

文章编号:1000-8055(2013)06-1322-11

低反动度高负荷超声速轴流压气机气动设计方法

王松涛, 胡应交, 王仲奇

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院 发动机气体动力研究中心, 哈尔滨 150001)

摘 要: 对超声速轴流压气机的发展历程进行了总结, 分析了两类传统超声速压气机内部流动特点及其所存在的流动问题, 并对未来超声速压气机的发展提出了展望. 针对超声速压气机内部流动特点, 提出了一种新的低反动度高负荷超声速轴流压气机气动设计原理. 该原理可有效避免在动叶中进行流动控制, 同时降低动叶出口绝对马赫数, 并结合附面层抽吸控制静叶栅内部流动, 最终实现级的高负荷气动设计. 利用该原理进行设计验证, 三维黏性数值模拟结果表明: 在叶尖切线速度为 360 m/s 的前提下, 实现了 2.3 的级压比, 级效率为 86.5%.

关 键 词: 超声速轴流压气机; 低反动度; 附面层抽吸; 气动设计; 数值模拟

中图分类号: V21; TK474.7

文献标志码: A

Aerodynamic design method of high loaded supersonic axial-compressor with low reaction

WANG Song-tao, HU Ying-jiao, WANG Zhong-qi

(Engine Aerodynamic Research Center, School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: For supersonic axial flow compressors, a brief summary was given for its historical development. The internal flow characteristics and problems of the two kinds of traditional supersonic compressors were analyzed. Some prospects were proposed for its future technology trends and research orientation. According to the flow characteristics in supersonic compressors, a new aerodynamic design method of high loaded supersonic axial-compressor with low reaction was put forward. Using this method, active flow control means are not necessary in the efficient rotor, and the exit absolute Mach number of the rotor is decreased. For the downstream stator, boundary layer suction is used to solve its internal flow problems to fulfill an efficient and high loaded stage design. A preliminary design verification of the principle has been conducted. The 3-D viscous numerical simulation results show that at the tip tangential speed of 360 m/s, the stage pressure ratio of 2.3 and the isentropic efficiency of 86.5% are achieved in the use of this concept.

Key words: supersonic axial-compressor; low reaction; boundary-layer suction; aerodynamic design; numerical simulation

目前, 无论是地面燃气轮机, 还是航空发动机, 跨声速轴流压气机级已经获得了广泛的应用.

随着航空发动机的发展, 其推质比逐年提升. 对于第 5 代航空发动机, 其推质比将达到 15~20. 高

收稿日期: 2012-05-31

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130617.0940.201306.1322_015.html

作者简介: 王松涛(1971—), 男, 黑龙江海林人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事叶轮机机械气动热力学研究.

通讯作者: 胡应交(1985—), 男, 湖南隆回人, 博士生, 主要从事压气机气动设计与研究.

推质比对航空发动机部件负荷提出了更高的要求. 对压气机而言, 其单级压比提高, 可有效缩减发动机尺寸, 减轻发动机质量, 从而提高航空发动机推质比.

随着跨声速轴流压气机进一步发展, 其单级负荷逐年提升, 最终定会实现跨声速压气机向超声速压气机的转变. 因此, 重新开始超声速压气机研究, 掌握其内部流动规律及其设计要点, 对于第5代航空发动机及其后续发展是有意义的.

1 超声速压气机概述

1.1 超声速压气机发展历史

基于对飞机以及机翼表面超、跨声速外流流动的认识, 早期压气机研究者寄希望于提高圆周速度, 使得压气机转子相对速度达到超声速, 以提高压气机级负荷. 1937年, 德国的 Weise^[1] 发明了史上第一台超声速轴流压气机, 设想利用激波压缩, 实现气体的静压升. 由于其低的圆周速度, 以及强的激波损失, 级压比才 1.36, 效率为 26%. 但在当时历史背景下, 已经取得了重大突破. 第二次世界大战后, 美国 NASA(当时叫做 NACA) 开展了大型的超声速压气机研究计划, 实验研究了大约 18 台超声速压气机. 其中 Kantrowitz^[2] 发明了史上第一台包含内激波式转子(shock-in-type rotor)的超声速压气机, 并首次提出了串列叶栅的气动设计思想; Kalpproth 等人^[3] 发明了史上第一台含有冲动式转子(impulse-in-type rotor)的超声速压气机. 他们的研究成果为后续超声速压气机的发展提供了方向. 在 1958 年前后, 由于美国太空计划的优先实施, 超声速压气机研究被中断, 此阶段的研究总结可参考文献[4-6].

在 20 世纪六七十年代, 由于以下两个原因, 又重新开始了超声速轴流压气机的研究: ①喷气发动机对推质比有了更高的要求, 因此需提高发动机各部件负荷, 压气机级压比有增高的趋势; ②为满足无人机垂直起降等需求, 必须发展小型的高推质比航空燃气轮机, 其压气机级数减少, 级压比大幅提升.

在早期研究成果之上, 欧洲冯卡门实验室的 Breugelmans^[7], 亚琛推进与透平研究室的 Gallus 等人^[8], 美国怀特空军基地的 Wennerstrom 等人^[9] 均开始了超声速压气机的第 2 阶段研究. 在转子研究方面, 着重研究早期的两类转子, 即内激波式转子与冲动式转子. 其普遍的研究结论为: 当压比大于 3 时, 内激波式转子效率约为 87%, 而

冲动式转子效率约为 90%^[10]. 其中, 怀特空军基地的 Wennerstrom 等人^[9] 将大小叶片技术用于超、跨声速压气机转子, 在总压比达到 3.5 时, 实现了 87% 的等熵效率. 在上述转子研究取得进展的同时, 也开始了下游静叶栅的研究. 其中亚琛推进与透平研究室利用 Oswatitsch 在超声速进气道方面取得的理论成果并结合串列叶栅设计, 实现静叶栅入口高速、大转角来流的减速与折转, 从平面叶栅实验结果来看, 具有很好的性能^[11]. 尽管如此, 几乎所有研究均表明, 为实现高马赫数来流的减速与折转, 此种极限负荷的静叶栅设计极具挑战. 在超声速整级压气机研究方面, 通过对内激波式转子与串列叶栅静子组合, 可取得很好的级性能. 在压比为 3 时, 可实现 75% 的级效率, 并具有宽广稳定的工作范围^[12]. 而对于冲动式转子在级环境下, 由于转静干涉的存在使得下游静叶栅对上中游动叶栅有轻微的堵塞作用, 可通过可调静叶提高动、静叶之间的轴向马赫数予以解决^[13]. 由于内激波式转子与串列叶栅静子组成的超声速轴流压气机具有令人鼓舞的性能, 在此基础上又开展了斜流式超声速压气机的研究^[14-16]. 其中 Kurz^[16] 的研究成果表明, 当级压比达到 4.8 时, 可实现 74% 的等熵效率, 且在所有转速范围内运行稳定. 斜流式超声速压气机可用于小型无人机的发动机上. 从此阶段研究结果来看, 学者们在超声速压气机方面做了大量的研究, 并设计出了真正意义上的超声速压气机, 在实现高级压比的同时, 其效率也很让人振奋. 然而, 由于测试工质氟利昂对臭氧层的破坏, 出于环境保护的目的, 超声速压气机研究又一次终止, 取而代之的是跨声速压气机的飞速发展与广泛应用^[10].

