

# 盘式透平设计方法：盘片厚度的确定

邓清华, 齐文娇, 黄超, 袁奇, 丰镇平

(西安交通大学能源与动力工程学院叶轮机械研究所, 西安 710049)

5 **摘要:** 盘片厚度是影响盘式透平总体气动性能和流动特性的重要结构参数之一。本文采用数值模拟方法针对两种盘片厚度的盘式透平进行研究, 重点分析了盘片厚度对其气动性能及流动特性的影响。结果表明: 随盘片厚度增加, 透平等熵效率, 功率均大幅降低; 随盘片厚度增加, 喷嘴出口处流动恶化, 流体更难进入盘片通道, 流动损失增加; 随盘片厚度增加, 盘片通道内的流动漩涡增多, 有效做功区域减小; 盘式透平设计时, 应首要保证盘片满足强度条件, 并使盘片厚度尽可能小以获得高效率的盘式透平。

10 **关键词:** 盘式透平; 等熵效率; CFD; 盘片厚度

**中图分类号:** TK14

## 15 Design Method of Tesla Turbines: Determination of Disc Thickness

DENG Qinghua, QI Wenjiao, HUANG Chao, YUAN Qi, FENG Zhenping

(Institute of Turbomachinery, School of Energy & Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

20 **Abstract:** Disc thickness is one of important geometrical parameters which have great effects on the total aerodynamic performance and flow characteristics of Tesla turbines. In this paper, the Tesla turbine with two different disc thickness was calculated numerically, and especially, the influence of disc thickness on the aerodynamic performance and flow field was analyzed in detail. The results show that the isentropic efficiency and power of the Tesla turbine decrease significantly with an increase in disc thickness. As disc thickness increases, the flow at the outlet of nozzle gets worse, and the injection of working fluids into the rotor becomes more difficult, thus resulting in more flow loss; With an increase in disc thickness, more vortex appears in the disc passages, and the valid work area decreases; In the design of a Tesla turbine, the discs should fulfill the requirements of the material stress and moreover the disc thickness should be small enough to obtain a Tesla turbine with higher isentropic efficiency.

30 **Key words:** Tesla turbine; isentropic efficiency; CFD; disc thickness

## 0 引言

35 随着能源转换技术以及加工制造业技术的不断进步, 目前叶轮机械正在快速地向两个极端方向即超微型和超大型方向发展。美国麻省理工学院研发的超微型叶轮机械, 其叶轮直径仅为 6mm, 叶高仅为 0.225mm, 轴系转速高达 1,200,000r/min, 产生 17W 的轴功率<sup>[1]</sup>。但是该超微型叶轮机械有两大致命缺陷: 轴系转速过高带来轴承及轴系支撑问题难以解决; 顶部工质泄漏导致透平效率过低, 并且尺寸越小泄漏问题越严重。当今常规叶轮机械在微型化时不可避免地会遇到这两大技术难题, 然而盘式透平能在一定程度克服此技术障碍。

40 盘式透平是一种无叶片式动力机械, 由 Tesla<sup>[2]</sup>于 1913 年发明, 结构如图 1 所示, 其转子由一系列紧密排布在中心转轴上的平行盘片组成, 相邻盘片间的间隙很小, 在圆盘的中心区域靠近转轴部位开有一个或多个小孔, 一定数目的喷嘴均匀分布在圆盘外侧, 整个旋转部件封装在壳体内。工质在喷嘴中膨胀加速, 与切向方向成一定角度的射流进入转子, 在以螺

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51376143); 教育部博士点新教师基金资助项目(20120201120066)

作者简介: 邓清华(1975-), 男, 讲师, 主要研究方向: 微型透平机械. E-mail: qhdeng@mail.xjtu.edu.cn

45 旋线形式流过多个圆盘组成的间隙通道时,借助流体粘性对盘片产生拖拽作用,从而拖动叶轮旋转,将流体的热能转换成机械功,最后从分布于圆盘上的数个小孔中流出。

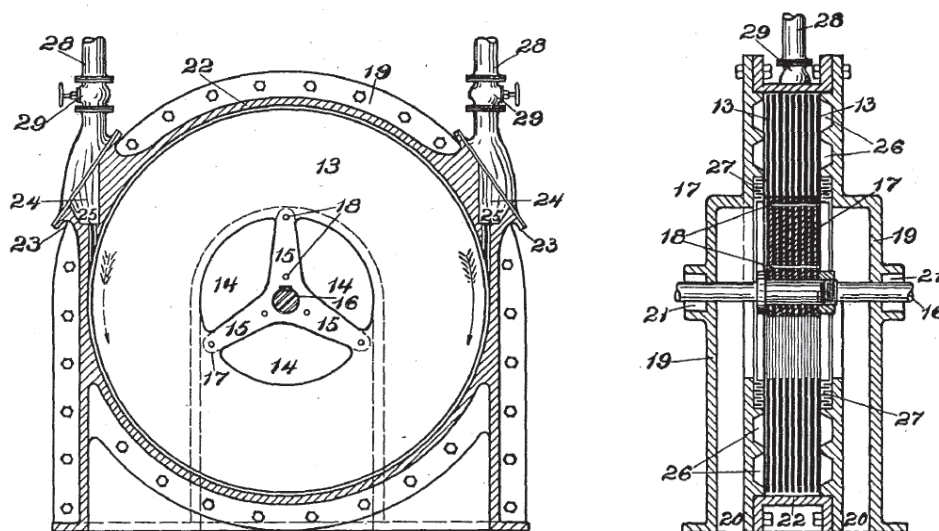


图1 特斯拉发明的盘式透平结构示意图<sup>[2]</sup>

Fig.1 Tesla turbine schematic invented by Tesla Nicholas<sup>[2]</sup>

盘式透平具有诸多优点,包括以上提到的两大优点即微型化时轴系转速较常规透平低及流动效率高外,还有加工制造工艺简单、运行维修方便等特征。近年来,国外学者通过理论分析、数值模拟和试验三个方面对盘式透平做了大量的研究工作<sup>[3-11]</sup>。Lampart 等人<sup>[7-8]</sup>采用数值方法对盘式透平流动特性开展了大量研究,分析了结构参数喷嘴数和盘片间隙及气动参数气流进气角对盘式透平流动特性和效率的影响关系,结果表明,喷嘴数是影响盘式透平气动性能的一个主要因素。Hidema 等人<sup>[9]</sup>研究了进口效应对盘式透平气动性能的影响,结果表明,切向速度比是影响气动性能的主要参数,针对不同的进气情况,其有一个近似相等的最佳值使得轮盘效率最高。但是仍没有针对盘片厚度对盘式透平气动性能的影响的研究。

