

文章编号:1000-8055(2012)07-1493-10

小型向心透平一维和三维设计分析

奚 忠^{1,2}, 付经伦², 刘建军², 张晓东^{1,2}

(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: 在分析各种因素对向心透平速比和反动度限制的基础上,给出了一种比较合理的速比和反动度的选择方法,并用 C 语言编写了小型燃气透平一维热力计算程序 OCC(one-dimensional computer code),来进行向心透平的热力计算.通过与已发表文献中的一维热力计算程序 OFC(one-dimensional computer FORTRAN code)结果进行比较,发现两者结果基本一致,且 OCC 设计总对静效率要高于 OFC 的设计效率.为了对一维程序计算结果与三维 CFD(computational fluid dynamics)数值模拟进行比较,选取已发表文献中 600 kW 燃气轮机作为分析实例,用编写的一维热力设计程序对 600 kW 燃气轮机向心透平导叶和动叶进行了设计.一维程序计算结果与三维 CFD 数值模拟结果比较发现,两者的偏差小于 10%.综上所述,使用的设计方法以及一维热力设计程序对于小型向心透平的初步设计是适用的.

关 键 词: 向心透平; 数值模拟; 热力计算; 初步设计; 速比

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

One and three-dimensional designs and analyses of small radial turbines

XI Zhong^{1,2}, FU Jing-lun², LIU Jian-jun², ZHANG Xiao-dong^{1,2}

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

2. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Science, Beijing 100190, China)

Abstract: A reasonable method of choosing speed ratio and degree of reaction for small radial turbines was described, and a one-dimensional design code OCC (one-dimensional computer code) was programmed by analyzing all kinds of restriction factors on the speed ratio and degree of reaction. The code OCC was used for the design of nozzle and rotor blade of a 600 kW simple cycle gas turbine taken from the literature. The OCC results were compared with the results of the design and analysis code OFC (one-dimensional computer FORTRAN code) in the literature. The results were in agreement, and the total static isentropic efficiency of the radial turbine designed by OCC was larger than that designed by OFC. The comparison between the CFD (computational fluid dynamics) simulation resulted that and the OCC results for the radial turbine shows the discrepancies were lower than 10%. In conclusion, the present design method and the one-dimensional design program are appropriate to the preliminary design of micro radial turbines.

Key words: radial turbine; numerical simulation; thermodynamic calculation; preliminary design; speed ratio

收稿日期: 2011-09-05

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120801.1438.201207.1493_008.html

基金项目: 青年科学基金(50906082)

作者简介: 奚忠(1986—),男,陕西渭南人,硕士生,主要从事叶轮机械气动热力学研究.

由于小型燃气轮机可以用在军用车辆的辅助电站,分布式发电,冷热电联供,车辆混合动力装置等领域,所以应用前景非常广泛.文献[1-5]对小型燃气轮机都进行了研究.向心透平作为小型燃气轮机的做功部件,其性能的优劣对小型燃气轮机性能的影响至关重要.所以设计一款性能良好的小型燃气轮机向心透平至关重要.

在小型燃气轮机向心透平叶型造型和流场分析之前,都要进行向心透平的初步设计.为了节省时间并快速的进行向心透平初始设计,需要编写一维热力设计计算程序.从已经发表的文献和资料中我们可以看出,国内很少有文献对一维热力设计作出详细的介绍,国外这方面的文献也比较少.其中文献[6]详细分析了向心透平初步设计中各种参数的重要性,并用 EES(engineering equation solver)开发了简单的工具来计算向心透平的初始设计参数.文献[7]详细介绍了向心透平损失模型,向心透平热力设计分析用的基本方程,以及进出口速度三角形的设计,并用 FORTRAN 语言编写了向心透平一维热力设计程序,最后通过一个实例验证了一维设计计算程序的适用性.文献[8]编写了向心透平一维热力计算程序,与大多程序不同的是,其程序中使用了无量纲参数,并用编写的一维热力计算程序对某 600 kW 燃气轮机向心透平的导向器和叶轮进行了初步设计,初步设计结果与 CFD(computational fluid dynamics)数值模拟结果比较发现两者基本一致.

根据文献[9]中所描述的,向心透平设计参数的选择分为比较法、解析法和筛选法.比较法具有一定的盲目性,解析法又具有一定的片面性,而筛选法克服了以上两个缺点.所以本文将用筛选法进行参数的选择.本文在对文献[9]筛选法总结的基础上,用 C 语言编写了一维热力计算程序,本文简称为 OCC(one-dimensional computer code),并用 OCC 对文献[8]中 600 kW 燃气轮机向心透平的导向器和叶轮进行了一维设计,其一维热力计算结果与文献[8]中的一维计算结果基本一致.在 OCC 初步设计的基础上进行了 CFD 三维数值模拟,对比发现,一维设计与三维设计结果基本一致.

