

文章编号: 1000-8055(2007)07-1153-08

动静叶干扰下跨声压气机级性能与 叶片型面静压研究

李绍斌, 苏杰先, 冯国泰, 王仲奇

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 采用数值方法对某型高负荷跨声速压气机在工作点的非定常流场进行了模拟, 对级内动静叶的气动干扰进行了深入分析. 通过总压比和等熵效率分析了级性能总参数的非定常性, 结合静压系数分析了叶片型面静压的分布及其非定常波动性, 研究了尾迹和势流干扰对叶片型面静压非定常波动的影响规律. 结果表明气动干扰对级内动静叶片有不同的影响, 研究结果增加了对高负荷跨声速压气机内动静叶非定常气动干扰的认识.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 非定常; 气动干扰; 静压系数; 跨声速压气机

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Study of performance and profile pressure distribution of transonic compressor under rotor-stator interaction condition

LI Shao-bin, SU Jie-xian, FENG Guo-tai, WANG Zhong-qi

(School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The unsteady flow field of a high-load transonic compressor was numerically simulated at its working site, while the aerodynamic interaction of rotor-stator was analyzed in detail. Moreover, the unsteady global performance of this stage was discussed through the total pressure ratio and isentropic efficiency. Based on the static pressure coefficient, the profile pressure distribution and unsteadiness of rotor-stator interaction were analyzed to study the influence of trail and potential flow interference on the unsteady fluctuation for different blades. The results show that aerodynamic interaction has different influences on rotor-stator interaction, providing a further insight into the unsteady aerodynamic interaction of rotor-stator in a high-load transonic compressor.

Key words: aerospace propulsion system; unsteady; aerodynamic interaction; pressure coefficient; transonic compressor

在叶轮机内由于动静叶的相对运动使得叶栅内流动具有很强的非定常性, 尾迹与势流的交替干扰引起压力场随时间周期性的变化. 周期性气动力的作用在影响叶栅气动性能的同时还会减少叶片的疲劳寿命, 若气动力的干扰频率与叶片固有频率接近或相同, 还会造成振动甚至破坏等严

重问题, 因此在叶轮机设计中需要考虑动静叶相互干扰带来的影响. 在高负荷叶轮机中, 叶栅内往往伴随有强尾迹亏损、附面层分离、激波/附面层干扰等复杂流动现象, 这些现象增加了认识动静叶非定常气动干扰的难度, 在多级环境下尾迹与势流的干扰不仅会影响本叶栅的气动性能, 还会

收稿日期: 2006-06-28; 修订日期: 2006-11-23

基金项目: 国家自然科学基金重点项目(50236020); 国防科工委基础项目

作者简介: 李绍斌(1980-), 男, 河南新乡人, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究.

影响相邻和更远叶片排的性能,因此有必要更深入的认识叶栅在尾迹与势流干扰下的气动性能。

国外 Meyer^[1] 和 Lefcort^[2] 在早期研究了叶栅内尾迹输运对叶片非定常压力场的影响,近些年随着实验测量手段的进步和粘性流场数值方法的发展,研究者对叶列间干扰有了进一步的研究和认识. Hodson^[3], Denos^[4], Valenti^[5] 和 Miller^[6] 对涡轮中尾迹与叶片的干扰进行了实验研究, Sanders^[7] 通过实验研究了单级压气机中静叶受来流尾迹干扰时的非定常响应, Durali 和 Kerbrock^[8] 通过实验研究了单级跨声速压气机非定常条件下动叶尾迹对静叶型面静压的影响. Mailach 和 Vogeler^[9-10] 对一台四级低速压气机动静叶相互干扰进行了实验研究,详细分析了尾迹和势流干扰下叶片附面层发展和叶片型面静压分布的非定常性. Lee 和 Feng^[11] 通过数值方法研究了多级压气机中不同轴向间隙下动叶尾迹在静叶中的输运过程及其对静叶负荷的影响。

国内中科院黄伟光等人采用数值方法研究了涡轮在非定常条件下的叶片气动力^[12], 北京航空航天大学邹正平^[13] 通过非定常数值方法研究了压气机动叶尾迹对静叶叶片压力场的干扰, 南京航空航天大学周正贵和胡骏等人^[14-15] 通过实验和数值方法并结合频谱分析对低速压气机叶片非定常气动力进行了研究。

本文以某一小型涡扇发动机中的 1.5 级高负荷跨声速压气机为对象, 采用数值方法模拟压气机在工作点的非定常流场, 对级内动静叶的气动干扰进行了深入的分析, 研究了动静叶干扰下级性能的非定常性和动静叶型面静压的非定常分布, 详细分析了尾迹和势流干扰下叶片型面静压的分布和非定常波动, 研究结果增加了对高负荷叶栅间气动干扰的深入认识。

