

文章编号: 1000-8055(2010)04-0897-05

# 考虑热传导的微型离心压气机设计与数值分析

沈煜欣<sup>1,2</sup>, 刘建军<sup>2</sup>

(1. 中国科学院 研究生院, 北京 100190;

2. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190)

**摘 要:** 为厘米级微型燃气轮机设计了一台直径为 26 mm, 设计转速为 240 000 r/min, 设计流量为 30 g/s 的微型离心压气机, 并在壁面绝热条件和壁面等温传热两种条件下, 运用 CFX 软件进行了数值模拟. 结果表明, 在同样的轴输入功的情况下, 壁面等温传热条件下流量比绝热条件减小 7.53%, 总对总等熵效率降低约 18.1%, 总压比减小 21.7%. 在此基础上, 考虑热传导对微型离心压气机进行了改进设计, CFX 软件分析结果表明, 改进后的设计满足微型燃机总体设计要求.

**关 键 词:** 微型离心压气机; 数值模拟; 传热; 气热耦合; 气动设计

**中图分类号:** TK47

**文献标识码:** A

## Design and numerical simulation of the effect of heat transfer on the micro centrifugal compressor performance

SHEN Yu-xin<sup>1,2</sup>, LIU Jian-jun<sup>2</sup>

(1. Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

**Abstract:** A micro centrifugal compressor was designed for centimeter-scale micro turbomachinery, which has a diameter of 26 mm, designed rotate speed of 240 000 r/min, and designed mass flow rate of 30 g/s. Three-dimensional numerical simulations under adiabatic and isothermal conditions of solid wall were performed by using the commercial CFD (computational fluid dynamics) software CFX. The results show that, as compared with adiabatic condition, the mass flow rate at the isothermal condition decreases 7.53%, total to total isentropic efficiency decreases about 18.1%, total pressure rate decreases 21.7% at the same shaft work input. Taking the effect of heat transfer into account, the micro centrifugal-flow compressor was redesigned. CFX simulation results show that the improved design satisfies the design requirement of the micro turbomachinery.

**Key words:** micro centrifugal compressor; numerical simulation; heat transfer; aero-thermal coupling; aerodynamic design

微能源系统是多年前由美国学者首先提出的<sup>[1]</sup>, 其概念是将一个完整的发电装置集成到一个毫升级的体积内, 外形尺寸为厘米级, 关键部件的特征尺寸在毫米级<sup>[2]</sup>. 微能源系统由于具有能量密度高、供能时间长、体积小等优点, 有望作为

未来单兵作战系统、微型飞行器、便携电子设备等的能源源<sup>[3]</sup>, 因此备受世界各国重视. 自从 1997 年 MIT (Massachusetts Institute of Technology) 首次提出基于 MEMS (micro-electro-mechanical system) 技术的微型燃气轮机的设想<sup>[4]</sup>, 有关超微

收稿日期: 2009-03-20; 修订日期: 2009-06-17

作者简介: 沈煜欣(1979-), 男, 浙江海宁人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学方面的研究.

燃气轮机的研究迅速在国外各个大学和科研机构展开. 斯坦福大学机械工程系的 Johnston, Kang, Arima 等<sup>[5]</sup>设计制造了一微型离心高速压气机, 其直径为 12 mm, 设计转速 800 000 r/min, 并对其气动性能进行了实验, 这种压气机可用在拳头大小的微型燃气发电装置上. 俄罗斯中央航空发动机研究所的 Gaydamaka, Efimov 等<sup>[6]</sup>设计并用计算流体动力学(CFD)技术研究了单级微型压气机和透平的气动性能. 压气机的设计转速是 210 000 r/min, 总压比为 3.0. 国内关于厘米级微型压气机的研究较少, 如南航的梁德旺教授等<sup>[7]</sup>发表过相关文献.