本文主要针对以课题组提出的盘式透平初步设计方法设计得到的盘式透平为研究对象,借助计算流体动力学软件 CFX 进行数值计算,分析盘片厚度对盘式透平气动性能及流动特性的影响,为盘式透平设计方法的改进和优化提供理论依据。

## 60 1 几何模型与数值方法

### 1.1 几何模型

为研究盘片厚度对盘式透平总体气动性能及流动特性的影响,从而为盘式透平设计时盘片厚度的确定提供理论支持和依据,本文研究了两种盘片厚度的盘式透平,分别是 1mm 和 2mm 盘片厚度。盘片厚度过小,其强度将超过材料的许用强度,不能满足运行要求,课题组的研究工作表明 1mm 以下的厚度已不能满足运行条件,故在本文中不考虑 1mm 以下的盘片厚度;盘片厚度过大,将影响盘式透平的气动性能。

本文模型的结构参数和运行参数如表 1 所示。需要注意的是,前人采用数值计算进行的分析研究中,大多采用的是单个盘片通道的模型,但本文采用的是多个通道,分析模型与实际结构更为接近。

70 本文流体域的网格划分采用 ANSYS ICEM,数值计算采用商用计算流体动力学软件 CFX,计算时采用 SST 湍流模型。图 2 为本文中研究的多个盘片通道的盘式透平网格图。

表 1 盘式透平结构参数和气动参数

Tab.1 Structural and operation parameters of Tesla turbine

名称/单位	数值
喷嘴数/个	2
盘片厚度/mm	1、2
盘片间隙/mm	0.3
盘片内径/mm	38.4
盘片外径/mm	100
盘片数/个	5
通道数/个	4
透平进口总压/kPa	345
透平进口总温/K	373
透平出口静压/kPa	101
轮盘进口绝对气流角/°	10
喷嘴与轮盘的径向间隙/mm	0.25

75

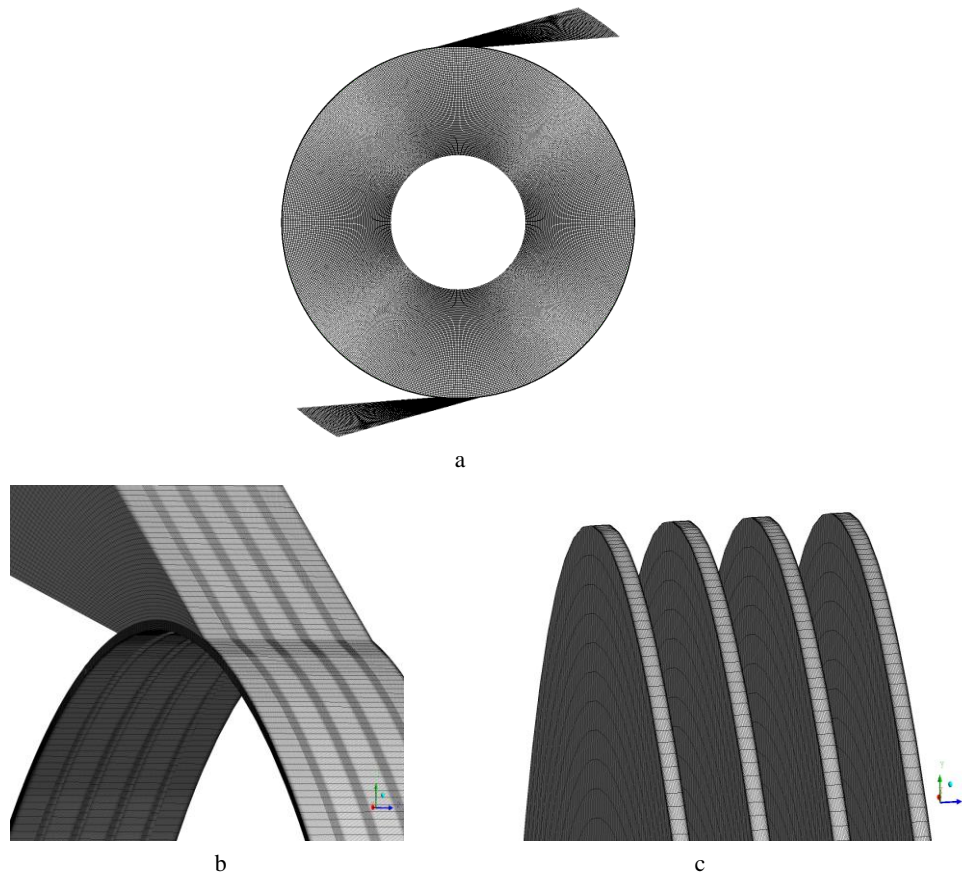


图 2 盘式透平网格图 (a) 全局网格 (b) 静子部分网格 (c) 转子部分网格

Fig.2 Calculation domain for Tesla turbine (a) whole model grid (b) stator grid (c) rotor grid

## 80 1.2 网格无关性验证

为保证计算结果的准确性，对盘片厚度为 1mm 的盘式透平采用 250 万、400 万和 640 万的网格，借助商用计算流体动力学软件 CFX，进行网格无关性验证。表 2 给出了网格无关性的验证结果。值得说明的是，本文的物理模型为两个喷嘴的盘式透平，结构和边界条件具有对称性，计算时采用的流体域为整个模型的一半，故该网格数也是半个模型的网格数。

