

文章编号: 1000-8055(2005)06-01054-07

用 CFD 研究高压比离心叶轮内的二次流动

康 顺, 陈党慧

(华北电力大学(北京)《电站设备状态检测与控制》教育部重点实验室,
北京 102206)

摘要: 高压比离心压缩机正在喷气发动机和燃机中得到越来越多的应用。然而, 人们对其流道内三维粘性流动的认识却非常有限。本文基于已经过实验数据确认的 CFD 结果, 详细地分析和讨论了一种高压比离心叶轮内在近设计点的三维流场, 以揭示其中激波与边界层相互作用和二次流动结构等的特征。

关键词: 航空、航天推进系统; 离心压缩机; 激波与边界层相互作用; 二次流动

中图分类号: TK474.82; V 235

文献标识码: A

Application of CFD in the Investigation of the Secondary Flow in a High Speed Centrifugal Impeller

KANG Shun, CHEN Dang-hui

("Key Laboratory of CM CPPE" Ministry of Education,
North China Electric Power University, Beijing 102206, China)

Abstract: High speed centrifugal compressors have been increasingly used in small aero-engines and gas turbine industries. However, knowledge of the 3D viscous flow in this kind of impeller flow passage is quite limited. Based on the CFD results validated previously with experimental data, this paper analyzed and discussed in detail the 3D flow within a high-speed centrifugal impeller at near-design condition in order to make deep understanding of the features of shock/boundary layer interaction and its secondary flow pattern.

Key words: aerospace propulsion system; centrifugal compressor;
shock and boundary layer interference; secondary flow

离心压缩机由于其尺度小和压比高等特点得到广泛地应用。在对离心压缩机内流体三维流动的学术研究方面, 以往的大多数工作, 无论实验研究还是数值模拟研究, 主要是针对低压比进行, 比如文献[1~3]等。人们现在对这种叶轮中的流动结构有了较成熟的认识。比如, 文献[3]经过对数个低速和高亚音速离心叶轮的研究, 得出了其流

道内二次流动(涡系)的解释图(图1)。其中包括了与轴流机器流道内类似的通道涡(PV S 和 PV H), 以及离心叶轮内所独特的叶片表面附近的通道涡(BV P 和 BV S)。后者是由于流道在子午面内的弯曲和叶片表面边界层而产生。

近几年来, 随着高压比离心压缩机的实际应用不断增长, 特别是小型/微型燃机研发越来越

收稿日期: 2004- 11- 27; 修订日期: 2005- 05- 22

作者简介: 康顺(1955-), 男, 陕西西安人, 华北电力大学(北京)《电站设备状态检测与控制》教育部重点实验室教授, 博士生导师, 博士, 主要从事叶轮机械气体动力学、计算流体力学、实验流体力学及数值模拟可信度分析等研究

热, 导致人们对高压比叶轮内部流动的研究兴趣和实际需求日益提高。但对高压比离心压缩机的研究相对较少, 使得人们对高压比叶轮内流动结构和损失机理等不像对低压比那样清楚。由于激波与边界层的相互作用诱导边界层分离, 激波与间隙涡的相互作用导致涡核破裂, 流动的物理现象和流场二次流动的图谱可能会与低压比不同。

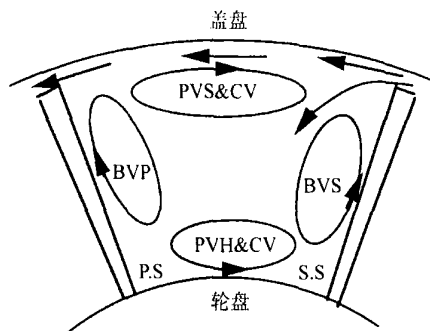


图1 离心轮内二次流动示意图

Fig 1 Sketch of secondary flow in centrifugal impeller

然而由于实验测量的难度和高昂的花费, 细节的流动研究需通过 CFD 模拟来实现。作者曾对一个高压比离心叶轮(文献[4, 5])的数值模拟结果与实验数据进行了较详细的对比分析^[6], 讨论了实验数据(特别是性能参数)的误差和工作条件下叶片顶部间隙高度的不确定性。虽然数值计算还没有“完全地”再现实验数据, 但其间的不一致性不应影响我们通过分析 CFD 数据来观察和认识此叶轮流道内一些主要流动现象的基本规律。本文将在文献[6]的基础上, 着重分析 CFD 模拟的近设计点的细网格计算结果, 以认识高压比叶轮内三维流动的现象。

