

文章编号:1000-8055(2012)10-2287-10

影响毫米级微型涡轮气动性能的若干参数

边 磊¹, 严泽想², 邹正平¹

(1. 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;

2. 中国航天科技集团公司 系统工程部, 北京 100037)

摘 要: 根据毫米级微型向心涡轮的特点, 通过理论分析结合经验关联进行了涡轮性能与几何气动热力学参数之间的关联, 在此基础上探讨了气动设计过程中各关键参数对微型向心涡轮气动性能的影响规律及影响程度。通过毫米级微型向心涡轮气动方案的设计, 结合三维数值模拟手段对上述分析的系列参数选取原则的合理性进行了验证。针对毫米级微型涡轮中绝热壁面条件已不适用情况, 探讨了固壁传热对涡轮气动性能的影响, 这些研究为毫米级微型涡轮气动方案的设计提供了参考依据。

关 键 词: 微型; 向心涡轮; 数值模拟; 气动性能; 传热

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Influences of several parameters on aerodynamic performance of micro-radial turbine

BIAN Lei¹, YAN Ze-Xiang², ZOU Zheng-ping¹

(1. 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;

2. Department of System Engineering, China Aerospace Science and Technology Corporation, Beijing 100037, China)

Abstract: Based on the characteristics of the millimeter-scale radial turbine, the correlations between turbine performance and the aerodynamic parameters were studied by combined theoretical analysis and empirical correlation. The laws and the scope of the influences of the key parameters on micro-radial turbine performance during the aerodynamic design process were discussed. These criteria were proved to be reasonable through the design procedure of a millimeter-scale turbine and the related 3-D numerical analysis. Contraposing the unsuitability of the adiabatic wall condition of millimeter-scale turbine, the effect of heat transfer on turbine performance was discussed. The guidance was given to micro turbine aerodynamic design through those results.

Key words: micro; radial inflow turbine; numerical simulation; aerodynamic performance; heat transfer

从上世纪 90 年代以来, 人们开始关注微型燃气轮机在分布式能源系统和微型飞行器中的应

收稿日期: 2011-12-16

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20121015.1020.201210.2287_018.html

基金项目: 领航创新基金(YWF-10-01-B03)

作者简介: 边磊(1987—), 男, 内蒙古呼和浩特人, 硕士生, 主要从事微型涡轮气动热力学研究。

用. 随着 MEMS(微电子机械系统)技术、新材料技术、微加工技术等多个科学领域的发展, 毫米级微型涡轮的实现已成为可能. 和常规燃气轮机相比, 微型燃气轮机具有便于携带功率密度高等特点^[1]. 因碳氢燃料燃烧所产生的能量密度是最新锂电池的 20~30 倍^[2], 所以在未来的通讯设备、机器人、微型飞行器等方面微型燃气轮机的应用前景十分广泛. 但由于尺寸效应的影响对各部件的气动设计提出了新的要求.

凭借先进的 MEMS 技术美国麻省理工学院从上个世纪 90 年代初就对微型燃气轮机进行了深入研究^[3-4], 研究表明非绝热条件是造成微型燃气轮机气动性能下降的主要原因, 机匣损失是造成微型叶轮机气动性能下降的主要原因, 同时微型涡轮中导叶的损失是常规涡轮的 10 倍. 比利时鲁汶大学对直径为 10 mm 的轴流式微型涡轮进行了测试, 通过测试其转速可达 160 000 r/min, 最大功率为 28 W^[5-6]. 研究表明其气动性能主要受球轴承最大转速的限制, 叶型损失和出口损失是微型涡轮的主要损失来源, 增加转速可以减小出口损失并增加效率. 日本东北大学^[7]以及东京大学^[8-9]也进行了径向轴流式微型涡轮的研究, 其叶轮直径分别为 10 mm 和 40 mm, 而且日本东北大学的微型透平现已成功运行, 达到 900 000 r/min 的超高转速. 他们的研究表明二维涡轮的绝热效率比三维涡轮低 15%, 其一半的损失来自出口导流结构, 40% 的损失在静叶尾缘和动静叶的吸力面. 近年国内关于微型涡轮也开展了一定的研究. 南京航空航天大学温泉、梁德旺教授对 1 台叶轮直径 35 mm 的向心涡轮三维流场进行了数值模拟及试验^[10], 研究表明微型向心涡轮导叶流动损失较大, 气流在动叶叶片中的流动呈现典型的三维流动特征. 西安交通大学 FU Lei 等对叶轮直径为 10 mm 的纯径向向心涡轮的叶片造型规律进行了研究^[11], 经过分析, 认为采用内弧为曲线的叶轮型线作为微型纯径向涡轮叶轮的基准型线最为合理.

由于毫米级微型向心涡轮部件尺寸小、流量小、转速高等特点导致其小尺度三维效应显著, 同时因其与冷端部件——压气机相距较近, 对外传热已经不能忽略. 这些因素都将导致涡轮效率和做功能力下降. 目前国内外对常规向心涡轮已经做了大量的研究, Dambach^[12]研究了向心涡轮叶尖间隙泄漏流动, 认为向心涡轮泄漏损失要小于轴流式涡轮. 北京航空航天大学冯涛等对向心涡

轮的内部流动进行了研究^[13], 研究表明适量的间隙流动有利于改善通道顶部区域流动. 但目前国内外在微型向心涡轮的设计方面尚未见较系统的工作, 因此较为系统地分析诸多气动及几何参数对毫米级微型涡轮气动性能的影响, 对于毫米级微型涡轮的气动设计具有非常重要的意义. 本文根据微型涡轮的特点, 通过理论分析结合经验关联得出气动设计过程中若干关键参数对微型向心涡轮气动性能的影响规律, 并在涡轮级环境下对其分别进行了绝热和考虑传热条件下气动性能的对比分析.

1 考虑传热的毫米级微型向心涡轮经验关联公式

对于常规向心涡轮, 由于满足壁面绝热的假设, 可利用叶轮速比 $\bar{u}_1$, 总反力度 Ω , 动叶进口绝对气流角 α_1 等参数的形式将轮周效率表示出来^[14]:

$$\eta_{\text{abd}} = 2\bar{u}_1 \{ \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \Omega} - \bar{D}_2^2 \bar{u}_1 + \bar{D}_2 \psi \cos \beta_2 [\Omega + \varphi^2 (1 - \Omega) + \bar{D}_2^2 \bar{u}_1^2 - 2\bar{u}_1 \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \Omega}]^{\frac{1}{2}} \} \quad (1)$$

其中 η_{abd} 是级速比 $\bar{u}_1$, 总反力度 Ω , 动叶进口绝对气流角 α_1 (动叶进口气流绝对速度与切向速度的夹角), 动叶出口相对气流角 β_2 (动叶出口气流相对速度与切向速度逆向的夹角), 轮径比 $\bar{D}_2$, 静叶速度系数 φ , 动叶速度系数 ψ 这 7 个气动设计参数的函数.