85

表 2 网格无关性验证结果

Tab.2 Results of mesh independence

网格数/万	进口流量/g s <sup>-1</sup>	扭矩/N m	功率/W	效率/-
250	8.10015	0.0337	158.895	0.1769
400	8.06978	0.0328	154.763	0.1730
640	8.05215	0.0325	153.444	0.1719

从上表中可以看出，400 万网格与 600 万网格模型的各个参数之间的差值明显比 250 万网格和 400 万网格模型的各参数之间的差值要小，因此根据网格无关性验证结果，网格数选取为 400 万即可满足要求。

## 90 2 结果分析

### 2.1 盘片厚度对总体气动性能的影响

本文对不同盘片厚度盘式透平在不同转速条件下进行了数值模拟，以研究盘式透平的流动特性。本节主要研究盘片厚度对盘式透平总体气动参数的影响，如质量流量、扭矩、功率和效率，并分析了产生这些影响的原因。

95 图 3 为不同盘片厚度的盘式透平质量流量、扭矩、功率和效率与转速的关系曲线。从图中可以明显看出，盘片厚度更大的盘式透平质量流量更大。这是因为：首先，盘片厚度较大时，透平的喷嘴截面积更大，相应的进口通流面积更大，在相同的进出口参数和轮盘转速条件下，质量流量应该更大。但是质量流量增大的比例并不等于盘片厚度增大导致的喷嘴截面积增大的比例。这主要是由于当盘片厚度增大时，喷嘴的通流面积也增大，而与喷嘴部分对应的盘片通道的通流面积保持不变，从而盘片通道的通流面积所占的百分比减小，这对流体的流动有一定的阻碍作用，因此会使得喷嘴出口的压力升高，而喷嘴进口压力是给定的，从而喷嘴部分的压降减小，这就削弱了喷嘴截面积增大对质量流量的影响。

100 从图 3 中还可以明显看出，盘片厚度更大的盘式透平扭矩更小，且随着轮盘转速的逐渐升高，扭矩迅速降低。主要因为盘式透平的扭矩是由轮盘与空气之间的粘性力而产生的扭矩，故扭矩的大小与工质相对切向速度差有很大的关联。根据前文的分析可知，盘片厚度更大的盘式透平喷嘴部分的压降会减小，从而喷嘴出口的工质流速会降低，虽然工质是与轮盘切向成 10° 进入盘片通道，但是工质与轮盘的切向速度的差值也会减小，从而导致粘性力降低，因此盘片厚度更大的盘式透平扭矩更小，故在同一转速下，盘片厚度更大的盘式透平其功率更小，如图 3(c)所示。

110 从图 3 还可以看出，盘片厚度更大的盘式透平等熵效率更低，且随着轮盘转速的升高，效率的变化趋势是先增大后减小。

根据盘式透平的工作原理和流动特性，本文中采用下式来计算盘式透平的等熵效率<sup>[12]</sup>：

$$\eta_i = \frac{T\omega}{\dot{m}_c \Delta h_{isen}} = \frac{T \frac{2\pi n}{60}}{\dot{m}_c \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_u \left[ 1 - \left( \frac{P_i}{P_u} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

115 在上式中，分子部分就是透平功率，关于分母部分，在其它相关参数相等，只有盘片厚度不同时，分母部分的差异只有因盘片厚度不同而导致的质量流量差异。根据上文分析，盘