1 压气机几何参数与数值方法

所研究的 1.5 级高负荷跨声速压气机级由动叶和串列静叶组成, 如图 1 所示, 动叶叶片数 13 个, 串列静叶每排叶片数 34 个, 轮毂直径 280 mm, 设计转速下动叶叶尖切向速度 410 m/s。

数值模拟方法采用 NUMECA 系列软件包. 叶栅流道空间离散网格采用 IGG/ Auto Grid 模块生成, 计算网格如图 2 所示. 动叶流道采用 H-O 型网格, 节点分布 $37 \times 49 \times 17$ (H), $17 \times 49 \times 205$ (O), 叶顶间隙采用蝶形网格, 节点分布 $9 \times 9 \times 209$, 串列静叶流道采用 H 型网格, 节点分布 $41 \times$

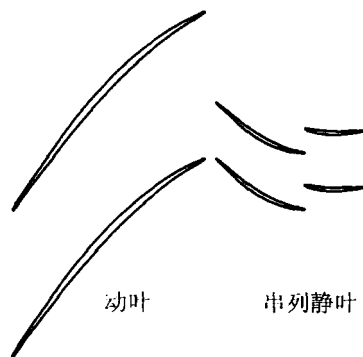


图1 压气机级示意图

Fig. 1 Sketch map of compressor stage

49×137 , 级的网格节点总数约 50 万. 节点分布数对应周向 $\times$ 径向 $\times$ 轴向, 控制近壁面区域网格加密, 保证壁面第一层网格 $y^+ < 5$.

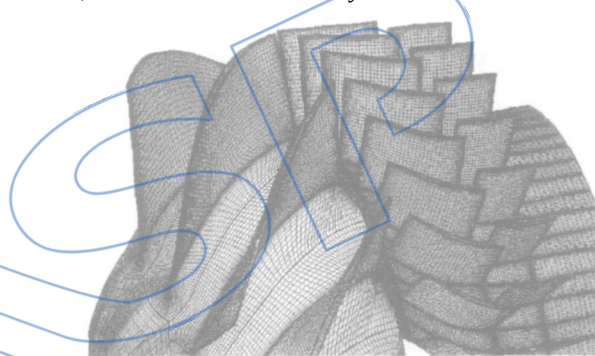


图2 计算网格

Fig. 2 Computational mesh of stage

采用三维 N-S 求解器 Fine/ Turbo 模块对级的非定常流场进行数值模拟. 空间离散采用二阶迎风差分格式辅以矢通量分裂算法, 时间离散采用双时间步法. 4 阶 Runge-Kutta 法迭代求解, 全多重网格法加速收敛, 湍流模型采用低雷诺数 Spalart-Allmaras 模型. 计算边界条件进口轴向进气, 总温 288 K, 总压 101 870 Pa, 动叶叶尖切向速度 410 m/s, 出口给定中径处静压, 采用简单径向平衡方程, 对工作点的级非定常流场进行数值模拟, 物理时间步数取 68 步 (动叶旋转一个流道的步数), 动静叶的周期不相同, 以静叶为参照坐标系 68 步为一个周期, 而以动叶为参照坐标系 26 步为一个周期. 采用相位延迟方法处理动静叶相对位置不同时的边界条件, 假设动静叶在相同的相对位置上具有相同的流场参数, 这样通过计算单通道叶栅流场得到非定常条件下风扇级的流场, 计算 20 个周期后总性能参数 (流量、压比和效率) 出现周期性波动, 得到收敛结果。

2 数据处理方式

动静叶干扰的非定常条件下,压气机级内每一点的气动参数都是随着时间周期性变化的,因此只需要对一个周期内每个物理时间步的参数进行分析即可。以静叶为参照坐标系的一个周期是动叶旋转过一个通道的时间,即 $T_R = 60 / (n \times N_R)$,而以动叶为参照坐标系的一个周期是静叶旋转过一个通道的时间,即 $T_S = 60 / (n \times N_S)$,其中 n 为动叶转速(r/min), N_R 为动叶叶片数, N_S 为静叶叶片数。压气机级等熵效率

$$\eta^*(t) = \frac{\pi^*(t)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{outlet}^*(t)}{T_{inlet}^*} - 1}$$