本文厘米级微型压气机采用离心式结构, 鉴于结构和加工方面的原因, 离心压气机叶片采用直叶片. 本文首先根据微型燃气轮机向心透平的工作参数, 进行压气机零维设计<sup>[8-9]</sup>. 随着尺寸的缩小, 面积与体积比增大, 单位面积的换热量增加, 壁面换热影响不可忽略, 考虑到微型燃气轮机压气机和透平背靠背的布置结构, 壁面对压气机内工质加热. 对于普通的合金材料, Biot 数小于 0.01, 因此壁面温度近似均匀<sup>[10]</sup>. 然后运用计算流体动力学软件 CFX 在级环境下分别在绝热和等温壁面的情况下进行了数值模拟和分析; 最后在此基础上考虑等温壁面传热的影响对压气机进行了改进设计和分析.

1 微型压气机气动设计

本文根据压气机原理, 考虑微型离心压气机的设计要点, 进行了气动设计. 微型压气机尺寸为厘米级, 由于压气机采用离心式结构, 为了保证动叶进口的通流面积, 动叶前缘半径应设计的小些. 基于速度三角形的动静叶匹配, 设计动叶出口气流角和静叶进口气流角. 动、静叶之间应留有一定的距离, 但较大的距离会增加摩擦损失. 根据微型向心透平的工作要求<sup>[11]</sup>, 并考虑热传导对微型离心压气机工作性能的影响, 微型离心压气机的设计留有一定的裕度. 运用 CFX 进行了数值模拟后, 再修改留出的设计裕度值. 由于叶轮两叶片间的流道中, 气流是不均匀的, 如果静叶叶片数多于叶轮叶片数, 那么就有可能在叶片扩压器的某一流道中接受的是高速部分气流, 而在相邻的另一流道中接受的是低速部分气流, 这样对扩压器来说, 整个通道接受的是速度、能量大小均不相同的气流, 使扩压器的稳定工作范围缩小. 因此设计中静叶叶片数应小于动叶叶片数. 微型离心压气机

的原始设计几何形状如图 1, 改进设计后的几何形状如图 2. 原始和改进设计后的具体设计参数见表 1.

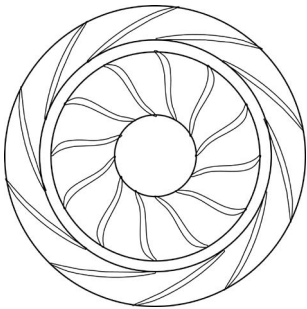


图 1 微型离心压气机的原始设计图  
Fig.1 Original design of micro centrifugal compressor

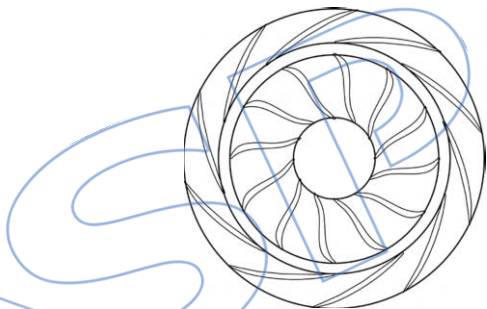


图 2 微型离心压气机的改进设计图  
Fig.2 Improved design of micro centrifugal compressor

表 1 微型离心压气机的设计参数  
Table 1 Design parameters of micro centrifugal compressor

| 参数           | 原始设计数值  | 改进设计数值  |
|--------------|---------|---------|
| 进口总压/ Pa     | 101 300 | 101 300 |
| 进口总温/ K      | 288.0   | 288.0   |
| 转速/ (r/ min) | 240 000 | 240 000 |
| 流量/ (g/ s)   | 30      | 30      |
| 动叶叶片数        | 12      | 12      |
| 静叶叶片数        | 10      | 10      |
| 动叶内径/ mm     | 7       | 7       |
| 动叶外径/ mm     | 18      | 19      |
| 静叶内径/ mm     | 20      | 21.5    |
| 静叶外径/ mm     | 26      | 27      |
| 动叶进口叶高/ mm   | 5.7     | 5.7     |
| 动叶出口叶高/ mm   | 2       | 2       |
| 静叶叶高/ mm     | 2       | 2       |

## 2 计算方法

### 2.1 考虑热传导对压气机性能影响的分析

图3是微型离心压气机的  $T$ - $S$  图.  $p_1$  为压气机进口的压力,  $p_3$  为绝热压缩的压气机的静叶出口压力,  $p_3'$  为非绝热压缩的压气机静叶出口压力.  $A$ - $B$  为绝热压缩过程,  $A$ - $D$  为非绝热压缩过程,  $C$ - $D$  等价于  $A$ - $D$  的非绝热压缩过程.