1.2 超声速压气机内部流动特点

超声速压气机转子可分为内激波式转子与冲动式转子. 对于内激波式转子, 其流动特点为超声速来流经过入口激波后, 降为亚声速气流, 并在接下扩张流道中进一步减速扩压, 其激波是在背压与几何共同作用下稳定的. 对于冲动式转子, 超声速气流经过入口激波后(主要取决于几何), 可为亚声速气流或继续超声速流动. 若为亚声速流动则直接加速到声速, 并在接下扩张流道中进一步加速; 若为超声速气流, 则直接加速流动. 此类转子压升很低甚至为负值, 其出口相对速度与绝对速度均为超声速, 甚至其出口轴向马赫数也可超声.

图 1 是两类转子在相同入口速度三角形、相同扭速前提下, 在不同折转程度时的速度三角形

对比.从图1(a)看出:当内激波式转子折转为0或很小时,为实现相同扭速,冲动式转子需要更大幅度的折转;从图1(b)看出:当内激波式转子出口相对气流角偏向沿轴向时,为实现相同扭速,冲动式转子出口相对气流角偏向也沿轴向;从图1(c)看出:当内激波式转子出口相对气流角偏向大于轴向时,为实现相同扭速,冲动式转子其折转反而要小于内激波式转子.从图1中任何一种情况来看,冲动式转子其出口气流速度都要大于内激波式转子,而出口绝对气流角(与轴向夹角)要小于内激波式转子.从能量转化的角度来看,在冲动式转子中,由于其静压升很小甚至为负值,叶轮加给气体的功大部分转化为气体动能,在下游静叶栅中须实现更多动能向压力能的转化.在内激波式转子中,尽管其出口气流绝对速度下降,但由于其轴向速度大幅降低,其出口气流角要大于相同扭速下的冲动式转子,为实现轴向出气,静叶栅中需实现更大的气体折转.

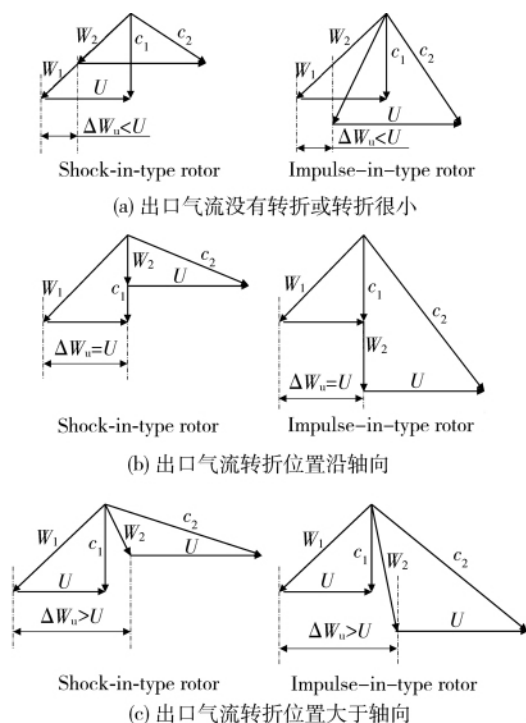


图1 相同转子性能,不同折转程度的冲动式转子与内激波式转子的速度三角形对比^[17]

Fig. 1 Comparison of velocity triangles with various flow deflections for shock-in-type rotor and impulse-in-type rotor with equal specific rotor performance^[17]

在超声速压气机中,最主要的问题是大逆压梯度下的附面层分离.在内激波式转子中,由于激

波与附面层之间的相互干涉,气流经过激波后继续减速扩压,在转角增大的情况下,通常会使得附面层大尺度分离,限制了级负荷提升.相比较而言,冲动式转子能够实现气流的更大折转,得到更高的级负荷.对于内激波式转子静叶匹配而言,当级负荷提升时,静叶入口气流角过大,用单列转子难以实现气流轴向出气.对于冲动式转子静叶匹配而言,其入口绝对马赫数过高,实现气流减速折转很具挑战,且由于静叶的存在,动叶与静叶中可能难以分别建立设计工况下的冲动状态与波系结构,产生超声速压气机的起动问题.

1.3 超声速压气机未来的发展

随着各种先进测试技术与流场显示技术的飞速发展、计算流体力学(CFD)技术的日益完善、高速计算机与并行技术的普及,在认识跨声速压气机内部流动细节的基础之上,也定会加深对超声速压气机内部流动机理的掌握.此外相比较20世纪七八十年代,目前有更多先进流场控制技术可供选择,如附面层抽吸、等离子技术、三维叶片技术等.因此在实现跨声速压气机向超声速压气机发展转变上有了更大的信心.对于超声速轴流压气机,将有可能沿着如下几个方向发展:

1) 在传统的两类超声速压气机转子基础之上,提出更多可能的加功方式,如Rampressor压气机^[18]、对转冲压发动机^[19]等.压气机级中,在不考虑能量损失的前提下,级内部能量转换主要体现在气体压力能与动能之间的相互转换(在旋转坐标系下,指的是相对压力能与相对动能),并最终实现叶轮机械能向气体压力能的转换.因此,这两种能量转化形式、能量转化份额在级内分布,以及能量转化所依靠的手段,包括利用叶型或子午型面产生激波、流道面积变化等,决定了级的加功方式.通过不同形式的组合,可得到更多可能的级加功原理.

2) 加深对超声速轴流压气机内部流动机理的认识.对于超声速压气机而言,级内不可避免地会产生激波以及激波与附面层的干涉.因此,需以掌握环形叶栅内部空间激波结构为前提,进而加深对超声速压气机内部旋涡结构、流场细节的掌握,以及对超声速压气机的起动问题与内部非定常效应的认识,研究关键几何与气动参数对超声速压气机的影响等.

3) 结合各种流动控制技术对超声速轴流压气机进行气动设计,并分析各种控制在超声速轴流压气机中的流动控制机理.

