

文章编号: 1000-8055(2006)06-1053-05

单级轴流大小叶片压气机 非定常流场数值研究

李海鹏, 刘火星, 蒋浩康

(北京航空航天大学 能源与动力学院

航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 通过数值模拟方法对单级轴流大小叶片压气机与常规叶栅压气机的非定常压力场进行分析与对比, 结果表明: 由于小叶片的分隔效应, 使得转子通道的非定常压力和单叶片非定常负荷脉动大大增强, 并促进了压力波向上游的传播; 但转、静子单元的整体扭矩和轴向力脉动降低; 绝对坐标系下转子入口处的压力波动是转子势扰动、动静干扰产生的压力波和此波在周向的不均匀性的综合作用, 不同的入口周向位置, 压力波的幅值相位存在较大差别, 小叶片的存在强化了这种差别。

关 键 词: 航空、航天推进系统; 大小叶片; 单级轴流压气机; 三维非定常; 压力波动

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Unsteady flow analysis of a single stage compressor with splitter vane using numerical method

LI Haipeng, LIU Huoxing, JIANG Haokang

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and astronautics,

National Key Laboratory on AeroEngines, Beijing 100083, China)

Abstract: The numerical method was applied to the unsteady flow analysis of a single-stage compressor with splitter vane. The result shows that because of the separation effect of the splitter vane, the unsteady pressure fluctuation and unsteady blade load fluctuation are strengthened greatly, and it hastens the pressure wave spreading upstream, while the torque and axial force fluctuation of the rotor and stator unit are reduced. The pressure wave at the rotor inlet in the absolute coordinate is the integration of the potential disturb of the rotor, the pressure wave of the rotor-stator interaction and the circumferential distribution of this pressure wave. The magnitude of pressure wave in different circumferential position differs greatly, splitter vane strengthens this difference.

Key words: aerospace propulsion system; splitter vane; single-stage compressor; 3D unsteady; unsteady pressure

轴流大小叶片技术的主要设计思想是在轴流压气机叶栅通道后半部分局部增加小叶片, 以期

望抑制甚至消除高负荷叶片叶背气流分离, 且避免因增加全弦长叶片引起的堵塞、效率下降和重

收稿日期: 2005-12-02; 修订日期: 2006-03-23

作者简介: 李海鹏(1979-), 男, 河北廊坊人, 北京航空航天大学能源与动力学院博士研究生, 主要从事叶轮机械气动力的研究。

量增加。早在 20 世纪 70 年代, Dr. Wennerstrom 就曾采用了大小叶片的气动布局以降低高负荷转子出口气流落后角^[1,2]。但由于缺乏对流场进行详细分析的手段, 一度搁置。80 年代以后, 借助全三维数值模拟方法, 大小叶片技术又得到重新应用, 并取得显著的进展^[3]。同时出现了一系列有关大小叶片压气机内部流动分析与设计的工作^[4,5]。二维定常计算表明, 小叶片的存在可以调节栅内流场, 提高叶栅整体负荷^[6,7]。同时近年来的研究发现, 叶栅内部的非定常流动对压气机气动、结构性能存在不可忽视的影响^[3,8]。除了定常流场的改变外, 小叶片的出现, 也必然会强烈影响到叶栅的非定常流场。为进一步理解大小叶片压气机内部非定常流场, 突出大小叶片压气机的非定常流动特征, 为设计提供有价值的参考。本文利用非定常数值模拟方法, 对低速轴流单级大小叶片压气机与去除小叶片的常规叶栅压气机通道流场进行详细的对比与分析。

1 计算方法与模型简介

图 1 所示的为计算所用的大小叶片压气机转、静子叶型, 该压气机由采用等环量设计的大小叶片转子和常规静子组成, 为改善静子的角区流动, 静子端壁采用一定程度的弯扭造型。为与大小叶片压气机非定常流场进行对比, 本文还计算了去除小叶片后的常规叶栅单级压气机的非定常流场。计算模型的参数如表 1 所示。