1 研究对象和方法简述

研究的是一个带分流叶片和无叶扩压器的高压比离心压缩机叶轮。其主要几何尺寸和流动条件对应于文献[5]的 SRV 2- O 设计。这是一个压比很高(接近6.1:1)的高速离心叶轮。主流叶片/分流叶片数为13/13, 前缘叶根半径为30 mm, 前缘顶端半径为78 mm, 叶轮顶端半径为112 mm、叶片出口高度为10.2 mm、叶片后掠角为52°, 叶顶前缘间隙高度为0.5 mm, 后缘为0.3 mm。流动工质为空气, 进口为标准大气。设计转速为50 000 r/min, 进口叶顶相对马赫数为1.3, 叶轮出口叶顶线速度为586 m/s, 设计流量为2.55 kg/s, 设计点

压比为6.1, 效率为0.84。

CFD 计算采用 NUMECA 的 FNE/Turbo 软件, 选用二阶精度的中心格式和 Spalart-Allmaras 的一方程湍流模型。采用3种不同密度的网格(150 000, 60 000和110 000)。对于网格的质量、CFD 结果与实验的比较, 以及间隙尺度的影响等, 请参见文献[6]。本文将分析和讨论近设计点(即计算的相对流量与实验的相对流量(0.89)接近, 这对应于文献[6]的工况点A, 110 000网格点)的细网格计算结果。

2 结果讨论

2.1 马赫数分布

图2出示了30%, 50%, 70%和90%叶高处相对马赫数的等值线图, 其中的几何坐标是: 纵坐标为转角(弧度)、横坐标为流向弧长(米)。观测计算结果发现, 从叶根附近起, 在长叶片吸力面前缘附近形成小的超音速区和激波系, 沿着叶高方向该超音速区逐渐增大, 激波逐渐变强, 并且脱体。大约在50%叶高处, 该激波伸长(伸向图中的左上方)到其相邻流道。此后, 该激波不仅继续向左上方伸展, 并且向上游移动, 形成脱体波。该激波的另一侧伸向相邻流道(图中下方的流道)的吸力面(见图2的70%叶高), 并诱导边界层分离。另外, 在约70%叶高处, 短叶片前缘的压力面和吸力面几乎同时形成跨音区和激波。但此处的激波远比长叶片前的激波弱。比如90%叶高处, 流道入口的最大马赫数可为1.5, 而短叶片前的最大马赫数只有1.1。图3给出了分流叶片流道中央附近网格面的马赫数等值线图。由此可清楚的看出, 各个激波在展向的延伸。由此可见, 对于该高压比离心叶轮, 即使在近设计点的长叶片前缘附近, 超音速区几乎覆盖整个叶高区。

由图2和图3还可看到, 流体进入到短叶片流道以后, 在外壁处形成了一个明显的低速区, 该区沿着流向不断增大, 在接近叶轮出口处, 低速区已扩展到内环壁附近。该低速区对应于离心叶轮中常常所说的射流/尾迹模型的“尾迹”区, 详见下面的分析。

2.2 二次流动

2.2.1 近壁面流动

边界层内的二次流动往往是由某种力推动的。在离心压缩机叶轮流道内, 静压沿着主流方向增加, 如图4所示, 图4给出了叶片表面无量纲静

对于可压缩流动:

$$Pr = \left[\frac{P}{T + \frac{\omega^2 r^2}{2Cp}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$T^* = T + \frac{W^2 - \omega^2 r^2}{2Cp}$$