4) 超声速轴流压气机级在多级环境下的匹配问题研究。

5) 先进的降噪技术等研究。转子噪声近似与叶尖切线速度的4次方成正比,对于超声速轴流压气机,通常具有更高的叶尖切线速度,因此需有效控制噪声。

2 低反动度高负荷超声速轴流压气机气动设计原理

在圆周速度不变的情况下,通过增大转角提升级负荷。对于内激波式转子,其问题在于激波过后气流进一步扩压流动,激波与附面层的相互干涉通常会使得附面层出现大尺度分离,限制了级负荷进一步提升;对于冲动式转子,其主要问题在于下游静叶栅入口马赫数过高,存在强的激波损失,且在静叶中同样会存在激波与附面层干涉,出现附面层的大尺度分离。所以,在某一固定圆周速度下,实现低反动度高负荷超声速轴流压气机设计,总结起来有如下两个设计要点:①动叶中能够实现气流大角度折转,实现低反动度高负荷气动设计;②静叶栅入口来流马赫数不能过高,尽量降低下游静叶栅的设计难度。基于上述两个设计要点的分析,提出了一种低反动度高负荷轴流压气机气动设计原理。

为解决内激波式转子负荷进一步增加困难与冲动式转子出口绝对马赫数过高的问题,本原理的转子设计理念如下:结合叶型设计并适当控制子午流道形状,使得总的流道面积是先收缩后扩张的。超声速来流经过入口激波后,降为亚声速,为控制激波与附面层干涉引发的流动分离,此时流道收缩,气流加速流动,喉部速度达到声速,并在叶栅接下流道中进一步加速流动,通过提升背压,在叶栅结尾处产生一道正激波,气流降为亚声速,实现动能向压力能的转化。

此类转子设计的关键问题如下:①为稳定结尾正激波,在合理的 S_1, S_2 设计前提下,需确保流道总面积是先收缩后扩张的;②为降低结尾正激波损失,流道出口面积与流道最小截面面积比值不宜过大;③相比较冲动式转子出口相对速度为超声速,此类转子在结尾正激波后,相对速度为亚声速,因此有效地降低了下游静叶栅的入口马赫数;④考虑到入口激波过后,气流进一步加速流动,因此能有效控制附面层分离流动,相比较内激波式转子,能实现气流更大折转,完成高负荷气动设计。

下游静叶匹配原理如下:尽管此类叶栅转子

出口相对速度为亚声速,但考虑到其负荷增加,转角增大,从速度三角形可看出,通常其转子出口绝对速度会不可避免地增加。因此,其静叶入口来流通常是超声速的。为实现气流的减速与折转,采用附面层抽吸技术进行流动控制。

总结动叶与静叶设计特点如下:在动叶不采用流动控制措施的前提下,实现级的高负荷气动设计,避免在动叶中采用如附面层抽吸等控制技术带来的系列问题。同时,相较于冲动式转子,下游静叶栅入口来流马赫数大幅度下降。在静叶中采用附面层抽吸,实现超声速来流高效减速折转。

3 原理验证

对于该原理的验证,首先将对单个转子进行设计验证,并分析该转子的内部流动特点、变工况特性等。在对转子验证完毕后,根据转子出口气流参数,对其进行静叶匹配。在级环境下,对静叶进行附面层抽吸,最终实现高负荷超声速轴流压气机设计验证。在这里需指出的是,本文仅是从原理验证角度出发,因此部分参数选取及其沿叶高分布实际可以采用更详细的设计与优化,最终得到更高性能的压气机级。此外,采用循序渐进的发展方式,以实现跨声速压气机与超声速压气机的融合。因此本文转子入口相对马赫数从叶根到叶顶属于跨声速的,通过采用高负荷气动设计后,静叶入口绝对马赫数沿整个叶高均超声速。

3.1 动叶验证

3.1.1 动叶设计

动叶主要设计参数如表1所示,在叶尖切线速度为360 m/s前提下,实现2.3的总压比;采用轴向进气,动叶部分几何参数如表2所示;出入口几何角(与轴向夹角)沿叶高的分布如表3所示。

表1 动叶设计参数

Table 1 Rotor design parameters

参数	数值
叶尖切线速度/(m/s)	360
质量流量/(kg/s)	30
入口轴向速度/(m/s)	170
总压比	2.3
效率	0.9
轮毂比	0.7

此外,为实现设计原理要求,即叶栅总流道面

积变化呈收缩-渐放型,其子午流道曲线设计如图 2 所示. 其中 AC, BF 段为两段正弦曲线. 其余段为直线. 根据正弦曲线特点, AC, BD 段子午流道收缩幅度大, 相比较各基元级截面面积增加量, 流道总面积缩小. 激波过后亚声速气流能进一步加速. CE 为直线段, DF 段趋近平缓, 因此此时以基元级截面面积增加为主, 气流在经过临界截面后能够进一步加速流动. 此子午流道设计的弊端在于轮缘曲线收缩, 使得叶尖切线速度下降, 加功能力减弱. 其优点在于流道面积整体呈收缩渐放型, 结合叶型设计, 利于稳定出口正激波; 且在叶栅入口靠近轮缘处, 激波过后亚声速气流得以加速, 避免附面层分离. 动叶各截面叶形如图 3 所示.

表 2 动叶部分几何参数
Table 2 Some rotor geometric parameters

参数	数值
入/出口轮缘半径/m	0.3234/0.304
入/出口轮毂半径/m	0.2264/0.25
叶片数	30
叶顶间隙/m	0.0008
叶片弦长/m	0.194

表 3 出入口几何角沿叶高的分布
Table 3 Inlet and outlet geometric angle distributions along blade height

相对叶高/%	入口几何角/(°)	出口几何角/(°)
0	53.7166	0
25	56.4523	0
50	58.8439	0
75	60.9454	0
100	62.8019	0

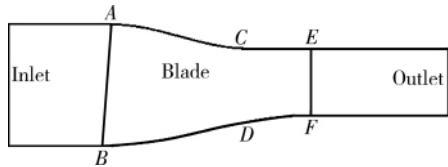


图 2 子午流道曲线
Fig. 2 Meridional channel curve

3.1.2 动叶数值验证方法

采用 NUMECA 软件的 Fine/Turbo 模块, 通过求解 N-S 方程, 进行定常流场的数值模拟. 利用 AutoGrid5 模块生成网格, 拓扑结构采用默