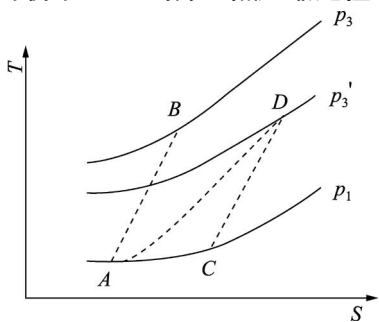


图3 微型离心压气机的  $T$ - $S$  图

Fig. 3  $T$ - $S$  plot of micro centrifugal compressor

为了便于分析,参考 Gong<sup>[12]</sup> 等做过的类似分析,做如下假设:

- 1) 假设空气被压缩前已经被加热;
- 2) 绝热和非绝热过程压缩单位质量的空气消耗的功相等;
- 3) 空气被加热后,压缩过程的等熵效率不变.

基于如上三条假设,本文推导了考虑热传导效应下的厘米级离心压气机的热分析模型.模型中  $c_p$  为比定压热容;  $T_{t1}$  为点  $A$  的进口总温;  $T_{t1}'$  为点  $C$  的进口总温;  $\pi_{adb}$  为绝热条件时静压比;  $\kappa$  为等熵指数;  $h_{inlet}^*$  为点  $A$  的进口总焓;  $q$  为单位质量的工质吸收的热量;  $\Delta T = T_{t1}' - T_{t1}$ .

由于绝热和非绝热过程压缩单位质量的空气消耗的功相等,那么有

$$c_p T_{t1} \left[ \pi_{adb}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{A \rightarrow B}} = c_p T_{t1} \left[ \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{C \rightarrow D}} \quad (1)$$

那么考虑热传导后,压比变为

$$\pi = \left[ \frac{c_p T_{t1}}{c_p T_{t1}} \left( \pi_{adb}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (2)$$

等式(2)也等价于等式(3)

$$\pi = \left[ \frac{T_{t1}}{T_{t1} + \Delta T} \left( \pi_{adb}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3)$$

$$\text{引入 } \Delta T, \text{ 那么 } \Delta T = \frac{q}{c_p} \quad (4)$$

$$\pi = \left[ \frac{h_{inlet}^*}{h_{inlet}^* + q} \left( \pi_{adb}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5)$$

根据理想气体状态方程,考虑热传导后,流量变为

$$m = m_{adb} \frac{h_{inlet}^*}{h_{inlet}^* + q} \quad (6)$$

考虑热传导后,压气机等熵效率为

$$\eta_{A \rightarrow D} = \frac{c_p \left( \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) T_{t1} m}{W} \quad (7)$$

等式(6)代入等式(7)

$$\eta_{A \rightarrow D} = \eta_{adb} \frac{h_{inlet}^*}{h_{inlet}^* + q} \quad (8)$$

上述推导结果与文献[9]中的一致.知道绝热压缩过程  $A$ - $B$  的压比、流量和效率,以及非绝热压缩过程  $A$ - $D$  的传热量  $q$  (或  $\Delta T$ ),根据以上公式即可得到非绝热压缩过程的压比、流量和效率.

### 2.2 计算方案简介

因为在热分析模型中,壁面传热引起了压比的变化,进而改变了效率、流量.因此设计过程从热传导引起压比的变化着手.具体的计算方案如下所述,详细的流程图见图4.

