

# 微型冲动式部分进气涡轮机的流场特性及气动损失

蒋彬<sup>1</sup>, 罗凯<sup>1</sup>, 郑涛<sup>2</sup>

(1. 西北工业大学 航海学院 陕西 西安 710072; 2. 中国船舶重工集团公司第703研究所 黑龙江 哈尔滨 150078)

**摘要:** 为研究微型冲动式部分进气涡轮机的流场及气动损失特性进而为水下航行器微型涡轮机设计提供参考, 建立了2 kW级涡轮机的仿真模型并且通过与公开文献[2]实验结果进行对比验证了所建模型的可靠性, 通过改变叶顶间隙、喷管出口与动叶间的轴向间隙、喷管扩张角、部分进气度的大小以及轮盘结构, 研究了涡轮气动损失。结果表明: 微型涡轮具有尺度效应, 表现为喷管内声速点移至喉部下游, 工作叶片表面的压力变化较为一致; 随着上述几何参数的增大, 涡轮内效率受叶顶间隙的影响最为明显, 而轴向间隙的影响在一定范围内可以忽略, 部分进气度为0.35时内效率上升趋于平稳, 喷管扩张角为8°时的涡轮内效率高于6°和10°; 无叶顶间隙时, 除叶片之外的轮盘摩擦损失约为1%。

**关键词:** 微型冲动式涡轮机; 部分进气; 气动损失; 数值模拟; 内效率

中图分类号: TK472 文献标识码: A  
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.06.011

## 引言

微型部分进气冲动式涡轮机具有小尺度、低输出功率及高比功率等特点, 适用于低航速、远航程的水下航行器。由于水下航行器用涡轮机的耗气量低, 叶片短, 因此若采用航空涡轮的全周进气方式, 喷管尺寸势必会过小, 从而使喷管损失急剧增加。为改善涡轮机的工作质量, 就只能在一部分圆弧上安装喷管。此外, 冲动式涡轮机工作轮前后压差几乎为零, 这就使得短叶片涡轮机的漏气损失大为减少, 从而提高了涡轮机的经济性<sup>[1]</sup>。

文献[2]设计了用于带动发电机的纯冲动式部分进气微型涡轮并给出了相关的实验参数, 其轮盘直径约25 mm, 输出功率2 kW, 部分进气度为0.32, 转速435 kr/min。文献[3]运用数值模拟的手段分析了膨胀比为30的部分进气涡轮机, 发现动叶栅周期性的切割喷管尾迹, 引发了动叶表面气动载荷的大范围波动。文献[4]通过仿真分析了部分进气

涡轮叶栅内流动状况、总压损失、叶片气动载荷和温度载荷, 发现受离心力和喷嘴出口形状的影响, 每一个叶片其顶部气动载荷要高于根部气动载荷。文献[5]对鱼雷燃气涡轮机斜喷管内流场进行了数值模拟计算, 发现喷管处于膨胀过度状态时的涡轮损失要大于膨胀不足时的涡轮损失。文献[6]采用理论分析与经验公式相结合的方法, 建立了部分进气涡轮内效率的数学模型。文献[7]考虑了工质绝热指数随温度的变化以及喷嘴内气流摩擦、涡旋对工质的加热作用, 建立了变工况部分进气蒸汽轮机喷嘴、动叶栅以及涡轮级能量损失的计算模型。上述两篇文献的损失估计模型基本是根据鱼雷用涡轮机相关经验公式而建立的。文献[8]研究了轮盘直径为12 mm的航空微型涡轮动叶栅叶顶间隙对流场参数分布和气动损失的影响, 指出叶顶间隙的大小对通道内马赫数分布有重要影响。文献[9]对Aachen航空涡轮的动叶顶部间隙流开展了研究, 发现随着间隙的增加, 涡轮的等熵效率近似呈线性趋势减小。

综上所述, 国内除少量关于微型航空涡轮的研究外, 关于部分进气涡轮的研究基本都是针对常规鱼雷用涡轮机而开展的, 这类涡轮机的轮盘直径大于100 mm, 输出功率大于100 kW。对于微型涡轮而言, 工质的雷诺数较低, 流道表面积较大导致粘性损失较大, 进而引起喷管和动叶栅流场特性与常规涡轮有所区别。由于微型涡轮的尺寸极小且对结构几何参数的变化较为敏感, 因而其气动损失也不能用常规涡轮的经验公式进行估算。为此, 本研究对文献[2]所设计的微型冲动式部分进气涡轮进行了建模仿真用以分析微型部分进气涡轮的流场特征, 并改变相关的结构几何参数来估计微型涡轮的气动损失, 为微型涡轮的设计及改进提供参考。

收稿日期: 2015-05-12; 修订日期: 2015-05-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51409215); 中央高校基本科研项目(G2015KY0102)