其中 $\pi^*(t) = \frac{p_{outlet}^*(t)}{p_{inlet}^*}$ 为级总压比。叶片型面静压

$p(t) = \bar{p} + p(t)$, 其中 $\bar{p}$ 为一个周期内的时均压力, $p(t)$ 为压力非定常波动。叶片型面静压系数

$C_p(t) = \frac{p(t) - p_{inlet}^*}{p^* - p_{inlet}^*}$, 其中 p^* 为被考察叶栅局部叶高上的进口时均总压,动叶取相对总压,静叶取绝对总压。 p_{inlet}^* 为被考察叶栅局部叶高上的进口时均静压。静压系数非定常波动

$$C_p(t) = \frac{p(t) - p_{inlet}^*}{p^* - p_{inlet}^*}$$

3 结果分析

3.1 压气机级性能

图3和图4分别给出了压气机级总压比和等熵效率。从图中可以看出压气机的工作点流量接近壅塞流量,数值模拟的结果与实验结果吻合较好。总压比与等熵效率随着动叶的旋转呈周期性波动,数值模拟的结果中总压比的时均值为1.968,波动范围 $\pm 1.32\%$,等熵效率的时均值为0.860,波动范围 $\pm 2.1\%$ 。在一个周期内总压比波动两次,出现两个波峰,最大压比位于 $0.23 T_R$ 时刻,最小压比位于 $0.94 T_R$ 时刻,等熵效率仅波动一次,最大效率位于 $0.20 T_R$ 时刻,最小效率位于 $0.51 T_R$ 时刻。总压比和等熵效率的波动规律并不相同,这表明在非定常条件下静叶出口下游的流场仍然受到尾迹和势流交替干扰的影响,被串列静叶分割成片段的动叶尾迹和势流区以及静叶的尾迹在不同时刻通过出口截面,引起了出口总压和总温的波动。

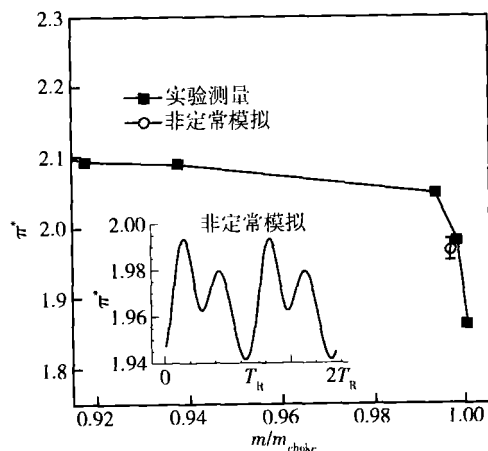


图3 级总压比

Fig. 3 Total pressure ratio of stage

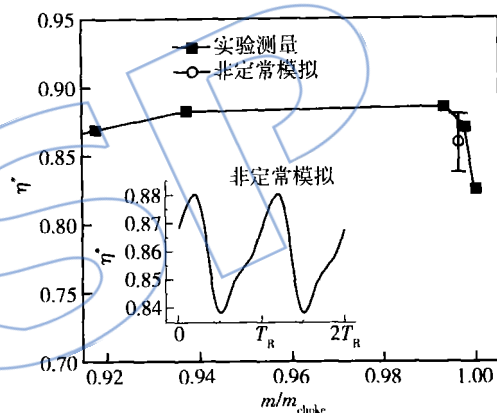


图4 级等熵效率

Fig. 4 Isentropic efficiency of stage

3.2 叶片型面静压系数

在非定常条件下,压气机动静叶中尾迹和势流周期性的干扰引起叶片型面压力分布周期性的变化,图5给出了50%叶高处叶片型面静压系数的时均值和非定常波动范围沿轴向弦长的分布,图中 B 为叶片的轴向弦长。从图5(a)中可以清楚的看出,在跨声速压气机中,具有超跨声速流场的动叶型面静压波动范围和波动幅值远远小于下游静叶的。在动叶压力面,从前缘到80% B 处具有较大的逆压梯度,接着至尾缘之间具有逐渐增强的顺压梯度。在动叶吸力面,12% B 和40% B 处具有明显的激波结构,激波后静压陡升同时伴随约20%轴向弦长的顺压区,气流膨胀加速,70% B 至尾缘具有明显的逆压梯度。动叶仅靠近尾缘的区域受到下游静叶的干扰,压力面的压力波动范围和幅值都比吸力面的大。

