

文章编号: 1000-8055(2010)02-0434-09

核心机驱动风扇级的气动设计特点分析

张 鑫, 刘宝杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 以某核心机驱动风扇级(core driven fan stage, 简称 CDFS)的气动方案为例, 使用新版 Denton 程序通过数值模拟分析了 CDFS 的内部流动特点和关键设计参数的影响, 总结了 CDFS 气动设计上的特点和难点: ①CDFS 需要采用进口可调导叶实现工作模式的转换; ②叶尖切线速度和气动负荷不匹配是 CDFS 难以获得高效率的主要原因; ③进口可调导叶出口气流角分布和调节方式对 CDFS 的性能有重要影响; ④CDFS 转子气动设计的难点是控制单外涵模式下的激波损失; ⑤CDFS 静子气动设计的难点在于两种工作模式下其进口气流角的分布和幅值均发生了较大变化。

关 键 词: 核心机驱动风扇级; 气动设计; 变循环发动机

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Analysis of aerodynamic design characteristics of core driven fan stage

ZHANG Xin, LIU Bao-jie

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero Engines,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100091, China)

Abstract: The flow field and aerodynamic design characteristics of core driven fan stage (CDFS) were simulated and analyzed with modified Denton code. The results show that: 1) adjustable inlet guide vane (IGV) is needed to achieve the switch of different working modes; 2) the conflict between high tip speed and low aerodynamic loading restrains the efficiency of CDFS; 3) IGV outlet swirl distribution and switch mode have remarkable effects on CDFS performance; 4) the challenge in the aerodynamic design of CDFS rotor is the shock loss in single bypass mode; 5) the change in distribution and magnitude of CDFS stator inlet flow angle is the main challenge in CDFS stator design.

Key words: core driven fan stage; aerodynamic design; variable circle engine

随着技术进步和使用要求的进一步提高, 未来先进战斗机的发动机必然向更高推质比、更宽工作范围、多用途、高可靠性以及高性价比的方向发展。目前美国正在研究推质比为 15~20 发动机的关键技术, 其中一个重要的方面就是变循环发动机(variable circle engine, 简称 VCE)技术。变循环发动机可以在同一台发动机上通过改变某些部件的几何形状、尺寸或位置, 从而改变发动机的

热力循环参数, 如增压比、涡轮前温度、空气流量和涵道比等, 使发动机在各种工作状态下都具有良好的性能, 弥补常规涡扇发动机高低速性能难以兼顾、飞行包线狭窄等缺陷, 因此变循环是研制高推质比发动机的一项关键技术措施。此外, 变循环也是实现超声/高超声推进的主要技术途径之一, 因此未来在军事和民用方面都有广泛的应用前景^[1-2]。

收稿日期: 2009-02-16; 修订日期: 2009-04-27

作者简介: 张鑫(1983-), 男, 河南洛阳人, 博士生, 主要从事压气机设计研究工作。

变循环发动机有多种模式, 其中受到高度重视的就是带有核心机驱动风扇级(core driven fan stage, 简称 CDFS) 的双外涵变循环发动机(double bypass engine, 简称 DBE)^[1-2]. 该模式在经过 YJ101 验证机^[3-4] 的验证之后, General Electric (GE) 公司将其用于推质比为 10 一级的 YF120 发动机的研制, 并获得了更好的性能, YF120 也是迄今唯一一台经过飞行验证的变循环发动机.

CDFS 的概念首先由 GE 公司提出并进行了单级试验验证, 在 1978—1981 年间完成了在变循环发动机验证机 YJ101 上的整机试验^[3-5]. GE 公司在此后的变循环发动机 GE21 上首先使用了 CDFS^[6-7]. 在 GE21 的基础上, GE 公司研制了 YF120, 并在 YF-22, YF-23 ATF 验证机上成功地进行了飞行试验. 此后, GE 公司与艾利逊先进技术发展公司(AADC)又合作开展了带有 CDFS 的可控压比变循环发动机(COPE)的研究, 其验证机 XTE76, XTE77 已经取得了一定进展.

1999—2000 年间, GE, Pratt & Whitney (PW) 和 AADC 合作, 以 YF-120 为基础开展飞行马赫数为 4~6 的推进技术研究计划, 提出 RTA (revolutionary turbine accelerator)-1 Mach 4+ TBCC (turbine based combined cycle) 和 Potential RTA-2 两个带有 CDFS 的高超声变循环发动机概念^[8]. 与此同时, 欧盟也开展了 LAPCAT (long term advance propulsion concepts and technologies)-Mach 4 计划, 并提出 LAPCAT VCE-114, LAPCAT VCE-213, LAPCAT VCE-214 三个带有 CDFS 的高超声变循环发动机概念^[9-10].

国内对变循环发动机的研究刚刚起步, 有关 CDFS 的研究也刚刚开展^[11-12]. 本文通过对 CDFS 气动设计的分析, 旨在揭示 CDFS 气动设计中的特点和难点, 为 CDFS 进一步的设计提供参考.