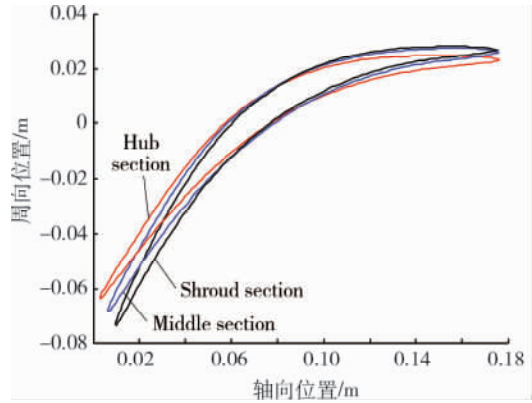


图 3 动叶各截面叶型
Fig. 3 Rotor blade shape in different sections

认的 4HO 结构形式. J 方向的节点总数为 81, I, K 方向节点分布如图 4 所示, 总网格数为 1124183. 为控制 y^+ 值不大于 1, 第 1 层壁面网格厚度为 10^{-5} . 动叶壁面网格如图 5 所示. 湍流模型采用 Spalart-Allmaras 一方程模型, 差分格式采用 2 阶迎风格式, 全多重网格法加速收敛. 动叶入口边界条件如下: 总压为 101325 Pa, 总温为 288 K, 轴向进气, 动叶转速为 10628.7 r/min, 按照径向平衡方程给定背压出口条件.

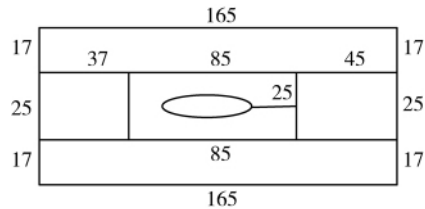


图 4 沿流向的网格节点数分布
Fig. 4 Grid point distribution along flow direction



图 5 动叶壁面网格
Fig. 5 Rotor solid mesh

3.1.3 动叶流场分析

图 6 是 10% 叶高处的相对马赫数等值线图, 从图中可看出, 在叶型与子午流道以及背压的共同作用下(背压为 103000 Pa), 吸力面侧气流在流

道中后部加速,在约90%弦长位置处,其马赫数达到最大值,约为1.24。在叶栅结尾处,存在一道正激波,波前马赫数为1.1左右,激波过后气流降为亚声速,其马赫数约为0.88。图7是50%叶高处的相对马赫数等值线图,相比较10%叶高处,其吸力面侧最大马赫数下降,约为1.19。结尾处同样存在一道正激波,波前马赫数下降,为1.07,波后马赫数约为0.89。图8是90%叶高处相对马赫数等值线图,叶栅后半段,吸力面侧气流加速到马赫数最大值为1.22,但其最大马赫数位置相比较10%,50%叶高处提前,激波进入叶栅内部,其出口相对马赫数在0.61左右。90%叶高处流动现象的原因可能如下:①从径向平衡方程可知,随着半径增加,出口静压提高,因此激波位置向前移;②由于叶顶泄漏流动的影响,靠近顶部的流动出现混乱。从图6~图8中看出,由于动叶后半段加速流动的存在,有效避免了附面层的分离。激波波前马赫数不超过1.2,激波损失小。在三维条件下各叶高截面的流动会与二维叶型计算得到的流动

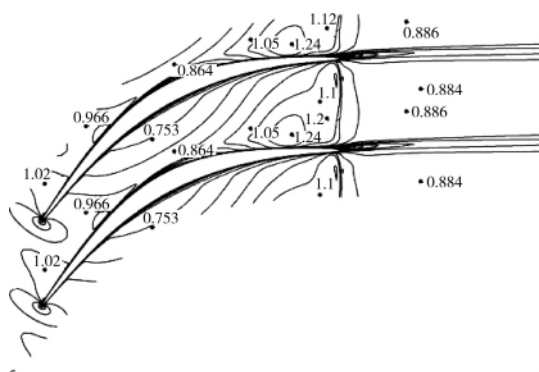


图6 10%叶高处相对马赫数等值线图

Fig. 6 Relative Mach number contours at 10% blade height

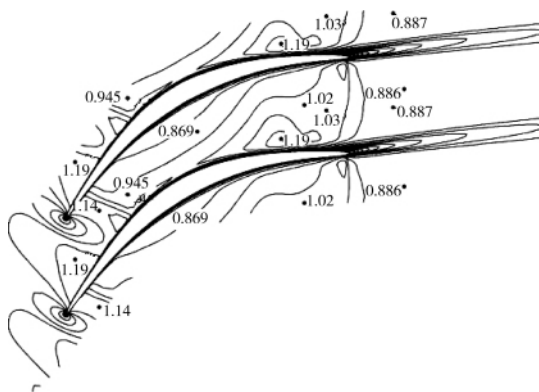


图7 50%叶高处相对马赫数等值线图

Fig. 6 Relative Mach number contours at 50% blade height

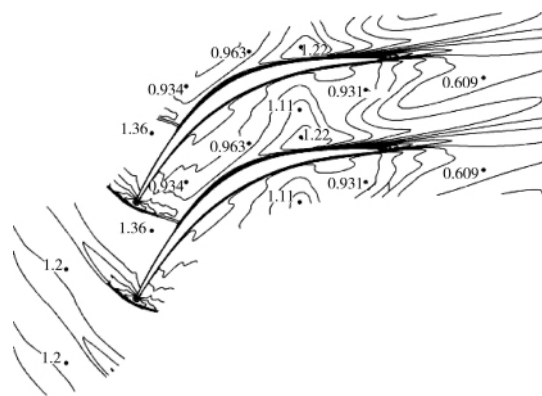


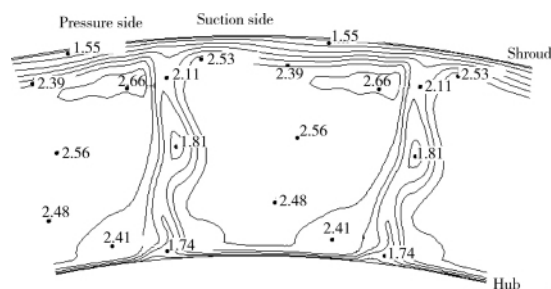
图8 90%叶高处相对马赫数等值线图

Fig. 8 Relative Mach number contours at 90% blade height

存在差别,这是由于除了叶型因素外,在上、下端壁之间,超声速流动存在各类压缩波与膨胀波的反射与相交及两者之间的相互作用导致的。

在上述背压下,在叶栅流道后半部分内某位置处存在临界截面,其质量流量等于在给定入口条件下叶栅所能通过的最大质量流量。从上面各叶高截面的相对马赫数等值线图来看,激波波前马赫数不是很高,可知出口截面面积与临界截面面积之比略大于1,这可有效降低叶栅出口正激波损失。随着背压增加到一定值,叶栅喉部马赫数会小于1,此时,超声速入口激波会向上游移动,质量流量会有所下降,但激波过后亚声速气流在收缩段内加速,且后面扩张段面积增加不大,因此扩压段逆压梯度小,此时叶栅依然保持高流动效率,可避免失速的发生。因此,动叶具有宽广的工作范围,并在各工况下都保持高效率,这对下游静叶栅匹配是非常有利的。