作者简介: 蒋彬(1991-), 男, 湖南永州人, 西北工业大学硕士研究生。

### 1 计算模型与检验

#### 1.1 计算模型

纯冲动式部分进气涡轮机由斜喷管和动叶栅组成,如图1所示。图中 $B$ 为叶片宽度(m), $d_{cr}$ 为喷管喉部直径(m), $d_c$ 为喷管出口直径(m), $t$ 为叶栅截距(m), $w$ 为叶栅流道宽度(m), $s$ 为叶片边缘厚度, $\beta$ 为叶片安装角, $\alpha$ 为喷管斜切角, $\gamma$ 为喷管扩张角。

斜喷管将高温、高压工质的内能转化成动能,高速工质以一定角度吹向叶轮,使叶轮高速旋转,完成工质动能到叶轮旋转机械能的转变。

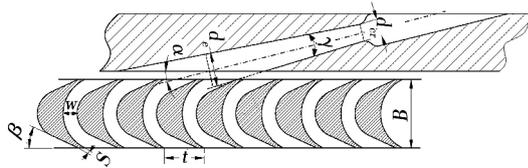


图1 纯冲动式部分进气涡轮示意图

Fig. 1 The schematic diagram of an impulse partial admission turbine

文献[2]设计的微型涡轮机具有图1相似的结构,本研究将以文献[2]中的微型涡轮机模型作为研究对象,探索微型涡轮机的流场及气动损失特性。将文献[2]中的参数进行单位转换后,主要参数如表1和表2所示。

表1 微型涡轮设计参数

Tab. 1 Design parameters of a micro turbine

参 数	数 值
涡轮直径/mm	25.76
喷管数量	5
叶片数量	75
部分进气度/%	32
叶片高度/mm	1.52
喷管喉部直径/mm	0.56
叶片弦长/mm	1.88
喷管出口直径/mm	1.27
叶片进出口角/(°)	25
喷管斜切角/(°)	15
截距/mm	1.08
设计速比	0.34
气流通道的/mm	0.38
设计内效率/%	61-63
边缘厚度/mm	0.08
设计转速/ $r \cdot \min^{-1}$	435 000

表2 微型涡轮试验参数

Tab. 2 Experimental parameters of a micro turbine

参 数	数 值
输出功率/kW	2
燃料流量/ $g \cdot s^{-1}$	0.165 9
涡轮进口压/MPa	2.068 4
$H_2O_2$ 溶液浓度/%	60
涡轮出口压/MPa	0.034 5
氧气流量/ $g \cdot s^{-1}$	0.563 5
涡轮进口温度/K	1 255
废气 $CO_2$ /%	16.0

根据表1中的结构参数可确定喷管的扩张角为 $8^\circ$ 。斜喷管收缩段采用 ВИМОЩИНСКИЙ 公式进行设计<sup>[10]</sup>,进口半径和收缩段长度为喉部半径的两倍,即 $r_1 = l_1 = 2r_{cr}$ 。叶栅的绘制采用纯冲动式叶轮绘制方法<sup>[1]</sup>。斜喷管和叶形的外形尺寸如图2和图3所示,其中 $R_1$ 和 $R_2$ 分别为叶片凹弧和背弧半径,其余参数的物理意义参见图1。

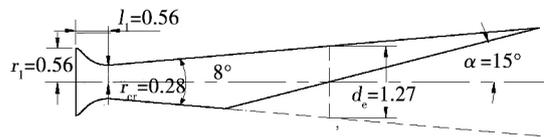


图2 斜喷管中截面尺寸(mm)

Fig. 2 Dimensions of the canted nozzle's symmetry plane (mm)

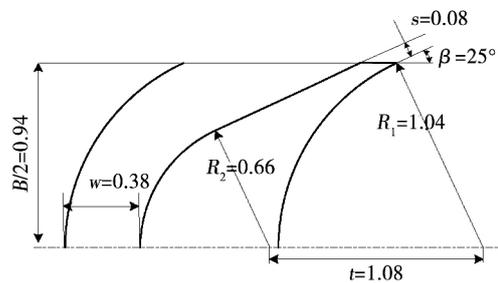


图3 动叶栅的半截面尺寸(mm)

Fig. 3 Dimensions of a blade's half section (mm)

#### 1.2 网格划分和边界条件

为使流场出口不影响叶栅流动状态,取叶栅出口后段流场为叶宽的10倍。喷管和叶栅装配的轴向间隙为0.5 mm,两相邻斜喷管夹角为 $25^\circ$ ,叶片顶部和机匣的单边径向间隙为0.1 mm。考虑实际轮盘与涡轮室结构<sup>[1]</sup>,取轮盘前端间隙为1 mm。在