图5(b)中前排静叶整个弦长范围内的型面

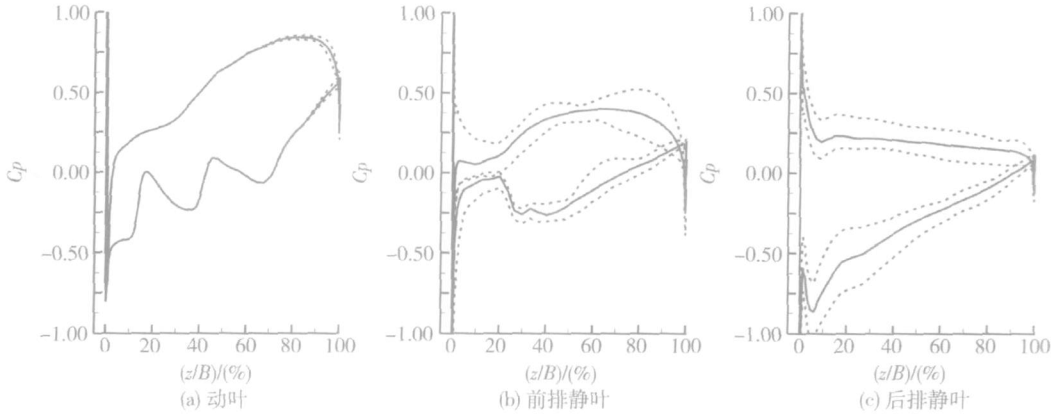


图 5 叶片型面静压系数轴向分布

Fig. 5 Static pressure coefficient distribution along blade chord

静压受到不同程度的影响. 由于动叶尾迹区域的速度亏损造成尾迹扫掠静叶前缘时的气流角明显增大, 使得前缘压力面一侧的静压显著升高, 正冲角下前缘的绕流也使吸力面一侧的静压明显降低, 因此前缘的静压系数波动幅值最大. 从前缘到 $20\%B$ 叶片负荷较小, 压力面和吸力面的逆压梯度也小, 静压的波动幅值迅速减小. 在压力面上, 静压系数的波动在 $20\% \sim 60\%B$ 逆压梯度下平缓的减小, 在 $60\%B$ 至尾缘顺压梯度下静压系数存在一个较大的波动幅值. 在后面的分析中可以看出这是由积聚在压力面上的动叶尾迹和势流的交替干扰造成的. 在吸力面上, 从 $20\%B$ 至尾缘气流经过 $10\%B$ 的膨胀加速后在基本不变的逆压梯度下减速至尾缘, 静压的波动先逐渐增强然后逐渐减弱, 最大幅值位于 $65\%B$.

动叶尾迹和势流在前排静叶流道的运输过程中靠近吸力面一侧的流体被加速, 而压力面一侧的流体在逆压梯度下减速扩压, 这使得尾迹在向下游的运输中被不断拉伸, 同时尾迹区的低能流体具有向压力面积聚的趋势, 部分尾迹与压力面的附面层流体掺混造成压力面上低能流体的堆积, 流道中部尾迹和势流在速度梯度、粘性和流向的逆压梯度作用下进行掺混. 掺混作用降低了尾迹区域的速度亏损, 拉伸作用、积聚趋势和逆压梯度下的扩散造成前排静叶出口吸力面一侧的尾迹强度和宽度比压力面的小, 这也是图 5(c) 中后排静叶前半轴向弦长压力面静压系数波动幅值小于吸力面的原因. 从图中可以看出, 正冲角下的后排静叶压力面静压系数的波动幅值基本为定值, 吸力面从前缘到 $40\%B$ 波动较大, 随后逐渐减小至尾缘. 值得一提的是前后两排静叶的进口动压不同, 因此不能通过静压系数波动的幅值来对比衡

量尾迹和势流对前后两排静叶型面静压影响的强弱.

3.3 非定常压力分布

在动静叶相对运动中, 静叶型面静压受到动叶尾迹和势流交替的干扰, 同时静叶对流场的扰动逆流传播影响动叶的静压分布. 本文对动静叶 50% 叶高上的静压系数非定常波动进行了详细的描述和分析, 云图中的横坐标为叶片轴向弦长, 纵坐标为时间, 动叶与静叶的周期不同.

3.3.1 动 叶

图 6 给出了动叶压力面和吸力面静压系数的非定常波动, 比图 5 更直观的反映出静压波动的范围和幅值. 显然, 来自静叶的干扰周期性的影响动叶的尾缘区域, 对静压的扰动从尾缘沿压力面向上游传播至 $65\%B$, 沿吸力面向上游传播至 $82\%B$. 压力面上静压最大波动位于 $97\%B$, 非定常引起的压力正负波动幅值基本相同, 正波动在叶片上的影响范围略大于负波动的, 而吸力面上静压最大波动位于尾缘, 非定常引起的压力正波动幅值明显高于负波动的, 但其在叶片上的影响范围略小于负波动的. 压力面和吸力面上静压波动的相位差为 $0.25 T_s$, 根据周期时间和传播距离可以得到尾缘处压力扰动在叶片表面向上游传波的速度为声速, 但叶片上游的压力波动并不是仅受尾缘扰动向上游传播的影响, 事实上叶片上每一点的压力波动受到整个流场的影响, 是所有干扰叠加后的结果, 至于波动幅值逐渐减小, 与动叶中的超跨声速流动状态以及叶栅内流体对扰动的粘性耗散有关.