1 向心透平通流部分初步设计

1.1 向心透平速比和反动度选择

在热力计算之前首先要进行设计参数的选

择.在向心透平的设计参数中,向心透平的速比 χ_a 和反动度 Ω 是非常重要的两个参数.一般这两个参数都是靠经验选取,这样具有一定的盲目性,需要反复的选择和计算,花费很多的时间.本文对文献[9]中的筛选法进行了总结和改进,使得最后由一个二元方程组来求解 χ_a 和 Ω ,这样在编写程序时就非常的简单.一般来说,在选择 χ_a 和 Ω 的数值时,除了考虑轮周效率外同时还要考虑气动、结构等方面的要求.包括透平膨胀比和导叶出口马赫数对反动度的限制作用,冲角对速比的限制作用,相对速度比对速比的限制作用.下面分析中角度定义如图 1 所示,其中 C 为绝对速度, U 为圆周速度, W 为相对速度, α 为绝对气流角, β 为相对气流角.下标 0 代表导叶入口, 1 代表导叶出口, 2 代表叶轮进口, 3 代表叶轮出口.

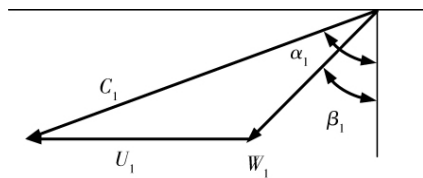


图 1 导叶出口速度三角形

Fig. 1 Velocity triangle at nozzle outlet

透平膨胀比和导叶出口马赫数对反动度的限制作用:一般在速比不变时,增大级的反动度将使余速损失增大和轮周效率下降.因此一般尽量使用较小的反动度,但反动度过小可能使导叶出口气流马赫数超过当地声速而使流动损失增大,所以一般应将导叶出口气流马赫数控制在一定范围.

冲角的限制作用:在向心透平中,冲角数值不应过大,否则在叶轮入口可能出现很大的冲击损失,甚至可能产生脱流.实验表明:在径向直叶片的向心透平中,一般应将冲角控制在 $-10^\circ \sim +5^\circ$.

相对速度比的限制作用:从理论上讲,在向心透平中,叶轮出口平均相对速度 W_3 不仅可能小于叶轮进口相对速度 W_2 ,甚至 W_3 可能为零. W_3 小于 W_2 的情况是应该防止的,否则叶轮流道中将出现扩压流动,使附面层增厚,流动损失增加,有时还会引起气流脱离.因此,为了防止出现扩压流动,在选择 Ω 和 χ_a 时就应当设法保证 W_3 不小于 W_2 [9].

在向心透平的速比与反动度图上,综合考虑各种要求后得到了图 2 中的阴影区域.图中的 $\chi_{a\max,\beta}$, $\chi_{a\min,\beta}$, $\chi_{a\max,\omega}$, $\Omega_{\min,\pi}$ 四条曲线可分别由式

(1)~式(4)确定. 其中 $\chi_{\max,\beta}$ 和 $\chi_{\min,\beta}$ 为冲角对速比的限制作用, $\chi_{\max,\omega}$ 为相对速度比对速比的限制作用, 下表 ω 代表相对速度比. $\Omega_{\min,\pi}$ 为透平膨胀比和导叶出口马赫数对反动度的限制作用. φ 为导叶速度系数, ψ 为动叶速度系数, $\overline{D}_3$ 为轮径比, 一般最大相对气流角 $\beta_{1,\max}$ 为 10° , 最小相对气流角 $\beta_{1,\min}$ 为 -20° . κ 为定熵指数, π 为透平膨胀比, $Ma_{\max}$ 为最大马赫数. 指数 m 由式(5)确定.

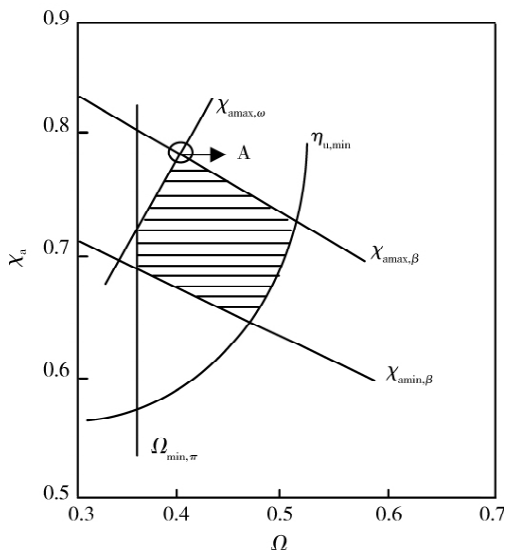


图 2 向心透平的速比反动度图

Fig. 2 Speed ratio and degree of reaction diagram of radial turbine

$$\chi_{\max,\beta} = \varphi \sin \alpha_1 \sqrt{1-\Omega} \left(1 - \frac{\cot \alpha_1}{\cot \beta_{1,\min}} \right) \quad (1)$$

$$\chi_{\min,\beta} = \varphi \sin \alpha_1 \sqrt{1-\Omega} \left(1 - \frac{\cot \alpha_1}{\cot \beta_{1,\max}} \right) \quad (2)$$

$$\chi_{\max,\beta} = \sqrt{\frac{\Omega}{\left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \cot^2 \alpha_1 + (1 - \overline{D}_3^2)}} \quad (3)$$

