

文章编号: 1000-8055(2007)05-0808-06

变几何径向透平损失模型及其分析

刘晓澜¹, 谷传纲¹, 杨波¹, 王彤¹, 邢卫东², 张继忠²

(1. 上海交通大学 动力机械及工程教育部重点实验室, 上海 200030;

2. 柴油机增压技术国防科技重点实验室, 大同 037036)

摘 要: 基于 99 mm 叶轮实验, 分析了变几何径向透平静叶的各种损失以及不同的损失模型. 给出了变几何透平静叶冲角损失的定量分析. 通过计算对比不同静叶喉部宽度下叶道边界层摩擦损失, 验证了 Glassman 模型在计算叶片流道损失时, 与试验结果是相符的. 基于 NASA 损失模型分析了径向透平静叶的尾缘损失, 损失随着出口边厚度呈线性增加, 减小出口边厚度是减小尾缘损失的有效方法.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 变几何径向透平; 静叶; 损失模型

中图分类号: V235.16

文献标识码: A

Loss models and loss analysis of variable geometry radial inflow turbine

LIU Xiaolan¹, GU Chuangang¹, Yang Bo¹, Wang Tong¹,

XING Weidong², ZHANG Jizhong²

(1. Key Laboratory for Power Machinery and Engineering of the Ministry of Education of China,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030, China;

2. National Laboratory of Diesel Engine Turbocharging Tech. Datong 037036, China)

Abstract: Based on the experimental data of a 99-mm rotor, various losses and loss models of the stator of variable geometry radial inflow turbine (VGT) was analyzed. Also, a quantitative analysis was performed for the incidence loss in VGT's stator. When calculating the blade passage loss, Glassman loss model was proved to match the test results by calculating comparatively the boundary layer friction loss in blade row with different stator throat widths. The trailing edge loss of radial inflow turbine stator was discussed based on the loss models of NASA, showing that the loss increases linearly with the trailing edge thickness. Thus, an efficient method of reducing trailing edge loss is to cut down the trailing edge thickness.

Key words: aerospace propulsion system; variable geometry radial inflow turbine; stator; loss model

涡轮增压技术的应用在内燃机的发展历程中发挥了重要的不可替代作用, 径向透平是增压器最常见的一种形式. 常规的增压器存在着与发动机协调性差、运行区间窄、动力不可调以及加速性能差等问题, 变几何径向透平可以有效得解决这些问题, 通过调节静叶安装角而改变喉部的通流面积达到实时调节动力的目的, 从而使得发动机

可以运行在宽广的工况下. 同时变几何透平技术在航空发动机领域有着广泛的前景, 尤其是优秀的军用战斗机需要在宽广的马赫数和高度下稳定工作, 现代先进的矢量发动机就是采用了变几何喷嘴技术. 国外在变几何径向透平上的研究已经达到了很高的水平, 美国 GE 公司早在 80 年代就将变几何喷嘴技术应用于先进战机的研制; 日本

收稿日期: 2006-04-21; 修订日期: 2006-10-30

基金项目: 国家自然科学基金项目(50676054)

作者简介: 刘晓澜(1982), 男, 山西大同人, 硕士生, 主要从事计算流体力学, 边界层分析以及径向透平的研究.

三菱公司的 TD-02 型增压器, 转速高达 270 000 r/min, 叶轮直径 40 mm; 此外 ABB、Garrett 以及 MAN B&W 等国际知名企业也纷纷投入大量的人力物力进行变几何径向透平研究并取得了很大成绩. NASA 的 Lewis 研究中心早在 50 年代就开始了径向透平的详尽研究. 但是公开发表的实验是有限的, 50 年代末期 Hiett G F 和 Johnston I H 在 Ricardo 进行了有关的实验研究^[1], NASA 的 Lewis 研究中心从 60 年代到 70 年代进行了一系列高压比的径向透平试验, 以及近来 Spence S W T 和 Artt D W 基于 99mm 叶轮进行的不同喷嘴截面的试验^[2,4].

各种关于径向透平的文献以及技术报告, 都用大量的篇幅讨论了损失模型以及损失分析. 建立精确的损失模型对径向透平的研究是至关重要的, 本文基于文献[2, 3]的实验数据, 用编制的程序 ODPRIIT 进行了损失模型的对比与各种损失的分析, 对分析径向透平内部的真实流动以及将来的设计与优化提供了必要的基础.