借助图 7 可以更清楚的认识造成动叶静压波动的原因, 图 7 给出了动叶旋转过程中的三个典

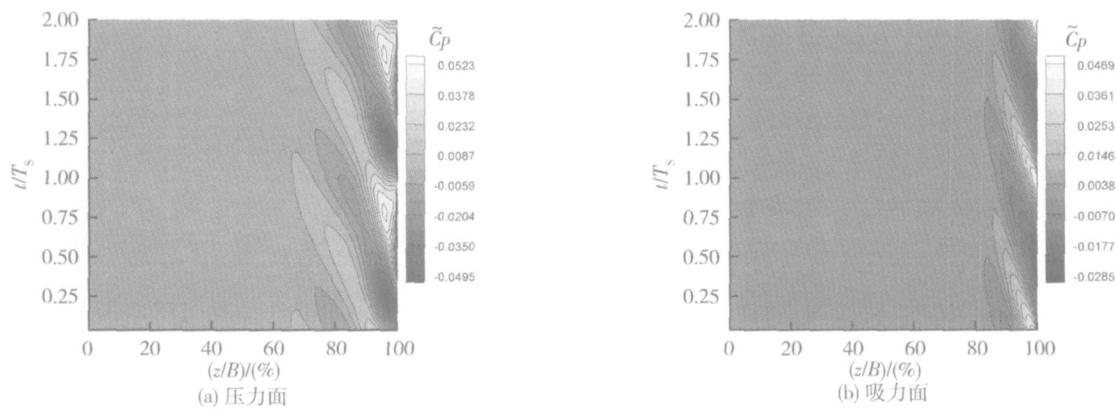


图 6 动叶 50 %叶高压力面和吸力面静压系数波动

Fig. 6 Fluctuation of static pressure coefficient on rotor blade pressure and suction sides at 50 % height

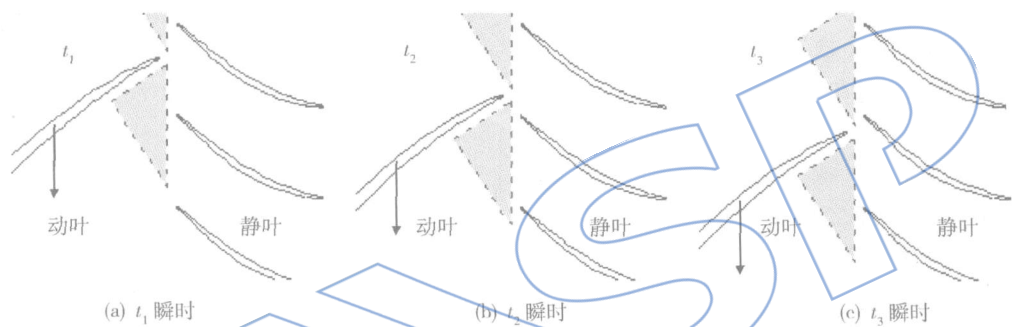


图 7 动叶掠过静叶的三个典型位置

Fig. 7 Three typical relative positions of rotor and stator

型位置. 图中位于动叶出口虚线三角形区域的流体具有与静叶进口叶型角基本相同的绝对气流角, 这部分流体在动静叶轴向间隙中具有膨胀的趋势, 随着动叶旋转向下游运输的过程中受到流道一侧动叶压力面尾缘附近的力作用和下游静叶的阻碍, 若动叶出口的流动速度为 a , 那么静叶对气流的干扰以速度 $c - a$ 向上游传播, c 为声速. 在 $t_1 \sim t_2$ 间内, 动叶尾缘从上一个静叶吸力面一侧运动到下一个静叶压力面一侧, 在掠过静叶流道的过程中, 动叶尾缘吸力面一侧流体受到下游的阻力逐渐减小, 气流的膨胀加速使动叶尾缘吸力面上的静压降低, 而动叶尾缘压力面一侧流体受到下游的阻力逐渐增大, 气流的膨胀趋势被抑制, 甚至被压缩, 使得动叶尾缘压力面上的静压升高. 从 $t_2 \sim t_3$ 时间内, 动叶尾缘掠过静叶前缘, 在掠过的瞬时动叶尾缘压力面一侧流体正对静叶前缘, 受到的阻力达到最大, 此时动叶压力面上的静压达到最大值. 在掠过之后动叶尾缘吸力面一侧流体正对静叶前缘, 受到的阻力也达到了最大, 此时动叶吸力面上的静压达到最大值, 因此动叶压

力面和吸力面静压波动存在 $0.25 T_s$ 的相位差. 在 t_3 之后, 动叶尾缘区域的流体面对静叶流道, 来自下游的阻力逐渐减到最小, 动叶型面静压也达到最小值.