图9是动叶出口总压分布,从图中可看出,总压在出口分布均匀。在吸力面侧没有出现大范围的低损失区,但在叶顶间隙泄漏流动的作用下,靠近轮毂侧的端壁附面层增厚,此处损失较大。这也可从效率沿叶高的分布中看出,如图10,在85%

图9 动叶出口总压分布(单位:10⁵ Pa)Fig. 9 Total pressure distribution of rotor outlet (unit: 10⁵ Pa)

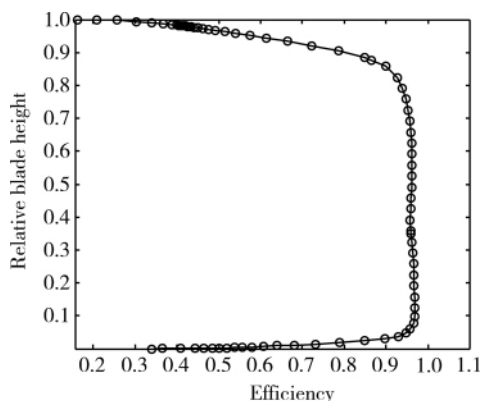


图 10 效率沿叶高的分布

Fig. 10 Efficiency distribution along blade height

叶高以上时,效率下降显著,而在 85% 叶高以下,效率都在 90% 以上. 这与跨声速压气机中的损失分布特点相似.

动叶特性曲线如图 11 所示,在质量流量最大、压比最高点时,背压较低,气流出口相对速度为超声速. 此时,在叶片结尾处存在两道燕尾型斜激波. 由于气流在叶栅内部加速且出口激波强度较弱,因此附面层很薄,气流能充分依附壁面转折,此时压比处于极大值,激波损失较低,动叶效

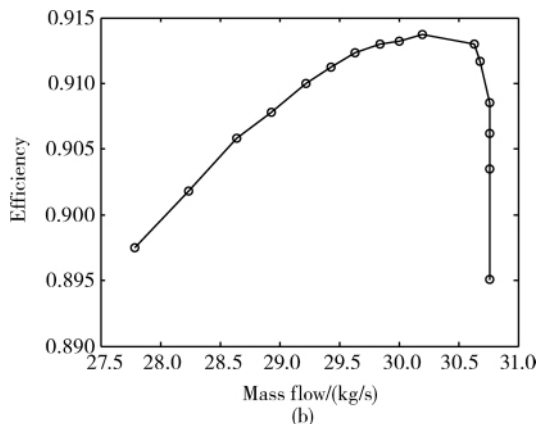
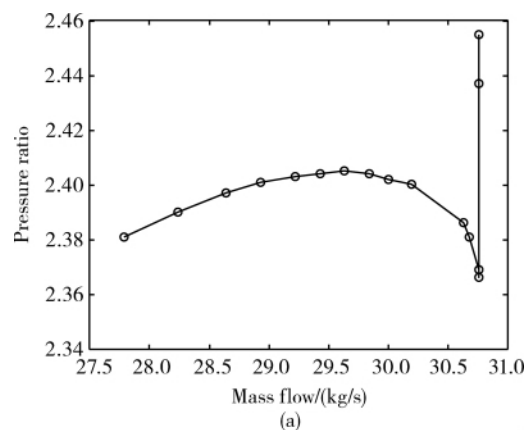


图 11 动叶特性曲线

Fig. 11 Rotor performance curves

率高. 随着背压增加,出口处斜激波逐渐变为正激波. 随着激波强度增加,从效率曲线可看出,其效率下降,但由于出口超声速流动,入口条件不受影响,质量流量为常值;且激波强度增加使得叶片尾缘处附面层增厚,气流折转略有降低,压比有所下降. 随着背压进一步提升,激波往流道内部移动;激波损失有所降低,流动效率增加. 当激波靠近临界截面时,效率达到最大值 91.32%,压比为 2.402. 当背压进一步提升,流道扩压段内处于亚声速流动,超声速截面入口激波被推出叶栅流道外,此时叶栅不再处于唯一攻角条件下,质量流量下降. 但从特性线上可看出,无论背压为何值,其压比变化不大,根本原因在于出口几何气流角为 0° ,若气流保持充分折转,圆周速度不发生改变,其扭速也不发生变化,则总压比不变. 但背压改变会使得附面层厚度发生变化,并使得气流偏转程度有所不同,压比略有变化,从图 11 中可看出最大总压比为 2.46,最小总压比为 2.37.

在背压为 103000 Pa 和超声速出口两类边界条件下,该动叶的出口绝对马赫数与绝对气流角(与轴向夹角)分别如图 12、图 13 所示.

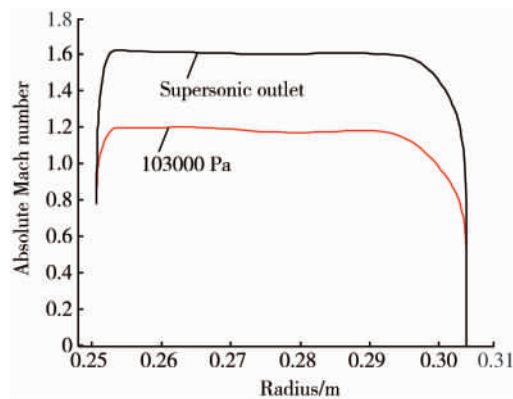


图 12 动叶出口绝对马赫数

Fig. 12 Rotor outlet absolute Mach number

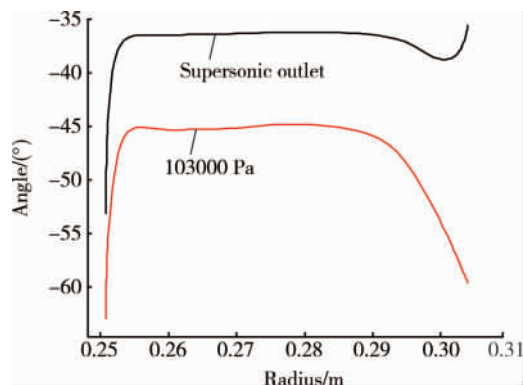


图 13 动叶出口绝对气流角

Fig. 13 Rotor outlet absolute flow angle

图 12 中一条线代表背压为 103 000 Pa 的出口条件,另一条线代表超声速出口边界条件。可看出在设计工况下与超声速出口相比较,出口气流绝对马赫数大幅度下降,沿叶高平均下降 0.4 左右。但由于动叶出口轴向速度降低,出口绝对气流角增大,在各叶高处出口绝对气流角平均增大 10° 左右。