叶栅旋转区域和静止区域之间需设置 4 处交界面 (interface), 包括喷管与叶栅连接处, 叶栅顶部与叶顶间隙连接处, 叶栅出口和流场后段连接处和叶栅进口与轴向间隙的连接处。喷管用 cooper 网格类型划分, 涡轮流道用六面体网格划分。在喷管和叶栅的近壁面添加边界层, 并且基于 Spalart - Allmaras 湍流模型对  $y^+$  的要求对近壁面网格进行优化, 以便精确地模拟湍流。最后的整体网格划分及喷管与叶栅的局部放大网格如图 4 和图 5 所示, 总网格数约为 120 万。

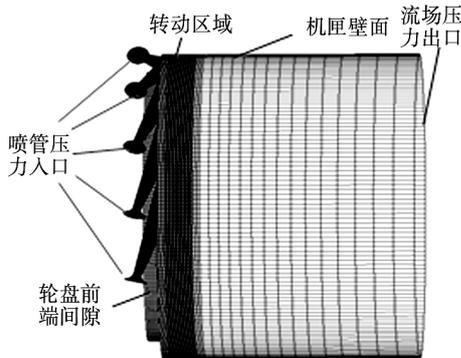


图 4 微型涡轮通流部分的整体网格划分与边界条件设置

Fig. 4 The whole meshing and boundary conditions settings of the micro turbine's flow passage

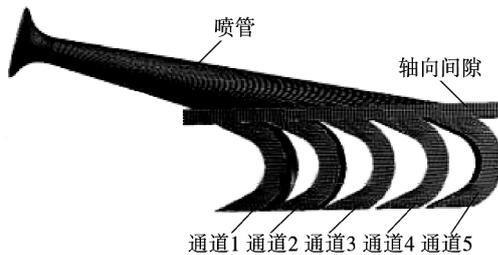


图 5 喷管和叶栅流道的网格划分

Fig. 5 The mesh generation of the canted nozzle and blade cascades' flow fields

由表 2 的参数可确定工质的相对分子质量为 19.7 g/mol, 定压比热容为 1 798 J/(kg · K)。喷管入口设置为压力入口, 且为滞止压力, 流场出口为静压出口。工质的粘性变化满足 Sutherland 法则。喷管内壁面为无滑移、绝热壁面。计算过程采用定常可压缩密度基三维求解器, 选用对低雷诺数跨音速涡轮流场适应性较好的 Spalart - Allmaras 湍流模型以及隐式 ROE - FDS 二阶算法求解。在多重参考

系 (MRF) 模型中, 叶轮和轮盘前后壁面的旋转速度设为 45 530 rad/s。

### 1.3 模型检验

为便于与文献 [2] 中的实验参数进行对比, 以便检查仿真模型的可靠性。内效率  $\eta_i$  为<sup>[8]</sup>:

$$\eta_i = \frac{p_e}{\Delta H} = \frac{T\omega}{0.5\dot{m}c_1^2} \quad (1)$$

式中:  $p_e$ —涡轮的输出功率, W;  $\Delta H$ —涡轮的可用焓降, W;  $T$ —涡轮的输出力矩, N · m;  $\omega$ —涡轮转动角速度, rad/s;  $\dot{m}$ —喷管实际流量, kg/s;  $c_1$ —工质离开喷管时的理论速度, m/s。根据等熵膨胀理论可计算出  $c_1 = 1 647$  m/s。其余参数可由 FLUNET 的统计得出。

由表 3 可知, 仿真结果与文献 [2] 实验参数基本一致, 误差在 5% 以内, 说明本研究所采用的涡轮 CFD 仿真方法基本可行。差别产生的原因主要在于仿真模型与实验模型的结构差别, 如叶顶径向间隙、喷管与叶栅间的轴向间隙以及壁面光滑度等。

表 3 仿真结果和实验参数的对比

Tab. 3 Comparisons of simulation results and experimental parameters

对比项	输出力矩/N · m	输出功率/kW	可用焓降/kW	内效率
实验参数	0.043 9	2.000	3.175	0.629
仿真结果	0.042 0	1.912	3.175	0.602

## 2 计算结果及分析

模型中的斜喷管喉部直径为 0.56 mm, 由仿真结果测得所对应的雷诺数约为 900。根据文献 [11] 可知, 流场会出现尺度效应。如图 6 所示, 相对常规喷管, 微型喷管的表面积和流道体积之比更大, 使得工质流动时的粘性损失更大, 造成喷管壁面的边界层逐渐变厚, 喷管出口前 endpoint D 处的马赫数变小。此外, 由于粘性损失的影响使得喷管内的声速点后移至喉部 A - B 截面的下游处。

半叶高处叶栅流道的相对马赫数分布如图 7 所示。工质在斜喷管内膨胀后, 继续在轴向间隙内膨胀。工质斜切叶栅吸力面进入流道时, 流道仍然为渐扩型, 使得工质进一步膨胀, 马赫数上升, 最终击打在叶栅压力面上, 产生激波, 使得马赫数突降。同时, 激波也造成吸力面的边界层变厚。在工质流出叶栅时, 流道虽然为渐扩型流道, 然而吸力面的边界