但对于毫米级微型向心涡轮而言, 因尺寸缩小后固体壁面变得更薄, 与压气机之间距离较小, 传热对于微型涡轮气动性能的影响已经不可以忽略, 壁面绝热假设已不成立, 所以必须将传热量的影响重新加以考虑. 为此, 本文进行如下改进:

$$\eta_{\text{is}} = 2f(q)\bar{u}_1 \{ \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \Omega} - \bar{D}_2^2 \bar{u}_1 + \bar{D}_2 \psi \cos \beta_2 [\Omega + \varphi^2 (1 - \Omega) + \bar{D}_2^2 \bar{u}_1^2 - 2\bar{u}_1 \varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1 - \Omega}]^{\frac{1}{2}} \} \quad (2)$$

即除了(1)式中 7 个参数之外, η_{is} 还是传热系数 $f(q)$ 的函数, 并且是影响较大的 1 个参数.

在考虑各参数对效率的影响时, 由于 φ, ψ 甚至 Ω 都不是完全独立的, 为便于分析, 一般暂时将 φ, ψ, Ω 作为独立的变量, 并根据叶栅的实验数据或生产中积累的资料, 事先给出 φ, ψ 的数值. 由于微型向心涡轮导叶 Re 很低, 所以损失较常规涡轮导叶更大, 本文根据文献^[9]暂将 φ 和 ψ 的值取为 0.85 和 0.8. 关于 $f(q)$ 的影响, 本文参考文

献[3]、文献[15],建立考虑传热时的热力学模型用以研究传热对性能的影响.为了分析方便,引入 3 条假设.

假设 1:把考虑传热的膨胀过程假设为先传热后绝热膨胀再传热过程,这一过程在 h - S 图中沿着路径 $A-B'-C'-C$ (见图 1). 因气流经过导叶时温度较高但不对外做功,所以可以把这一过程近似作为等压传热过程,如图中 $A-B'$, $B'-C'$ 为绝热膨胀过程, $C'-C$ 为等压膨胀过程;假设 2:令绝热膨胀过程 $A-D$ 和 $B'-C'$ 对外做功能力相同;假设 3:绝热流动 $A-D$ 的效率与考虑传热条件下 $B'-C'$ 的效率相同.这是由于因改变初温造成的效率变化与因传热造成的变化相比

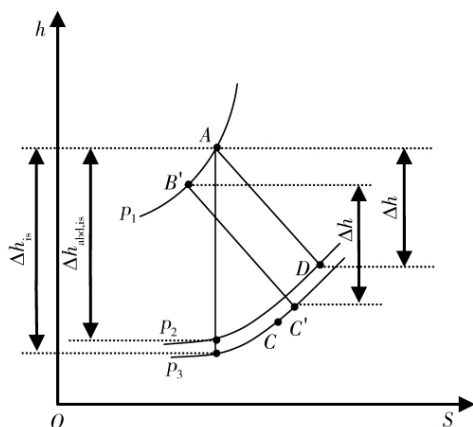


图 1 毫米级微型向心涡轮非绝热膨胀过程的 h - S 图

Fig. 1 Non-adiabatic expansion of micro radial turbine in h - S diagram

首先,分析传热对毫米级微型向心涡轮膨胀比的影响.根据假设 2 可得:在图 1 中绝热过程 $A-D$ 所做的功与考虑传热情况下 $B'-C'$ 所做的功相同,所以有

$$c_p T_{B'}^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{is}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{B'-C'} = c_p T_A^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{abd}^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_{A-D} \quad (3)$$

由假设 3 可得 $\eta_{B'-C'} = \eta_{A-D}$, 所以上式经化简得

$$\pi_{is} = \left[\frac{1}{1 - \frac{T_A^*}{T_{B'}^*} \left(1 - \frac{1}{\pi_{abd}^{\frac{k-1}{k}}} \right)} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4)$$

定义

$$f(q) = \frac{h_A^* - Q_{A-B'}}{h_A^*} \quad (5)$$

则上式化为

$$\pi_{is} = \left[\frac{1}{1 - \frac{1}{f(q)} \left(1 - \frac{1}{\pi_{abd}^{\frac{k-1}{k}}} \right)} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (6)$$

其次,考虑传热对于毫米级微型向心涡轮效率的影响.由假设 2 可得绝热与考虑传热条件下对外做功量相同,结合图 1 得绝热条件下效率的表达式

$$\eta_{abd} = \frac{W}{\Delta h_{abd, is}} = \frac{W}{c_p T_A^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{abd}^{\frac{k-1}{k}}} \right)} \quad (7)$$

考虑传热时效率表达式为

$$\eta_{is} = \frac{W}{\Delta h_{is}} = \frac{W}{c_p T_A^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{is}^{\frac{k-1}{k}}} \right)} = f(q) \eta_{abd} \quad (8)$$

2 毫米级微型向心涡轮参数选择对气动性能的影响

根据上节的经验关联,即可分析级速比、反力度、气流角、轮径比、速度系数 φ 、传热量等参数对毫米级微型向心涡轮性能的影响.

2.1 速比及反力度对向心涡轮气动性能的影响

由速比定义可得

$$\pi^* = \left[\frac{1}{1 - \frac{u^2}{2c_p T^* u_1}} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (9)$$

图 2 为利用公式(9)所得的向心涡轮膨胀比随速比的变化曲线.因动叶进口切向速度可以直接反应动叶的转速,叶轮尺寸及轴承轴系等因素所以对于微型涡轮而言尤为重要.