1 CDFS 的工作原理与工作模式

在双外涵变循环发动机中, 如图 1 所示, 风扇分为前后两部分, 前一部分依然由低压涡轮驱动, 而后一部分则移到高压转子上, 由高压涡轮驱动. 由于后一部分风扇只是一级, 因此被称为核心机驱动风扇级, 它是变循环发动机特有的关键部件之一.

将风扇最后一级移到高压转子上, 是为了重新分配高、低压涡轮的负荷, 使高、低压涡轮都能够采用单级设计, 同时降低高低压涡轮叶片温度,

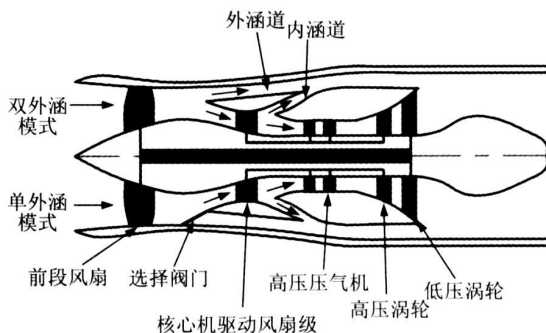


图 1 CDFS 示意图^[3]

Fig. 1 Sketch of CDFS^[3]

减小冷气量, 从而降低发动机的质量, 提高寿命和可靠性. 双外涵变循环发动机还可获得更高的性能, 与常规涡扇发动机相比: 在同样的耗油率情况下, 空气流量(推力)可大幅度增加; 如果只是适当增加空气流量, 则还可进一步降低耗油率^[5].

如图 1 所示, CDFS 主要有两种工作模式:

1) 单外涵模式(single bypass mode). 涵道选择阀门关闭, 前风扇出口的所有气体都经过 CDFS, CDFS 后气体大部分通过核心机, 小部分气体流入内涵道, 并经可变面积涵道引射器进入外涵. 此时, CDFS 处于高负荷状态, 发动机单位推力最高, 用于飞机的加速、爬升或超声巡航.

2) 双外涵模式(double bypass mode). 涵道选择阀门打开, 风扇一部分气体直接流入外涵道; CDFS 的进口导叶关小以适应来流折合流量减小, CDFS 出口部分气体流入内涵道, 其余大部分气体流入核心机. 此时发动机的总涵道比较大, 核心机的流量较小; CDFS 处于低负荷状态, 发动机的耗油率最低, 用于飞机的起飞和亚声巡航^[3].

从 CDFS 工作原理和模式可以看出, CDFS 虽然使得发动机的总体方案更为合理, 但是从压气机气动设计的角度讲, CDFS 的工作条件使其自身难以获得高效率, 设计上具有一定的挑战性.

2 CDFS 的气动设计分析

本文对 CDFS 的流场计算, 采用的是基于新版本 Denton 程序改进的能够计算轴流大小叶片、离心压气机和内外涵联算的三维定常多级压气机计算程序. 新版本 Denton 程序通过对差分格式、壁面剪切应力、湍流模型、掺混面处理方法以及复杂几何边界处理的一系列改进, 不但大大增强了程序的适用范围, 而且有效增强了多级压气机数值模拟的准确性, Rolls-Royce 公司始终将其作为设计体系中的日常设计工具. 对新版本

Denton 程序的改进和校验详细情况请参阅文献 [13] .

Denton 程序生成的是纯 H 型网格, 即周向网格线和轴线垂直, 通过网格加密刻画前尾缘形状. 本文中 CDFS 的计算网格如图 2 所示, 各排叶片网格数目: 进口导叶为 130(流向) $\times$ 37(周向) $\times$ 40(径向); 转子为 110 $\times$ 37 $\times$ 40; 静子为 120 $\times$ 37 $\times$ 40. 计算域进口为标准大气, 轴向进气, 总温总压沿径向均匀分布, 出口指定静压为边界条件.

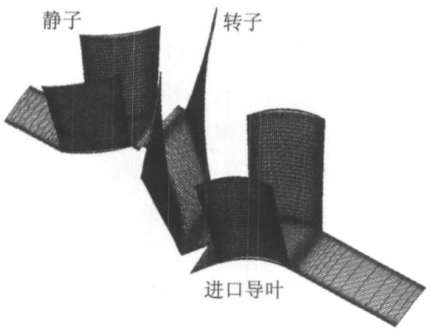


图 2 CDFS 计算网格示意图
Fig 2 Sketch of CDFS grids

2 1 设计指标

从图 1 中可以看出, 为了保证高压压气机具有足够的做功能力, CDFS 需要选取较高的叶尖切线速度. 此外由于内涵道和外涵道匹配等一系列原因, 又限制 CDFS 的设计压比不能太高. 表 1 给出了本文研究的 CDFS 的设计参数, 表 2 给出了 NASA 的 CDFS 验证机的气动设计参数.

