

文章编号: 1000-8055(2008)06-1047-07

分立式导向器离心涡轮气动改型设计与流场分析

刘 菁, 单 鹏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 对某高负荷低速较大扭矩单级冷气起动涡轮进行了原型机气动分析和改型机气动设计. 该涡轮采用离心式流动, 分立式导向器和冲击式转子. 分析发现, 该涡轮负荷系数极高而不追求高效率. 为增大功率而进行的改型设计采取了加大流量而保持进气压强不变的技术方案. 流场模拟结果显示, 该改型设计在涡轮转子直径减小 6% 的情况下, 在原型涡轮设计转速下及其 140% 转速下的输出功率各约为原型机的 2 倍和 2.8 倍.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 分立式导向器; 离心涡轮; 流场数值模拟; 冻结转子法

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Modification design and flowfield analysis of a centrifugal turbine stage with discrete nozzles

LIU Jing, SHAN Peng

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: For an air turbine with high loading, low rotational speed and greater torque output single stage startup, aerodynamic analysis of prototype and aerodynamic modification design were conducted for achieving a more powerful shaft power output. This turbine employed a centrifugal flow path, discrete nozzles and an impactive rotor. The flowfield analysis indicates that, this turbine has a very high loading coefficient, rather than a high adiabatic efficiency. A technical package was adopted in the modification design of increasing mass flow with almost the same turbine inlet total pressure. The flowfield simulation indicates that, when the rotor's diameter is reduced to 94% of the original turbine, the power output of the modified turbine is about 2 times and 2.8 times of the original one at both the rotational speed of 100% and 140% of the original one.

Key words: aerospace propulsion system; discrete turbine nozzles; centrifugal turbine; flowfield numerical simulation; frozen rotor method

采用非连续分布的, 或者称为分立式的涡轮导向器(也称喷嘴)的涡轮级, 国内外公开介绍文献较少. 其典型应用见诸于法国 TRI 60 系列的巡航导弹用小型涡喷发动机的地面冷气起动涡轮^[1]. 该涡喷发动机的设计原则偏重于低成本, 无需维护和一次性使用. 本文注意到这一原则并将其贯穿在分立式导向器离心涡轮级的设计中.

此类涡轮的气动布局表面看似简单, 但实际上其设计反问题和模拟正问题比通常的连续喷嘴环涡轮级复杂. 首先, 不能直接使用叶轮机无穷多叶片或连续分布叶片这一最基本的假设进行通流设计; 其次, 在流场的定常计算流体力学(CFD)分析中使用混合界面法, 或确定应力法等, 也是完全失真的; 再次, 若硬性使转子进口处流场为周向平

收稿日期: 2007-06-15; 修订日期: 2008-01-06

作者简介: 刘菁(1981-), 男, 湖北通山人, 硕士生, 主要从事叶轮机气动方面研究.

均的,则虽然可以经调整使得转、静子和级的流量连续,但对于转子进、出口之间各个截面上流动速度即气流动量的模拟却是完全错误的,导致涡轮输出功率等的计算错误;最后,如果进行级全周的非定常 CFD 模拟,又面临着通道和网格数目巨大,机时过长等困难的限制。

在原型设计数据缺乏的条件下,本文进行了该分立式喷嘴微型涡轮部件的流场分析和气动改型设计。改型设计的要求是,在转子直径缩小 6% 之后,在原型设计转速下改型涡轮的输出功率反而提高到原型的约 5/3 倍。本文发展了针对这种涡轮的总体和一维气动设计程序;简化处理计算域后,应用 CFD 技术中的冻结转子法^[2]分析了涡轮的流场,认识了该种涡轮的工作特点;特别是,采用总体和一维气动设计与三维粘性定常流场分析互相辅助、互相约束验证的方法,避开非定常流场计算,得到了工程参数达标并相对满意的改型设计结果。改型设计仍遵循前述的原型设计原则。