3.3.2 前排静叶

图 8 给出了前排静叶压力面和吸力面静压系数的非定常波动, 图中虚线表示动叶尾迹在静叶中的运输, 相邻两条虚线代表动叶尾迹的宽度范围. 在压力面一侧, 尾迹的宽度随着流体向下游的运输呈增加趋势, 出口处的尾迹宽度约为进口处的 2 倍, 尾迹通过前排静叶压力面需要 $1.3 T_R$. 导致尾迹宽度增加的原因有三个方面: 1) 动叶尾迹区域的速度亏损使得该区域的低能流体具有指向静叶压力面的对流速度, 尾迹在压力面上积聚增加了尾迹宽度; 2) 尾迹和势流间的粘性掺混作用降低了尾迹的速度亏损, 增加了尾迹宽度; 3) 静叶流道中的逆压梯度使得尾迹膨胀, 增加了尾迹宽度. 尾迹通过前排静叶吸力面需要 $1.0 T_R$, 宽度略有增加但明显比压力面一侧的窄.

文献[7-8,10]的研究中尾迹碰撞叶片后引起

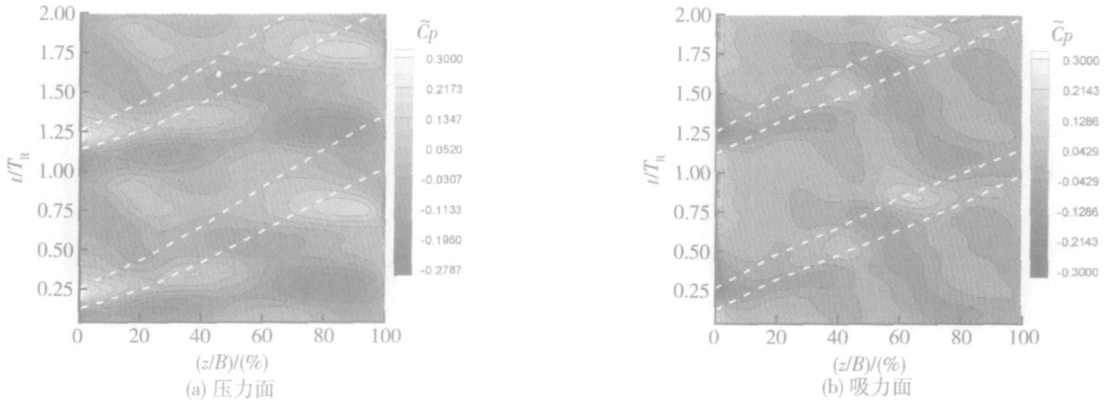


图 8 前排静叶 50 %叶高压力面和吸力面静压系数波动

Fig.8 Fluctuation of static pressure coefficient on front stator blade pressure and suction sides at 50 % height

的扰动以声速沿叶片壁面传播,使整个弦长上的静压分布发生变化,而文献[3]的研究中型面静压的非定常波动受到尾迹在流道中对流输运速度的支配.文献[8]的研究认为型面静压的分布直接受到环量变化的影响,当叶栅进口或出口流场参数发生变化时叶片环量随之发生变化,级环境中动叶尾迹碰撞静叶前缘导致静叶环量随着静叶进口冲角和气流速度的变化而变化,因此尾迹的影响通过压力波以声速从叶片前缘向尾缘传播.在本文的研究中,尾迹影响下的静叶型面静压波动的传播速度远高于尾迹在流道内的输运速度(图 8),因此可以认为型面静压与尾迹的输运是独立的,与文献[8]和文献[10]是一致的,所不同的是在本文的研究中前排静叶同时还受到后排静叶的影响,这使得前排静叶静压波动更为复杂.

图 8(a)中压力面上,在 $0 \sim 0.10 T_R$ 时间内尾迹尚未碰撞到前排静叶前缘,势流的作用使得前缘到 $50 \% B$ 型面静压降低,该时间内势流区流体受到动叶和前排静叶的共同作用(图 7(b)),在静叶中压力面一侧膨胀加速,动叶相邻两尾迹间的势流区经过静叶前缘压力面时对静压的影响是变化的.尾迹碰撞到前缘后,型面静压迅速升高,并以声速传播使前缘到 $60 \% B$ 的静压升高,此时前一个尾迹即将离开前排静叶尾缘,后排静叶对势流的干扰改变了前排静叶出口的气动参数,引起前排静叶压力面 $70 \% B$ 至尾缘静压的降低,扰动并沿着叶片向上游传播.上游和下游的干扰共同作用使得前排静叶中间弦长部分的压力波动规律较为复杂.图 8(b)中吸力面上,尾迹碰撞到静叶前缘后,扰动以声速传播,使前缘至 $45 \% B$ 的型面静压迅速降低,后排静叶对势流的干扰影响到了前排静叶,扰动从前排静叶尾缘沿吸力面向上

游传播,尾迹经过的区域静压波动幅值较大.尾迹作用使得前半弦长负荷增加显著,而后半弦长静压波动主要受势流干扰的影响(图 8).