3.2 级验证

在出口边界条件的背压为 103 000 Pa 时,从图 12、图 13 可看出,除了叶顶局部区域外,大部分叶高内气流角与马赫数分布均匀,其中马赫数为 1.2 左右,转角约为 45° 。在级环境下,为有效控制静叶栅中气体流动,利用附面层抽吸进行流动控制,避免附面层出现大尺度分离。

3.2.1 静叶参数确定

静叶的主要几何参数根据动叶的出口气流参数确定。从图 12、图 13 可知,动叶端区参数畸变较大,为使得三维叶片在整个空间分布更为光滑,对端区参数做了细微调整。此外,尽管动、静叶之间绝对马赫数是超声的,但轴向马赫数小于 1,下游静叶栅的存在会对上游动叶栅内部流动产生影响。因此,在确保级质量流量满足设计质量流量的前提下,对静叶入口气流角做了细微的调整。静叶部分几何参数及进出口几何气流角沿叶高的分布如表 4、表 5 所示。从表 5 可看出,各截面出口气流角统一为 -13° ,目的在于降低该级静叶负荷,把部分负荷让该风扇后续各级亚声速静叶承担。在多级环境下,可根据具体情况对该值大小及其沿叶高分布做适当调整。图 14 是静叶各截面叶型。

表 4 静叶部分几何参数

Table 4 Some stator geometric parameters

参数	数值
出入口轮毂半径/mm	0.304
出入口轮缘半径/m	0.25
叶片数	50
叶顶间隙	无
叶片长度/mm	0.107

3.2.2 级数值验证方法

采用 NUMECA 软件的 Fine/Turbo 模块,通过求解 N-S 方程,进行定常流场的数值模拟。利用 AutoGrid5 模块生成网格,拓扑结构采用默认的 4HO 结构形式。动叶、静叶 J 方向的节点总数分别为 81,77,沿 I, K 方向的节点分布如图 15、

表 5 静叶进出口几何气流角沿叶高的分布

Table 5 Inlet and outlet geometric angle distributions of stator along blade height

相对叶高/ %	入口几何角/ ($^\circ$)	出口几何角/ ($^\circ$)	安装角/ ($^\circ$)
0	-43.0	-13	-28.0
25	-42.1	-13	-27.6
50	-41.7	-13	-27.4
75	-43.0	-13	-28.0
100	-48.0	-13	-30.5

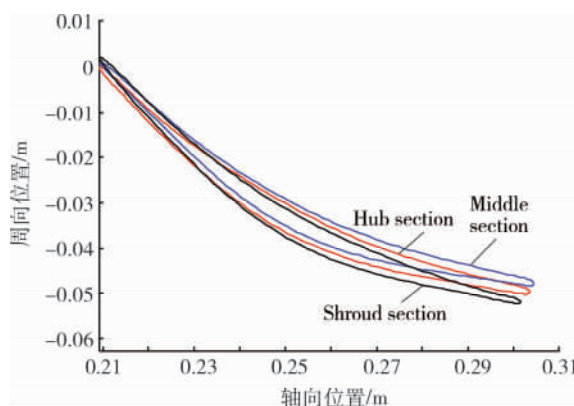


图 14 静叶各截面叶型

Fig. 14 Stator blade shape in different sections

图 16 所示,总网格数为 2000 124。为控制 y^+ 值不大于 1,第 1 层壁面网格厚度为 10^{-5} 。级壁面网格如图 17 所示。湍流模型采用 Spalart-Allmaras 一方程模型,差分格式采用 2 阶迎风格式,全多重网格法加速收敛。入口边界条件的总温为 288 K,总压为 101 325 Pa,轴向进气。基于径向平衡方程给定背压出口条件。

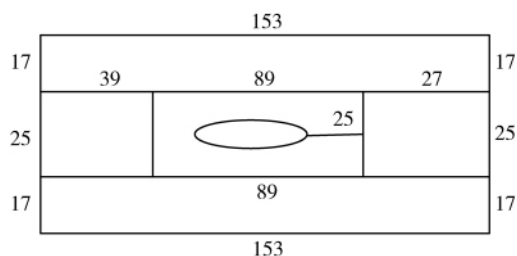


图 15 动叶沿流向的网格节点数分布

Fig. 15 Rotor grid point distribution along flow direction

此外,抽吸方案是利用 Fine/Turbo 求解器里 Cooling/Bleed 参数设置选项直接给定的。在静叶吸力面侧,总共开 3 道槽进行附面层抽吸,如图 18 所示。