1 原型涡轮的特点和研究方法

原型涡轮部件的静子部件仅仅有 6 个周向离散布置的喷嘴,离心转子叶轮直径约 150 mm,沿径向套在静子外,转子叶片 100 片,为直立叶片,叶片高度小于 7 mm,设计转速约 5 000 r/min。原型涡轮级的气动布局除了静子通道数目较少以外,其余与改型涡轮级气动布局完全相似。注意到,该起动涡轮的排气位置正好处于发动机第一级压气机之前的轮毂上并基本上沿径向排气^[3],因此采用非连续分布的涡轮喷嘴应该与发动机节流减压起动有关。

拟定的研究路线分为四个步骤:1)对原型涡轮进行总体和一维性能的反向设计与拟合;2)对原型涡轮的流场和性能进行三维粘性数值模拟;3)对改型涡轮进行总体和一维气动设计;4)对改型涡轮进行三维粘性数值模拟验证。

为对原型、改型涡轮进行总体和一维性能拟合与设计,本文发展了径向涡轮总体和一维气动设计程序,其核心采用下述方程组为数学模型^[4]

$$\begin{aligned} L_T &= C_p T_3^* \left(1 - 1/\pi_r^* \frac{k}{k-1} \right) \eta_r^* \\ L_T &= |U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}| \\ U_1 &= \sqrt{\frac{L_T}{H_T}} \\ \Omega_r &= 1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \bigg/ (H_T U_1^2) \\ \tan \beta_2 &= (C_{2u} - U_2)/C_{2a} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= (C_{1u} - U_1)/C_{1a} \\ C_{2u} &= C_2 \sin \alpha_2 \\ C_{1u} &= C_1 \sin \alpha_1 \\ C_{2a} &= C_2 \cos \alpha_2 \\ C_{1a} &= C_1 \cos \alpha_1 \\ C_{2a} &= W_2 \cos \beta_2 \\ C_{1a} &= W_1 \cos \beta_1 \end{aligned}$$

$$\dot{m} = K p_1^* [A_1 (l/L) \cos \beta_1] q(Ma_{c1}) / \sqrt{T_1^*}$$

其中未知函数为

$$\eta_r^*, L_T, \widetilde{H}_T, \Omega_r, U_2, U_1, C_2, C_1, C_{2u}, C_{1u}, C_{2a}, C_{1a}, W_2, W_1, \alpha_2, \alpha_1, \beta_2, \beta_1, (A_1 l/L)$$

其中 A_1 为转子进口处的径向流通面积, $l/L < 1$ 是本文专门建立的周长系数,用于处理分立式涡轮喷嘴的喷射流动只存在于部分弧长上这一流动特殊性。上方程组全部由一维理论方程组成,其方程数与未知函数数各为 13, 19, 因此一般性地讲,在部件总体性能设计要求总压 p_1^* , 总温 T_1^* , 流量 $\dot{m}$, 落压比 π_r^* 被指定之后,涡轮部件总体气动设计的自由度为 6。在上方程组中本文选涡轮绝热效率 η_r^* , 负荷系数 $\widetilde{H}_T$, 转子进口切线速度 U_1 , 转子出、进口气流绝对速度 C_2, C_1 和出口气流方向角 α_2 , 作为涡轮部件总体设计的自由度。

原型、改型涡轮的流场数值模拟使用 Numeca 软件,采用 Spalart-Allmaras 一方程湍流模型,二阶 Runge-Kutta 法时间推进,中心差分格式空间离散,采用人工粘性系数,全多重网格法,变时间步长以及残差光顺方法。对于本例的原始非定常、使用分立式导向器的无周期性流场的特殊 CFD 模拟问题,采用了冻结转子法进行定常计算。