片厚度大的盘式透平功率更小，质量流量更大；盘片厚度小的盘式透平功率更大，质量流量更小。从而根据盘式透平等熵效率的计算公式，盘片厚度更大的盘式透平效率更低。

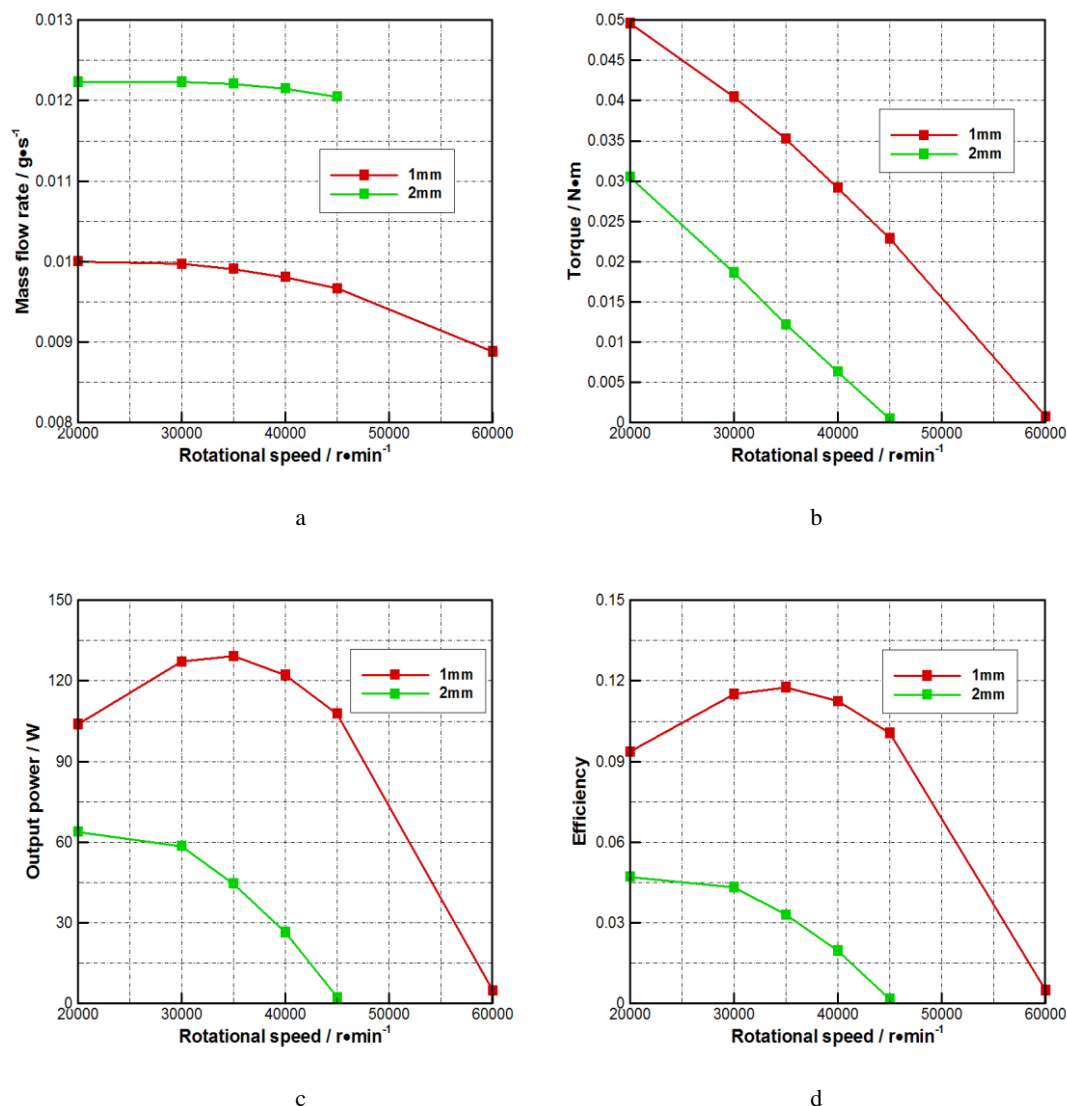


图3 盘式透平总体气动参数与盘片厚度的变化关系 (a) 质量流量 (b) 扭矩 (c) 功率 (d) 效率  
 Fig.3 Relationship between total aerodynamic performance and disc thickness of Tesla turbine  
 (a) mass flow rate (b) torque (c) output power (d) efficiency

120

## 125 2.2 盘片厚度对流动特性的影响

130

图4给出了盘片厚度分别为1mm和2mm的多个通道盘式透平的流线图。从图中可以看出，在1mm和2mm盘片厚度的盘式透平中，工质在喷嘴出口处的流动方向都发生了偏折，且2mm盘片厚度的透平偏折更严重。工质在到达喷嘴出口前，流动方向与切向方向成 $10^\circ$ 角，而在喷管出口轮盘进口处，流动方向发生偏折，接近径向。这主要是由于工质在喷管出口斜切部分发生了膨胀，而斜切部分只有一侧存在固体壁面，故膨胀发生后，流体受到壁面施加的反作用力，向另一侧发生偏移，因此流动方向发生改变，向径向偏移。此外，由于在喷嘴与轮盘的结合面处，2mm盘片厚度的透平的盘片间流动通道的总截面积占接合面的面积的比例更低，流体主要从盘片通道流入，因此在2mm盘片厚度的透平中壁面施加的反作用力影响更明显，所以流动方向偏折更为严重。

135 此外，还可以看出，喷嘴部分的膨胀加速并不明显，主要的加速区域还是在喷管出口斜切部分和轮盘进口处。这主要是由于：在喷管与轮盘的结合面处，环形腔室的径向尺寸很小，所以流体沿周向的泄漏量也非常小，流体主要还是从盘片通道进入，盘片间流动通道的总截面积占接合面的面积的百分比过低，1mm 盘片间隙盘式透平的该值为 19.4%，2mm 盘片间隙盘式透平的该值为 10.7%，也就是说，工质的流动截面积在结合面处突然急剧减小，同时，  
140 斜切部分工质还会发生膨胀加速，因此工质的流速迅速增大。由工质的流动截面积在结合面处急剧减小可以知道，工质进入盘片通道变得更加困难，这势必导致喷嘴出口处压力升高，从而喷嘴压降减小，工质的膨胀加速因而也更不明显。

从两图中还可以看出，在轮盘外缘处，漩涡较多，流动损失较高，但是 1mm 盘片厚度的盘式透平的有效流动区域相对 2mm 的较大，更多工质能顺利地做螺旋线运动，这主要是由于工质流动方向偏折程度相对较小的缘故。另外 2mm 盘片厚度的盘式透平喷嘴出口逆转动方向一侧会发生明显的回流效应。这主要是由于 2mm 盘片厚度的盘式透平的工质流动截面积变化更大，流体更难进入盘片通道，导致喷嘴出口处压力更高，因而更容易发生回流所致。