1 径向透平试验模型

文献[2, 3]试验中的径向透平为一个商业的增压器, 透平级的几何数据如表 1. 实验中采用了 10 种叶型相同但是具有不同喉部截面的喷嘴, 喷嘴喉部宽度范围为 4.0~8.5 mm.

表 1 透平级几何参数

Table 1 Turbine stage geometric parameters

几何参数	数值
喷嘴数目	16
喷嘴进口直径/mm	152.0
喷嘴叶型前缘半径/mm	4.0
喷嘴叶高/mm	10.2
喷嘴喉部宽度/mm	4.0~8.5
喷嘴叶型后缘 PCD/mm	111.0
喷嘴叶型后缘半径/mm	0.5
叶轮进口半径/mm	99.06
叶轮进口宽度/mm	10.2
叶轮进口轴向间隙, 轮毂侧/mm	0.25
叶轮进口轴向间隙, 轮盖侧/mm	0.4
叶轮进口叶片角/(°)	0
叶轮叶片数目	11
叶轮出口顶端半径/mm	79.0
叶轮出口轮毂半径/mm	30.0
叶轮出口叶片角/(°)	50.1
叶轮出口叶片厚度/mm	1.6
叶轮出口径向间隙/mm	0.4

透平的工质为空气, 所有试验都是在进口温度 400 K, 出口压力为大气压下进行的. Spence^[2]认为在试验过程中相对较低的温度有助于减少散热损失, 保证了温度测量的精确性. 实验中透平与一个离心压缩机直接相连, 提供不同的载荷.

2 静叶损失模型以及分析

在变几何静叶的设计中, 主要的考虑的损失有: 冲角损失, 流道边界层损失以及尾缘损失.

2.1 冲角损失

在透平的最初设计中, 可以按照气流方向与叶片流道方向平行方式设定最佳进气角, 将静叶的冲击损失降低到最小, 以至与总体损失相比可以忽略. 但是在变几何静叶的设计中, 由于静叶的冲角偏离了最佳冲角, 冲击损失迅速增大, 静叶的冲角损失不可忽略.

早期的冲角损失模型由 Wallace^[5]提出用来分析径向透平的变工况特性, Wallace 认为由于进口冲击造成的动能损失可以用气流在进口处的等压加热得到的热量来表示, 但是当进口阻塞的时候这个模型不再适用.

NASA 的 Lewis 研究中心从 60 年代开始陆续发表了一些损失模型并根据试验数据结果进行了改进, 其中包括 Carroll 和 Futral 在一个分析径向透平变工况特性的 FORTRAN 程序中使用的模型^[6], 这个模型将进口的冲角损失简单地表达为进口气流动能的一部分

$$h_{inc} = \frac{v^2 \sin^2 i}{2} \tag{1}$$

Wasserbauer 和 Glassman^[7]沿用并且进一步修正了这个损失模型, 在新的模型中考虑了正冲角与负冲角对损失的影响, 使之更加贴近真实的进口冲击流动

$$h_{inc} = \frac{v^2 \sin^n i}{2} \tag{2}$$

其中, 负冲角的时候指数 n 为 2, 正冲角的时候指数 n 为 3, 与试验结果大致比较吻合. 根据这个模型, 正冲角的时候静叶的进口损失小于负冲角的情况. Meitner 和 Glassman^[8]指出在负冲角的情况下这个模型与文献[7]中的试验数据不是完全一致, 经过修正后为

$$h_{inc} = \frac{v^2 (1 - \cos^n i)}{2} \tag{3}$$

经过其与文献[9]中的未公开发表实验数据进行对比, 得出负冲角时 n 为 2.5, 正冲角时 n 为 1.75

并且结果与文献[7] 也符合一致.

Conrad^[10] 的冲角损失模型为

$$h_{inc} = f_{inc} \frac{v_u^2}{2}$$

(4)

类似于 NASA 早期的损失模型, 将冲击损失看作气流动能的一部分, 不同的是此模型中使用了速度的周向分量. 经验系数 f_{inc} 大概在 0.5~0.7 之间, 对于不同的叶型 f_{inc} 的取值不同, 从而大大减小了其实用性.