$$\Omega_{\min,\pi} = 1 - \frac{\kappa - 1}{\varphi^2 \left(1 - \frac{1}{\pi_1^m} \right) \left(\kappa - 1 + \frac{2}{Ma_{\max}^2} \right)} \quad (4)$$

$$m = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \quad (5)$$

由文献[9]可以知道, 一般向心透平的速比 χ_a 要满足式(6)、式(7), Ω 要满足式(8). 在选择 χ_a 和 Ω 时还要保证轮周效率 η_u 不低于某一个 $\eta_{u,\min}$, 这样在图 2 上, $\Omega_{\min,\pi}$, $\chi_{\max,\beta}$, $\chi_{\min,\beta}$, $\chi_{\max,\omega}$ 各线及等效率线一起形成了一个封闭的方案选择区, 即图 2 中的阴影区域. 一般来说 η_u 值越高, 其等值线越靠近 $\chi_{\max,\omega}$ [9], 从图中可以看出, 在封闭区域中轮周效率最大的点对应于 A 点, 即为

$\chi_{\max,\beta}$ 和 $\chi_{\max,\omega}$ 的交点, 本文中首先考虑获得最大轮周效率, 即把 A 点作为最初的选择方案来确定 χ_a 和 Ω . 即只要联立求解式(1)和式(3)即可. 然后根据需要在 A 点附近调整速比和反动度, 这样做可以避免盲目的选择速比和反动度.

$$\chi_a \leq \chi_{\max,\omega} \quad (6)$$

$$\chi_{\min,\beta} \leq \chi_a \leq \chi_{\max,\beta} \quad (7)$$

$$\Omega \geq \Omega_{\min,\pi} \quad (8)$$

1.2 向心透平热力计算

1.2.1 设计点输入参数

当向心透平的速比和反动度选择好以后, 就要进行向心透平的热力计算, 向心透平热力设计的目的, 主要是确定透平通流部分的几何尺寸, 各通流部件进、出口的气流参数. 其通流部分在子午面方向的几何形状如图 3 所示. 其中 r 代表半径, b 为宽度, r_{3s} 为轮缘半径, r_{3m} 为中间截面半径, r_{3h} 为轮毂半径.

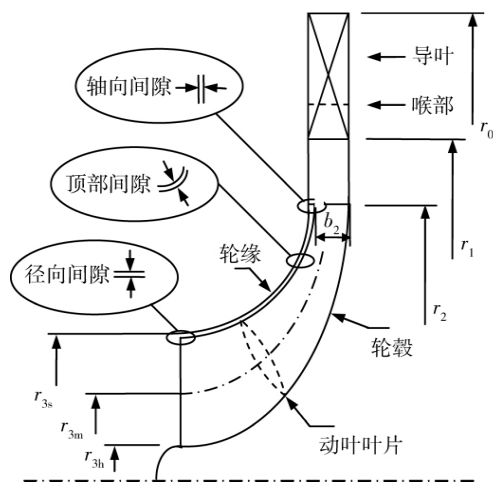


图 3 子午面方向结构图

Fig. 3 Strucure chart in meridional plane

为了对本文的一维设计程序 OCC 进行验证, 选取文献[8]中的一维热力设计程序 OFC (one-dimensional computer FORTRAN code) 与本文中的一维热力设计程序进行比较. 本文的一维热力设计程序与文献[8]中的一维热力设计程序在输入参数的数量以及计算方法都不同, 表 1 为两者输入参数的对比. 从表中可以看出, OFC 中给定了透平的总对总效率, 设计要求满足一定效率, 把效率作为设计输入参数; 而本文中把效率作为优化的目标, 程序在满足基本要求的同时对反动度和速比进行了优化. 相比 OFC 来讲, 本文的设计程序增加了对反动度和速比的优化. 同时本文

采用文献[8]中 600 kW 燃气轮机为计算实例,表 2 为其导叶和动叶在设计点的输入参数值.

表 1 设计工况输入参数比较

Table 1 Comparison of design point input parameters

参数	OFC ^[8]	OCC
质量流量		✓
透平入口总温	✓	✓
透平入口总压	✓	✓
总对静透平落压比	✓	✓
动叶总对静效率	✓	
导叶效率	✓	
动叶入口相对气流角	✓	
动叶出口相对气流角	✓	
动叶入口绝对气流角		✓
动叶出口轮毂轮缘直径比	✓	
导叶入口与动叶入口直径比	✓	✓
导叶展弦比	✓	
比热比	✓	✓
顶部间隙	✓	✓
相对速度比	✓	
动叶叶厚	✓	✓
导叶叶厚	✓	✓
气体常数		✓
转速		✓
导叶速度系数		✓
动叶速度系数		✓
动叶轮径比		✓
导叶叶片数		✓
动叶叶片数		✓

1.2.2 向心透平中的损失

向心透平设计中一个重要的部分是损失的计算. 本文中的损失模型主要包括向心透平通流损失余速损失、轮盘摩擦损失及间隙漏气损失.

通流损失包括导向装置中的相对损失和叶轮中的相对损失,这两部分损失主要由于流体黏性引起的. 导向装置中的相对损失 ζ_1 用式(9)计算,叶轮中的相对损失 ζ_2 用式(10)计算. 相对余速损失 ζ_{c_3} 用式(11)计算. 其中 W_3 为叶轮出口相对速度, C_3 为叶轮出口绝对速度, C_a 为假想膨胀速度,其可由式(12)计算. 其中 c_p 为比定压热容,

T_{00} 为导叶进口总温.