首先用较低的收敛精度以冻结转子法试算了原型机分立导向器的流场,采用 1/6 周计算域,得到了图 1 所示的结果。图 1 表明,在某一时刻,单个静子喷嘴的绝大部分气流只从静子喷嘴出口附近的 4 个转子叶片间的 3 个转子通道流出。因此不妨只取 1 个静子喷嘴和其出口附近的 4 个转子叶片为模拟问题的物理计算域,舍弃其他基本无气流通过的转子通道,而进一步进行高精度的流场分析。用冻结转子法处理叶轮机非定常问题时,必须对转子与静子叶片的周向相对位置进行近似化处理。转静子相对位置的选取与满足转子计算域两端的周期性边界条件有关,多次试算的结果表明,转静子间的相对位置细微变化将直接导致计算不收敛,本文认为是不适当偏置的静子通道位置趋于打破周期性条件所致。所以需要反复试算而找出其中合适的转静相对位置。

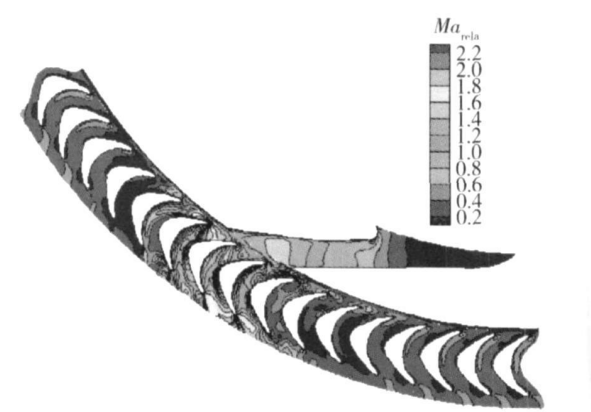


图 1 原型涡轮中径截面处相对马赫数分布定性模拟

Fig. 1 Principle relative Mach number distribution at half span of the prototype rotor blade

2 原型涡轮反设计与性能分析

2.1 原型涡轮总体和一维性能

对原型涡轮, 结合流场数值模拟计算结果, 已知的各种参考条件有流量、转速、进口总温总压、落压比、绝热效率、原型涡轮部件各种几何尺寸等. 将以上各种参考条件代入总体和一维气动设计程序反复调试. 调试中发现, 原型涡轮的负荷系数 H_T 很高, 总效率却较低. 通过流量 $\dot{m}$ 、周长系数 U/L 和转子叶片叶高几何尺寸等已知参考条件, 发现转子进、出口马赫数都超声速.

综合分析可知, 静子喷嘴出口气流马赫数较高, 而转子切线速度较低, 导致了转子负荷系数很

表 1 总体和一维气动设计程序计算结果与数值模拟分析结果的对照

Table 1 Compare of overall and 1-Dimensional gas dynamic design results with that of CFD validation				
	总体和一维气动反设计 原型计算结果	原型涡轮数值 模拟结果	总体和一维气动设计 改型计算结果	改型涡轮数值 模拟结果
流量/(kg/s)	0. 265	0. 265	0. 515	0. 515
功率/(kW)	4. 803	5. 485	9. 446	10. 581
扭矩/(N·m)	9. 174	10. 476	18. 042	20. 210
效率	0. 28	0. 334 6	0. 27	0. 321 0
落压比	2. 38	2. 557 5	2. 45	2. 687
负荷系数	12. 478	10. 613	14. 290	11. 915

高(见表 1), 而转子气流进出口马赫数较高则表明来流并未在转子通道中得到完全膨胀, 这是原型涡轮总效率较低的重要原因.

2.2 原型涡轮流场分析

图 2 是原型流场数值模拟所用网格. 静子喷嘴部分分为两块网格, 流向、周向、展向网格数各为 76, 49, 49; 转子叶片部分采用的是 O 型网格, 单个转子的网格的流向、周向、展向网格数各为 145, 33, 49. 除此之外, 还有转静交接面网格以及叶尖间隙网格, 总共有 15 块网格, 网格总数超过 125 万. 计算域进口给定总温、总压以及气流方向; 出口给定静压; 固壁给绝热条件. 在涡轮运转时, 静子喷嘴进口空气由地面气罐供给, 其进口气流速度不高, 故取进口总压约等于静压. 原型涡轮仅有的已知条件是在进口总压为 8 个大气压的情况下, 流量约为 0. 25 kg/s, 其设计转速为 5 000 r/min.