数值计算采用 CFD 软件 fluent 6. 0, 采用一阶迎风格式, 双重时间步法进行非定常计算, 将转子划过静子通道的过程分为 60 个时间步。计算所需的湍流模型为混合长度模型, 近壁区采用标准壁面函数, 网格为 H 型网格, 沿流向、周向、径向的网格点分别为 220、80、60。为保证对壁面附近流动的有效刻画, 网格在壁面附近略有加密。

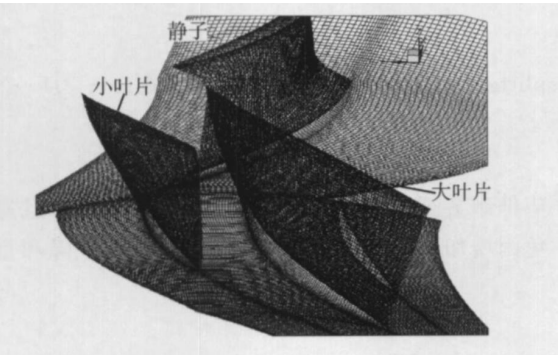


图 1 大小叶片压气机三维叶型

Fig. 1 3D foil of compressor with splitter

表 1 压气机叶型参数

Table 1 Compressor foil parameter			
转子弦长	170 mm	静子弦长	170 mm
轴向间距	18 mm	小叶片弦长	85 mm
叶尖间隙	1 mm	轮毂比	0. 75
小叶片数	18	叶中弯角	20b
大叶片数	18	静子叶片数	18
入口 Ma 数	0.3	转子转速	3 300 r/min

图 2 所示的为两个压气机模型特性线和非定常采用的计算状态, 可以看出两者加功量特性线相当接近, 因而非定常流动状态的对比采用了相同的流量系数进行, 如图所示的计算点位置。计算以定常掺混面的计算结果为初场, 检测进出口的流量和总压, 两个模型分别经过大约 27 个周期后, 流量和流量加权平均总压表现出良好的周期性, 记录此时的流场作为收敛后的非定常流场。为突出非定常流动的影响, 本文显示的流场均采用扰动参数分析计算, 定义为瞬时参数与时均参数之差^[7]。

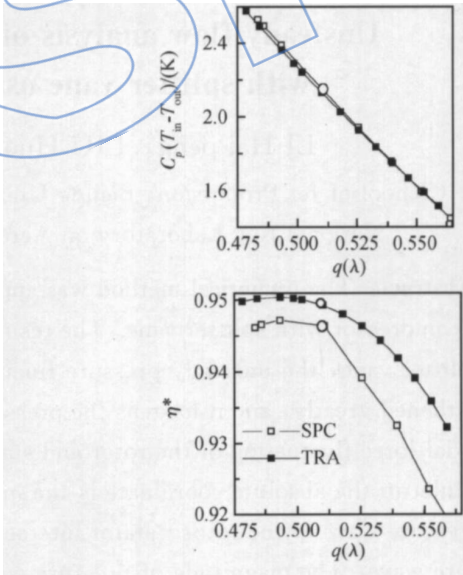


图 2 压气机特性线

Fig. 2 Character of compressor

2 计算结果与分析

图 3 所示的为大小叶片 (SP) 和常规叶栅 (TRA) 压气机转、静子扰动轴向力和扰动扭矩, 以及单独的大叶片和小叶片的扰动轴向力和扭矩 (非定常脉动值除以时均值) 随时间的变化。相对于常规压气机, 小叶片降低了转子单元和静子叶片的扭矩与轴向力的脉动幅值, 但单独的大叶片 (Prin) 和小叶片 (Splitter) 的轴向力与扭矩脉动幅