表 2 600 kW 燃气轮机径流透平导叶和动叶在设计点的输入参数

Table 2 Design point input parameters of radial turbine nozzle vane and rotor blade for a 600 kW gas turbine

参数	数值
质量流量/(kg/s)	4.5
转速/(r/min)	25 148
透平入口总温/K	1 123
透平入口总压/kPa	396
总对静透平落压比	3.96
动叶入口绝对气流角/(°)	76
导叶入口与动叶入口直径比	1.25
动叶轮径比	0.385
比热比	1.4
气体常数/(J · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	287
顶部间隙/mm	1
动叶叶厚/mm	1
导叶叶厚/mm	1

$$\zeta_1 = (1 - \Omega)(1 - \varphi^2) \tag{9}$$

$$\zeta_2 = \left(\frac{W_3}{C_a}\right)^2 \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) \tag{10}$$

$$\zeta_{c_3} = \left(\frac{C_3}{C_a}\right)^2 \tag{11}$$

$$C_a = \sqrt{2c_p T_{00} \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right)} \tag{12}$$

由于叶轮和机壳的间隙中充满着气体,叶轮在气体中高速旋转时,相互摩擦并产生涡流,从而消耗一部分功率,称为轮盘摩擦功率. 其可由式(13)计算所得. 其中 f 为轮盘摩擦因数,一般取 3~5, ρ 为密度, D 为直径, U 为圆周速度.

$$N_f = \frac{f\rho_2 D_2^2}{1.36} \left(\frac{U_2}{100}\right)^3 \tag{13}$$

由于叶顶间隙的存在,使部分气体没有在叶轮中做功,而且还影响叶顶处的气流流动,增加端部损失. 一般叶轮出口径向间隙要比进口轴向间隙大得多,可以认为间隙漏气损失主要决定于径向间隙^[10]. 其对效率的影响 η_Δ 可由式(14)决定. 其中 Δ_r 为径向间隙值, l_m 为叶片进出口平均叶高.

$$\eta_\Delta = 1 - 1.3 \frac{\Delta_r}{l_m} \tag{14}$$

1.2.3 控制方程

本程序初步对向心透平反动度和速比进行了优化选择,根据选择的反动度和速比,再由式(32)计算的等熵膨胀功,开始进行动叶进口速度三角形的计算,由于式(33)、式(34)直接与反动度和速比联系起来,所以式(33)、式(34)为动叶最重要的计算式,通过它们可以获得动叶进口的叶片速度和绝对速度。式(35)~式(37)描述了速度三角形的计算。式(38)、式(39)描述了动叶进口温度和压力关系。通过式(40)可以把动叶进口与动叶出口联系起来,式(41)~式(44)描写了动叶出口速度三角形,式(45)~式(47)可以求出动叶出口的热力参数。导叶中最重要的为式(16)和式(17),式(16)计算了导叶入口半径,通过导叶入口半径和式(17)可以计算导叶入口绝对速度,其他计算式描写了导叶速度三角形的计算及热力参数的计算。

1.2.4 导叶设计

气流在环状径向间隙中的运动轨迹可以近似的认为是一条对数螺线,也就是可以认为在间隙中气流的流动角为一常数不随半径变化,在动叶进口绝对速度略大于导叶出口,不过两者相差甚微,故一般近似认为气流诸参数在径向间隙内不发生任何变化^[11],即 $C_1 = C_2$ 。导叶入口气动模型可用式(16)~式(23)描述,导叶出口气动模型可用式(24)~式(31)描述。其中 G 为质量流量,下标 θ 代表圆周方向,下标 m 代表径向,下标 00 代表导叶进口总参数,下标 01 代表导叶出口总参数, p 为压力, T 为温度, R 为气体常数, Δr 为半径差。表 5 为 OCC 计算的导叶输出结果。其中落后角模型采用式(15),式中 α_b 为叶片角, δ_Δ 为落后角, n 为多变指数。

$$\frac{\sin(\alpha_b + \delta_\Delta)}{\sin \alpha_b} = \sqrt{\frac{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n+1}{n-1}}}{\frac{2}{n-1}(\pi^{\frac{2}{n}} - \pi^{\frac{n+1}{n}})}} \quad (15)$$

导叶入口气动模型如下:

$$r_0 = r_2 \left(\frac{r_0}{r_2} \right) \quad (16)$$

$$C_0 = \frac{G}{2\pi r_0 b_0 \rho_0 \cos \alpha_0} \quad (17)$$

$$C_{\theta 0} = C_0 \sin \alpha_0 \quad (18)$$

$$C_{m0} = C_0 \cos \alpha_0 \quad (19)$$

$$T_0 = T_{00} - \frac{C_0^2}{2c_p} \quad (20)$$

$$\frac{p_0}{p_{00}} = \left(\frac{T_0}{T_{00}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (21)$$

$$Ma_0 = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{T_{00}}{T_0} - 1 \right)} \quad (22)$$