根据 Spence^[2] 在此径向透平实验中的静叶参数, 本文计算对比了三个损失模型, 计算结果如图 1 所示.

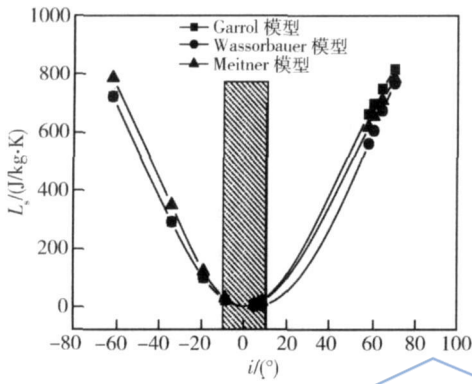


图 1 冲角损失随 i 变化图
Fig.1 Incidence loss versus angle i

其中 $i = \alpha - \varphi$ 为气流角与最佳冲角的差值. Meitner 模型修正了 Wasserbauer 模型在正冲角下与 NASA 未公开试验数据的不符合. 由图 1 阴影部分可见当 i 为 $-10^\circ \sim 10^\circ$ 对应的最佳冲角为 $-26^\circ \sim -11^\circ$ 时, 冲击损失为最小, 与 NASA 给出的 $-23^\circ \sim -14^\circ$ 范围相符, NASA 实验表明冲角在此范围内可以得到很好的效率, 但是 NASA 并未公开实验数据, 也没有给出定量的分析.

对于负冲角的损失大于正冲角损失的原因, 作者通过对文献[11] 的气流流动图 2~图 6 分析, 认为主要是由于在径向透平中, 负冲角流动形成了大量的涡流, 从而造成较大的耗散损失. 同时冲角变化而带来的损失远远不止于流道进口的损失, 进口处的冲击会影响到下游流道中的气流流动与进口处上游的气流流动, 造成流动扰乱, 引起附加的损失. 这也是负冲角时的损失大于正冲角时的原因之一. 在变几何径向透平中, 当冲角较远偏离最佳冲角时, 附加损失会更加显著, 所以研究这种附加效应便得更加有实际意义. 定量的附加损失分析有待于进一步的实验研究. 不过目前还没有任何人进行过这方面的专门实验, 造成了实

验数据的缺乏.

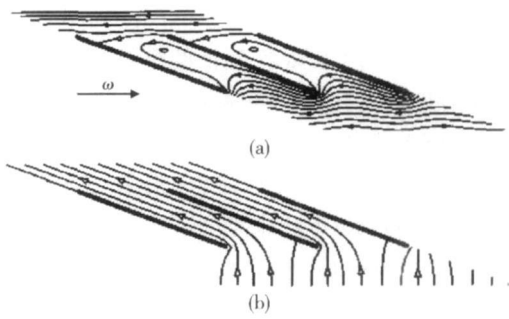


图 2 叶道流线^[11]
Fig.2 Streamline for flow in blade row^[11]

在变几何径向透平中, 由于需要改变叶片的安装角, 为了减小进口冲击损失, 一种办法就是减小进口气流速度, 但是势必会造成流道边界层摩擦损失的增加, 可行的办法就是将叶片顶端的圆弧半径增大, 使得叶型的最佳冲角范围得以增大.

2.2 叶片流道损失

静叶进口的冲击损失与静叶叶片流道中的边界层损失是分开进行讨论的, 但是实际上两者是不可分割的, 如前所述进口冲击损失会影响到叶片流道边界层损失, 但是可以归结为边界层的厚度的增加.

本文叶片流道损失是基于边界层分析理论与文献[2,3] 的实验数据进行的. 透平中最主要的损失是由于叶道与端壁的边界层造成的, 这些损失主要是由于气体在流道与端壁表面的黏性流动造成摩擦损失.

静叶的流动相对于复杂的叶轮中的流动来说要简单很多, 我们可以用现有的损失模型来分析静叶流道中的损失, 可以将不同的几何参数与损失联系起来, 比如叶型参数以及气流角等, 从而为叶轮的损失分析积累经验.