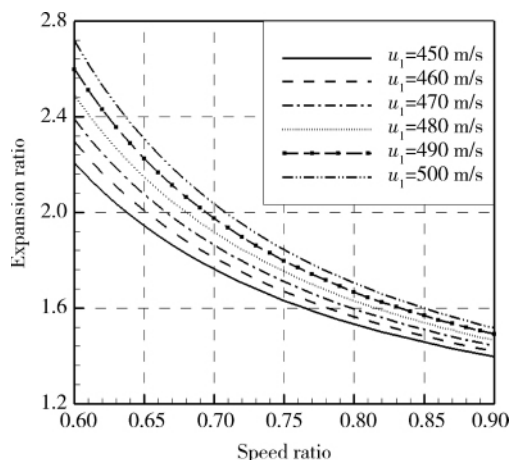


图 2 微型向心涡轮膨胀比随速比的变化曲线

Fig. 2 Variation of expansion ratio with speed ratio in micro radial turbine

从图 2 中可以看出,给定动叶进口切向速度,随着速比的增加涡轮的膨胀比下降,这是因动叶进口切向速度一定时速比的增加导致涡轮轮缘功的减小故膨胀比下降.给定速比随着动叶进口切向速度的增加膨胀比增加.对于微型向心涡轮由于受转速及叶轮直径的限制,当气动设计膨胀比要求较高时只能以降低效率为代价选取合适的速比^[16].

图 3 为利用公式(2)所得的轮周效率随速比、总反力度变化曲线.

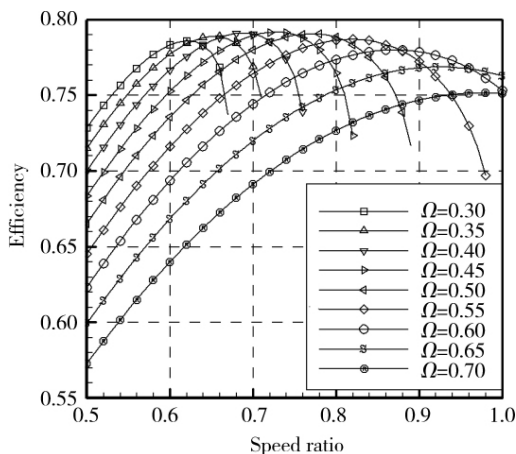


图 3 轮周效率随速比及总反力度变化关系曲线

Fig. 3 Variation of efficiency with speed ratio and reaction

由图 3 可以看出,最佳级速比的选择要与总反力度相匹配.不同 Ω 下最大效率所对应的 $\bar{u}_1$ 不同,当 Ω 较大时,轮周效率的最大值将在较大的 $\bar{u}_1$ 下出现,当 Ω 较大时意味着向心涡轮中在动叶的焓降较大,所以要求较大的 u_1 以满足要求.从上可以看出并不是所有向心涡轮的最佳级速比都为 0.7,单纯考虑级速比不会使效率达到最大值.同时当选用的速比增大到接近轮周效率最高值附近时,效率的变化相当微小.因此从提高效率的观点来看,选用过大的速比没有意义.

2.2 轮径比及出口相对气流角对向心涡轮气动性能的影响

图 4 为向心涡轮效率随 β_2 及轮径比的变化曲线.图 5 为动叶出口绝对 Ma 随 β_2 和轮径比的变化曲线.从图中可以看出给定轮径比时随着动叶出口相对气流角的减小,向心涡轮级效率增高同时动叶出口绝对 Ma 减小余速损失降低.随轮径比的增加效率减小较大同时出口绝对 Ma 增大余速损失增大,故对于向心涡轮通常轮径比最好不大于 0.6,大多处于 0.4 之 0.55 之间.对于微

型纯径向式向心涡轮由于受加功方法限制导致叶片只能采用等叶高气动设计,为满足流量要求及减小出口黏性损失,可以适当增大动叶的出口直径,轮径比取值范围可进一步加大.

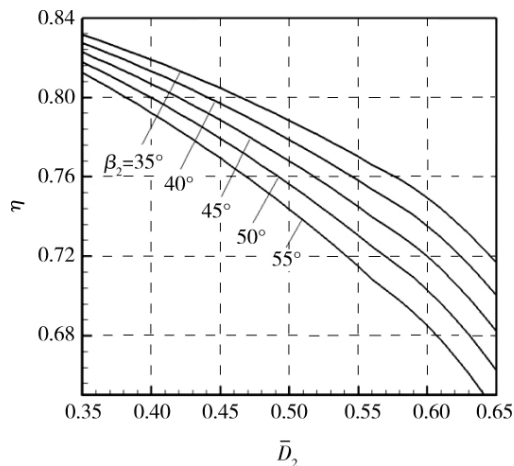


图 4 级效率随 β_2 及轮径比变化的变化曲线

Fig. 4 Variation of efficiency with β_2 and diameter ratio

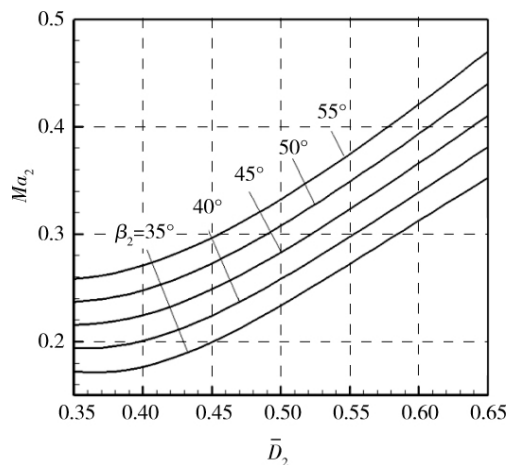


图 5 出口绝对 Ma 随 β_2 及轮径比的变化曲线

Fig. 5 Variation of absolute Mach number at outlet with β_2 and diameter ratio

2.3 动叶进口绝对气流角对向心涡轮气动性能的影响

图 6 为向心涡轮 β_1 随 α_1 的变化曲线.图 7 为向心涡轮效率随 α_1 变化曲线.一般动叶进口绝对气流角 α_1 常在 $14^\circ \sim 25^\circ$ 范围内取值,从图中可以看出在这个范围内 β_1 及涡轮效率变化较小.采用较小的 α_1 可以提高 η 值,但随 α_1 的减小会导致动叶进口相对气流角增大,从而使动叶进口攻角增加气流在动叶中的分离区加大;同时减小 α_1 会增加叶型尾迹损失,增加叶型的能量损失.在流量及动叶进口直径不变的情况下,减小 α_1 会增大叶片