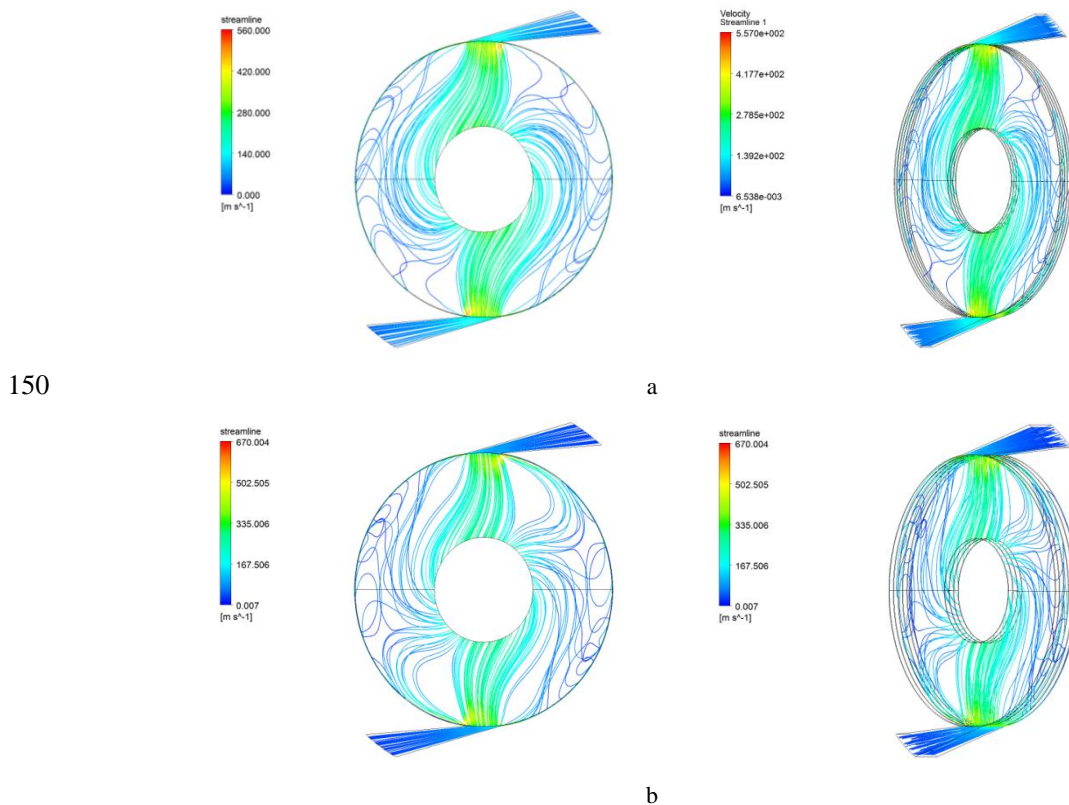


图 4 不同盘片厚度盘式透平流线图 (a) 1mm (b) 2mm

Fig.4 Streamlines for Tesla turbine with different disc thickness (a) 1mm (b) 2mm

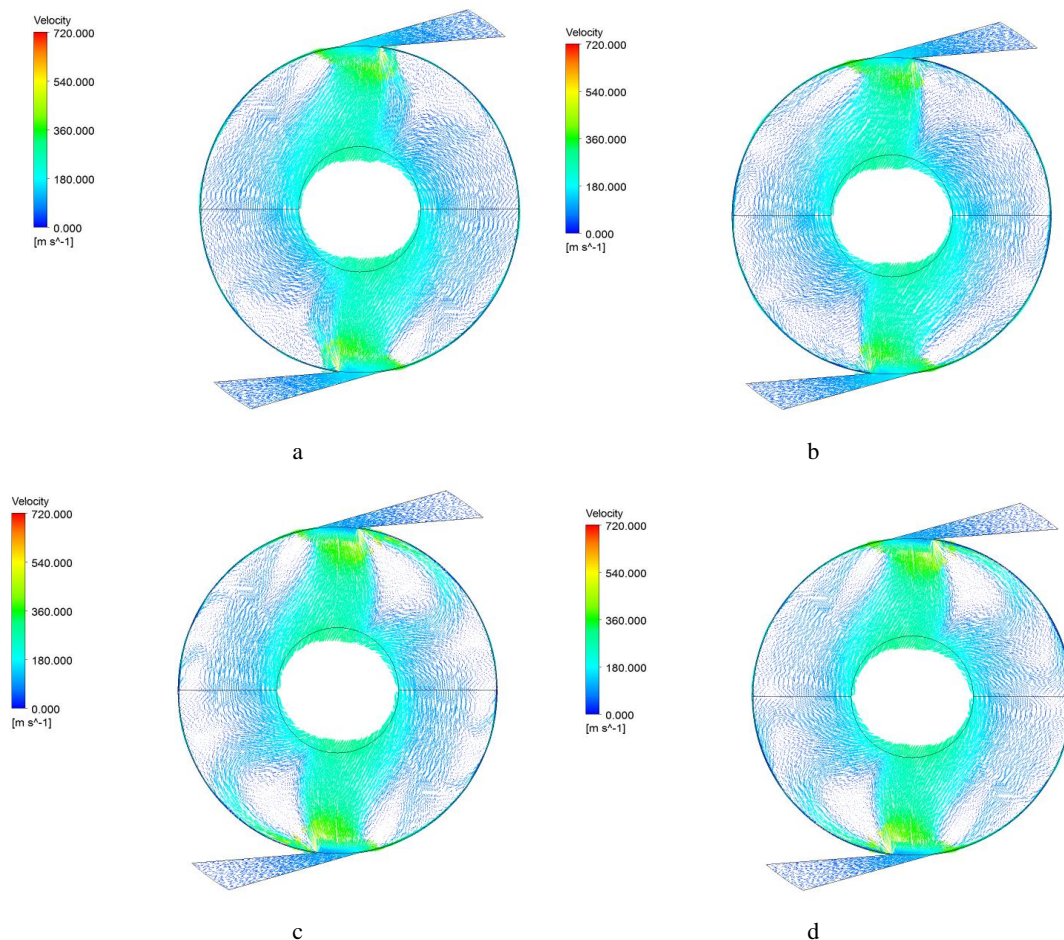
155 本文研究的盘式透平模型有 5 个盘片，4 个流动通道，如果将 4 个流动通道分别命名为 1、2、3 和 4 通道的话，则由于结构对称性只需要分析 1 通道和 2 通道的流动特性。图 5 展示了 1mm 和 2mm 盘片厚度的盘式透平的 1 通道和 2 通道中间截面的速度矢量图以及局部处的速度矢量图。