早期的 NASA 损失模型, Futral 和 Wasserbauer^[12] 在 1965 年一份分析径向透平变工况特性报告中提出

$$h_s = k_s \left[\frac{v_0^2 + v_1^2}{2} \right]$$

(5)

这个模型将静叶的损失简单的表示为静叶中气流动能的一部分, 其中经验系数 k_s 由实验得出的关联系数. 这个模型优点就是简单明了, 同时由于它的简单使得其结果应用在不同的透平上得出的结果差别很大, 对于精确性的定量分析没有价值.

Rohlik^[13] 在 1968 年提出了一个更复杂的叶道边界层损失模型, 这个模型将损失与静叶的几

何条件以及雷诺数联系在一起, 而不需要太多的实验数值输入. 而且此模型很早就已经成功的应用于轴流透平.

$$e = E \left[\frac{\left(\frac{\theta_{\text{tot}}}{l} \right) \left(\frac{l}{c} \right) \sigma}{\cos \alpha_1 - \frac{t}{s} - \frac{\delta_{\text{tot}}}{s}} \right] \left(1 + \left(\frac{\cos \alpha_1}{Q_1} \right) \right) \quad (6)$$

其中

- e : 动能损失系数;
- E : 常数系数;
- l : 叶片弧形长度;
- c : 叶片弦长;
- α : 叶栅稠度;
- t : 叶片后缘厚度;
- s : 栅距;
- a : 叶高弦长比;
- θ_{tot} : 总的动量层厚度;
- δ_{tot} : 总的位移厚度.

这个损失模型中, Rohlic 假定了一些值为常数, 比如 E 为 1.8, θ_{tot}/l 对于静叶是 0.003, l/c 为 1.0, σ 为 1.4, t/s 为 0.017, δ_{tot}/s 为 0.008, a 为 0.5. 其中 θ_{tot}/l 是由一个亚声速轴流透平在高雷诺数实验下得出的, Rohlic 假定它同样适用于径向透平, 这也是这个模型的局限性所在. 1976 年, Glassman^[14] 在一篇论述径向透平设计的技术报告中对上述模型进行了改进, 3D 的损失系数如下:

$$e_{3D} = \frac{E \left(\frac{\theta_{\text{tot}}}{l} \right)_{\text{ref}} \left(\frac{Re}{Re_{\text{ref}}} \right)^{-0.2} \left(\frac{l}{s} \right) \left(\frac{A_{3D}}{A_{2D}} \right)}{\cos \alpha_1 - \frac{t}{s} - H \left(\frac{\theta_{\text{tot}}}{l} \right)_{\text{ref}} \left(\frac{Re}{Re_{\text{ref}}} \right)^{-0.2} \left(\frac{l}{s} \right)} \quad (7)$$

其中

- E, H : 关联系数;
- Re : 雷诺数;
- Re_{ref} : 文献参数;
- A_{3D} : 叶道面积与端壁面积之和;
- A_{2D} : 叶道面积.

E, H 是由文献[15]中边界层分析的式(7-14)与式(7-13)得出, 速比指数为 0.2.

$$E = \frac{2 \left(\frac{1}{1.92} + \frac{Q}{3.2} + \frac{Q^2}{4.8} + \frac{Q^3}{6.72} \right)}{\frac{1}{1.68} + \frac{Q}{2.88} + \frac{Q^2}{4.4} + \frac{Q^3}{6.25}} \quad (8)$$

$$H = \frac{\frac{1}{1.2} + \frac{3Q}{1.6} + \frac{5Q^2}{2.0} + \frac{7Q^3}{2.4} + \frac{9Q^4}{2.8}}{\frac{1}{1.68} + \frac{Q}{2.88} + \frac{Q^2}{4.4} + \frac{Q^3}{6.25}} \quad (9)$$

其中对于静叶

$$Q = \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \left(\frac{V}{V_{\text{cr}}} \right)^2 \quad (10)$$

对于动量层厚度以及雷诺数的文献参数, 是经过与静叶损失的未公开发表试验结果进行对比得出的, 文献[15]中径向透平的 e_{3D} 为 0.064, 总效率为 0.88.

$$\left(\frac{\theta_{\text{tot}}}{l Re^{-0.2}} \right)_{\text{ref}} = 0.03734 \quad (11)$$

Rodgers 的静叶损失模型^[4] 同样也是将静叶的损失表达为静叶出口动能损失, 此损失模型同样将损失系数与叶型几何数据以及雷诺数联系起来

$$h_s = 0.5 Re^{-0.2} \phi_s V_1^2 \quad (12)$$

其中

$$\phi_s = \frac{1}{20} \left(\frac{3 \sin \alpha_1}{s/c} + \frac{a}{b} \right);$$

s : 叶片出口栅距;

c : 叶片弦长;

a : 静叶喉部宽度;

b : 叶高.