的高度,而叶片过高会降低叶片的自振频率,导致叶片折断,所以 α_1 的取值不是越小越好。

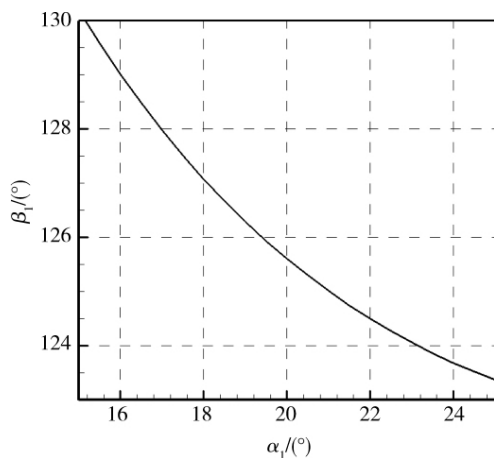


图 6 微型向心涡轮 β_1 随 α_1 变化曲线

Fig. 6 Variation of β_1 with α_1 in micro radial turbine

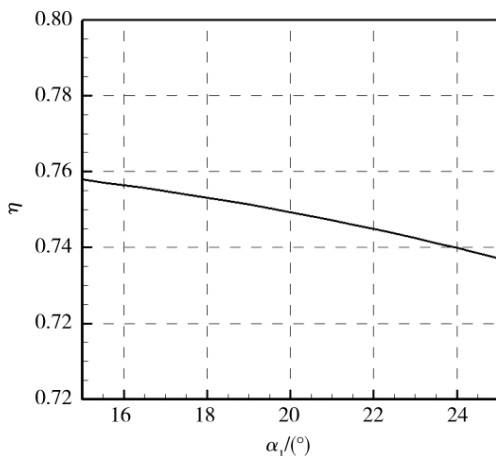


图 7 微型向心涡轮效率随 α_1 变化曲线

Fig. 7 Variation of efficiency with α_1 in micro radial turbine

2.4 动叶进口相对气流角对向心涡轮气动性能的影响

对于径向-轴流涡轮通常其动叶入口叶片角 β_{1b} 为 90° , 叶片角 β_{1b} 和相对气流角 β_1 的差值即为动叶进口的攻角。动叶在较小的攻角时将强化逆向涡的强度,使压力面上的速度进一步减小,叶片载荷增加,进口的流动条件获得改善,故比较成功的气动设计应让向心涡轮在较小的攻角下工作,为满足上述要求通常其动叶进口相对气流角 $\beta_1 = 80^\circ \sim 110^\circ$ 。图 8 为指定 β_1 下效率随速比及总反力度变化关系曲线。从图中可以看出在满足动叶进口攻角的条件下径向-轴流涡轮级速比的取值范围在 0.64~0.72 之间。当 β_1 的取值超过以上范围时,由于纯径向向心涡轮的进口叶片角变化范

围较广,为满足进口攻角的要求,可以考虑使用纯径向式叶轮^[14]。

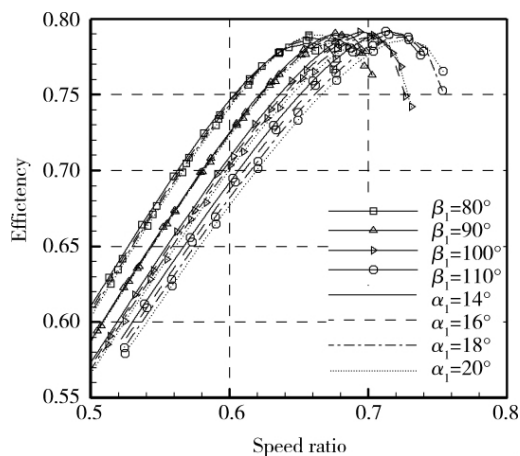


图 8 指定 β_1 下效率随速比及总反力度变化关系曲线

Fig. 8 Variation of efficiency with speed ratio and reaction at constant β_1

2.5 效率与速比、总反力度等参数的相互影响规律

图 9 给出了在相同效率下总反力度和速比变化的关系图。通常在涡轮设计中希望其效率不低于某一值,即在选择设计方案时必须保证 $\eta \geq \eta_{\min}$, 利用上图设计者可以很快的按照给出的 $\bar{u}_1$, Ω 和 α_1 估计出所选方案的效率。从图上可以看出为了获得某一指定的轮周效率存在着许多的设计方案,其中最好的方案是在总反力度许用范围内其值最小的方案,以使动叶进口气流的温度、压力、密度下降,改善叶轮的受力情况,同时减小动叶顶部的漏气量及轮盘的摩擦鼓风损失。

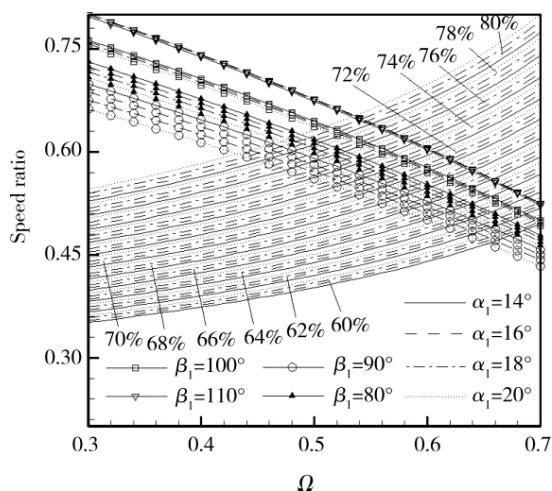


图 9 微型向心涡轮级效率随总反力度和级速比变化的关系曲线

Fig. 9 Variation of efficiency with reaction and speed ratio in micro radial turbine

2.6 传热对微型向心涡轮性能的影响

图 10 给出了不同传热量下微型向心涡轮膨胀比随传热量的变化. 从图中可以看出考虑传热时随着传热量的增加其膨胀比变大, 这是由于考虑传热时气流用于做功的能量减少, 做功能力下降, 为保证相同的做功能力故膨胀比增加. 图 11 给出了不同传热量下涡轮效率随传热量的变化关系, 从图中可以看出随着传热量的增加涡轮效率明显下降. 这是因为传热导致一部分的能量损失, 随着传热量的增大涡轮的做功能力下降, 为保证相同的做功量涡轮的绝热等熵功增加效率下降.