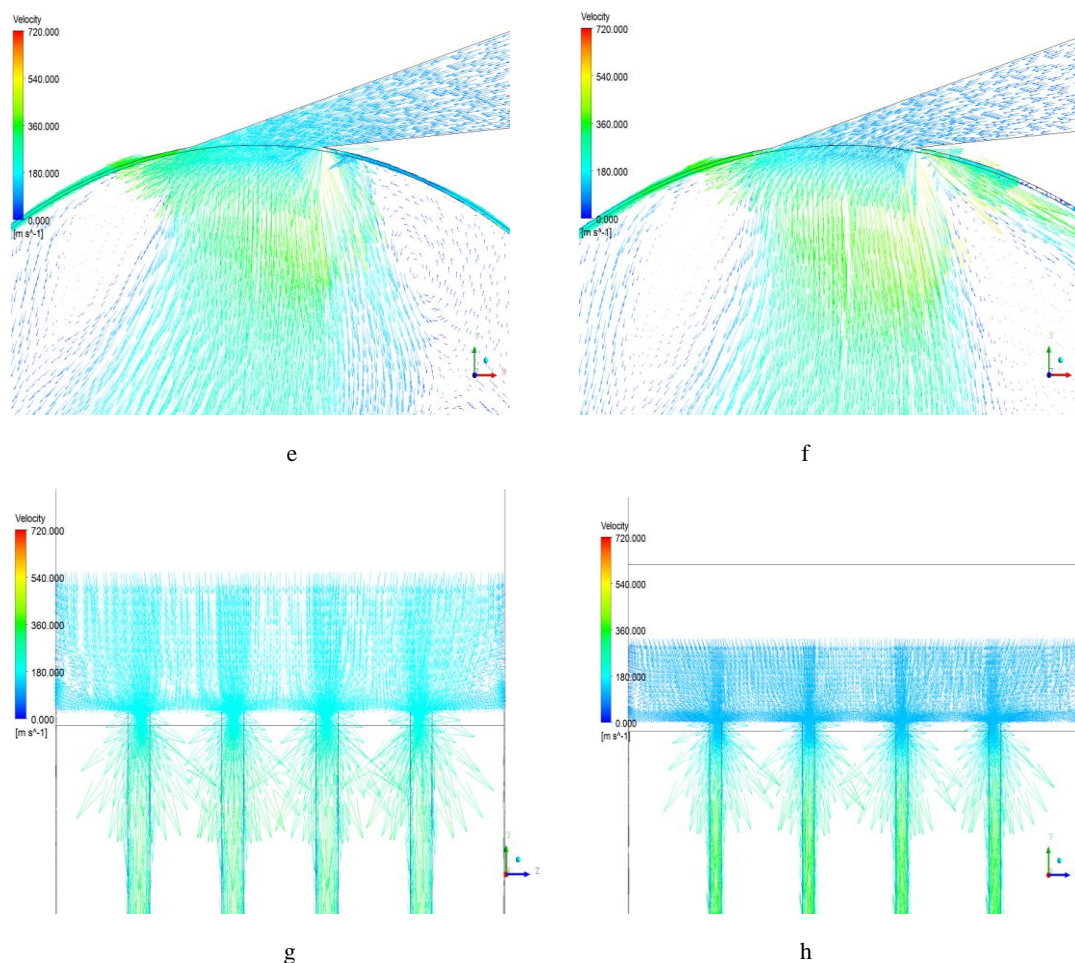
160 对比图 5(a)和(b), (c)和(d), 可以看出，同一厚度的盘式透平 2 通道比 1 通道的流动状况相对要更好一些，喷嘴出口轮盘进口处由于斜切部分膨胀加速和流动截面积突然减小导致的速度发散相对较弱一些，且此处的回流效应也较不明显。除此之外，轮盘外缘的漩涡也相

对更少，流动损失更少。这主要是由于2通道与1通道相比，所处位置更靠近中心区域，受喷嘴边壁以及流体撞击到盘片顶部截面产生的滞止效应的影响更弱一些所致，因而2通道的流动状况要更好一些。

165 对比图 5(a)和(c), (b)和(d), 可以看出, 2mm 盘片厚度比 1mm 盘片厚度的透平模型的流动状况明显要更差, 不仅轮盘进口出的回流效应更明显, 而且轮盘外缘的涡流急剧增加, 有效做功区域减少, 这对轮盘做功是非常不利的。回流效应更明显的原因是上文分析的 2mm 盘片厚度的透平模型在交界面处工质流动截面积减小更剧烈, 流体阻塞更严重, 导致喷嘴出口处压力更高, 因而回流效应更明显。此外, 2mm 盘片厚度模型的流动方向偏折更严重, 这就导致了射流更贴近轮盘内缘流动, 同时上一个喷嘴的回流在外缘逆向流动, 这样就加剧了漩涡的产生, 使流动状况恶化。

175 从图 5(e)、(f)、(g)和(h)局部图可以看出, 两种盘片厚度的盘式透平模型在轮盘进口处的流动情况都很差。在轮盘面上速度方向发生偏折, 产生回流效应, 喷嘴出口两侧都会有较大的漩涡存在; 从子午面上的局部图还可以看出, 由于盘片顶部并没有设计倒角或锥度, 因此流体直接撞击到盘片顶部会产生滞止效应, 且盘片顶部面积与流道面积之比较大, 导致滞止区域较大, 而盘式透平是依靠进入盘片通道的流体与盘片的速度差产生的粘性力来做功的, 滞止效应会降低工质流速, 这对做功显然是不利的。此外还可以看出, 由于盘片顶部的这种过于简单的结构造型以及较窄的轴向间隙, 工质并不能很好的流进盘片通道, 很容易就发生流体阻滞, 从而抬高喷嘴出口压力, 这与前面的分析也是一致的。