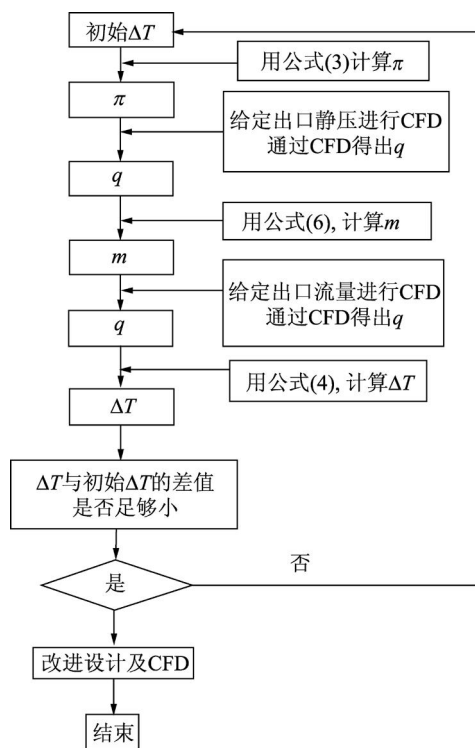


图4 考虑热传导的计算方案流程图

Fig. 4 Computation procedure taking the effect of heat transfer into account

- 1) 假设一个  $\Delta T$ , 用公式 (3) 计算得到出口静压. 在给定出口静压的条件下, 用 CFD 方法得到传热量  $q$ , 用公式 (6) 计算得到  $m$ .
- 2) 在给定出口流量条件下, 用 CFD 方法计算得到  $q$ , 用公式 (3) 计算得到  $\pi$ , 用公式 (4) 计算得到  $\Delta T$ . 用公式 (5) 计算得到出口静压.
- 3) 经过如上步骤后, 有了新的  $\Delta T$  和出口静压. 如此重复 1) 到 2) 计算过程. 直到步骤 1) 和 2) 的  $\Delta T$  相等. 由于时间因素, 本文做了 4 次 CFD 计算,  $\Delta T$  相差 0.21 K.
- 4) 根据计算的结果, 总结热传导对微型离心压气机工作性能的影响, 进行改进设计.
- 在本文的算例中, 设置等温壁面条件  $T_w = 500\text{ K}$ ,  $\Delta T$  大约为 25 K.

3 计算结果及分析

3.1 绝热条件下原始设计微型离心压气机计算结果分析

在绝热条件下动叶和静叶 50 % 叶高处的静压分布分别如图 5 和图 6 所示. 基于速度三角形及动静叶匹配, 使得动叶的形状成 S 形, 这不同于常规尺寸的压气机. 从图 5 可以看出, 在动叶流道内, 等压线的分布比较均匀. 也就是说, 压力的分布比较均匀. 由于压气机内流动是逆压梯度, 容易产生流动分离. 均匀的压缩可以减小压缩过程的分离损失. 为了减小压气机的尺寸, 本文还为压气机设计了叶片式扩压器. 从图 6 可以看出, 叶片式扩压器流道内的等压线分布比无叶扩压器部分分布均匀, 而且等压线分布更密, 这表明了叶片式扩压器有较好的扩压效果.

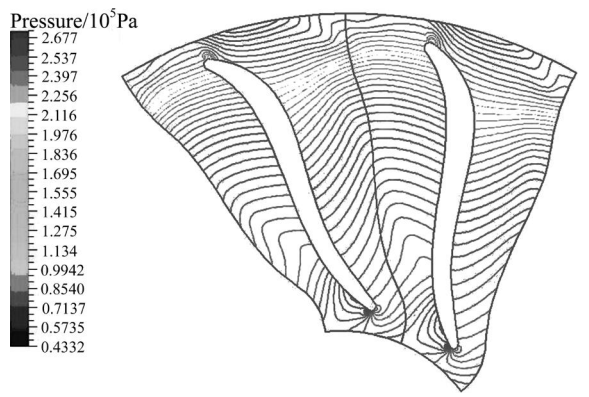


图 5 50 % 动叶叶高处等压线分布 (绝热)  
Fig. 5 Static pressure distribution of 50 % span of rotor (adiabatic)