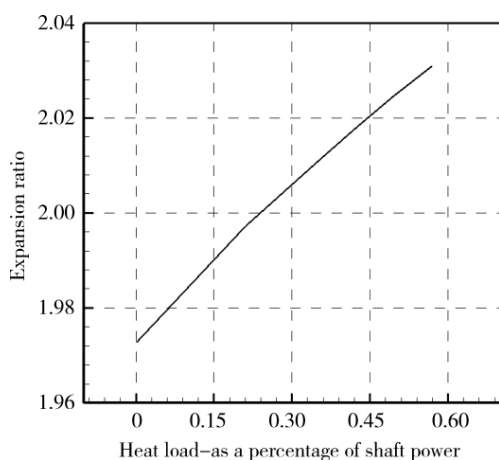


图 10 毫米级微型向心涡轮膨胀比随传热量的变化

Fig. 10 Variation of expansion ratio with heat load in micro radial turbine

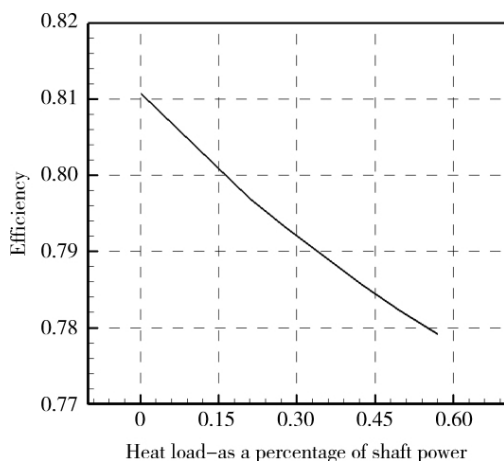


图 11 毫米级微型向心涡轮效率随传热量的变化

Fig. 11 Variation of efficiency with heat load in micro radial turbine

综合以上分析, 速比及总反力度对微型向心涡轮的气动性能影响最大, 速比的取值直接影响微型向心涡轮的尺寸及转速, 同时最佳级速比的选择要与总反力度相匹配. 轮径比及出口相对气

流角共同影响微型向心涡轮动叶出口气动性能及效率. 动叶进口相对气流角直接影响向心涡轮动叶内的流动, 在满足攻角条件下可以给出相应速比的取值范围. 由于绝热假设对于毫米级微型向心涡轮已不再适用, 所以在设计过程中必须考虑传热对涡轮性能的影响.

3 气动设计实例及数值模拟

3.1 微型向心涡轮的气动热力方案

为了验证上述各参数选取的合理性, 本文依据某微型航空发动机对向心涡轮的要求进行了设计参数的选择, 并进行了气动方案设计和数值模拟验证.

该微型航空发动机设计状态下推力为 0.399 N, 耗油率为 0.24 kg/N · h, 燃油流量为 96.18 g/h. 其相应的毫米级微型向心涡轮设计状态下转速 1 200 000 r/min, 气动设计流量为 1.1 g/s, 总膨胀比为 1.97, 绝热效率为 0.75.

针对该设计要求, 首先根据第 2 节的分析进行了设计参数的选取, 表 1 给出分析所得到的叶轮几何尺寸和进出口气动参数. 并在此基础上进行了毫米级微型向心涡轮的气动设计 (如图 12).

表 1 微型向心涡轮主要几何尺寸

Table 1 The main geometrical parameter of radial turbine

部件参数	尺寸	部件参数	尺寸
导叶进口半径/mm	5.8	导叶出口半径	4.4
动叶进口半径/mm	3.93	出口罩壳半径/mm	2.11
出口轮毂半径/mm	1.88	导叶出口气流角/(°)	72
导叶叶高/mm	0.69	动叶进口叶高/mm	0.69
导叶叶片数	14	动叶叶片数	10
比转速	0.71	轮径比	0.507

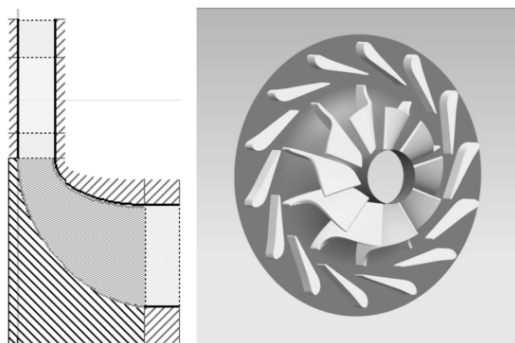


图 12 向心涡轮子午流道及三维造型图

Fig. 12 Schematic diagram of the radial turbine

3.2 数值模拟方法

采用 CFD 计算软件 ANSYS CFX 对毫米级微型向心涡轮进行数值模拟. 由结构化网格生成软件 AutoGrid5 分别对向心涡轮导叶及动叶生成网格. 在叶片端壁、前缘及尾缘等流动复杂区域, 对网格进行局部加密. 导叶及动叶均采用 H-O-H 型网格, 网格节点总数为 637 863, 其中导叶域网格节点数为 251 955, 动叶域网格总结点数为 385 908. 动叶叶片间隙为 0.02 mm, 间隙内径向布置 13 根网格线. 采用 shear stress transport (SST) 二方程湍流模型, gamma-theta model 转捩模型, 来流湍流度为 15%. 计算中进口给定来流总压、总温和气流角, 出口给定静压, 模型流动工质为可变比热燃气. 由于毫米级微型向心涡轮特征尺寸很小, 故应考虑壁面粗糙度对其性能的影响, 根据加工精度给定壁面表面粗糙度为 0.001 mm, 根据参考文献[15]轮毂近似为等温壁面, 故给定轮毂壁面温度为 700 K.

3.3 计算结果及分析

图 13、图 14 给出了涡轮在气动设计转速下流量特性和效率特性曲线, 其中黑框方点为气动设计工作点. 从图中可以看出在气动设计点涡轮还未完全处于堵塞状态, 流量随膨胀比呈单调性变化. 对于效率而言, 气动设计点效率处在最高效率点处, 随着膨胀比的变化涡轮效率变化较小, 说明该涡轮的非气动设计点气动性能相对较好, 满足涡轮能够在不同流量下能以较高效率可靠工作的要求.