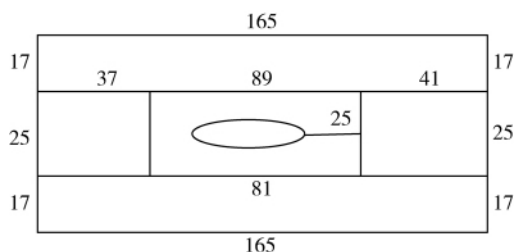


图16 静叶沿流向的网格节点数分布

Fig. 16 Stator grid point distribution along flow direction



图17 级壁面网格

Fig. 17 Stage solid mesh

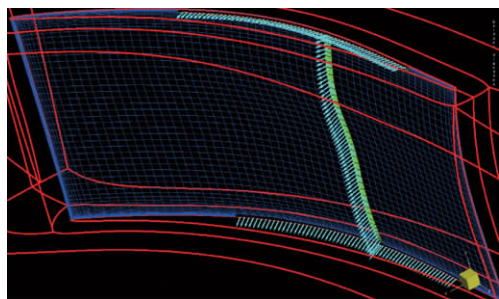


图18 静叶抽吸方案

Fig. 18 Stator bleed configuration

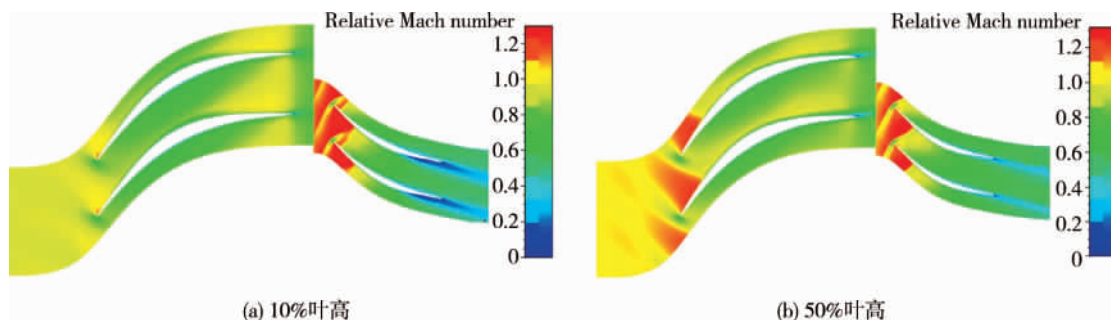
靠近轮缘、轮毂处沿流向的槽,其网格节点均起始于 $(I, J) = (5, 155)$,止于 $(5, 185)$,其抽吸质量流量分别为入口质量流量的0.7%,1%;沿展向的抽吸槽其网格节点起始于 $(I, J) = (1, 173)$,止于 $(63, 173)$,抽吸质量流量为入口质量流量的2%。槽的宽度为1cm。这里需注意的是,靠近轮缘处沿流向开槽会影响叶片强度,实验时,长槽可用数段短槽实现,或采用其他手段以提高叶片强度。

3.2.3 级流场分析

图19是各叶高截面的相对马赫数云图。从该图看来,各截面叶高处吸力面侧气流都有加速过程。在10%,50%叶高处,叶栅结尾处一道微弱激波清晰可见。在75%,95%叶高处,吸力面最大速度处往叶栅内部移动。在整个叶高范围内,动叶内部附面层附着良好,保证了动叶的高效流动。静叶中经过附面层抽吸后可看出,在75%叶高以下,附面层附着良好。在90%叶高处,吸力面侧后半段出现了分离,但其尺度并不是很大,在可控范围之内。且研究表明:当背压提升时,级的失速不是由于静叶后半段分离产生的,而是静叶截面入口激波被推出静叶栅流道,使得动静叶之间轴向间隙段压力提升,进而使得动叶入口激波被推出叶栅流道,使得质量流量大幅下降造成的。此外,从文献[20]可知,适当降低各截面的入口几何气流角,可提升静叶入口来流马赫数,在75%叶高处,若适当降低该处截面的入口几何角度,可使得动叶吸力面侧最大速度位置更靠近动叶栅出口。由表5可见,在100%叶高处,其入口气流角是 -48° ,相较其余叶高位置,90%叶高处要实现更大的气流折转,这可能是该截面出现了小尺度分离的原因之一。可通过适当降低该叶高处入口气流角或加大抽吸质量流量进一步改善流场。但考虑到该级已经达到不错性能,本文只进行一个原理验证,没有对各参数沿叶高做进一步优化。

图20是抽吸前后吸力面侧的壁面极限流线图。从图中可看出,进行附面层抽吸后,靠近吸力面上的螺旋点消失,奇点总数显著减少。且分离起始点延后,往尾缘移动,角区分离范围也减小。由明显的闭式分离向开式分离转变。

图21是静叶出口距尾缘5%弦长处的总压分布,从图中可看出,采用附面层抽吸后,高损失区域明显减小,尤其在叶栅中部与根部区域减少更甚。但靠近叶顶吸力面侧,利用附面层抽吸后,流动分离依然存在,有一较大高损失区域。



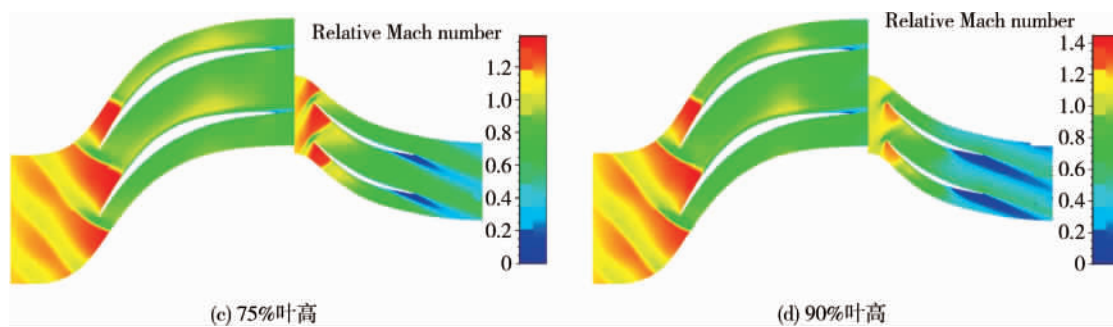


图 19 相对马赫数云图

Fig. 19 Relative Mach number contours

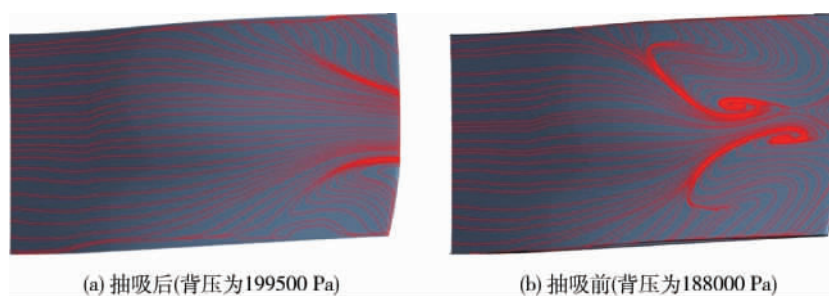


图 20 壁面极限流线

Fig. 20 Solid limited streamline

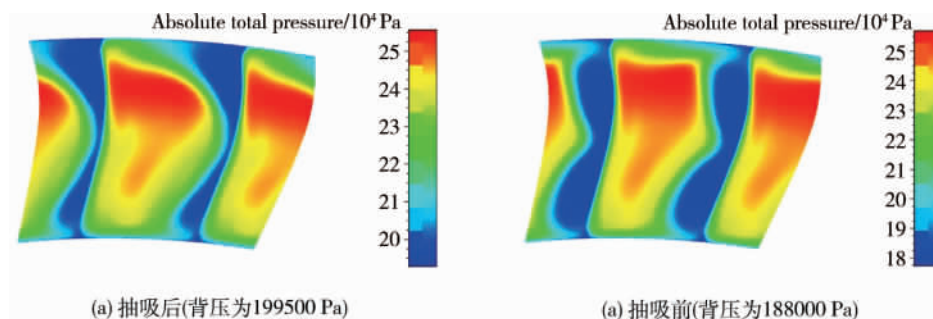


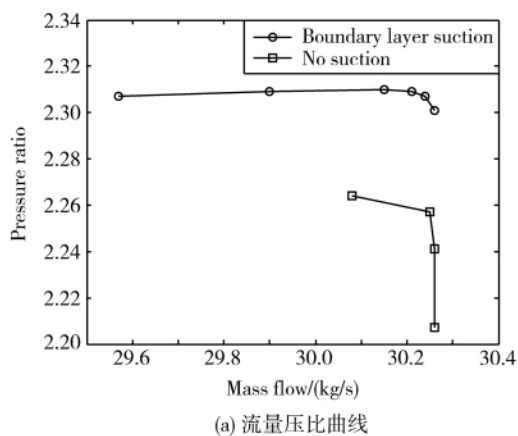
图 21 静叶出口距尾缘 5% 弦长处的总压分布

Fig. 21 Total pressure distribution at 5% chord length between stator outlet and trailing edge