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0} \quad (23)$$

导叶出口气动模型如下:

$$r_1 = r_2 + \Delta r \quad (24)$$

$$C_1 = C_2 \quad (25)$$

$$C_{\theta 1} = C_1 \sin \alpha_1 \quad (26)$$

$$C_{m1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad (27)$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2c_p} \quad (28)$$

$$\frac{p_1}{p_{01}} = \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (29)$$

$$Ma_1 = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{T_{01}}{T_1} - 1 \right)} \quad (30)$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (31)$$

表 5 导叶气动输出

Table 5 Nozzle vane aerothermodynamic outputs

参数	入口	出口
叶高/mm	30.88	30.88
半径/mm	269.99	224.99
叶厚/mm	1	1
叶片数	17	17
绝对气流角/(°)	52.8	76.50
静叶入口与动叶入口直径比	1.25	
静叶出口与动叶入口直径比		1.04
静叶入口叶高与动叶入口直径比	0.07	
静叶出口叶高与动叶入口直径比		0.07
静叶入口与静叶出口直径比	0.15	
总温/K	1123	1123
静温/K	1115.97	957.23
总压/kPa	396	373.33
静压/kPa	387.40	213.46
绝对速度/(m/s)	118.78	576.95

1.2.5 动叶设计

动叶设计一般为径向进气,轴向出气,本文中动叶出口绝对气流角设计为 90° 。动叶入口气动模型可用式(32)~式(39)描述,动叶出口气动模

型可用式(40)~式(47)描述. 其中 Δh_s^* 为等熵焓降, a_{03} 为声速, 下标 02 代表动叶进口总参数, 下标 03 代表动叶出口总参数. 表 6 为 OCC 计算的动叶的输出结果.

表 6 动叶气动输出
Table 6 Rotor blade aerothermodynamic outputs

参数	入口	出口
叶高/mm	30.91	97.32
半径/mm	215.99	轮缘 131.82 轮毂 34.50
轴向长度/mm	99.79	
叶厚/mm	1	1
叶片数		15
相对气流角/(°)	-3.68	轮缘 -62.36 轮毂 -26.55
绝对气流角/(°)	76.00	0
动叶出口轮缘与入口直径比	0.61	
动叶出口轮毂与入口直径比	0.16	
动叶出口轮毂与轮缘直径比		0.26
顶部间隙/mm	1	1
总温/K	1122.93	805.60
静温/K	957.31	789.47
总压/kPa	373.24	107.33
静压/kPa	213.52	100
绝对速度/(m/s)	576.95	181.82
圆周速度/(m/s)	568.80	轮缘 347.14 轮毂 90.85
相对速度/(m/s)	139.86	轮缘 391.87 轮毂 203.25

动叶入口气动模型如下:

$$\Delta h_s^* = c_p T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) \tag{32}$$

$$U_2 = \chi_a \sqrt{2\Delta h_s^*} \tag{33}$$

$$C_2 = \varphi \sqrt{2(1-\Omega)\Delta h_s^*} \tag{34}$$

$$C_{\theta 2} = C_2 \sin \alpha_2 \tag{35}$$

$$C_{m2} = C_2 \cos \alpha_2 \tag{36}$$

$$\frac{C_{\theta 2} - U_2}{W_2} = \sqrt{1 - \left(\frac{C_{m2}}{W_2}\right)^2} \tag{37}$$

$$\frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \frac{(\kappa-1)}{2} Ma_2^2 \tag{38}$$

$$\frac{p_{02}}{p_2} = \left(\frac{T_{02}}{T_2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{39}$$

动叶出口气动模型如下:

$$U_3 = \overline{D}_3 U_2 \tag{40}$$

$$W_3 = \frac{U_3}{\sin \beta_3} \tag{41}$$

$$C_3 = \frac{U_3}{\tan \beta_3} \tag{42}$$

$$C_{\theta 3} = C_3 \sin \alpha_3 \tag{43}$$

$$C_{m3} = C_3 \cos \alpha_3 \tag{44}$$

$$\frac{T_{03}}{T_3} = 1 + \frac{(\kappa-1)}{2} \left(\frac{C_3}{a_{03}}\right)^2 \tag{45}$$

$$\frac{p_{03}}{p_3} = \left(\frac{T_{03}}{T_3}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{46}$$

$$\frac{\rho_{03}}{\rho_3} = \left(\frac{T_3}{T_{03}}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \tag{47}$$

1.2.6 输出结果比较

表 7 和表 8 为 OCC 计算输出结果与 OFC 计算输出结果比较. 其中表 7 为导叶输出结果比较, 表 8 为动叶输出结果比较, 从比较中可以看出, 参数的偏差都控制在 10% 以内,

表 7 静叶输出比较

Table 7 Comparisons of nozzle vane outputs

参数	OFC	OCC	偏差/%
静叶入口			
直径/mm	556.96	539.98	-3.05
总温/K	1123	1123	0
总压/kPa	396	396	0
静温/K	1117.05	1115.97	-0.10
静压/kPa	388.70	387.40	-0.33
绝对流动角/(°)	54.59	52.8	-3.28
绝对速度/(m/s)	109.30	118.78	8.67
叶片数	17	17	0
静叶出口			
直径/mm	455.34	449.98	-1.17
总温/K	1123	1123	0
总压/kPa	374.31	373.33	-0.26
静温/K	981.95	957.23	-2.52
静压/kPa	234.00	213.46	-8.78
绝对流动角/(°)	77.97	76.5	-1.89
绝对速度/(m/s)	532.30	576.95	8.39