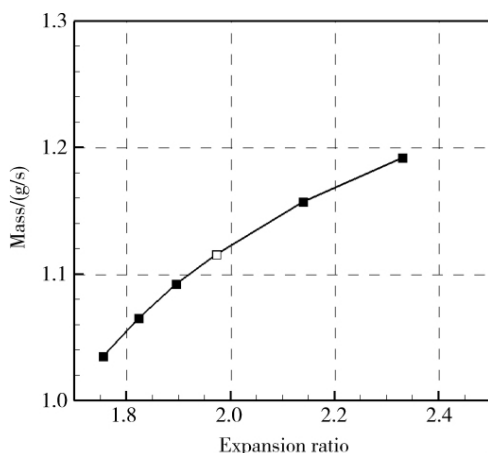


图 13 流量随膨胀比变化

Fig. 13 Variation of mass flow with expansion ratio

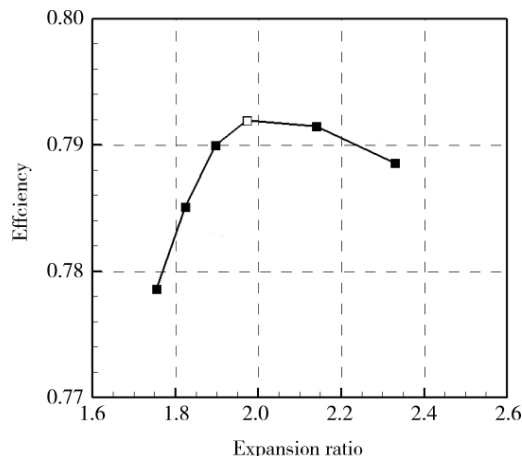


图 14 效率随膨胀比变化图

Fig. 14 Variation of efficiency with expansion ratio

对动叶出口参数进行质量加权周向平均, 得到动叶出口气动性能参数沿叶高分布. 图 15 分别给出了动叶出口绝对气流角、出口马赫数.

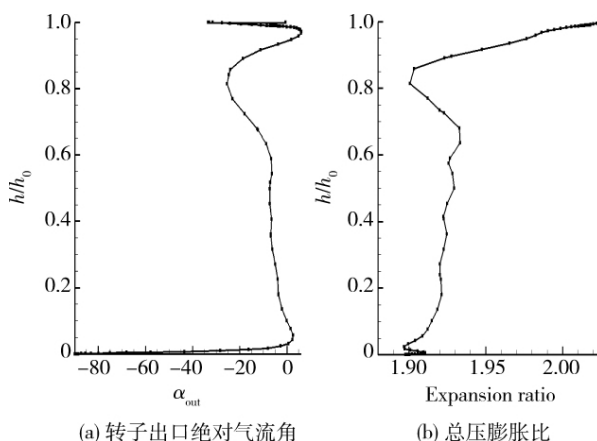


图 15 转子出口气动性能参数沿叶高的分布 (设计点)

Fig. 15 Distribution of performance for rotor exit (design point)

从图 15 中可以看出出口气流大部分都在偏离轴向 10° 以内, 只有在 65% 叶高以上偏离轴向较大, 表明动叶的出口构造角气动设计较合理, 可以满足出口气流角的要求. 动叶出口绝对 Ma 均在 0.35 以下, 分布比较均匀余速损失较小, 但在 85% 以上迅速降低, 这可能与间隙涡和通道涡的发展和演化有关.

图 16 给出了叶根、叶中和叶尖 S1 面上相对 Ma 分布. 从图上可以看出气流在叶片根部压力面前缘发生分离, 从叶根到叶尖在吸力面气流加速程度增加. 从叶尖回转面上相对 Ma 图 16(c) 可

以看出,受吸力面上逆压梯度及动叶间隙流动的共同影响,由马蹄涡转化而来的通道涡逐渐远离吸力面。

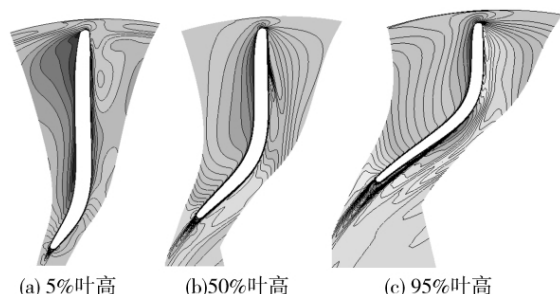


图 16 不同叶高相对 Ma 图分布

Fig. 16 Contour of Ma of rotor vane at different blade height

根据以上的分析可以看出这台毫米级微型向心涡轮基本满足气动设计气动性能指标,同时也说明第 2 部分中各参数对微型向心涡轮气动性能影响分析的合理性。

3.4 传热对微型涡轮气动性能的影响计算结果及分析

传热直接影响毫米级微型涡轮叶片叶栅通道内的流动特征从而影响毫米级微型涡轮的气动性能。为了解毫米级微型向心涡轮中传热对其气动性能的影响为后续优化提供理论依据,本文分析比较了涡轮气动性能随传热量的变化,同时比较分析了绝热和考虑传热时内部流动的变化。

3.4.1 数值计算方法和边界条件

计算中进口给定来流总压、总温和气流角,因主要考虑涡轮向压气机的传热问题,根据参考文献[17],给定导叶及动叶轮毂处不同的壁面温度,其它固壁均设为绝热壁面。在不同的壁面温度下通过改变背压保证涡轮对外做功量相同。

3.4.2 传热对微型向心涡轮气动性能的影响

图 17、图 18 给出了毫米级微型向心涡轮膨胀比、效率随传热量的变化,其中横坐标为不同轮毂温度下对应的传热量。图 18 中纵坐标为不同传热量下效率与绝热效率之差。从图中可以看出在保证对外做功量一定的前提下,考虑传热的影响后随着传热量的增加膨胀比增加,总对总效率明显降低。传热造成微型向心涡轮做功能力下降,效率降低。为保证其对外做功量保持一定故必须增加膨胀比。同时导叶出口气流速度减小使得动叶进口攻角增加,攻角损失增加效率降低。