3.3.3 后排静叶

图 9 给出了后排静叶压力面和吸力面静压系数的非定常波动.从图中的虚线可以看出,动叶尾迹的宽度在向下游输运的过程中基本维持不变,尾迹通过压力面一侧和吸力面一侧的时间分别需要 $0.90 T_R$ 和 $0.75 T_R$,尾迹宽度分别为后排静叶的 $40 \% B$ 和 $50 \% B$.由于后排静叶的叶型折转角小,叶片负荷低,沿流向的逆压梯度小,因此尾迹的耗散以及和势流的粘性掺混作用小,尾迹和势流对静压波动的影响也趋于平缓(图 5(c)).

图 9(a)中压力面上,在 $0.50 \sim 0.75 T_R$ 时间内,动叶尾迹尚未碰撞后排静叶前缘,势流的干扰作用使得整个弦长上的型面静压升高,在尾迹通过后排静叶前缘的 $0.75 \sim 1.0 T_R$ 时间内,静叶前缘区域的型面静压并未出现明显的变化,随后在 $0 \sim 0.50 T_R$ 时间内势流的干扰作用使整个弦长上型面静压不同程度的降低,前缘区域的压力降低最为明显.值得注意的是在 $0.75 \sim 0.90 T_R$ 时间内势流的干扰使后半弦长的静压也有明显的降低,造成静压降低的原因可以通过如下流动现象解释:前排静叶的尾缘脱落涡从尾缘脱落后形成的尾迹具有一定的落后角,与后排静叶压力面形成一个夹角,同时受动叶尾迹的影响,在后排静叶流道中发生周向摆动的现象,在 $0 \sim 0.50 T_R$ 和 $0.75 \sim 0.90 T_R$ 时间内周向摆动的前排静叶尾迹区域低能流体与后排静叶压力面分别形成收缩形流道,当地势流区的气体流动加速,静压也随之降低.图 9(b)中吸力面上,动叶尾迹碰撞到静叶前缘后,引起整个弦长上型面静压不同程度的降低,

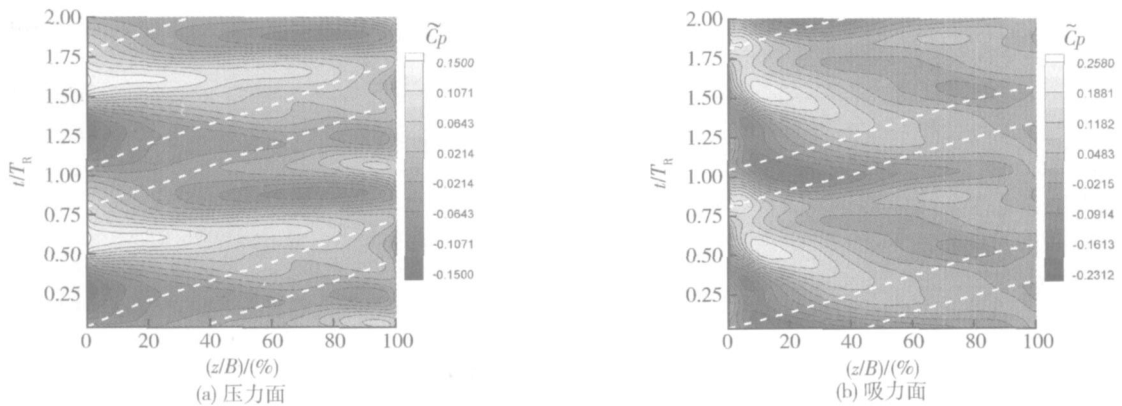


图9 后排静叶50%叶高压力面和吸力面静压系数波动

Fig.9 Fluctuation of static pressure coefficient on rear stator blade pressure and suction sides at 50 % height

静压最小值位于20%B.吸力面上静压波动较大的范围位于5%~40%B,这是因为此范围内较大的逆压梯度造成的(图5(c)).在尾迹和势流的交替干扰下,后排静叶压力面和吸力面上的静压波动表现出不同的特征,这和叶片两侧尾迹的强度有关,尾迹在前排静叶中的输运特征造成后排静叶压力面一侧的尾迹强度明显小于吸力面一侧的。

