(6):138-141.
- [11] 龙家. 喷嘴压装爬行机理及振动对爬行现象影响的研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.
- [12] 徐涛,丁长涛. 仿生扑翼结构优化设计及动力学仿真分析[J]. 机械制造与自动化,2024,53(1):128-132.

收稿日期:2024-03-12

(上接第 59 页)

- [4] 卢家玲,楚武利,朱俊强,等. 端壁造型在叶轮机械中的应用与发展[J]. 热能动力工程,2009,24(6):687-691,813.
- [5] Deich M. E., Zaryakin A. E., Fillipov G. A., and Zatsepin M. F., Method of increasing the efficiency of turbine stages and shon blades [J]. Teplo energetika, 1960(2):240-254.
- [6] 石靖,周勇,周四平,等. 外端壁收缩与单向倾斜组合涡轮导叶的三维气动力研究[J]. 航空动力学报,2002,17(4):385-391.
- [7] Duan W H, Qiao W Y, Wei Z J, et al. The influence of different endwall contouring locations on the secondary flow losses in a highly loaded low pressure turbine [C]//

Volume 2B: Turbomachinery. Oslo, Norway: American Society of Mechanical Engineers, 2018: V02BT39A007.

- [8] 蒋筑宇,范召林,邱名,等. S 型收缩流道对涡轮通流能力影响的研究[J]. 推进技术,2022,43(9):176-187.
- [9] 王喜华,钟刚云,吴其林,等. 子午流道对调节级气动性能影响的三维数值研究[J]. 东方汽轮机,2014(2):11-17.
- [10] 张远森. 微型涡轮发电机双级轴流涡轮设计[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.
- [11] 刘泽鹏. 进气畸变与风扇耦合影响机制及模型研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2023.

收稿日期:2024-03-19