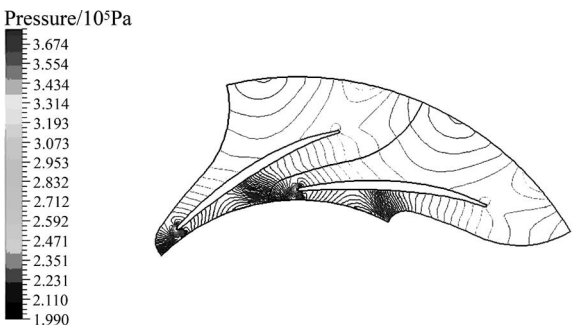


图 6 50 % 静叶叶高处等压线分布 (绝热)  
Fig. 6 Static pressure distribution of 50 % span of stator (adiabatic)

3.2 考虑热传导后原始设计微型离心压气机总参数的变化

运用 2.1 节的热力学分析模型以及 2.2 节的计算方案, 在等温壁面传热的条件 ( $T_w = 500\text{ K}$ ), 对原始设计的微型离心式压气机进行了 4 次 CFD 分析后的总参数如表 2 所示. 表 2 揭示了传热对微型离心式压气机性能的影响, 热模型对传热对微型压气机性能的影响做了量化, 这样让设计者设计时就能考虑传热的影响. 通过第 4 次 CFD 分析后, 我们发现压气机的总压比降 21.7 %, 流量减小 7.53 %, 总对总等熵效率降低 18.1 %. 由此可见传热对压气机的性能影响不可忽略.

表 2 热损失模型分析结果

Table 2 Analysis result of thermal loss model

| 参数                          | 绝热    | 非绝热   |       |       |       |
|-----------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                             |       | CFD1  | CFD2  | CFD3  | CFD4  |
| $\pi$                       | 3.70  | 3.10  | 3.21  | 3.23  | 3.15  |
| $\pi^*$                     | 3.78  | 2.93  | 3.06  | 3.13  | 2.96  |
| $m / (\text{g} / \text{s})$ | 30    | 32.70 | 27.46 | 23.69 | 27.74 |
| $\eta_t$                    | 0.762 | 0.643 | 0.703 | 0.643 | 0.624 |
| $\Delta T / \text{K}$       | 0     | 26.35 | 29.72 | 24.66 | 24.87 |

3.3 改进设计后微型离心式压气机计算结果分析

根据微型燃气轮机透平的工作要求, 离心压气机的总压比需要达到 3.4, 流量需要达到 30 g/s, 考虑热传导影响后, 压气机的工作性能降低, 不能达到透平的工作要求, 因此本文对微型离心压气机进行了改进设计. 改进后的压气机及其与原设计的对比如图 1 和图 2 以及表 1 所示. 在非绝热条件下动叶和静叶 50 % 叶高处的静压分布分别如图 7、图 8 所示.

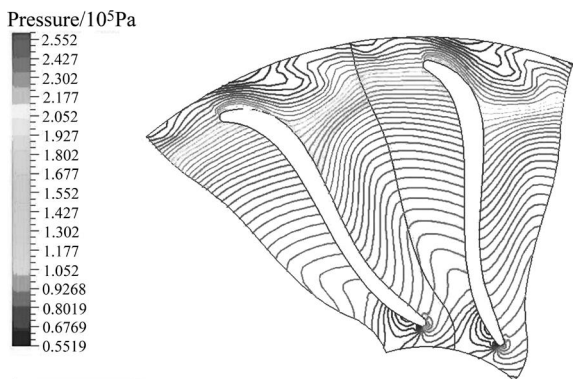


图 7 50 %动叶叶高处等压线分布(非绝热)

Fig. 7 Static pressure distribution of 50 % span of rotor (non-adiabatic)