动叶和静叶具有不同的型面静压波动规律.前排静叶对流场的干扰影响了动叶部分弦长范围内的型面静压分布,而尾迹和势流的交替以及后排静叶对势流的干扰是造成静叶型面静压波动的原因,前后两排静叶型面不同的位置上静压波动与当地尾迹干扰和势流干扰相对强弱相关,扰动大的起支配作用,另一方面,逆压梯度也是影响型面静压非定常波动的一个原因。

4 结 论

对动静叶干扰下高负荷跨声速压气机级性能和型面静压分布的研究表明:

(1)动静叶干扰条件下,级的总压比和等熵效率具有不同的波动规律,波动规律与级出口处尾迹和势流的分布相关;

(2)50%叶高上跨声速动叶只有尾缘附近的型面静压发生非定常波动,其静压的最大波动与动静叶的瞬时相对位置相关,尾缘处的压力扰动以声速沿壁面向上游传播;

(3)动叶尾迹碰撞前排静叶前缘引起型面静压的扰动以声速沿静叶壁面传播,与尾迹在静叶流道中的输运相对独立,但静压的扰动仅明显的存在于前半弦长;

(4)动叶尾迹和势流的交替以及后排静叶对势流的扰动是造成前排静叶型面静压的非定常波

动的原因,而在后排静叶中,来自上游势流的作用支配了压力面静压的非定常波动,吸力面的部分弦长较大的逆压梯度下尾迹和势流的交替干扰是引起静压非定常波动幅值大的原因。

参考文献:

- [1] Meyer R X. The effect of wakes on the transient pressure and velocity distributions in turbomachines[J]. Transactions of the ASME,1958:1544-1552.
- [2] Lefcort M D. An investigation into unsteady blade forces in turbomachines[J]. ASME J. Eng. Power,1965:345-354.
- [3] Hodson H P. Measurements of wake-generated unsteadiness in the rotor passages of axial flow turbines[J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power,1985,107:467-476.
- [4] Denos R,Arts T,Paniagua G,et al. Investigation of the unsteady rotor aerodynamics in a transonic turbine Stage[J]. ASME Journal of Turbomachinery,2001,123:81-89.
- [5] Valenti E,Halama J,Denos R,et al. Investigation of the 3D unsteady rotor pressure field in a HP turbine stage[R]. ASME Paper,2002,GT-2002-30365.
- [6] Miller R J,Moss R W,Ainsworth R W,et al. Wake, shock, and potential flow field interactions in a 1.5 stage turbine, Part I: Vane-rotor and rotor vane interactions. Part II: Vane-vane interaction and discussion of results[J]. ASME Journal of Turbomachinery,2003,125:33-47.
- [7] Sanders A J,Fleeter S. Multi-blade row interactions in a transonic axial compressor, Part II: Rotor wake forcing function & stator unsteady aerodynamic response[R]. ASME Paper,2001-GT-0269.
- [8] Durali M,Kerrebrock J L. Stator performance and unsteady loading in transonic compressor stages[J]. ASME Journal of Turbomachinery,1998,120:224-232.
- [9] Mailach R,Vogeler K. Aerodynamic blade row interactions in an axial compressor, Part I: Unsteady boundary layer development[R]. ASME Paper,2003,GT2003-38765.
- [10] Mailach R,Vogeler K. Rotor-stator interactions in a four-

- stage low-speed axial compressor, Part I: Unsteady profile pressures and the effect of clocking[R]. ASME Paper, 2004, GT2004-53098.
- [11] Lee Y, Feng J. Potential and viscous interactions for a multi-blade-row compressor[R]. ASME Paper, 2003, GT-2003-38560.
- [12] 黄伟光, 陈乃兴. 叶轮机械动静叶片排非定常气动干涉的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(3): 294-298.
HUANG Weiguang, CHEN Naixing. Numerical simulations on unsteady rotor-stator interaction in turbine cascades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1999, 20(3): 294-298.
- [13] 邹正平, 徐力平. 叶轮机三维非定常流动数值模拟的研究[J]. 航空学报. 2001, 22(1): 10-14
- ZOU Zhengping, XU Liping. Numerical study of the 3-D unsteady flow in turbomachinery stages[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2001, 22(1): 10-14.
- [14] 张燎原, 胡骏. 轴流压气机叶片排流场非定常频谱特性试验技术[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2004, 17(1): 46-49.
ZHANG Liaoyuan, HU Jun. The technology of unsteady flow frequency spectrum performance of an axial compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(1): 46-49.
- [15] 周正贵, 胡骏. 轴流压气机动静叶片排非定常气动力分析[J]. 航空动力学报, 2003, 18(1): 46-50.
ZHOU Zhenggui, HU Jun. The analysis of unsteady blade force in a rotor/stator axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(1): 46-50.