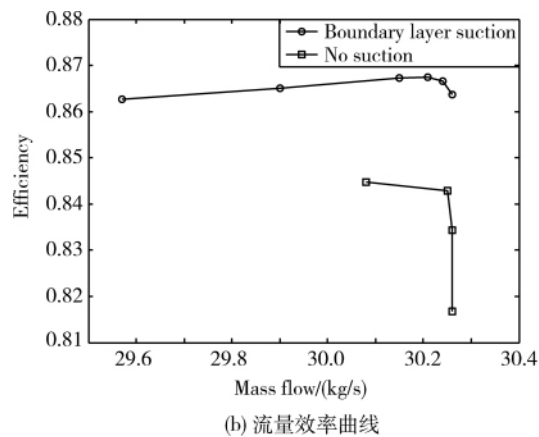
3.2.4 级特性曲线

图 22 是该级在设计转速下的特性曲线,从图

中可得到,利用附面层抽吸,级压比、效率及工作范围都有了较大幅度提升.利用该设计原理进行



(a) 流量压比曲线



(b) 流量效率曲线

图 22 级特性曲线

Fig. 22 Stage performance curves

气动设计,在设计点质量流量为 30 kg/s 时,其级压比不小于 2.3,效率接近 86.5%。

4 结 论

本文总结了超声速压气机的发展历程,并对其未来发展提出了展望。针对传统内激波式转子与冲动式转子的内部流动特点,提出了一种低反动度高负荷超声速(本文动叶入口为跨声速,静叶入口为超声速)轴流压气机气动设计方法。在动叶高负荷大转角设计前提下,避免在动叶中进行流动控制,并有效降低了动叶出口绝对马赫数。对于下游静叶栅内部流动问题,利用附面层抽吸予以解决。基于三维黏性数值模拟,对该原理进行了初步的设计验证,三维黏性数值模拟结果表明该原理是切实可行的。在叶尖切线速度为 360 m/s 的前提下,实现了 2.3 的级压比,级效率为 86.5%。

参考文献:

- [1] Brieden K. Die anisentrope Überschalldurchströmung des streckengitters[J]. Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Physik, 1958, 9(5): 132-161.
- [2] Kantrowitz A. The supersonic axial-flow compressor[R]. NACA Report 974, 1950.
- [3] Klapproth J F, Ullman G N, Tysl E R. Performance of an impulse-type supersonic compressor with stators[R]. NACA RM52B22, 1952.
- [4] Lieblein S, Johnsen I A. Resume of transonic compressor research at NACA Lewis-Laboratory[J]. Journal of Engineering for Power, 1961, 83(3): 219-232.
- [5] Steele R, Baldwin P, Kesseli J, et al. Insertion of shock wave compression technology into micro turbines for increased efficiency and reduced costs[R]. ASME Paper GT2005-68203, 2005.
- [6] Klapproth J F. A review of supersonic compressor development[J]. Journal of Engineering for Power, 1961, 83(3): 258-268.
- [7] Breugelmans F. On the use of a pseudo-shock system in supersonic compressors[C]//Proceedings of the Seminar Advanced Problem in Turbomachinery. Nordrhein, Westfalen, German; Rheinisch-Westfaelische Technische Hochschule Aachen, 1965: 1-59.
- [8] Gallus H E, Bohn D, Broichhausen K D. Measurements of quasi-steady and unsteady flow effects in a supersonic compressor stage[R]. ASME Paper 77-GT-13, 1977.
- [9] Wennerstrom A J, Buzzell W A, DeRose R D. Test of a supersonic axial compressor stage incorporating splitter vanes in the rotor[R]. Montgomery County, US: Aerospace Research Labs Wright-Patterson Air Force Base, 1975.
- [10] Broichhausen K D, Ziegler K U. Supersonic and transonic compressors: past, status and technology trends[R]. ASME Paper GT2005-69067, 2005.
- [11] Becker B. Untersuchungen an stark umlenkenden Überschall-Verzögerungsgittern und deren Einsatzmöglichkeiten in der Axialverdichterstufe[D]. Nordrhein, Westfalen, German; Rheinisch-Westfaelische Technische Hochschule Aachen, 1970.
- [12] Lichtfuss H J, Starken H. Supersonic cascade flow[J]. Progress in Aerospace Sciences, 1974, 15: 37-149.
- [13] Lichtfuss H J, Starken H. Supersonic cascade interaction[R]. ASME Paper 74-GT-76, 1974.
- [14] Mönig R, Broichhausen K D, Gallus H E. Application of highly loaded single-stage mixed flow compressors in small jet-engines[R]. Munich, Germany; Mmotoren-und Turbinen-union GmbH Munich, 1987.
- [15] Elmendorf W, Kurz H, Gallus H E. Design and performance of a mixed flow supersonic compressor stage[C]//Proceedings of 12th International Symposium on Air Breathing Engines. Melbourne, Australia: AIAA, 1995: 113-124.
- [16] Kurz H. Untersuchung und optimierung des tandemleitrades einer diagonalen überschallverdichterstufe[D]. Nordrhein, Westfalen, German; Rheinisch-Westfaelische Technische Hochschule Aachen, 1997.
- [17] Fuchs R. Design and investigation of static pressure compressor cascades behind impulse rotors[D]. Köln, Germany; Deutsche Forschungs-und Versuchsanstalt für Luft-und Raumfahrt, 1980.
- [18] Lawlor S P, Hinkey J B, Mackin S G, et al. Supersonic compression stage design and test results[R]. ASME Paper IMECE 2004-59914, 2004.
- [19] 肖翔. 对转冲压压气机冲压叶轮内部流动分析[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2007.
XIAO Xiang. The aerodynamic design and analysis of counter-rotating compressor's shock-in impeller[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2007. (in Chinese)
- [20] Broichhausen K D, Gallus H E. Off design performance of supersonic compressors with fixed and variable geometry[R]. ASME Paper 87-GT-116, 1987.