图 3 为原型涡轮转子中径截面上流线分布图. 可以看到, 数值模拟区域中的 4 个转子叶片吸力面都有不同程度的回流区.

图 4 为中径截面相对马赫数分布, 图中可见,

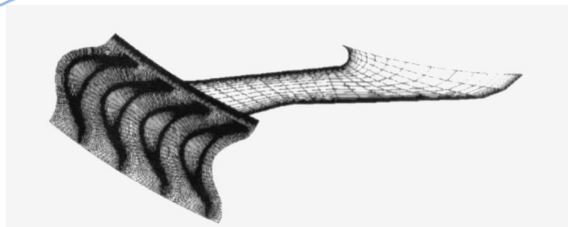


图 2 原型涡轮数值模拟网格

Fig. 2 CFD grids of prototype turbine

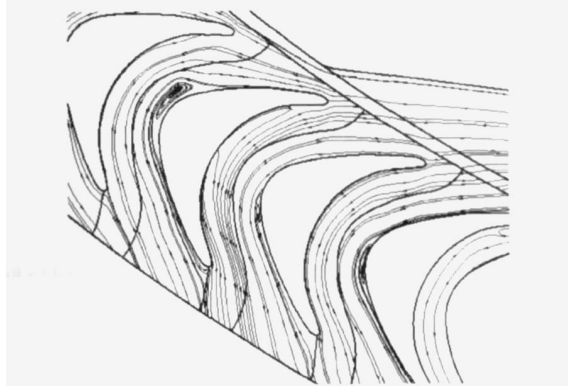


图 3 原型涡轮转子中径截面上流线分布

Fig. 3 Streamlines at half-span of the prototype turbine blade

高压来流经过静子喷嘴的收扩加速, 形成了超声速流, 且静子喷嘴的出口马赫数高达 1.8. 喷嘴气流主要从中间的 3 个转子通道流出, 并以不同的速度和角度流入这 3 个通道, 转子通道进口气流马赫数则降为约 1.5. 图 5 中第 2 个转子叶片(叶片编号见图 5(a)) 的吸力面距前缘约 30% 弦长处出现了一个局部高速区, 恰是分立式喷嘴导致的转子前通道先收后扩的结果. 接着, 图 4 中第 2 个转子叶片的吸力面距前缘约 40% 弦长处出现了一个明显的回流区. 转子出口仍为马赫数约 1.5 的超声流, 可见在原型涡轮的冲击式转子造型下, 从转子通道通过的气流并未膨胀完全. 因此, 该冲击式涡轮采用高达约 85° 的转子大转角获得高的功率输出; 气

流膨胀少又导致低的功率输出; 仅在部分周长上布置喷嘴, 以及设计转速小, 更限制了功率输出; 结果得到了一个功率输出较小, 但扭矩输出尚不小的涡轮.



图 4 原型涡轮中径截面相对马赫数分布
Fig.4 Relative Mach number distribution at half span of the prototype rotor blade