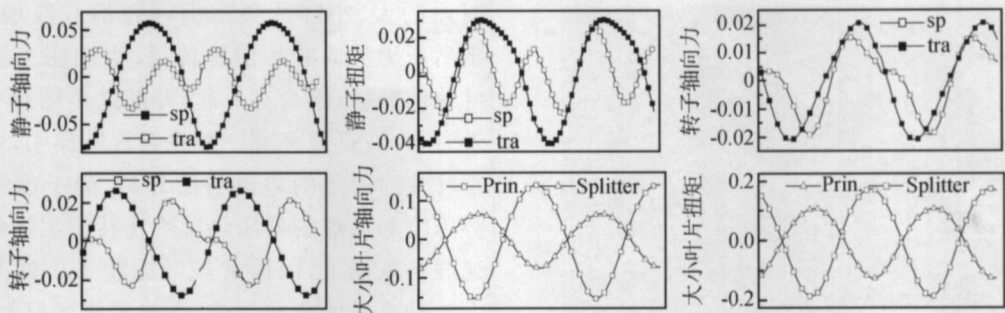


图 3 转静子所受的扰动非定常轴向力和扭矩

Fig. 3 the unsteady force and torque of rotor and stator

值大大增加,但小叶片并未影响大叶片的非定常负荷的波动相位和频率,而只是改变了其波动幅值。小叶片的波动相位与大叶片恰好相差半个周期,因而叠加后的转子单元负荷脉动大大降低。对静子而言,在相同的转、静子相对位置上,小叶片的存在不仅相对降低了非定常力和扭矩波动的幅值,而且还改变了波动的相位。另外尽管小叶片位于叶栅通道的中心位置,但由小叶片分隔大叶片叶栅通道形成的两个子通道流场对静子的影响的强弱和相位是不同的。

图 4 所示的为大小叶片(上图)和常规叶栅(下图)压气机转、静子壁面,叶中截面的无量纲扰动压力随时间变化的时2空图(纵坐标为时间)。首先可以看出大小叶片转子的压力脉动幅值远高于常规叶栅,在大小叶片转子压力面,压力脉动最强烈的位置在于距尾缘约 10%弦长的位置处,且此处为时间相位最低处,即当大小叶片转子和静子相对位置变化时,此处最先感受到压力波动,随后此压力波随时间向叶片前缘和尾缘传播,并逐步衰减。在小叶片壁面上感受的压力波与同轴向位置处的大叶片类似,由于大叶片压力面和小叶片压力面是依次扫过静子的,导致大叶片吸力面与压力面感受的压力波动与小叶片相差半个周

期,从而负荷脉动相差半个周期。壁面非定常压力波在吸、压力面的传播速度不同,在超过小叶片前缘以后,压力波迅速衰减。在尾缘处,吸力面和压力面的压力波动相位相同。在无小叶片的常规转子压力面,压力波脉动的最强点几乎就在尾缘上,时间相位的最低点位于弦向的中点,且压力波动相对较弱,随着时间的发展,此压力波向前缘和尾缘传播,在向尾缘的传播过程中,压力波的幅值得到迅速的增强。常规转子吸力面压力波在尾缘处最强,随时间向前缘传播,衰减速度远高于大小叶片叶栅情况。

大小叶片压气机静子壁面的压力波动相对不规则,除前缘位置外,压力波动都非常微弱,且衰减很快。由于小叶片的存在,大小叶片压气机静子前缘的压力波动频率要高于常规压气机静子,幅值也略有降低。可以认为,小叶片的存在,有利于降低静子的负荷波动与流动的非定常性。