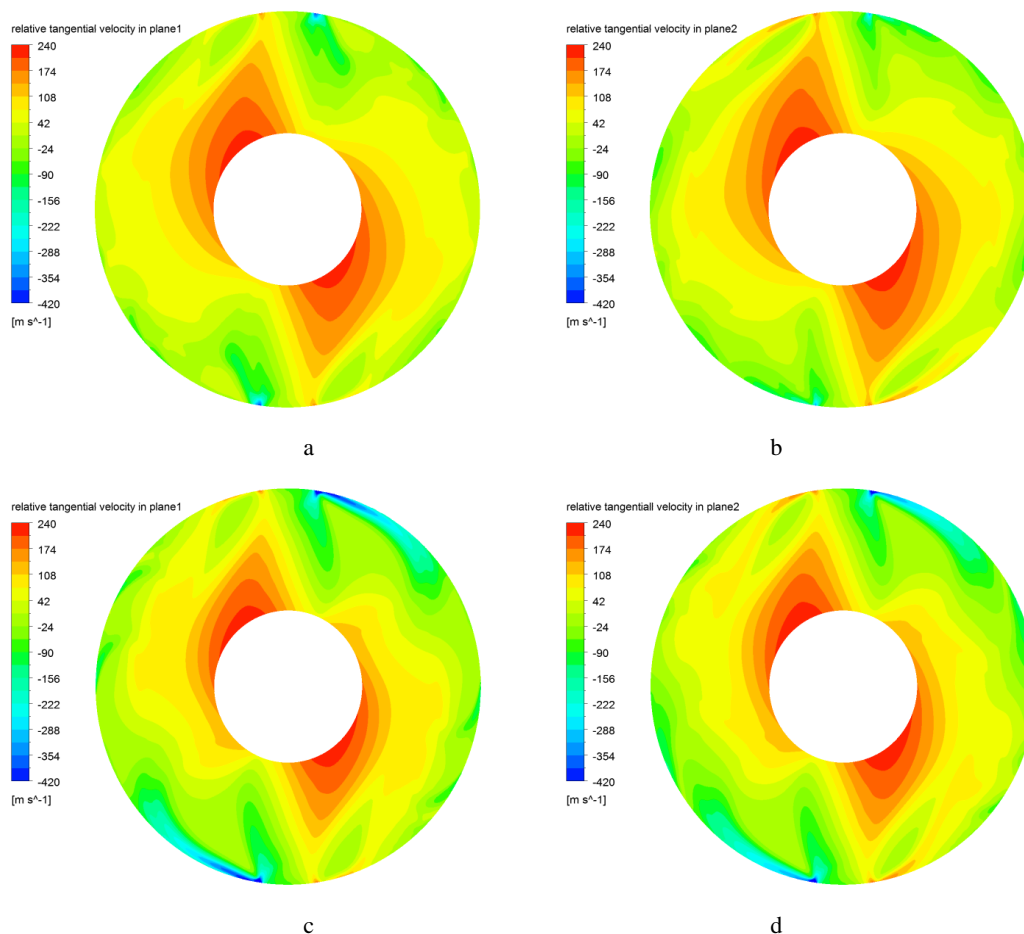




190 图5 不同盘片厚度的盘式透平速度矢量图 (a) 1mm 1 通道 (b) 1mm 2 通道 (c) 2mm 1 通道  
 (d) 2mm 2 通道 (e) 1mm 喷嘴出口处局部图 (f) 2mm 喷嘴出口处局部图  
 (g) 1mm 子午面上交界处局部图 (h) 2mm 子午面上交界处局部图

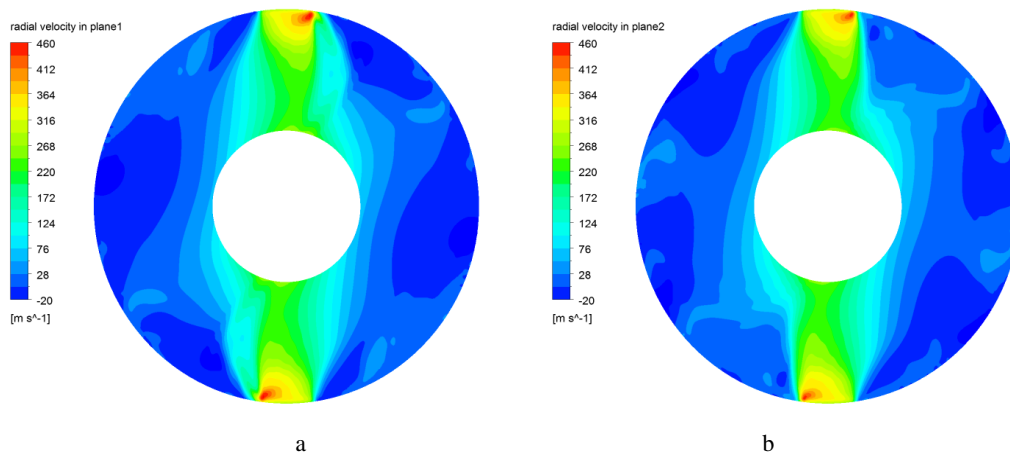
195 Fig.5 Velocity vectors of Tesla turbine with different disc thickness (a) 1mm channel 1 (b) 1mm channel 2  
 (c) 2mm channel 1 (d) 2mm channel 2 (e) detail view at nozzle outlet for 1mm (f) detail view at nozzle outlet for  
 2mm (g) detail view at interface of stator and rotor on meridian plane for 1mm (g) detail view at interface of stator  
 and rotor on meridian plane for 2mm

图 6 和图 7 分别展示了两个盘片厚度透平模型的 1、2 通道的相对切向速度云图和径向速度云图。根据盘式透平工作原理可知，流体与盘片间的相对切向速度是产生流体粘性力的必要条件之一，而流体粘性力是工质带动轮盘转动，实现做功的主要动力。相对切向速度为  
 200 正，则流体做正功，相对切向速度为负，则流体做负功。从图 5 可以看出，同一盘片厚度的盘式透平的 1 通道和 2 通道的相对切向速度分布并无明显差异，而 1mm 与 2mm 盘片厚度的透平模型的相同通道的相对切向速度分布有较大不同，前者的绝大部分轮盘区域都是做正功，且做正功的区域明显大于后者，另外可以很明显的看到在 2mm 盘片厚度的透平模型的喷嘴出口处有回流产生的相对切向速度为负的区域。由此来看，2mm 盘片厚度的盘式透平的  
 205 做功能力更弱，这与前文的气动性能分析结果一致。



210 图6 相对切向速度云图 (a) 1mm 1 通道 (b) 1mm 2 通道 (c) 2mm 1 通道 (d) 2mm 2 通道  
 Fig.6 Contours of relative tangential velocity (a) 1mm channel 1 (b) 1mm channel 2  
 (c) 2mm channel 1 (d) 2mm channel 2

215 径向速度主要是使工质向轮盘内侧流动，进而到达透平出口。将图 7(a)和(b)对比，(c)和(d)对比，可以发现，同一透平的两个通道的径向速度差别不大，径向速度较大的区域都位于喷嘴出口下侧，说明大部分流体是从这部分区域流出盘片通道的，并没有很好地做螺旋线运动，实现做功，工质损失较大。将图 7(a)和(c)对比,(b)和(d)对比，可以看出，2mm 盘片厚度的透平模型中回流产生的径向速度较大的区域更大，这与上文分析的 2mm 模型的回流效应更严重的结论是一致的。