层与靠近压力面的气流相互掺混产生压力损失,使马赫数逐渐降低。通道3和通道4内的工质马赫数有轻微的波动,原因是其靠近斜喷管前端,工质膨胀更为充分,叶栅内的激波强度更大,使得气流更不稳定。在叶栅出口处,吸力面边界层开始脱离,速度和压力都达到最低值,而靠近压力面侧的工质马赫数经膨胀后在叶栅出口有所上升。

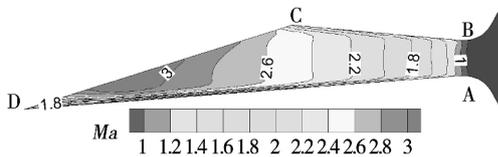


图 6 斜喷管内部的马赫数分布

Fig. 6 Mach number distribution of the canted nozzle

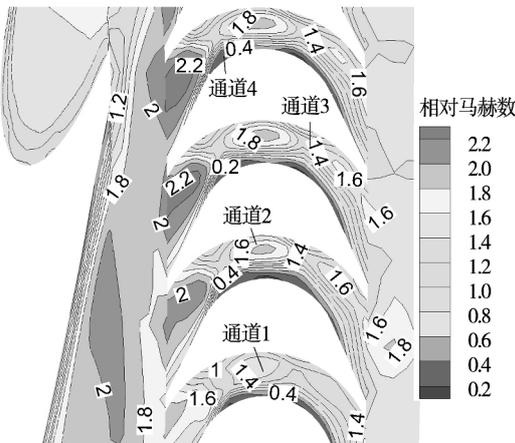


图 7 半叶高处叶栅流道的相对马赫数云图

Fig. 7 Relative Mach number contour of the flow field at half of blade cascades' height

半叶宽处叶栅流道的相对马赫数分布如图8所示。通道3和通道4的吸力面边界层较厚,且最高马赫数更高,原因是此段喷管膨胀最充分,因此激波强度更大,造成对应的叶栅内吸力面边界层更厚。通道1对应斜喷管后端(C点)处,工质膨胀不充分,因而马赫数峰值最低,边界层相对更薄。

半叶高处叶片表面压力分布曲线如图9所示, X为叶片轴向坐标, B为叶片宽度。叶片压力面的静压波动幅度较大,而吸力面相对较小。原因为吸力面的边界层和压力面产生的激波相互作用使压力面静压产生波动。吸力面由于边界层的作用,波动相

对较弱。在叶栅进口处由于激波打在叶栅边缘厚度上使得吸力面压力有所上升。此外,通道3的压差最大,因此产生的力矩最大,而通道1的压差最小。

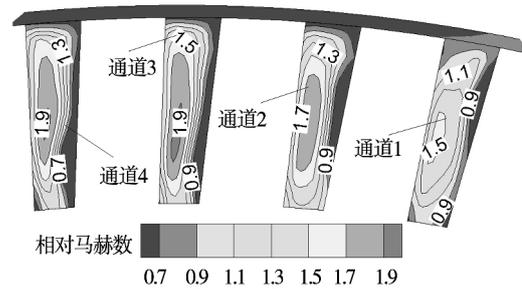


图 8 半叶宽处叶栅流道的相对马赫数云图

Fig. 8 Relative Mach number contour of the flow field at half of blade cascades' width

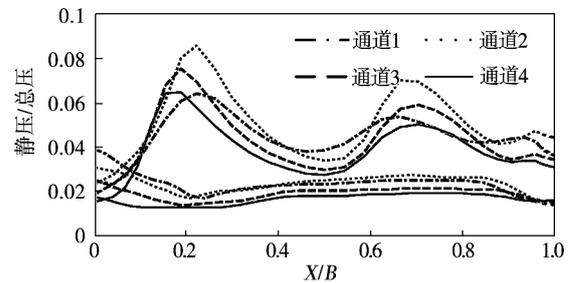


图 9 半叶高处叶片表面的压力分布曲线

Fig. 9 Pressure distribution curves on blades' surface at half of blade cascades' height

为进一步研究微型涡轮吸压力面的压力分布,将仿真模型放大10倍,同时将转速降低10倍以保证放大前后的速比不变,此时的轮盘直径为250 mm,输出功率约为150 kW。对比图9和图10可知,微型涡轮工作叶片吸压力面的压力变化更一致且吸压力面的静压波动较小,因为微型涡轮流道内的粘性损失使得边界层较厚从而抑制了压力的波动。