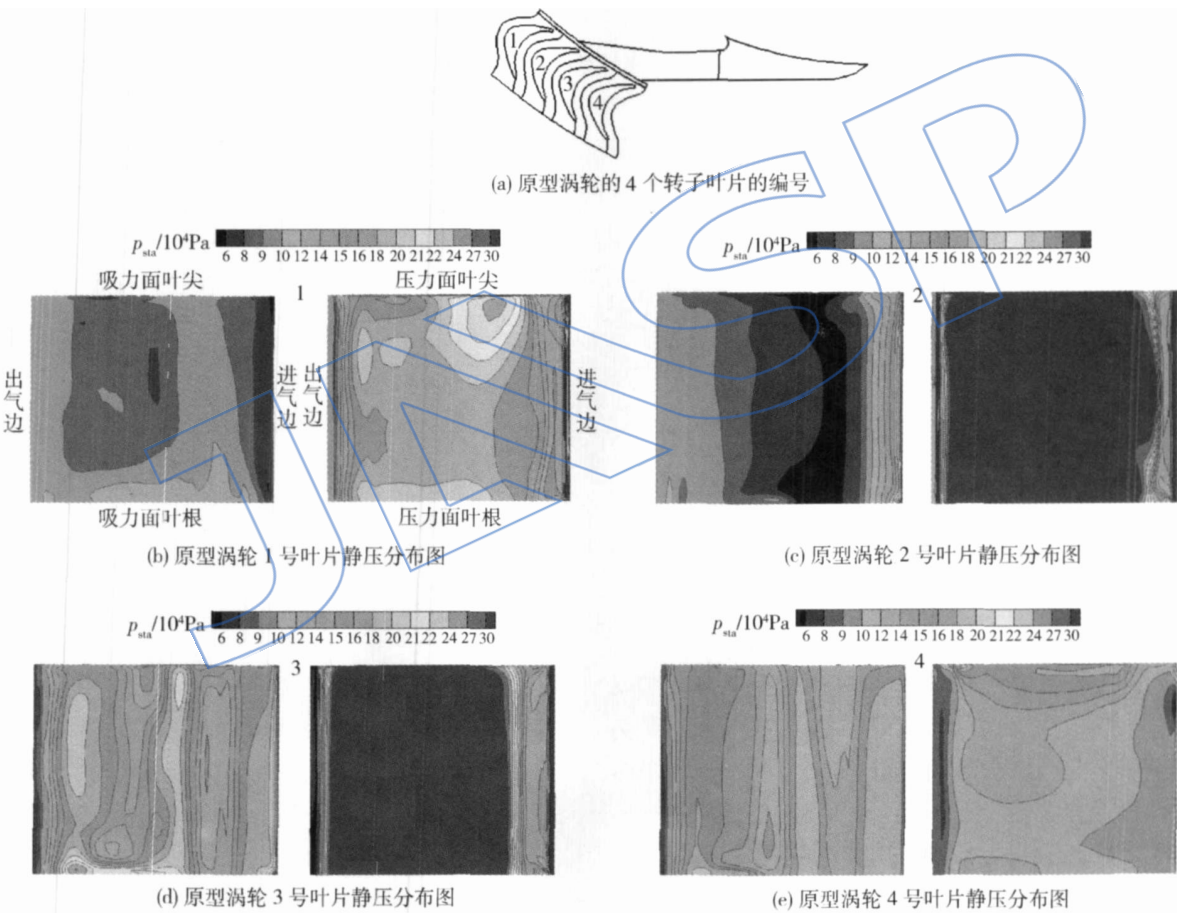


图 5 原型涡轮的 4 个转子叶片的编号示意图和压力面、吸力面的静压分布
Fig.5 Blade numbering and pressure and suction surface static pressure distributions of four rotor blades of the prototype turbine rotor

由以上可得, 该种涡轮喷嘴推动转子的原理类似于水车的工作原理, 即不连续地推动; 由于采用冲击式, 其转子出口相对马赫数比进口的降低很少; 与常规涡轮不同, 这种涡轮通常追求的是较大输出功率和并不高的气动效率, 因此其涡轮负荷系数高至 12~ 14; 在此涡轮效率较低是由其起

动用途所导致的, 低速大扭矩通常即对应于高损失的流场, 限制了效率的提高. 又作为有地面强大气源功率支持的短时间起动用设备, 且追求成本最低的总体设计原则, 故采用二维叶型下简单工艺得到的该涡轮设计是一合理的选择.