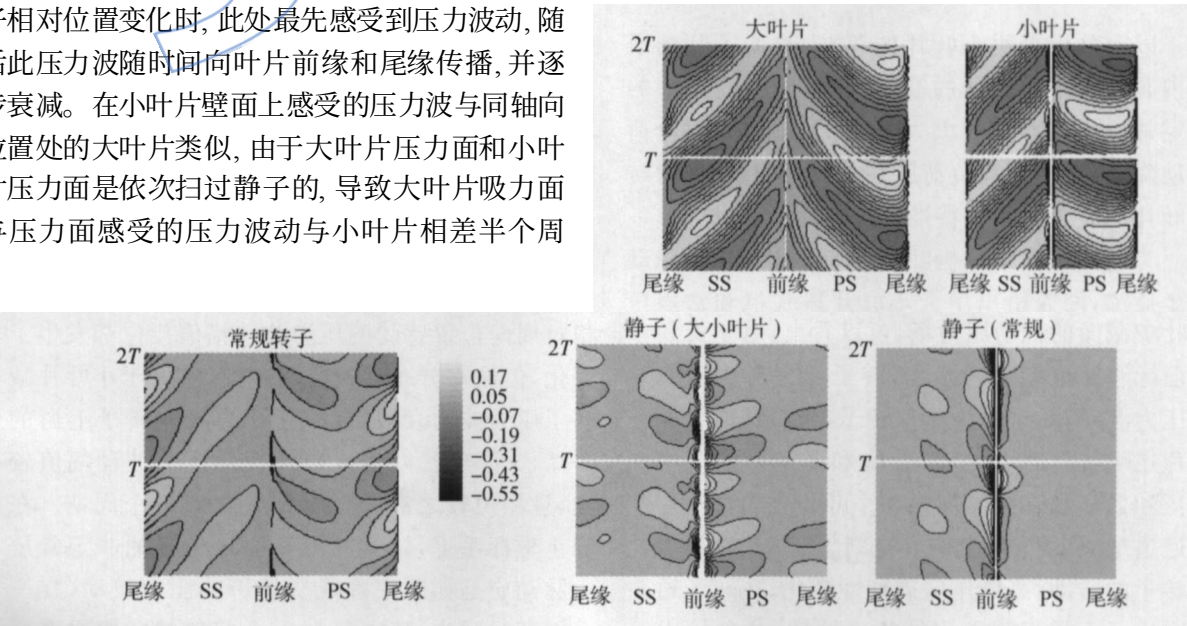


图 4 叶中截面转静子壁面的扰动压力

Fig. 4 Disturb pressure on the mid section blade surface of rotor and stator

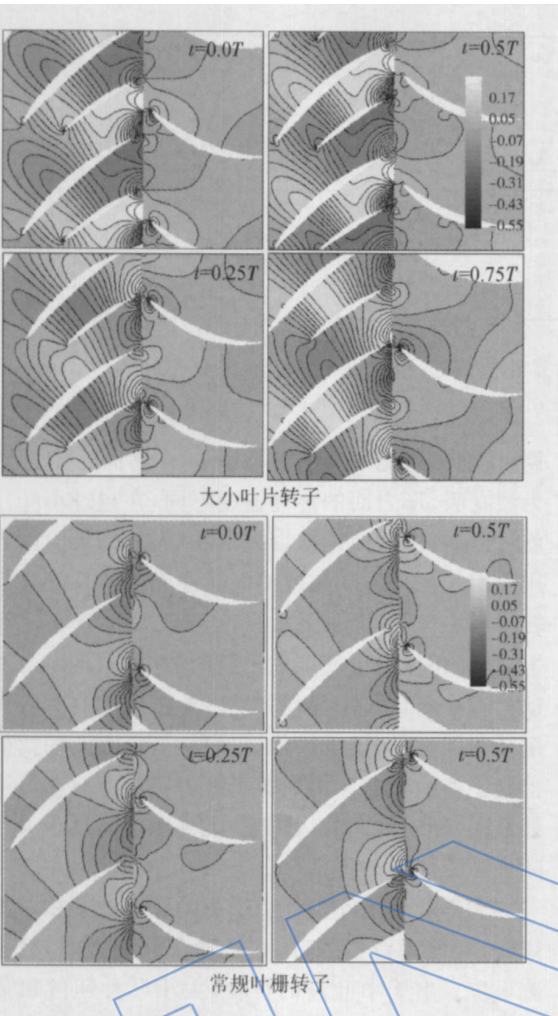


图 5 转子叶栅通道扰动压力场
Fig. 5 Disturb pressure field
of rotor cascade mid section

以上分析表明小叶片的存在, 改变了叶栅通道内非定常压力脉动的波动形式, 使叶栅内部的非定常压力波动程度大大增加, 虽然整体的负荷脉动降低, 但单叶片负荷脉动大大增加, 这将对转子叶片的疲劳等结构特性提出较高的要求。