### 3 气动损失估计

#### 3.1 径向间隙和轴向间隙的影响

微型涡轮的叶栅高度极低,一般在毫米和亚毫米量级,叶顶间隙与叶栅高度的比值以及喷管与轮盘的轴向间隙与叶宽的比值较大,叶顶处工质的泄

漏以及摩擦损失较常规涡轮会有所不同。为研究叶顶径向间隙对涡轮损失的影响,分别探索了 4 种不同径向间隙下的涡轮性能。

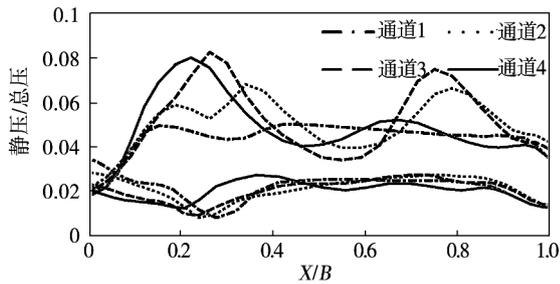


图 10 放大 10 倍后的涡轮半叶高处叶片表面压力分布曲线

Fig. 10 Pressure distribution curves at half of blade cascades' height after magnifying 10 times

由表 4 可知,对比 0 和 0.05 mm 径向间隙时的涡轮内效率可知,叶顶间隙对涡轮性能影响较大,反映在叶顶摩擦损失上。0.1 和 0.2 mm 的径向间隙下的涡轮内效率差别也较大,原因在于 0.1 mm 之后的径向泄露损失已经开始变大。然而 0.05 和 0.1 mm 的径向间隙下的涡轮内效率相差不大,原因在于两者的摩擦和泄漏损失相当。因此仿真所用的 0.1 mm 的单边径向间隙较为合理。

表 4 不同径向间隙下的涡轮性能

Tab. 4 Turbine performances with different radial clearances

单边径向间隙/mm	输出转矩/N·m	输出功率/kW	内效率
0	0.045 8	2.090	0.657
0.05	0.042 8	1.948	0.613
0.10	0.042 0	1.912	0.602
0.20	0.038 9	1.771	0.559

由于从叶顶间隙泄漏工质的流线未经叶栅导流,因此其流线会更加杂乱无章。如图 11 所示的流线图可知,随着径向间隙的增大,涡轮级内部的流线越来越紊乱,表明涡轮的泄漏损失逐渐增大,其中 0 mm 间隙的流线最为整齐,0.2 mm 间隙的涡轮流线最为紊乱,0.05 和 0.1 mm 的流线紊乱度相当。

为研究喷管与动叶栅之间的轴向间隙(如图 5

所示)对涡轮性能的影响,建立了 4 种不同轴向间隙下的涡轮模型。为忽略轮盘前端间隙对轴向间隙分析的影响,模型均不考虑轮盘前端 1 mm 的间隙。

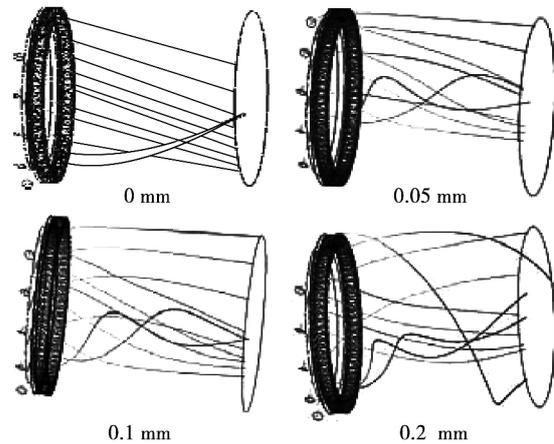


图 11 不同叶顶径向间隙下流线的仿真结果对比

Fig. 11 Comparisons of numerical result streamlines with different radial clearances

由表 5 可知,随着轴向间隙的增大,涡轮的内效率下降速率逐渐加快。原因在于轴向间隙越大,喷管出口工质覆盖的动叶栅面积增大,从而增大了叶顶间隙的漏气损失。在 0.5 mm 的间隙之内,轴向间隙的影响较小可以忽略。考虑到装配以及轮盘振动,故认为原仿真所取的 0.5 mm 间隙较为合理。

表 5 不同轴向间隙下的涡轮性能

Tab. 5 Turbine performances with different axial clearances

轴向间隙/mm	输出力矩/N·m	输出功率/kW	内效率
0.1	0.043 2	1.967	0.619
0.3	0.042 9	1.953	0.615
0.5	0.042 2	1.921	0.605
0.7	0.041 3	1.880	0.592

### 3.2 喷管扩张角

水下涡轮机用斜喷管的扩张角一般为  $6^\circ - 10^\circ$ <sup>[1]</sup>。为探索喷管扩张角对涡轮内效率的影响,在保证喷管相同喉部和有效出口面积(喷管轴线和出口截面交点处对应的圆形截面面积)的前提下,对喷管扩张角为  $6^\circ$ 、 $8^\circ$  和  $10^\circ$  的涡轮模型进行仿真,结果如表 6 所示。