图 5(a) 为原型涡轮的 4 个转子叶片的编号

示意. 图 5(b) 定义了转子叶片叶尖、叶根、进气边、出气边、压力面、吸力面的位置. 图 5(b)~(e) 是各转子叶片压力面、吸力面的静压分布. 其中图 5(c) 与 (d) 上的极高静压有力地证明了, 静子喷嘴出口气流主要从中间 3 个转子通道通过, 并且涡轮转子所受的气流冲击力主要由中间两转子叶片的压力面承担. 这表明本文根据图 1 而选取的三通道计算域是合理的.

3 改型涡轮设计与性能分析

3.1 改型涡轮总体和一维气动设计

改型涡轮要求在涡轮转子直径缩小 6% 的基础上输出功率至少达到原型的约 5/3 倍. 从前面对原型的分析可知, 原型转子虽然有 100 个, 但是某一时刻真正受到来流冲击载荷的转子其实只有 12 个左右. 为在原型转速下加大改型的输出功率和扭矩, 有必要提高受来流冲击载荷转子的数目.

综合对原型涡轮的分析, 决定提高来流流量 1 倍而保持来流总压不变. 具体做法是: ①将静子喷嘴数目由 6 个增加到 12 个; ②转子叶片几何造型不变化, 并沿径向整体刚性内移, 且按稠度不变的原则减少叶片数至 93; ③静子喷嘴的型面也沿径向刚性内移, 以得到不变的喉道面积. 图 6 为改型涡轮级气动布局的俯视图.

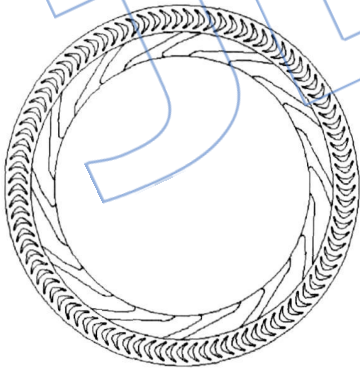


图 6 改型涡轮级气动布局的俯视图
Fig. 6 Sketch map of the aerodynamic arrangement of the modified turbine stage

在总体气动参数方面, 首先改型涡轮主要只是在静子喷嘴数目上与原型有差别, 而转子直径、通道几何等的改变不大, 所以有理由估计改型涡轮和原型涡轮的落压比 π_k , 绝热效率 η_k , 负荷系数 H_T 等涡轮部件参数将不会相差太大. 其次, 由于改型的喷嘴数目增加了 1 倍, 周长系数 l/L 将约增大 1 倍. 最后, 转速, 来流总压 p_i^* , 总温 T_i^* 将全同原型涡轮.

将以上参考性已知条件代入径向涡轮总体和一维气动设计程序. 在调试中发现, 增加流量对增加输出功率影响显著, 改型后的涡轮输出功率约为原型涡轮的两倍, 达到了预期的设计要求; 其它涡轮部件参数的输出值与原型涡轮相差不大.

3.2 改型涡轮流场分析

改型涡轮在几何特征方面与原型涡轮一致, 仅仅是几何尺寸有一定差别, 因此改型涡轮网格的具体设置同前面原型涡轮的设置.

图 7 为改型涡轮中径截面上的相对马赫数分布, 与图 4 相比变化也不大. 可见转子直径改变 6% 对涡轮流场的影响有限, 这与节 3.1 中对改型涡轮总体和一维气动设计的初步分析一致.