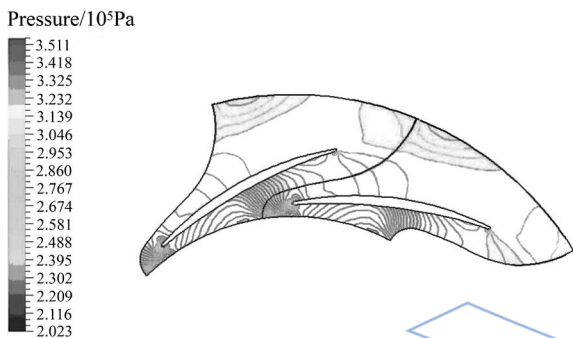


图 8 50 %静叶叶高处等压线分布(非绝热)

Fig. 8 Static pressure distribution of 50 % span of stator (non-adiabatic)

从图 7 和图 8 可以看出,叶栅流动内的压力分布比较均匀,均匀的压力分布能使压气机有较高的等熵效率.对比图 7 和图 5 可以发现,靠近动叶出口处,图 7 的等压线分布比图 5 更为稠密,这表明考虑热传导后,气体更难压缩. CFD 分析得出的总参数表明,经过改进设计后,总压比达到了 3.4,流量达到 30.31 g/s,等熵效率也有所提高,达到了 69.7 %.

## 4 结 论

1) 初步探讨了厘米级离心压气机的设计要点,并设计了较高效率的厘米级离心压气机.

2) 利用总体参数在热分析模型中的函数关系,提出了考虑热传导效应的 CFD 计算方案,以量化热传导对微型离心压气机总体性能的影响.计算及模型分析结果表明,在  $T_w = 500$  K 的等温壁面条件下,压气机的总压比、流量、等熵效率与

绝热条件下相比均有明显降低,由此可见热传导对压气机的性能影响不可忽略.

3) 根据三维 CFD 分析,对原始微型离心式压气机进行了改进设计,在  $T_w = 500$  K 的等温壁面条件下进行的 CFD 计算分析表明,改进设计不仅满足微型向心透平的工作要求,而且总对总等熵效率也有所提高.

## 参考文献:

- [1] Singer R. MEMS for soldier systems an overview soldier system technology[R]. Base Executive Steering Committee, 1998.
- [2] Singer R, Kato J C. MEMS transition into DOD systems [R]. DARPA PI Meeting, 2000.
- [3] Nowak R J. DARPA Advanced energy technologies [R]. DARPA Tech., 2000.
- [4] Epstein A H, Senturia S D, Anathasuresh G, et al. Power MEMS and microengines [C] // 1997 International Conference on Solid State Sensors and Actuators. Chicago, IL: IEEE, 1997, 2: 16-19.
- [5] Johnston J P, Kang S, Arima T, et al. Performance on a micro-scale radial-flow compressor impeller made of silicon nitride [C] // Proceedings of the International Gas Turbine Congress. Tokyo: GTSJ, 2003.
- [6] Gaydamaka I V, Efimov A V, Ivanov M J, et al. Some aerodynamics performances of small size compressor and turbine stages [C] // Proceedings of the International Gas Turbine Congress. Tokyo: GTSJ, 2003.
- [7] 梁德旺, 黄国平. 厘米级微型涡轮喷气发动机主要研究进展 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(2): 9-13. LIANG Dewang, HUANG Guoping. Main research progress of centimeter-scale micro turbomachinery [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(2): 9-13. (in Chinese)
- [8] Matsuo E. Characteristics of radial turbine and its application to aerodynamic design [D]. Tokyo: The University of Tokyo, 2003. (in Japanese)
- [9] Tanaka S, Isomura K, Sato K F, et al. Design and fabrication challenges for micro machined gas turbine generators [C] // Proceedings of 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-9. Honolulu, HI, USA: [s. n.], 2002.
- [10] Ribaud Y. Internal heat mixing and external heat losses in an ultra micro turbine [C] // Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003. Tokyo: GTSJ, 2003.
- [11] Rodgers C. The characteristics of radial turbines for small gas turbines [R]. ASME Paper GT2003-38026, 2003.
- [12] Gong Y, Sirakov B T, Epstein A H. Aerothermodynamics of micro-turbomachinery [R]. ASME Paper GT2004-53877, 2004.