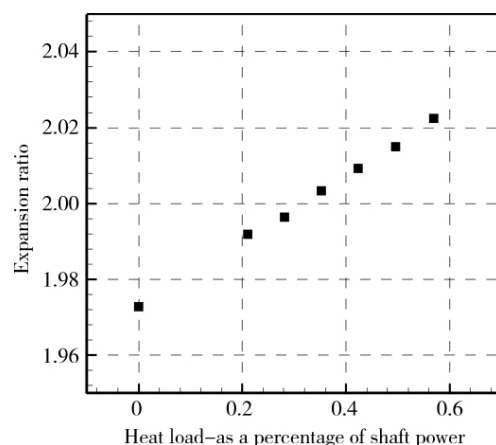


图 17 相同做功量下膨胀比随传热量变化曲线

Fig. 17 Variation of expansion ratio with heat load at constant shaft power

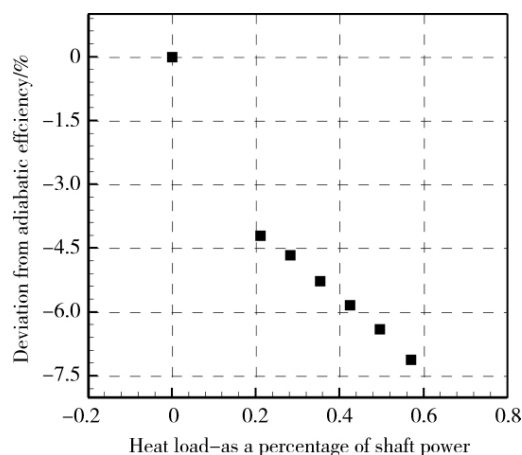
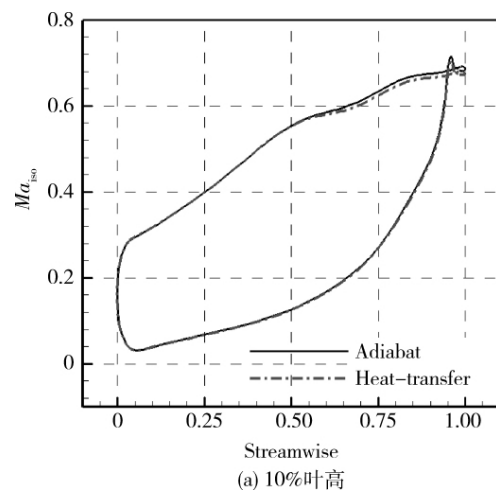


图 18 相同做功量下效率随传热量变化曲线

Fig. 18 Variation of efficiency with heat load at constant shaft power

图 19 分别给出了绝热和有壁面传热两种情况下导叶不同叶高处的等熵 Ma 分布图。从图上可以看出在绝热和考虑传热两种情况下导叶部分速度分布相似。



(a) 10%叶高

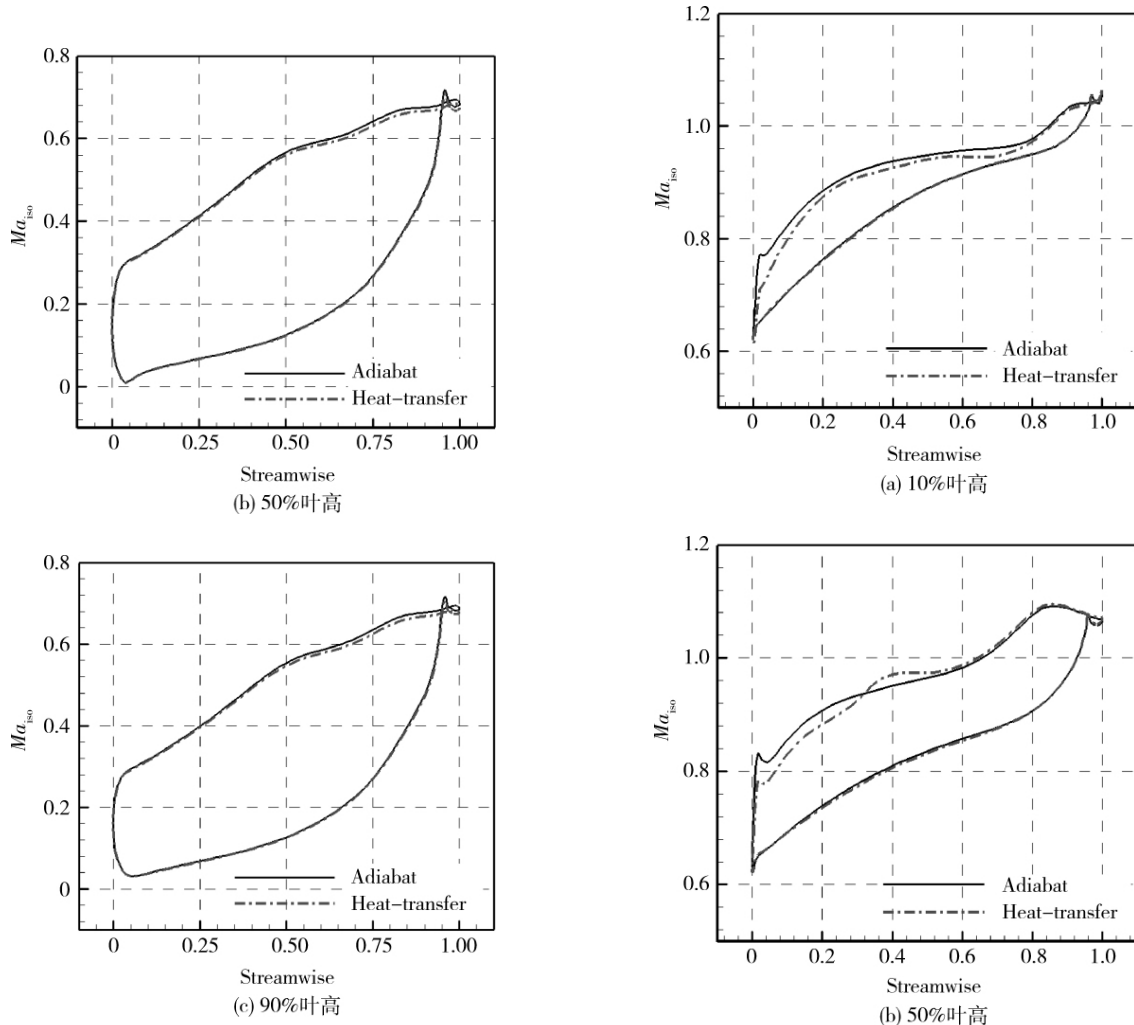


图19 绝热和壁面传热情况下导叶等熵
 Ma 数分布图

Fig. 19 Isentropic Ma of stator at adiabatic and non-adiabatic conditions

从流动速度的大小来看,在考虑传热的影响下,叶片通道内的最高速度较绝热情况下较小,这主要因壁面传热带走了燃气的部分能量,导致气流速度下降,同时由后面的分析可以看出这会导致动叶进口攻角的变化,带来攻角损失。

图20显示了绝热和有壁面传热两种情况下,动叶不同叶高处的等熵 Ma 分布图,从图上可以看出考虑传热后动叶表面的等熵 Ma 分布规律近似相同,动叶进口压力面等熵 Ma 近似相同,吸力面等熵 Ma 均减小,动叶进口处负荷下降,这主要是由于考虑传热后吸力面的静压有所升高导致。同时由于导叶出口绝对气流速度减小导致动叶进口处攻角增大,流动损失增加。传热对动叶进口处的影响较大,沿着流线方向逐步减小,遍及整个叶高。