对于不可压缩流动:

$$Pr = P - \rho \omega^2 r^2 / 2$$

可见, 在约化静压中, 扣除了由于系统旋转所产生的离心力对静压值的影响。图5给出了长短叶片的压力面和吸力面无量纲约化静压等值线图

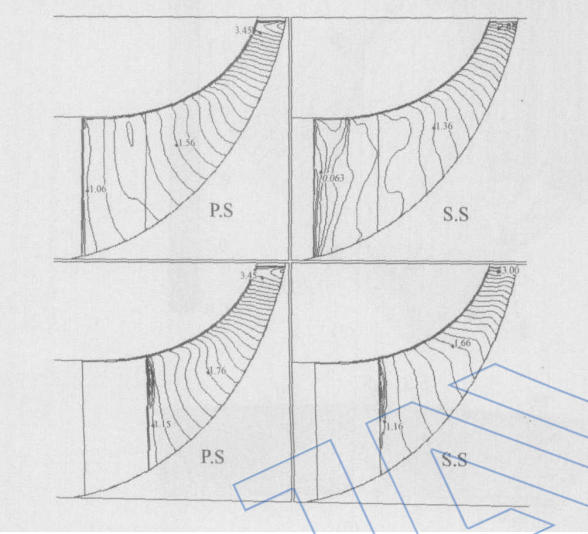


图4 叶片表面静压等值线

Fig 4 Isline of blade surface static pressure

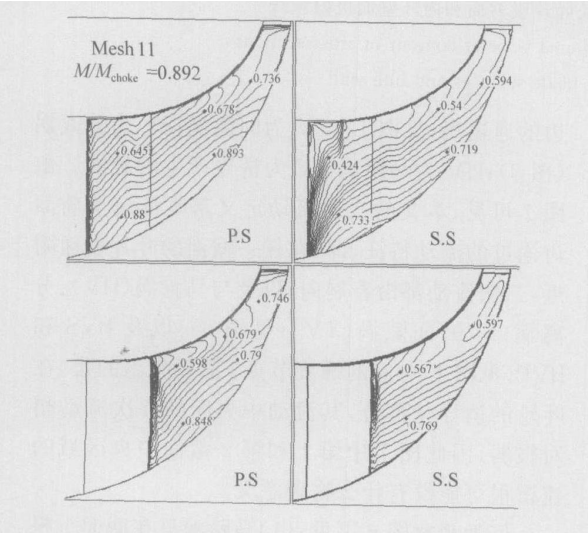


图5 叶片表面约化静压等值线图

Fig 5 Isoline of reduced static pressure of the blade surfaces

(参考压力为入口总压)。由图可见, 无论在吸力面

还是压力面, 长叶片还是短叶片, 在大部分区域约化静压的梯度方向近似沿着与子午流道中心线垂直的方向。在内环壁处压力值大, 外壁面附近压力值小。在该压力梯度的驱使下, 叶片表面附近的低能流体均从内环壁流向外环壁。如图6和图7所示。图6给出了从叶轮入口到出口7个横截面上的二次流图谱和子午速度云图, 以及长叶片吸力面和内环壁面极限流线。而图7是短叶片吸力面的极限流线。

从图6的极限流线路谱可以看出, 来流在内环壁叶片前缘之前形成一个鞍点, 相应地会有一个小尺度的马蹄涡。由鞍点引出的马蹄涡分离线的压力边分支横穿流道伸向相邻叶片的吸力边角区, 而其吸力边分支绕过前缘终止在吸力面前缘不远下游的角区。在长叶片吸力面根部前缘附近明显存在着一沿着展向的分离线, 以及与此对应的再附线。大约在50%叶高处该分离线斜着伸向下游, 并在短叶片前缘对应的流向位置附近终止于叶片顶端。与该分离线和附着线对应地有一个分离旋涡, 如图8所示。图8中还显示了吸力面附近的相对马赫数分布。清楚看到, 超音速区在叶根附近就已形成, 正是由于当地较高的超音速(马赫数约为1.2)及其产生的激波诱导了这里的分离。由于该分离旋涡的影响, 使得当地的能量损失增加, 如图9所示。图9给出了几个横截面的熵值云图和间隙流动的三维流线。此外, 图6中吸力面叶顶附近的极限流线发生明显的折转。该折转显然是由当地的激波与边界层相互作用诱导的边界层分离而引发。