雷诺数定义如下:

$$Re = \frac{V_1 b}{\nu} \quad (13)$$

Rodgers 认为此损失模型只可以用来计算叶片流道的边界层摩擦损失.

本文基于 Spence^[2,3] 99mm 叶轮实验参数, 计算了 Rodgers 模型, Rohlik 模型以及 Glassman 模型所描述的静叶流道损失, 为了与实验数据进行更佳的对比, 叶轮损失模型一致采用 NASA 的边界层损失分析, 模型如下式描述

$$e_{3D} = \frac{E \left(\frac{\theta_{\text{tot}}}{l} \right)_{\text{ref}} \left(\frac{Re}{Re_{\text{ref}}} \right)^{-0.2} \left(\frac{l}{s} \right) \left(\frac{A_{3D}}{A_{2D}} \right)}{\cos \beta_2 - \frac{t}{s} - H \left(\frac{\theta_{\text{tot}}}{l} \right)_{\text{ref}} \left(\frac{Re}{Re_{\text{ref}}} \right)^{-0.2} \left(\frac{l}{s} \right)} \quad (14)$$

式中, E 与 H 与式(8)、(9)相同;

$$Q = \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \left(\frac{W}{W_{\text{cr}}} \right)^2 \quad (15)$$

$$\left(\frac{\theta_{\text{tot}}}{l Re^{-0.2}} \right)_{\text{ref}} = 0.11595 \quad (16)$$

同时计入动叶进口的冲击损失, 模型为上文所述 Meitner 模型.

图 3~ 图 5 分别计算了三个损失模型在静叶喉部宽度为 4.0 mm 对应叶轮转速 45 000 r/min 时的静叶效率, 喉部宽度为 5.5 mm 对应叶轮转速 55 000 r/min 时的静叶效率以及喉部宽度为 8.0 mm 对应叶轮转速 40 000 r/min 时的静叶效

率. 以及静叶叶片流道采用 Glassman 模型时得到的透平总效率与透平静效率.

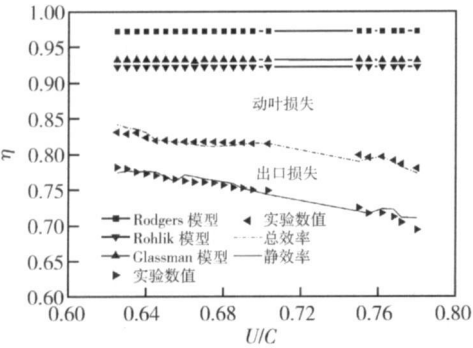


图 3 损失模型对比(4 mm 喷嘴) 45 000 r/min
Fig.3 Comparison of loss models for 4.0 mm nozzle

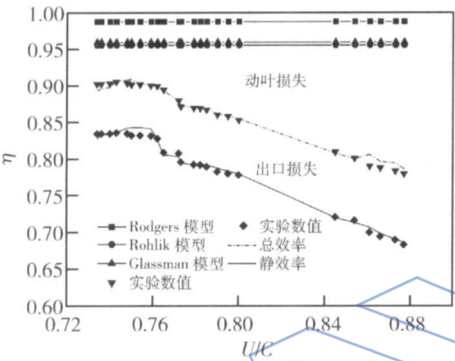


图 4 损失模型对比(5.5 mm 喷嘴) 55 000 r/min
Fig.4 Comparison of loss models for 5.5 mm nozzle

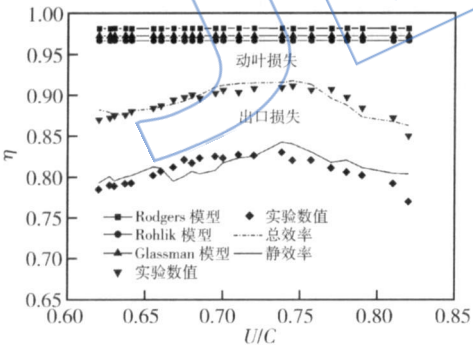


图 5 损失模型对比(8 mm 喷嘴) 40 000 r/min
Fig.5 Comparison of loss models for 8.0 mm nozzle