为进一步详细分析叶栅流场非定常压力脉动产生原因, 图 5 给出了大小叶片压气机和常规压气机叶中截面的扰动压力场, 可以看出, 由于受到静子前缘和通道的交替影响, 转子叶栅产生周期性的压力波动, 对于大小叶片转子, 当静子前缘和小叶片尾缘接近时, 受静子前缘和通道影响产生的高压和低压影响全部局限在小叶片分隔大叶片叶栅通道形成的子通道里(0 时刻与 0.5T 时刻), 随着转子的转动, 高低压区周期性变化, 在转子通道里产生了一道强烈的周期压力波动, 这种压力波动首先影响到大叶片压力面后部以及几乎整个小叶片压力面, 并反射到小叶片吸力面, 从而造成

前述的大、小叶片吸力面存在的一段增强区域。随后压力波向叶片前缘传播, 当此压力波超过小叶片前缘后, 融合在一起, 并随之传播到有效通道外, 压力波迅速衰减。而在常规叶栅中, 由于没有小叶片对静子的势影响的分割, 静子前缘的高压势影响和通道的低压势影响在转子尾缘附近就迅速融合抵消了, 因而常规叶栅转子中的非定常压力波动衰减的非常迅速(在转子流场前部, 只能通过等值线来强化压力波动的显示)。而也是由于缺乏小叶片的阻挡, 静子的高压势扰动和通道的低压势扰动如图 4(0.0T 和 0.5T)所述直接影响到转子压力面的中部, 随着转子尾缘与静子前缘相对位置的接近, 叶片感受的静子势扰动增强, 但影响区域减小, 造成叶片表面压力波动由叶中向尾缘逐渐增强的形式。

由于上游转子对下游静子的非定常影响以尾迹等粘性影响为主, 而下游静子对上游转子的影响以势流影响为主^[7], 因而相对于转子而言, 两种压气机的静子通道内的非定常压力波动相对较弱。

大小叶片转子叶栅内部这种特有的非定常流场, 主要是其气动布局决定, 当转子和静子的稠度发生相对改变时, 叶栅通道压力波动形式与相位以及叶片的扭矩波动形式都会发生显著改变。但除静子稠度过高时(即静子前缘高压势影响和通道中部低压势影响都局限在一个子通道内), 转、静子叶片数的轻微改变不会改变小叶片隔离非定常压力势扰动并促进压力波动传播的基本形式。

除了对栅内的非定常流动的影响, 小叶片的存在还会对栅前压力波动的产生强烈影响。图 6 的云图所示的为在转子相对坐标系下, 转子入口压力波动的时2空图, 横坐标为转子叶栅通道相对周向位置, 图中白线为转子叶片前缘位置, 扰动压力脉动较强, 压力脉动较弱的区域为叶栅通道中间部位。纵坐标为时间。可以看出, 两种叶栅的非定常动静干扰压力波传到转子入口处时, 不同相对周向位置感受的压力波动幅值相位都发生了变化, 但波动分布形式非常相近, 但由于小叶片减弱了压力波的衰减, 促进了压力波向转子上游的传播, 大小叶片叶栅入口的扰动压力波动幅值较大, 且相位较之常规叶栅提前约 25% 个周期。在静止坐标系下, 转子前方某固定位置的非定常压力脉动应是如图中虚线所经历的压力波动(在一个周期时间内, 该点经过一个完整的叶栅通道)。从图中可以看出, 在不同的绝对位置处感受得压力波动是不同的。原因在于转子前方某固定点感