表 8 动叶输出比较
Table 8 Comparisons of rotor blade outputs

参数	OFC	OCC	偏差/％
动叶入口			
直径/mm	455.98	431.98	－5.26
总温/K	1123	1122.93	－0.01
总压/kPa	373.19	373.24	0.01
静温/K	975.45	957.31	－1.86
静压/kPa	227.94	213.52	－6.33
绝对流动角/(°)	77.50	76.00	－1.94
绝对速度/(m/s)	544.42	576.95	5.98
圆周速度/(m/s)	586.48	568.80	－3.01
相对速度/(m/s)	130.01	139.86	7.47
叶片数	15	15	0
动叶出口			
轮缘直径/mm	262.12	263.63	0.58
轮毂直径/mm	62.78	69.00	9.91
总温/K	812.66	805.60	0.87
总压/kPa	108.90	107.33	－1.44
静温/K	793.09	789.47	－0.46
静压/kPa	100	100	0
绝对流动角/(°)	0	0	0
绝对速度/(m/s)	200.68	181.82	－9.40
圆周速度/(m/s)	215.42	197.72	－8.21
相对流动角/(°)	－47.05	－47.40	－0.74
相对速度/(m/s)	294.41	284.63	－3.32

表 9 为 OFC,OCC 总体性能参数的比较.其中透平的总对总效率 η_{tt} 的计算用式(48).由于 OFC 中并没有说明损失模型,本文中的透平功率 P 对应于总对总效率的功率,其计算式为式(49).从表 9 中可以看出,本文中的一维设计效率比 OFC 设计效率要高 1.019%. 主要因为本文在进行向心透平初步设计时对反动度和速比进行了优选.为了说明损失模型对效率的影响不大,本文对反动度和速比不进行优选,采用 OFC 中的设计参数,损失模型采用 OCC 中的损失模型,计算结果如表 10,可以看出,本文中的损失模型与 OFC 中的损失模型对损失的预估基本差不多.从表 9 中还可以看出,OFC,OCC 的设计效率与 WDR100 设计效率差别不大,设计效率可以接受.其中

WDR100 效率转换为可以与本文对比的总对总效率.

$$\eta_{tt} = \frac{1 - \frac{T_{03}}{T_{01}}}{1 - \left(\frac{p_{03}}{p_{01}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}$$

(48)

$$P = \frac{G\eta_{tt}\Delta h_s^*}{1\,000}$$

(49)

表 9 总体性能参数对比
Table 9 Comparisons of overall performance

参数	WDR100 ^[12]	OFC	OCC
总落压比	3.80	3.96	3.96
净功率/kW	100	600	600
总对总效率	0.9022	0.8959	0.9078

表 10 不同损失模型参数对比
Table 10 Comparisons of overall performance
of different loss models

参数	OFC	OCC
质量流量/(kg/s)	4.5	4.5
总落压比	3.96	3.96
透平功率/kW	1477.82	1479.96
总对总效率	0.8959	0.8972

2 向心透平 CFD 数值模拟

前面我们用 OCC 设计程序确定了向心透平导叶和动叶的重要几何和气动参数. ANSYS BladeGen 为设计者提供了一个简单易用而又高效的设计环境. 本文选用 ANSYS BladeGen 进行导叶和动叶的三维造型. 图 4 为透平级子午面图. 图 5、图 6 为用 ANSYS BladeGen 生成的导叶和动叶的三维结构图. 图 7 为透平级的三维结构图.

三维造型确定后,把导叶和动叶的几何模型分别导入 ANSYS TurboGrid 进行网格划分. 本文中导叶采用 H/J/C/L-O-H/J/C/L 型网格拓扑,动叶采用 H-O-H 型网格拓扑结构. 在叶片近壁面,导叶前缘、尾缘,动叶前缘、尾缘网格采用局部加密. 叶片表面第一层网格的无量纲 y^+ 距离应控制在 1 以内,以保证第一个网格点处在黏性底层. 轮缘叶顶间隙在 ANSYS TurboGrid 设置. 进行网格无关性验证后,静叶通道部分网格数为 11.14 万,动叶通道部分网格数为 9.56 万. 图 8、图 9 为 ANSYS TurboGrid 生成的导叶和动叶的

三维网格图.