由表 6 可知,  $8^\circ$  扩张角喷管对应涡轮内效率要

高于6°和10°。原因是6°喷管更长使得粘性损失更大,且喷管尾流欠膨胀严重,使得叶栅工作更不稳定<sup>[13]</sup>。虽然10°扩张角的喷管总长短,故喷管内的摩擦损失相对小,但是气流偏角增大,导致漏气损失更大。因此模型所选的8°扩张角较为合理<sup>[14]</sup>。

表6 喷管扩张角的影响

Tab. 6 Influences of the canted nozzle's expander angles

扩张角/(°)	径向间隙/mm	转矩 /N·m	输出功率/kW	内效率
6°	0.1	0.040 5	1 843	0.581
	0.2	0.033 2	1 511	0.476
8°	0.1	0.042 0	1.912	0.602
	0.2	0.038 9	1.771	0.559
10°	0.1	0.040 3	1.841	0.586
	0.2	0.033 2	1.510	0.476

### 3.3 部分进气度

相对于改变涡轮机各种不易改变的参数(如初温、初压)而言,部分进气度对功率的调节作用较为方便实用。为探索涡轮的部分进气度和功率及内效率的关系,建立了喷管个数为1-10的涡轮模型。

由图12可知,随着部分进气度的提高,涡轮输出功率成线性上升,这与常规燃气轮机的变化基本一致。然而,随着喷管数目的增多,常规涡轮的内效率基本不变<sup>[14]</sup>,微型涡轮的内效率会有超过10%的增幅,且其上升速率逐渐变缓。喷管数为5个(部分进气度约为0.35)时,内效率上升速率达到临界值,此时的输出功率约为2 kW。

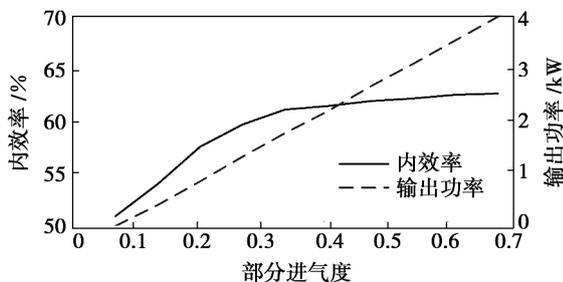


图12 部分进气度与涡轮内效率及输出功率的关系

Fig. 12 Relations of the partial degree of admission and the inner efficiency and output power of turbine

### 3.4 轮盘的影响

为探索轮盘摩擦损失的影响,建立了在0 mm径向间隙下的带轮盘和不带轮盘模型,如图13所示。对于无轮盘模型,可将轮盘前后的流场去掉。由表7仿真结果可知,对微型涡轮而言(除动叶栅侧壁面之外),轮盘摩擦对涡轮内效率的影响并不大,约为1%。虽然涡轮的转速很高,然而轮盘的尺寸较小,使得圆周速度很小。根据轮盘摩擦损失的经验公式可知<sup>[1]</sup>,微型涡轮的轮盘损失与圆周速度三次方关系。因此,在仿真模型中可以将轮盘部分忽略,简化模型,提高计算效率。在工程上进行内效率估计时也可忽略轮盘损失的影响。

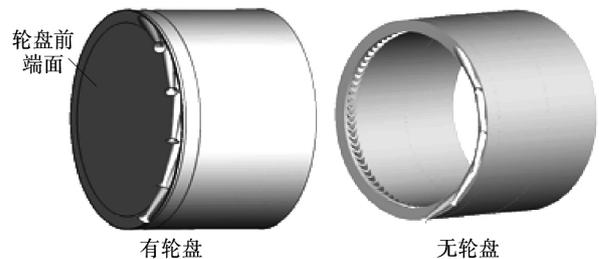


图13 有轮盘和无轮盘的计算模型

Fig. 13 Calculated models of two turbines with disk and without disk

表7 轮盘对涡轮性能的影响

Tab. 7 Influences of the turbine disk on turbine performances

结构	输出力矩/N·m	输出功率/kW	内效率
无轮盘	0.046 4	2.112	0.665
有轮盘	0.045 8	2.090	0.657

## 4 结 论

(1) 微型涡轮具有尺度效应,表现为喷管内音速点移至喉部下游,微型涡轮工作叶片吸压力面的压力变化更一致且吸压力面的静压波动较小;斜喷管出口前端对应的工作叶栅所提供的力矩大于后端。

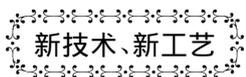
(2) 叶顶间隙对涡轮内效率影响较大,增大0.1 mm叶顶间隙内效率降低约5%,在0.5 mm的范围之内轴向间隙的影响可以忽略;部分进气度为0.35时内效率上升趋于平稳;8°扩张角的喷管对应的内效率要高于6°和10°喷管;无叶顶间隙时,除动