220

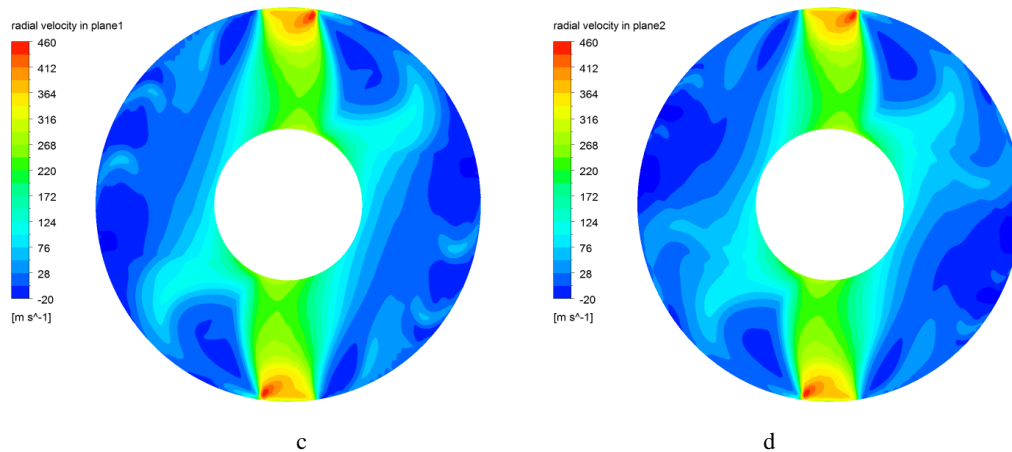


图7 径向速度云图 (a) 1mm 1 通道 (b) 1mm 2 通道 (c) 2mm 1 通道 (d) 2mm 2 通道

Fig.7 Contours of radial velocity (a) 1mm channel 1 (b) 1mm channel 2 (c) 2mm channel 1 (d) 2mm channel 2

225 综上所述，与 1mm 盘片厚度的透平模型相比，2mm 盘片厚度的盘式透平的流动状况明显更差，不仅漩涡和回流更多，喷嘴压降更小，而且轮盘上做正功的区域也相对更小，工质流动损失也更为严重，这些流动特性很好地解释了 2mm 盘片厚度的透平模型的功率和效率更低的原因。

### 2.3 盘片厚度的确定

230 从以上的分析可以看出，盘片厚度是影响盘式透平总体气动性能及流动特性的一个重要的结构参数。在设计盘式透平时需要取得一个合适的盘片厚度，从而保证可以得到一个高效率的盘式透平。

235 盘片厚度的确定需要从结构强度和气动性能两个方面进行考虑。若盘片厚度过小，盘片强度将超过材料的许用强度，不能满足运行条件；若盘片厚度过大，透平的气动性能将大幅降低。课题组的研究结果表明在材料为钛合金，最大转速为 45000r/min 时，盘片厚度小于 1mm 时盘片最大强度已超过材料的许用强度。综上，在设计盘式透平时，应在保证盘片能满足材料许用应力的条件下，盘片厚度应尽可能得小，以保证得到高效率的盘式透平。

## 3 结论

240 (1) 随着盘片厚度增加，流进透平的工质总质量流量增大，但质量流量增大的比例并不等于盘片厚度增大导致的喷嘴截面积增大的比例。随着盘片厚度增加，透平的扭矩、功率和效率都减小，主要是由于流动状况恶化，损失增加导致。

(2) 随着盘片厚度增加，喷嘴出口处流动恶化，流体更难进入盘片通道，导致喷嘴压降减小。此外，随着盘片厚度增加，盘片通道内的流动漩涡增多，回流更明显，有效做功区域减小。

245 (3) 盘式透平设计时，在保证盘片满足强度条件的基础上，盘片厚度应尽可能小。

### [参考文献] (References)

- [1] Frechette L G. Development of a Microfabricated Silicon Motor-Driven Compression System[D]. Cambridge, Massachusetts, USA: MIT Department of Aeronautics and Astronautics, 2000.
- [2] Tesla N. Turbine[P]. U.S. Patent No. 1,061,206, 1913.
- 250 [3] Carey V P. Assessment of Tesla Turbine Performance for Small Scale Rankine Combined Heat and Power Systems[J]. ASME Journal of Engineering for Gas and Power, 2010, 132(4): 122301.
- [4] Romanin V, Carey V P, Norwood Z. Strategies for Performance Enhancement of Tesla Turbine for Combined Heat and Power Applications[C]. Proceedings of the ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, Paper No.: ES2010-90251.
- 255 [5] Sengupta S, Guha A. A Theory of Tesla Turbines[J]. Proc IMechE, Journal of Power and Energy, 2012, Part A,

- 226(5): 650-663.
- [6] Lemma E, Deam R T, Toncich D, et al. Characterisation of a Small Viscous Flow Turbine[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 33: 96-105.
- 260 [7] Lampart P, Jedrzejewski L. Investigations of Aerodynamics of Tesla Bladeless Microturbines[J]. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2011, 49(2): 477-499.
- [8] Lampart P, Kosowski K. Design Analysis of Tesla Microturbine Operating on a Low-boiling Medium[J]. Polish Maritime Research, 2009, Special issue: 28-33.
- [9] Hidema T, Okamoto K, Teramoto S, et al. Numerical Investigation of Inlet Effects on Tesla Turbine Performance[C]. Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2010, Paper No.: AJCPP2010-080.
- 265 [10] Hoya G P, Guha A. The Design of a Test Rig and Study of the Performance and Efficiency of a Tesla Disc Turbine [J]. Proc IMechE, Journal of Power and Energy, 2009, Part A, 223:451-465.
- [11] Guha A, Smiley B. Experiment and Analysis for an Improved Design of the Inlet and Nozzle in Tesla Disc Turbines[J]. Proceedings of IMechE, Part A, Journal of Power and Energy, 2009, 224(A4): 261-277.
- 270 [12] 王新军, 李亮, 宋立明等. 汽轮机原理[M].西安:西安交通大学出版社, 2013.