受的非定常压力波是由两种影响组合而成:一个是动静干扰引起的压力波动向上游的传播,另一个是该压力波在传播过程中周向不均匀性旋转时引起的周向波动,由于这两种周期影响的相位和幅值关系随叶栅入口绝对位置的变化而变化,因而叠加出来的总的压力波动也存在很大区别,如图 6 的曲线图所示(横坐标为时间,略去)。可以看出,在不同的入口相对位置处(即对栅后静子不同的相对位置),压力波动的形式发生了显著的改变,这种差异在大小叶片叶栅中得到进一步强化。需要注意的是,图 6 线图中所示的大小叶片叶栅入口处的小波峰、波谷并非是由于小叶片的存在引起的,而是由于前述的两个波在不同的相位上叠加出来的。这种影响,在常规压气机中也是存在的。在转子进口附近,该合成扰动压力波,叠加上转子旋转产生的势扰动,就是转子前方某点在绝对坐标系下感受的真实压力波动。

3 结 论

通过对低亚音近设计点相同流量系数下的大小叶片压气机和常规转子压气机级非定常流场的计算与分析,得出如下结论:

(1) 在本文所述的计算模型中,小叶片的存在降低了转、静子单元总的非定常力和扭矩的脉动幅值,同时也改变了静子的非定常负荷的频率与相位,但小叶片强烈增强了栅内流场的非定常性,引起了壁面压力波动的显著变化,并增强了大叶片和小叶片各自的非定常力和扭矩脉动。从非定常压力场的分析可以看出,这种现象是由于小叶片分隔转子叶栅为两个通道,分隔下游静子叶栅交替的高低压扰动,从而引起了非定常压力波动的增强导致的,去除小叶片后的常规叶栅的转子,由于下游的势扰动在转子叶栅通道的融合,非定常波动比较弱。