叶栅侧壁面之外的轮盘摩擦损失约为 1% ,在仿真时可以忽略以提高计算效率。

#### 参考文献:

- [1] 赵寅生,钱志博. 鱼雷涡轮机原理[M]. 西安: 西北工业大学出版社 2002.  
ZHAO Yin-sheng, QIAN Zhi-bo. The principle of torpedo turbine engine[M]. Northwestern Polytechnical University Press. 2002.
- [2] D. H. Kiely, J. T. Moore. Hydrocarbon Fueled UUV Power Systems. Applied Research Laboratory. The Pennsylvania State University. IEEE. 2002.
- [3] 刘广涛,黄洪雁,王祥锋 等. 大膨胀比涡轮机三维非定常数值计算研究[J]. 汽轮机技术 2012(06): 425-428.  
LIU Guang-tao, HUNAG Hong-yan, WANG Xiang-feng, et al. 3D unsteady numerical investigation on flow field of large pressure ratio turbine[J]. TURBINE TECHNOLOGY 2012(06): 425-428.
- [4] 郭兆元,曹 浩,赵卫兵. 纯冲动式鱼雷涡轮机动叶栅超音速流动数值仿真[J]. 鱼雷技术 2013(01): 43-47.  
GUO Zhao-yuan, CAO Hao, ZHAO Wei-bing. Numerical simulation of supersonic flow field in rotor blade cascade for impulse torpedo turbine[J]. Torpedo Technology 2013(01): 43-47.
- [5] 伊进宝,赵卫兵,师海潮 等. 鱼雷涡轮机斜切喷管内流场数值模拟[J]. 鱼雷技术 2010(03): 223-227.  
YIN Jin-bao, ZHAO Wei-bing, SHI Hai-chao, et al. Numerical simulation of flow field in scarfed nozzle of torpedo turbine[J]. Torpedo Technology 2010(03): 223-227.
- [6] 韩勇军,杨赅石,彭 博. 涡轮机动力系统变工况过程内效率建模与仿真[J]. 鱼雷技术 2009(05): 58-62.  
HAN Yong-jun, YANG Cheng-shi, PENG Bo. Modeling and simulation of inner efficiency in non-design condition for torpedo turbine[J]. Torpedo Technology 2009(05): 58-62.
- [7] 张方方,张振山,梁伟阁 等. 水下蒸汽涡轮发动机变工况热力学特性数值分析研究[J]. 兵工学报 2014 35(9): 1466-1472.  
ZHANG Fang-fang, ZHANG Zhen-shan, LIANG Wei-ge, et al. Numerical analysis on thermal characteristics of underwater stream turbine in non-design condition[J]. Acta Armamentarii 2014 35(9): 1466-1472.
- [8] 胡建军,徐进良,曹海亮 等. 超微涡轮动叶栅叶顶间隙对流场影响的数值模拟[J]. 热能动力工程 2010 25(2): 134-140.  
HU Jian-jun, XU Jin-liang, CAO Hai-liang, et al. Numerical simulation of the influence of the blade tip clearance on the flow field of an ultra-micro turbine rotating cascades[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2010 25(2): 134-140.
- [9] 祁明旭,丰镇平. 透平动叶顶部间隙流的表现形式及其对透平性能的影响[J]. 西安交通大学学报 2005 39(3): 243-246.  
QI Ming-xu, FENG Zhen-ping. Representation formation of tip clearance flow and influence on turbine performance[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University 2005 39(3): 243-246.
- [10] 邹 宁. 超声速喷管设计及其数值模拟和实验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学 2009.  
ZOU Ning. Supersonic nozzle design and its investigation with numerical and experimental methods[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics 2009.
- [11] Louisos W F, Hitt D L. Numerical studies of supersonic flow in bell-shaped micronozzles[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 2014 51(2): 491-500.
- [12] Louisos W F, Hitt D L. Supersonic micro-nozzles [M]//Encyclopedia of Microfluidics and Nanofluidics. Springer US, 2014: 1-18.
- [13] 李 军. 部分进气度的变化对多级轴流透平性能的影响[J]. 燃气轮机技术 2006 19(2): 47-48.  
LI Jun. The effect of admission change on multistage axial turbine[J]. Gas Turbine Techn

(丛 敏 编辑)



新技术、新工艺

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.06.012

## 使用液化天然气作为商船的燃料

据《Diesel & Gas Turbine Worldwide》2015年6月刊报道,挪威船级社和劳氏船级社等机构讨论了使用LNG(液化天然气)作为商船燃料的前景及其面临的一些问题。使用LNG作为商船燃料在环境保护方面具有无可比拟的优点,LNG技术很可能是满足对主要排放类型的现有的和即将到来的需求的唯一的选择。