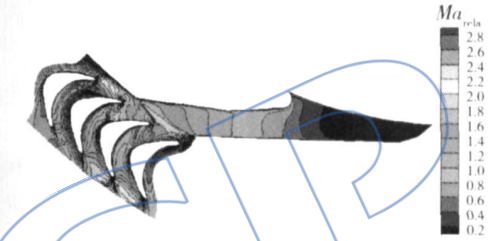


图 7 改型离心涡轮中径截面处相对马赫数分布
Fig. 7 Relative Mach number distribution at half span of the modified rotor blade

图 8 为数值模拟给出的起动涡轮的扭矩-转速特性和功率-转速特性, 计算了 3 000~7 000 r/min 共 5 个转速下的特性. 可以看出, 随着转速的升高, 扭矩逐渐减小, 但输出功率逐渐增大, 表现出很好的起动机工作特性. 当转速继续上升到一定值后, 起动涡轮输出功率将达到最大值, 然后逐渐下降. 但实际上在 5 000~7 000 r/min 之后该涡轮即退出起动工作状态, 理想的最大输出功率将没有实际意义.

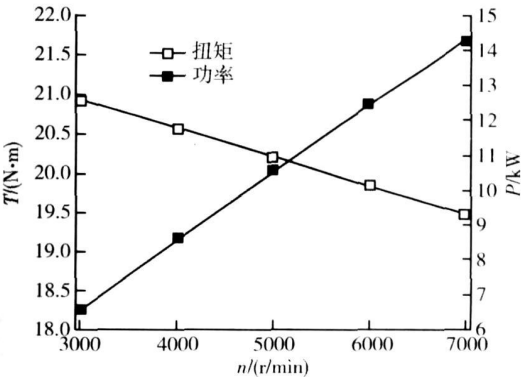


图 8 改型起动涡轮的扭矩-转速特性、功率-转速特性

Fig. 8 Torque speed and power speed characteristics of the modified starting turbine