2 2 2 横截面二次流动

二次流动是普遍存在的流动现象, 但二次流速度是人为定义的。因此, 不同的定义就可能会给出完全不同的二次流动图谱。一个正确的定义, 或严格地说, 一个合适的定义应该要能描述出流动的基本特征, 如壁面附近的流动特征、三维流场显示出的旋涡运动特征等。一般地, 二次流动速度最合适的定义应该是势流速度或无粘流速度与真实流动速度之矢量差(叶栅来流在端壁附近存在剪切者除外, 因为这时即使是欧拉解, 流道中也会计算出由于来流不均匀而产生的二次流动)。由于本文计算用的网格是贴体的 1 网格, 因此在流道内可近似地认为主流是沿着该贴体网格的方向, 而二次流动则假设为与其垂直方向的速度分量(注: 这种定义不完成适用于分析流道上下游的二次流动, 因为那里的网格线在周向的位置是随意

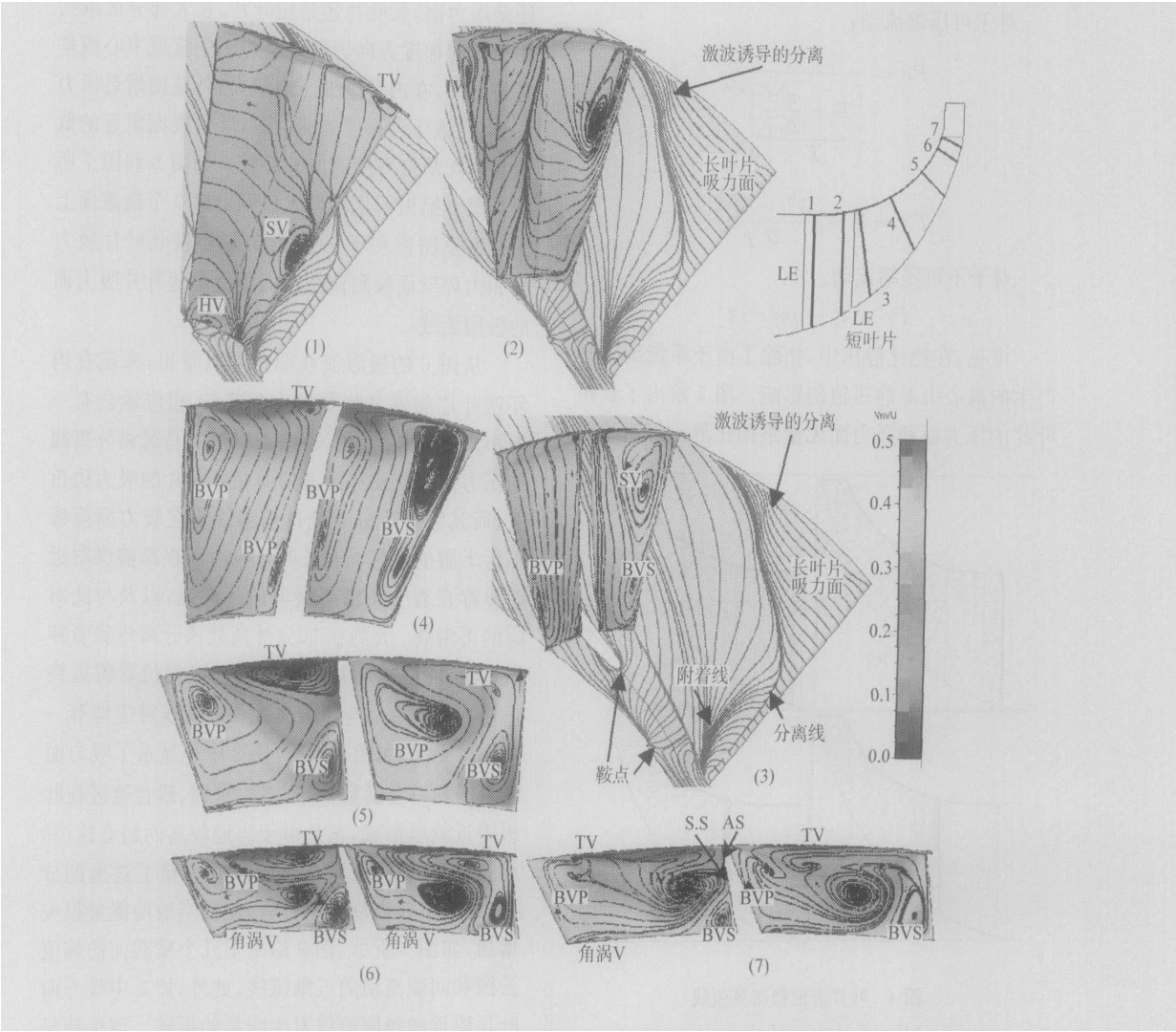


图6 二次流图谱、子午速度云图、长叶片吸力面和内环壁面极限流线

Fig 6 Secondary flow pattern and meridional velocity contour in cross-sections, and limiting stream line on the blade surfaces and hub wall

的;也不适用于C网格和O网格的入口和出口段)。

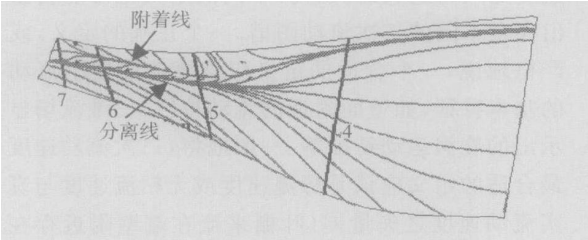


图7 短叶片吸力面极限流线

Fig 7 Limiting stream line on short blade suction surface