(2) 在相对坐标系下,两种压气机转子出口

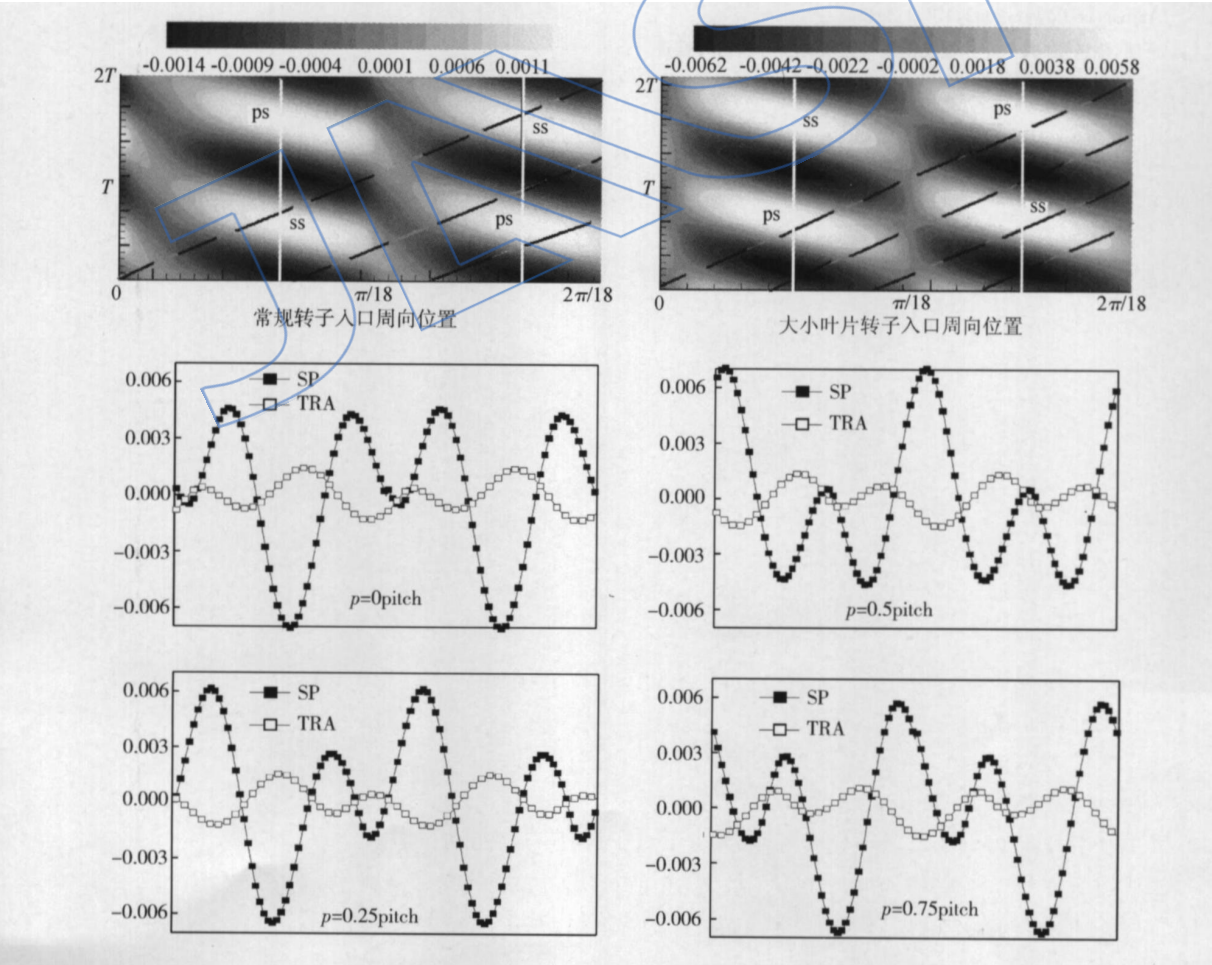


图 6 叶栅进口压力波动

Fig. 6 the pressure fluctuation at the inlet of rotor

的感受的动静干扰非定常压力波动频率和模式近似,但由于小叶片的存在促进了压力的传播,转子入口感受的扰动压力波动的幅值大大增加,在绝对坐标系下,转子入口的扰动压力波动由前传至叶栅入口的动静干扰压力波动和该压力波在周向传播的不均匀性两种影响综合作用的结果,因而不同周向位置处的压力波动的形式存在很大不同,小叶片的存在,进一步强化了这种差异。

参考文献:

[1] Wennerstrom A J , Frost G R. Design of a rotor incorporating splitter vanes for a high pressure ratio supersonic axial compressor Stage [R] . ARL2TR2 7420110, 1974.

[2] Wennerstrom A J . Test of a supersonic axial compressor stage incorporating Sp litter vanes in the rotor [R] . ARL2 TR27520165, 1975.

[3] 陈懋章. 风扇与压气机技术发展和对今后工作的建议[J]. 航空动力学报, 2002, 17 (1) : 1215.

Chen Ma2zhang Development of fan/ compressor tech2 niques and suggestion on further researches[J] . Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1) : 1215.

[4] 严明, 陈懋章. 大小叶片轴流压气机流动特性分析[J] . 推进

技术, 2002, 23(4) : 280282.

Yan ming, Chen ma2zhang. Flow performance analysis in an axial compressor rotor with splitter[J] . Journal of propulsion technology, 2002, 23(4) : 280282.

[5] 张永新, 邹正平, 严明, 等. 单级大小叶片轴流压气机流动分析[J] . 航空动力学报, 2003, 19(2) : 8294.

Zhang Yong2xin, Zhou Zheng2ping, Yan Ming, et al. Flow analysis of a single2stage axial flow compressor with splitter rotor[J] . Journal of Aerospace Power, 19(2) : 89294.

[6] Li Ha2peng, liu Hou2xing, Zou Zhen2gping. Analysis of flow mechanism in 2D compressor cascade with splitter asme[R] . paper GT22005268207.

[7] Li Ha2peng, Liu Hu2xing. Flow analysis of a single2stage axial compressor with a splitter rotor ASME[R] . paper GT22004253265.

[8] Wisler D V, Shin H W. Blade row interaction and unsteady effects in axial2flow compressor and fans [R] . VKI Lecture Ser, 1998- 02.

[9] Hsu S T, Wo A M. Reduction of unsteady blade loading by beneficial use of vortical and potential disturbances in an axial compressor with rotor clocking[J] . ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 13 (2) : 10216.