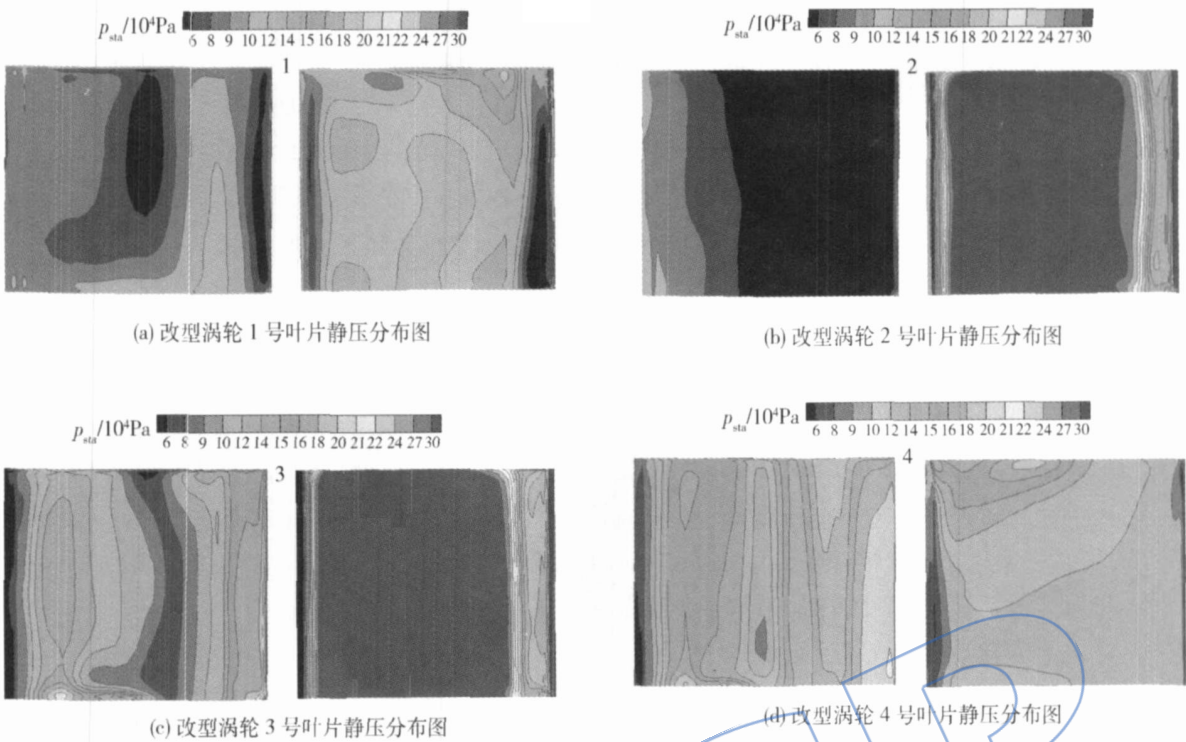


图 9 改型涡轮的 4 个转子叶片的压力面、吸力面的静压分布
Fig.9 Pressure and suction surface static pressure distributions of four rotor blades of the modified turbine rotor

图 9 为改型涡轮的 4 个转子的压力面、吸力面的静压分布。对比前面原型涡轮的相应分布图,发现流场变化不大,仍然是中间两转子的压力面主要承受到来流的巨大冲击力(图 9(b)和(c))。

4 原型、改型涡轮流场的对比评述

原型、改型涡轮在 5 000 r/min 转速下的部分内部工作参数和总体输出参数的计算结果见表 1。

该表说明,该涡轮及其改型是一个结构极其简单,负荷系数很高,扭矩较大,单位流量功率中等,不追求高效率的设计。还注意到,总体和一维气动设计程序计算结果偏小于流场数值模拟的计算结果,但两者基本上都处于同一量级。如果希望改型后涡轮输出功率更大,可适当提高来流总压。关于转子叶片强度问题有如下的考虑。图 5 和图 9 给出,在设计点条件下,改型叶片两表面之间的静压差并未增加,同时叶片的线速度有 6% 的降低,因此改型叶片应比原型有更大的强度安全系数。

客观上,本文采用的总体和一维设计加三维流场设计,两种设计方法所得出的计算结果都是有误差的。流场模拟分析结果的误差主要出于,所使用的商业流场分析软件中的湍流模型,具有未考虑小雷诺数效应的局限性。总体和一维气动设计程序结果的误差则主要出于,在测取三维流场的转子进口

气流周向分速度 C_m 以计算涡轮负荷系数 H_T 时,所取的是平均值,难以描绘流场的细节特征;同时非线性方程组的其余 5 个设计自由度也有小范围的可调性。总体说来,总体和一维气动设计和流场数值模拟分析两种手段如果做到互为辅助、校验和约束,才能在有限甚至不足的已知条件下较可靠地解决原型叶轮机拟合与改型叶轮机设计的问题。

5 结 论

该种起动用分立导向器离心涡轮是负荷系数极高、几何结构简单、成本低、总效率低的纯径向式涡轮。这些特点由其用途而决定,是合理的涡轮设计形式。

在某一时刻,该种涡轮的扭矩主要由少部分受到来流冲击的转子叶片产生,来流主要通过少数转子通道流出,也几乎未膨胀。整个涡轮主要靠改变气流进出口方向对外做功。大部分的转子叶片未受到来流冲击,流场分布也很不规则。

一般而言,在非连续叶片的情况下,采用周向平均的混合界面法是无法得到正确的流场分析的,根本原因是叶轮机无穷多叶片或连续分布叶片这一最基本的假设在此已不适用。在不采用级全周非定常模拟计算的情况下,采用冻结转子法能得到相对精确的结果。

参考文献:

[1] 程汉杰. TRI 60-2 涡轮喷气发动机简介[J]. 飞航导弹. 1986, (4): 21-28.

[2] Numeca Internationl. Fine™ numeca's flow integrated environment[M]. Numeca Internationl. User Manual, February 2003: 112.

[3] 郑严. TRI 60 系列弹用涡轮喷气发动机剖析[J]. 飞航导弹, 2001, (1): 34-42.

[4] 彭泽琰, 刘刚. 航空燃气轮机原理(上册) [M]. 北京: 国防工业出版社, 2000: 120-124.