在图6给出的叶轮入口附近到叶轮出口附近7个横截面的二次流流图谱中,各个符号分别定义为: BVP 和 BVS 为叶片表面压力边和吸力边

的通道涡(见图1); TV 为间隙涡; SV 为分离涡(图8); HV 为马蹄涡, N 为诱导产生的旋涡。由图7可见,本文的二次流动定义基本反应了前面讨论过的流动特征,即:在任一截面的叶片表面附近,二次流动都沿着展向;以及与马蹄涡(HV)、分离涡(SV)、间隙涡(TV)(见图9)、以及BVS和BVP(见图1)对应的螺旋节点。需要指出的是,在叶轮的诱导轮部分,其流动中央区的二次流动相对很弱,因此图7中第1和第2截面中央区域的流谱很可能没有什么物理意义。

仔细观察图6可见: (1) 马蹄涡只在截面1根部存在,这与上面观察到的马蹄涡分离线压力边分支终止在吸力边根部区一致; (2) 从截面1到2,分离涡(SV)沿着展向向外运动。由于其旋转方向与长叶片的BVS一致,在截面3和4处SV与BVS趋

于合并,使得在截面5处只有一个旋涡—BV S 存在。在截面5之后,该旋涡沿着吸力面和内环壁的角区流出叶轮; (3) 在长叶片的压力面一侧,截面1处的展向二次流动很弱,没有形成明显的旋涡。在截面2的外环壁附近的两个螺旋节点,

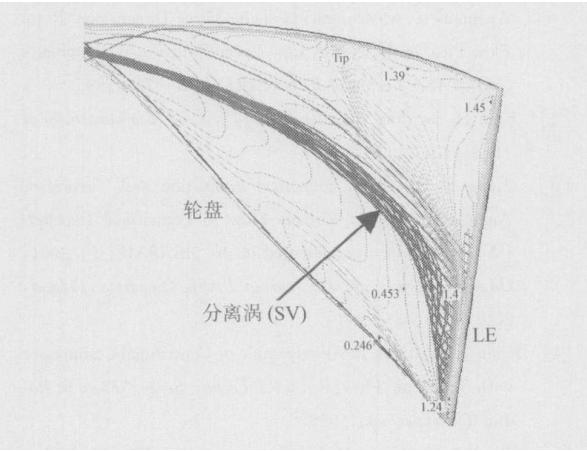


图8 长叶片吸力面附近的相对马赫数等值线及其根部前缘3D 流线

Fig 8 Isolines of Relative Mach number near the full blade suction surface and 3D streamlines issued from the leading edge