由图 3~ 图 5 可以看出, Rodgers 损失模型得出的静叶效率比其他两个明显偏大, 如前所述, 因为 Rodgers 模型只是描述了叶片流道的边界层摩擦损失, 并未考虑端壁摩擦损失以及尾缘损失. 而 Rohlik 和 Glassman 模型都是建立在边界层分析的基础上, 不同的是 Glassman 修正了 Rohlik 模型的一些与实验数值不匹配的问题. 两个都是将静叶损失与叶型几何参数以及雷诺数联系起来,

而且避免了大量的实验数值输入. Rodgers 模型使用的时候必须配合专门的尾缘损失, 冲角损失, 以及出口边混和损失模型来全面描述静叶的损失. Rodgers 认为当叶片尾缘厚度小于叶片弦长的 2% 时可以忽略叶片尾缘的混和损失.

在文献[4]中, Spence 认为 Rohlik 模型已经包含了进口冲击损失, 流道边界层损失, 尾缘损失以及出口混和损失. 而这里认为基于边界层分析的 Rohlik 模型以及 Glassman 模型均没有考虑进口冲击损失与出口混和损失, 这两项在 Rohlik 与 Glassman 模型的公式描述中均没有出现. 在偏离最佳冲角的时候, 考虑了进口冲击的静叶损失如图 3~ 图 5 所示, 与文献[2, 3]中的结果相比, 静叶损失增加了一个百分点左右. 再一次说明了在变几何径向透平中考虑静叶冲角损失是很必要的, 有重要的实际意义.

由图 3~ 图 5 可以看出, 计入静叶冲角损失后, Glassman 模型配合给出的叶轮损失模型计算得出的透平总效率与静效率在喷嘴喉部宽度为 4 mm 与 5.5 mm 时均给出了很好的结果, 在 8 mm 时给出了较好的结果. 表明 Glassman 模型分析变几何透平的叶片流道损失是比较精确可靠的.

2.3 尾缘损失

尾缘损失是出口边气流膨胀引起的损失, 也是边界层损失的一类, 气流流出出口边的时候会导致边界层厚度的增加, Prust^[15] 详细论述了叶片尾缘损失

$$e_{te} = \frac{\phi_{te}}{1 - \delta_e} \tag{17}$$

在计算静叶损失时, 可以将尾缘损失加入到叶道边界层损失之中. Rodgers 认为当叶片出口处的无叶膨胀直径比小于 1.05 可以忽略尾缘损失.

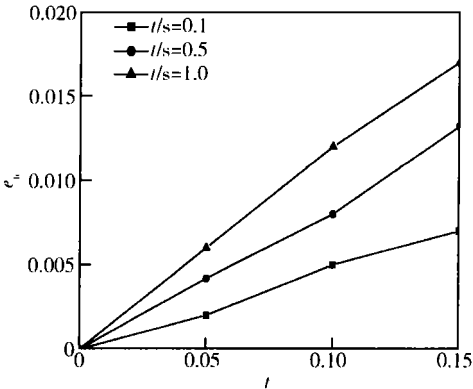


图 6 尾缘损失系数随厚度变化
Fig.6 Trailing edge loss coefficient versus trailing edge thickness

当 $E = 1.8$, $H = 1.3$ 时, 尾缘厚度与损失系数有如图 6 变化趋势。

可以看出, 尾缘厚度增加会导致损失呈线性递增, 减小尾缘厚度是一个减小损失的切实可行办法。

3 结 论

本文详细论述了静叶的各种损失以及描述损失的不同模型, 基于文献[2-3]的实验进行了损失分析, 得出如下结论:

(1) 详细分析了 5 种静叶进口的冲击损失模型, 指出 Meitner^[8] 模型与 NASA 实验数据更加相符。基于 Spence 实验的几何模型对三组模型进行了对比, 计算得出的最佳冲角范围 $-26^\circ \sim -11^\circ$ 与 NASA 给出的 $-23^\circ \sim -14^\circ$ 范围相符很好。