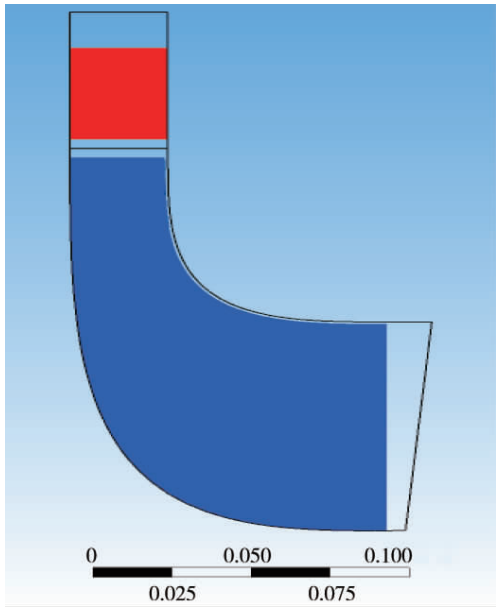


图 4 子午面方向几何形状图(单位:m)

Fig. 4 Geometry shape in meridional plane (unit:m)

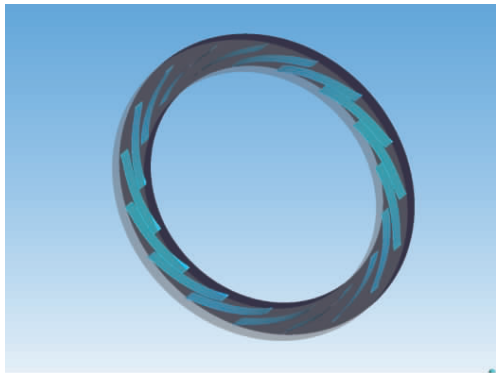


图 5 静叶三维结构

Fig. 5 Nozzle vane configuration

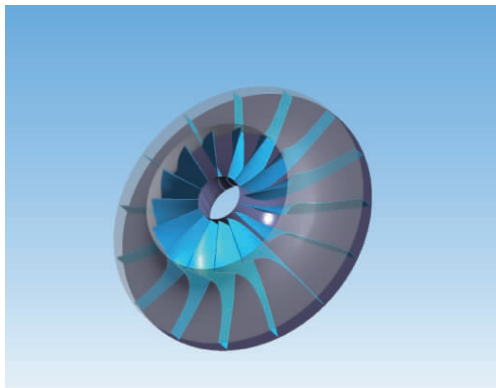


图 6 动叶三维结构

Fig. 6 Rotor blade configuration

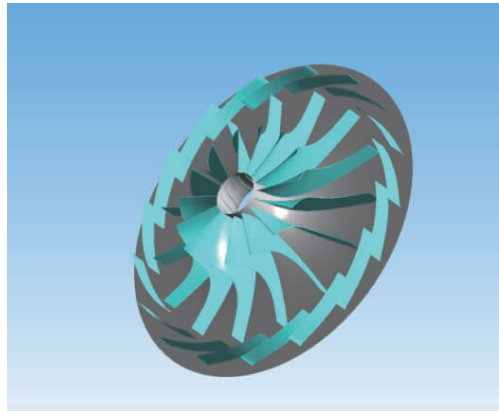


图 7 径流透平级三维结构

Fig. 7 Radial turbine stage configuration

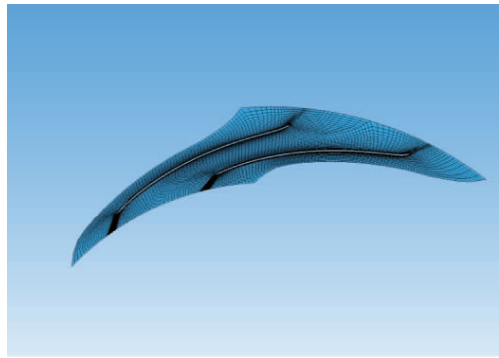


图 8 导叶网格图

Fig. 8 Computational mesh for nozzle vane

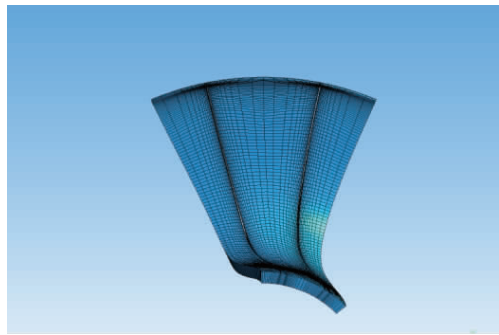


图 9 动叶网格图

Fig. 9 Computational mesh for rotor blade

本文 CFD 数值模拟采用 ANSYS CFX 12.0,通过比较 $k-\omega$ 和 SST(shear stress transport)模型,本文选择能够比较准确模拟带分离复杂流动的带转捩 SST 模型,近壁面采用无滑移固壁条件.进口给定总温、总压、流动方向、湍流度,出口给定静压.表 11 给出了导叶数值模拟结果比较.表 12 给出了动叶数值模拟结果比较.从比较结果中可以看出,最大的偏差不超过 10%.