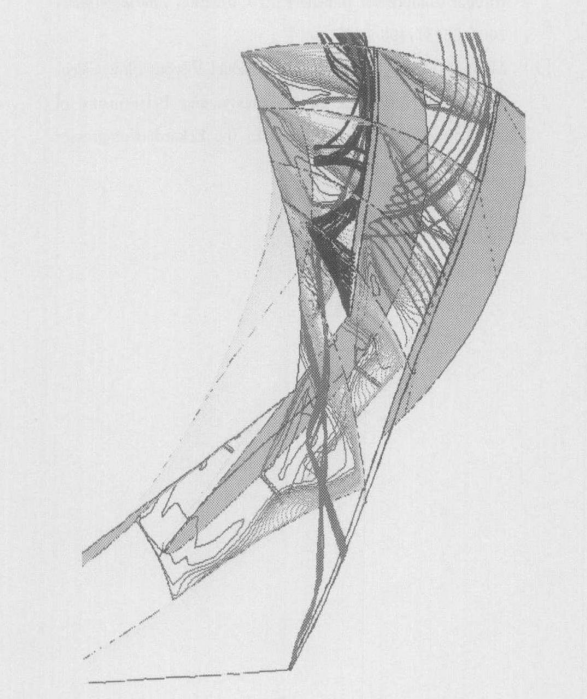


图9 间隙涡和横截面熵云图

Fig 9 3D Stream lines showing tip leakage vortex and isolines of entropy in cross-sections

一个为长叶片前缘伸出的间隙涡(TV)。由图9可见,间隙涡在该流向位置附近最靠近长叶片的压

力边,因此另一个螺旋节点很可能是由于间隙涡与压力面的展向二次流动相互作用而诱导出的旋涡(N 1),其旋向与BV P 一致并只在该截面附近区域观察得到。在截面3的叶根附近可观察到BV P 的形成,从截面3到截面4,由于子午流道的向上弯曲,使得BV P 迅速地移向叶顶。因间隙涡与BV P 的旋向相反,在与间隙涡和间隙流动的相互作用下,BV P 的尺度逐渐减小着流出叶轮出口。(4) 短叶片压力边的BV P 可从截面4观察到,并包含有2个旋向相同的螺旋节点。在该截面的下游(截面5),这两个螺旋节点逐渐合并为一个尺度的旋涡(BV P),然后在叶轮出口附近,在其它旋涡的相互作用下,尺度变小,并位于叶片顶部角区;(5) 短叶片吸力边的BV S 也只从截面4附近才明显观察得到,并且一直位于吸力面根部的角区流出叶轮;(6) 在接近叶轮出口处(截面5下游),流道的几何形状沿周向变宽,而叶高方向变窄,使各旋涡(TV ,BV S 和BV P)间的距离变小,从而导致各个旋涡间的相互作用增强。此外,这里叶高方向的压力梯度变小,横向压力梯度或叶片载荷主要由哥氏力产生。在这些旋涡和哥氏力的作用下,使得在截面5之后诱导出两个旋涡: N 2和 N 3。其旋向与BV P 一致,但其尺度远比BV P 大。由图中显示的子午速度云图可见, N 2和 N 3以及其对应流道内的间隙流动均位于低速区(或曰尾迹区),而BV P,特别是BV S 则位于高速区。因此可以断定, N 2和 N 3和间隙流动一起对叶轮出口流动的低速区或能量损失影响较大。(7) 由于长叶片前缘附近的间隙流随着间隙涡一起从左侧流道流出叶轮,使得左侧流动中的间隙涡要比右侧的尺度大、强度高。另外,由于叶片尺度和分离涡SV 的影响,短叶片的BV S 要比长叶片的BV S 弱。前者要驱使 N 2和 N 3移向相应流道的压力边,而后的作用则相反。因此左侧流道的 N 2要更接近短叶片的吸力面。在TV, N 2和BV S 的相互作用下,使吸力面的极限流線在截面4的下游产生一条分离线和再附线(图7),其分别对应于图6中截面6和7中的分离半鞍点SS 和附着半鞍点A S。另外,在截面5之后的长、短叶片压力面和内环壁的角区存在者小尺度的分离旋涡(Corner V)。