劳氏船级社预测 653 艘使用 LNG 作为燃料的新造的商船(4.2% 全球商船交付量)将从 2012 年到 2025 年交付使用。

(吉桂明 摘译)

tion was verified. It has been found that compared with the setting of the initial atomization characteristics being uniformly distributed, the variation tendency of the temperature and flow field inside the combustor calculated by using the function model under discussion is roughly identical. The high temperature zone at a temperature of 1800 K becomes small by 20% along the radial direction and shifts by 0.01 m to the downstream of the combustor. In the meantime, the return flow zone moves by 0.025 m to the downstream of the combustor. **Key words:** phase Doppler anemometer (PDA), atomization model, Gauss distribution, exponential attenuation function, dual swirling fuel oil combustion, numerical calculation

**新型燃气轮机再热联合循环系统分析与优化 = Analysis and Optimization of a Reheat Combined Cycle System for New Type Gas Turbines** [刊, 汉] FU Zhong-guang, LU Ke (National Engineering Technology Research Center for Thermal Power Generation, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206), GUO Hua, YANG Tian-liang (New Energy Source Technology Research Institute, China National Power Group, Beijing, China, Post Code: 102209) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(6). - 865 - 872

A new type high pressure reheat gas-steam combined cycle system was proposed and a model for high pressure reheat gas-steam combined cycle systems was established by using the software Aspen Plus. A thermodynamic calculation and analysis and off-design condition simulation of the system in question were performed. On this basis, the influence of the highest pressure of the system on the efficiency of the cycle was studied and analyzed in depth. It has been found that the thermal efficiency of the system in question reaches 61.22%, about 3.6 percentage points higher than that of a combined cycle system with a currently prevailing F class gas turbine unit serving as the main equipment item and also 1.2 percentage points higher than that of a combined cycle system with a GT26 reheat type gas turbine serving as the main equipment item. The output power of the system in question can hit 816.8MW, 73% higher than the capacity of a current F class gas turbine combined cycle system. **Key words:** gas turbine, combined cycle, thermal system, parameter optimization

**微型冲动式部分进气涡轮机的流场特性及气动损失 = Flow Field Characteristics and Aerodynamic Losses of a Miniature Impulse Type Partial Admission Turbine** [刊, 汉] JIANG Bin, LUO Kai (College of Marine Nav-

igation ,Northwest Polytechnic University ,Xi'an ,China ,Post Code: 710072) ZHENG Tao ( CSIC No.703 Research Institute ,Harbin ,China ,Post Code: 150078) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2015 ,30 ( 6) . – 873 – 879

To study the flow field and aerodynamic loss characteristics of a miniature impulse type partial admission turbine and then offer guidance for design of a miniature turbine for use in a underwater navigation vehicle ,a simulation model for 2 kW class turbines was established and the reliability of the model was verified through a contrast with the results obtained from the literatures. Through changes in the blade tip clearance ,axial clearance between the outlet of the nozzles and the rotating blades ,divergence angle of the nozzles ,partial admission degree and wheel disk structure ,the aerodynamic loss of the turbine was studied. It has been found that the miniature turbine has a dimensional effect ,which reflected by the fact that the acoustic velocity point in the nozzle shifts to the downstream of the throat of the nozzle and changes in the pressure on the surfaces of the working blades are relatively identical. With an increase of the geometrical parameters above-mentioned ,the influence of the blade tip clearance on the inner efficiency of the turbine will be most conspicuous and the influence of the axial clearance ,however ,can be ignored. When the partial admission degree is 0.35 ,the rise in the inner efficiency will tend to be stable and smooth. When the divergence angle of the nozzle is 8 degrees ,the inner efficiency of the turbine is higher than that when the partial admission degree is 6 and 10 degrees respectively. When no blade tip clearance is present ,the friction loss of the wheel disks not including the blades is about 1% . **Key words:** miniature impulse type turbine ,partial admission , aerodynamic loss ,numerical simulation ,inner efficiency

火电锅炉烟气余热利用研究 = **Study of Flue Gas Waste Heat Utilization of a Utility Boiler** [刊 汉] XU Min , XIANG Wen-guo ( Education Ministry Key Laboratory on Energy Source Heat Conversion and Its Process Measurement and Control ,Southeast University ,Nanjing ,China ,Post Code: 210096) ZHAO Ming ,LIANG Jun-yu ( Electric Power Academy ,Yunnan Electric Power Experiment Research Institute ( Group) Co. Ltd. ,Kunming ,China ,Post Code: 650000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2015 ,30( 6) . – 880 – 884

A high temperature of the flue gases from a boiler can seriously affect the economic operation of a whole coal-fired power plant. To lower the temperature of the flue gases and enhance the power generation efficiency of a power plant ,two waste heat staged utilization design versions were proposed ,including a flue gas splitting flow waste heat