同时给出了静叶冲角损失的定量分析, 在喷嘴喉部宽度分别为 4.0 mm 和 8.0 mm 时, 静叶效率下降一个百分点左右, 说明了冲角的变化对透平性能的影响远远不止于静叶进口处, 进口处的冲击会影响到下游流道中的气流流动与进口处上游的气流流动, 造成流动扰乱, 引起附加的损失。在变几何透平中, 当气流角偏离叶片最佳冲角时附加损失会变得更加显著。增大静叶叶片顶端的圆弧半径是抑制冲角损失切实可行的办法。

(2) 将叶片流道损失与进口冲角损失分开讨论, 分析了四组流道损失模型。基于 Spence 实验的几何模型对其中三组进行了对比, 基于边界层分析的 Rohlik 模型与 Glassman 模型均给出了比较好的结果。

分析了大偏角时的静叶损失, 与文献[2-3]相比静叶损失增加了约 1 个百分点左右, 再一次表明变几何透平中研究静叶的冲角损失是很有必要的。

采用 Glassman 损失模型以及给定的叶轮损失模型, 分别计算了静叶喉部宽度为 4.0 mm, 5.5 mm 和 8 mm 的透平总效率与透平静效率, 与实验数据相符很好, 表明 Glassman 模型分析叶片流道边界层损失具有精确性和可靠性。

(3) 分析了静叶尾缘损失, 分析了同样基于边界层分析的 Prust 模型。损失随着出口边厚度成线性增加, 减小出口边厚度是减小损失的切实可行办法。

参考文献:

[1] Hiatt G F, Johnston I H. Experiments concerning the aerodynamic performance of inward flow radial turbines[J].

Proc. Instn. Mech. Engrs, Part A. 1963, 178: 28-42.

[2] Spence S W T, Artt D A. Experimental performance evaluation of a 99mm radial inflow nozzled turbine with different stator throat areas[J]. Journal of Power and Energy, 1997, Part A, 478-487.

[3] Spence S W T, Doran W J, Artt D W. Experimental performance evaluation of a 99mm radial inflow nozzled turbine at larger stator rotor throat area ratios. [J] Journal of Power and Energy, 1999, 213, Part A, 207-215.

[4] Artt D W, Spence S W T. A loss analysis based on experimental data for a 99mm radial inflow nozzled turbine with different stator throat areas[J]. Journal of Power and Energy, 1998, 212, Part A, 28-31.

[5] Wallace F J. Theoretical assessment of the performance characteristics of inward radial flow turbines[J]. Proc. Instn. Mech. Engrs, 1958, 172, 931-952.

[6] Todd C A, Futral S M Jr. A fortran program to estimate the off design performance of radial inflow turbines[R]. NASA TN D-5059, 1969: 2-29.

[7] Wasserbauer C A, Glassman A J. Fortran program for predicting off design performance of radial inflow turbines. [R] NASA TN D-8063. 1975: 3-7.

[8] Meitner P L, Glassman A J. Loss model for off design performance analysis of radial inflow turbines with pivoting vane, variable area stators. [R] NASA TM-81532, 1980: 2-11.

[9] Kofskey M G, Nusbaum W J. Effects of specific speed on experimental performance of a radial inflow turbine[R]. NASA TN D-6605. 1972: 3-24.

[10] Conrad O, Raif K, Wessels M. The calculation of performance maps for centrifugal compressors with vane island diffusers[A]. Perform Predict of Centrifugal Pumps and Compressors, Presented at Annu Int Gas Turbine Conf and Exhib, 25th and Annu Fluids Eng Conf, 22nd[C]. New Orleans, LA, USA, ASME, 1980: 135-147.

[11] Arduzzon G, Pavesi G. Optimum incidence angle in centrifugal pumps and radial inflow turbines[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy, Vol. 212, Issue 2, 1998: 98-102.

[12] Futral S M Jr, Charles W. Off design performance prediction with experimental verification for a radial inflow turbine[R]. NASA TN D-2621, 1965: 1-22.

[13] Rohlik A H E. Determination of radial inflow turbine design geometry for maximum efficiency [R]. NASA TN D-4384, 1968: 16-28.

[14] Glassman A J. Computer program for design analysis of radial inflow turbines[R]. NASA TN D-8164. 1976: 2-19.

[15] Prust H W Jr. Boundary layer losses. Ch. 7 of turbine design and application, Vol. 2, Glassman A J[R]. NASA SP-290, 1973: 195-221.