最后需要指出的是,随着工况的变化(从失速到堵塞、或者不同的转速)、或者叶片出口几何角的变化、或者叶轮子午流动形状的变化等,各个旋涡的强度和位置会发生相应的变化(见文献[4]),因此其二次流动图谱的细节也会发生变化,但其

二次流动的基本结构(包括端壁通道涡、叶片壁面通道涡和间隙涡等)将保持不变。由于篇幅所限,就不详细描述。

综上所述,离心叶轮中的流动损失(主要表现为出口截面的尾迹区),主要与各种旋涡的生成、运动和相互作用有关。为了提高叶轮的特性,应设法减弱这些二次流动的强度。为此,除了设计好叶型以减小叶型损失、设计合理的叶顶间隙尺度以减弱间隙流动损失、优化叶片出口后掠角以减弱出口尾迹区的尺度等之外,优化子午流道的弯曲程度也将是有效的。因为后者对约化静压的梯度有着重要的影响。

3 结 论

本文较详细地分析了一个高压比叶轮在设计点附近的二次流动,主要结论如下:

(1) 高压比叶轮流动中存在强的激波系。叶轮入口附近的激波几乎涵盖整个叶高,并沿叶高方向逐渐增强。激波诱导边界层分离并使当地能量损失值增大。

(2) 在高压比叶轮流道内,二次流动的结构与低速时的结构基本相同,均表现为沿各叶片表面附近的展向二次流动和由此产生的通道涡系,以及通道涡系与间隙流动和间隙涡的相互作用。

(3) 不同的二次流速度定义可能会给出不同的二次流动图谱。一个合适的二次流动定义应能

描述出三维流动所观察到的基本特征。

参考文献

- [1] Hathaway M D, Chriss R M, Strazisar A J, et al Laser Anemometer Measurements of the Three-Dimensional Rotor Flow Field in the NASA Low-Speed Centrifugal Compressor [R]. NASA Technical Paper, ARL-TR-333, 1995
- [2] Kain H. Swirling Impeller Flow [J], *J. of Turbomachinery*, 1988, 110: 122~128
- [3] Kang S, Hirsch C. Numerical Simulation and Theoretical Analysis of the 3D Viscous Flow in Centrifugal Impellers [A]. Invited lecture presented in the 5th ISA IF[C] 2001, Gdansk, Poland (see also *Journal TASK Quarterly*, Poland, 2001, 5(4): 455~479)
- [4] Krain H, Hoffman B. Aerodynamic of Centrifugal Compressor with Transonic Flow [R]. VKI Lecture Series "Flow in Radial Turbomachines", 1996
- [5] Eisenbhr G, Krain H. Investigation of the Flow through a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller [R]. *ASME Paper* 2003-GT-30394
- [6] 康顺, 刘强, 祁明旭. 一个高压比离心叶轮的CFD结果确认 [J]. *工程热物理学报*, 2005, 26(3): 400~404
Kang S, Liu Q, Qi M X. CFD Validation of a High Speed Centrifugal Compressor Impeller [J]. *J. of Eng. Thermophysics*, 2005, 26(3): 400~404
- [7] Moore J, Moore J G. Three-Dimensional Viscous Flow Calculations for Assessing the Thermodynamic Performance of Centrifugal Compressors-Study of the Eckardt Compressor [R]. AGARD-CP-282