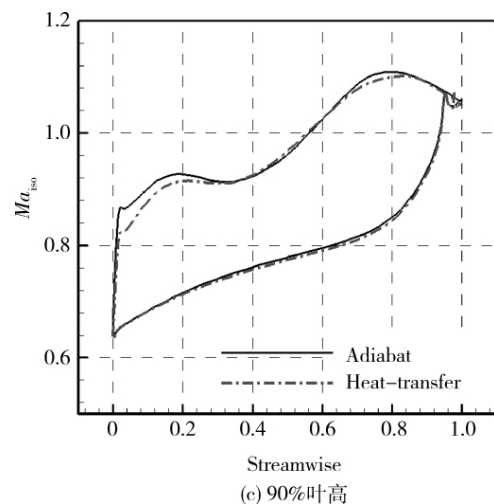


图20 绝热和壁面传热情况下动叶等熵
 Ma 数分布图

Fig. 20 Isentropic Ma of rotor at adiabatic and non-adiabatic conditions

4 小结

本文根据毫米级微型向心涡轮的特点,由经

验关联及理论分析探讨了气动设计过程中关键参数对微型向心涡轮气动性能的影响规律。同时探讨了不同传热量下涡轮气动性能的变化,给出传热对其气动性能的影响,得到了如下结论:

1) 由于毫米级微型向心涡轮三维效应及传热效应显著区别于常规向心涡轮,本文通过理论分析结合经验关联得到考虑传热情况下的经验模型,此模型可用于毫米级微型向心涡轮设计时参数的选取。

2) 分析得到了若干几何气动热力学参数对毫米级微型向心涡轮性能的影响规律:最佳级速比的选择要与总反力度相匹配;随动叶出口相对气流角 β_2 、轮径比 $\bar{D}_2$ 的增加,涡轮效率及气动性能明显下降;采用较小的 α_1 可以提高 η_{is} 值,但 α_1 的取值不是越小越好;随传热量增加涡轮效率明显下降,在保证对外做功量一定的前提下涡轮膨胀比增加,所以在设计过程中必须考虑传热的影响。

3) 给出了若干几何气动热力学参数对毫米级微型向心涡轮性能影响程度的大小。分析表明速比的取值直接影响微型向心涡轮的尺寸及转速,对微型向心涡轮的气动性能影响最大。出口相对气流角影响动叶出口流动情况,对微型向心涡轮气动性能的影响较小。随传热量增加毫米级微型向心涡轮气动性能明显下降,对毫米级微型涡轮的影响较大。

4) 通过毫米级微型向心涡轮的气动设计,利用数值模拟软件对其流动及设计转速下的气动性能曲线进行模拟,验证了上述参数选取的合理性,说明合理的参数选取是成功气动设计的保证。

参考文献:

- [1] Epstein A H. Millimeter-scale, MEMS gas turbine engines [R]. GT-2003-38866, 2003.
- [2] Epstein A H. Millimeter-scale, micro-electro-mechanical systems gas turbine engines[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(2): 205-226.
- [3] Gong Y, Sirakov B T, Epstein A H, et al. Aerothermodynamics of micro-turbomachinery[R]. GT2004-53877, 2004.
- [4] Fr chet te L G, Jacobson S A, Breuer K S, et al. Demonstration of microfabricated high-speed turbine supported on gas bearing[C]//Proceedings of Solid-State Sensor and Actuator Workshop 2000. Hilton Head Island, SC, 2000: 43-47.
- [5] Peirs J, Reynaerts D, Verplaetsen F. A microturbine for electric power generation[J]. Sensors and Actuators: Physical, 2004, 113(1): 86-93.
- [6] Peirs J, Reynaerts D, Verplaetsen F, et al. Development of a micro gas turbine for electric power generation[C]//Proceedings of Micro Mechanics Europe Workshop 2003. Delft, Eurosensors turbine extended, 2003: 215-218.
- [7] Isomura K, Tanaka S, Togo S, et al. Development of micro-machine gas turbines at tohoku university[C]//Proceedings of Educational Notes RTO-EN-AVT-131 2005. Neuilly-sur-Seine, France; RTO, 2005; 10. 1-10. 34.
- [8] Isomura K, Murayama M, Teramoto S, et al. Experimental verification of the feasibility of a 100W class micro-scale gas turbine at impeller diameter 10 mm[C]//Proceedings of the Fifth International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications. Tokyo: Power MEMS, 2005: 25-28.
- [9] Matsuura K, Kato C, Yoshiki H, et al. Prototyping of small-sized two-dimensional radial turbines[C]//Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003. Tokyo: GTSJ, 2003: 1-7.
- [10] 温泉, 梁德旺. 厘米级向心涡轮的三维流动特性分析[J]. 推进技术, 2004, 25(4): 329-332.
WEN Quan, LIANG Dewang. Flow behavior analysis in a radial inflow turbine for very small aero-engines[J]. Journal of propulsion Technology, 2004, 25(4): 329-332. (in Chinese)
- [11] FU Lei, SHI Yan, DEN Qinghua, et al. Aerodynamic design and numerical investigation on overall performance of a microradial turbine with millimeter-scale[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(3): 032301(9 pages).
- [12] Dambach R, Hodson H P. Tip leakage flow: a comparison between small axial and radial[M]//Moore M J. Micro Turbine Generators. London, UK: Professional Engineering Publishing, 2000, 97-108.
- [13] 冯涛, 周颖, 邹正平. 向心涡轮内部流动数值模拟分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(3): 448-454.
FENG Tao, ZHOU Ying, ZOU Zheng ping, et al. Numerical Simulation of the flow inside radial inflow turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 448-454. (in Chinese)
- [14] 李燕生, 陆桂林. 向心涡轮与离心压气机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [15] 龚建波, 林峰, 徐纲, 等. 非绝热小燃机热力学模型分析[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(10): 1643-1647.
GONG Jianbo, LIN Feng, Xu Gang, et al. Analyse of a thermodynamic model of a non-adiabatic small gas turbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(10): 1643-1647. (in Chinese)
- [16] Mehra A. Computational investigation and design of low reynolds number micro-turbomachinery [D]. Massachusetts; Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- [17] Verstraete T, Alsalihi Z, Van den Braembussche R A. Numerical study of the heat transfer in micro gas turbines [J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 835-841.