表 11 导叶数值模拟结果比较
Table 11 Comparisons of nozzle vane results

参数	ANSYS CFX 12.0	OCC	偏差/％
质量流量/(kg/s)	4.61	4.50	2.44
静叶入口			
静压/kPa	392.63	387.40	1.35
总压/kPa	396.01	396	0.00
静温/K	1119.28	1115.97	0.30
总温/K	1123	1123	0.00
绝对气流角/(°)	−0.11	0	
静叶出口			
静压/kPa	210.09	213.46	−1.58
总压/kPa	369.68	373.33	−0.98
静温/K	949.72	957.23	−0.78
总温/K	1122.98	1123	0.00
绝对速度/(m/s)	574.68	576.95	−0.39
绝对气流角/(°)	75.80	76.5	−0.92

表 12 动叶数值模拟结果比较
Table 12 Comparisons of rotor blade results

参数	ANSYS CFX 12.0	OCC	偏差/％
转速/(r/min)	25148.72	25148.00	0.00
质量流量/(kg/s)	4.61	4.5	2.44
动叶入口			
静压/kPa	209.23	213.52	−2.01
总压/kPa	370.44	373.24	−0.75
静温/K	950.71	957.31	−0.69
总温/K	1123.21	1122.93	0.02
绝对马赫数	0.94	0.93	1.07
圆周速度/(m/s)	580.66	568.80	2.09
绝对速度/(m/s)	580.54	576.95	0.62
绝对气流角/(°)	76.08	76.00	0.11
相对速度/(m/s)	150.32	139.86	7.48
动叶出口			
静压/kPa	99.97	100	0.00
总压/kPa	111.73	107.33	4.10
静温/K	782.73	789.47	−0.85
总温/K	809.19	805.60	0.45
绝对马赫数	0.36	0.32	9.37
绝对气流角/(°)	14.67	0	
相对速度/(m/s)	290.06	284.63	1.91

表 13 为 ANSYS CFX 12.0,OCC 总体性能参数的比较.从总体参数对比可以发现,两者的落压比几乎没有差别,流量差了 0.11 kg/s,差别为 2.44%,可见差别也比较小.数值模拟的总对总效率比一维计算高了 1.3%.而两者计算效率都比 OFC 要高.从总对总效率看,本文无论从设计到数值模拟都比较好.

表 13 总体性能参数对比
Table 13 Comparisons of overall performance

参数	ANSYS CFX 12.0	OCC
质量流量/(kg/s)	4.61	4.50
总落压比	3.9601	3.9600
透平功率/kW	1518.89	1497.45
总对总效率	0.9208	0.9078

3 结 论

本文对文献[9]中的筛选法进行了归纳,并通过总结分析,提出了一种以最大效率为基础来选择速比和反动度的方法,并用 C 语言程序编写了一维热力计算程序.采用本文的方法和程序对文献[8]中 600 kW 燃气轮机向心透平的导向器和叶轮进行了一维设计,并对其进行了 CFD 三维数值模拟.主要结论如下:

- 1) 在向心透平方案选择时,通过做进一步的分析,本文把文献[9]中的筛选法简化为求解一个二元方程,应用方便;
- 2) 采用本文的一维热力设计方法和程序对 600 kW 燃气轮机向心透平导叶和动叶进行了设计,并与已发表文献中的一维热力计算结果进行了比较,发现本文中的一维热力计算结果与已发表文献中的一维热力计算结果差别基本都在 10% 以下,且本文设计的透平的总对总效率高于文献中的设计;
- 3) 根据本文的一维设计结果对径流透平进行了三维造型及三维 CFD 数值模拟,一维结果和三维 CFD 结果的比较发现,两者的最大偏差不超过 10%;
- 4) 本文中的一维热力计算方法和程序对于向心透平的初步设计和优化是非常实用的,它可以提供可靠的初步设计方案和性能预估.

参考文献:

[1] Onishi T,Bugruburu S,Derssornes O,et al. Numerical de-

- sign and study of a MEMS-based micro turbine[R]. ASME Paper GT2005-68168, 2005.
- [2] Rodgers C. The characteristics of radial turbines for small gas turbines[R]. ASME Paper GT2003-38026, 2003.
- [3] Watanabe N, Teramoto S, Nagashima T. Numerical analysis of 2.5 dimensional geometry turbine performance[C] // Proceedings of the International Gas Turbine Congress. Tokyo, Japan: IGTC, 2003: 5-8.
- [4] Ribaud Y. Internal heat mixing and external heat losses in an ultra micro turbine[C] // Proceedings of the International Gas Turbine Congress. Tokyo, Japan: IGTC, 2003: 1-4.
- [5] Bohn D. Conjugate flow and heat transfer investigation of a turbo charger Part I: numerical results[R]. ASME paper GT2003-38445, 2003.
- [6] Rossouw A. Determining the initial design parameters of a radial-inflow turbine[D]. USA: North-West University, 2006.
- [7] Glassman A J. Computer program for design analysis of radial-inflow turbines[R]. NASA TN D-8164, 1976.
- [8] Rubén A, Marco A R, Elkin I, et al. Radial inflow-turbine one and tridimensional design analysis of 600 kW simple cycle gas turbine engine[R]. ASME-Paper GT-2010-22951, 2010.
- [9] 舒士甄, 朱力, 柯玄龄, 等. 叶轮机械原理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1991.
- [10] Dambach R, Hodson H P, Huntsman I. An experimental study of tip clearance flow in a radial inflow turbine[R]. ASME Paper GT 1998-467, 1998.
- [11] 李燕生, 陆桂林. 向心透平与离心式压气机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [12] 桑振远. 100 kW 微型燃气轮机总体方案分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2006.
- SANG Zhenyuan. General analysis on project of 100 kW micro gas turbine[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2006. (in Chinese)