表 1 某 CDFS 的设计指标
Table 1 CDFS design parameters

工作模式	折合叶尖切线速度/(m / s)	压比	效率
单外涵	430	1. 51	0. 864
双外涵	422	1. 275	0. 84

表 2 NASA CDFS 验证机的气动方案^[5]
Table 2 NASA CDFS aerodynamic parameters^[5]

参数	数值
级压比	1. 37
折合叶尖切线速度/(m / s)	381
轮毂比	0. 69
转子展弦比	1. 4
进口导向器关闭角度/(°)	单外涵: 全开 双外涵: 关 40

图 3 是压气机设计参数与效率的关联图, 用来选取压气机的叶尖切线速度和压比, 以使压气机能够获得高的效率. 图中同时标出了本文 CDFS 和 NASA CDFS 设计参数, 从中可以清楚地看出, CDFS 存在高叶尖切线速度与低设计压比之间的矛盾, 从而导致 CDFS 难以获得高效率, 设计上存在较大的挑战性.

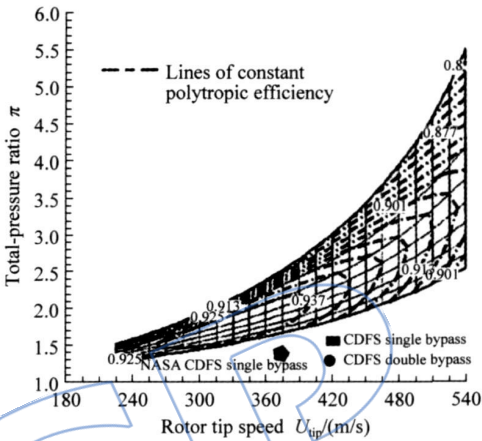


图 3 压气机设计参数空间中 CDFS 所处的位置^[14]
Fig. 3 CDFS in the compressor aerodynamic design space^[14]

2 2 设计方案分析

本文将单外涵模式下的工作点选为 CDFS 的设计点, 将双外涵模式下的工作点作为验算点.

2 2 1 流道选择

CDFS 流道的选择主要考虑两个因素:

- 1) 从减轻质量的角度出发, CDFS 应该选取接近等内径的流道方案;
- 2) 为了保证下游高压压气机具有足够的切线速度, CDFS 流道出口外径不能过小.

本文 CDFS 设计方案选择了近似等中径的流道(图 4), 除了兼顾上面两个要求之外, 也有利于提高 CDFS 的效率. 在实际的设计中, CDFS 的流道还应当与风扇及高压压气机的设计进行匹配分析, 最终确定出其流道形式.

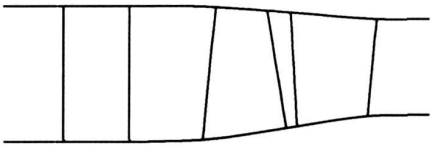


图 4 CDFS 流道示意图
Fig. 4 Sketch of CDFS flow path

2 2 2 CDFS 进口导叶(IGV)

对于本文的 CDFS 设计方案,其两种工作模式下的折合转速差不多,但进口折合流量变化达到了 20% . 因此 CDFS 必须采用进口可调导叶,以实现流量的大范围调节. 对于本文的设计方案,进口导叶需要关 25° 左右. 在常规压气机设计中,进口导叶关闭是适应转速变化的需要,在设计转速附近一般不需要大幅度调节导叶角度. 因此, CDFS 进口导叶的调节目的与常规压气机有本质的区别.

CDFS 设置进口导叶的另一个重要作用是解决 CDFS 高叶尖切线速度与低设计压比之间的矛盾. 利用进口导叶引入正预旋,以降低转子进口来流相对马赫数,从而降低转子的激波和摩擦损失;但是转子进口预旋不能太大,否则将导致静子气动负荷过高.

为了分析转子进口预旋分布对 CDFS 性能的影响,本文分析了几种典型的预旋方案,如图 5 所示. 图 6 和图 7 分别是不同预旋方案对应的转子

进口相对马赫数和等熵效率,图 8 和图 9 分别是不同预旋方案对应的静子进口绝对气流角和总压恢复系数.

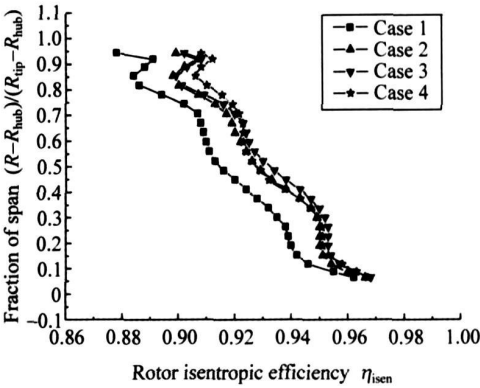


图 7 不同预旋方案中 CDFS 转子的等熵效率
Fig. 7 Rotor isentropic efficiency in single bypass mode

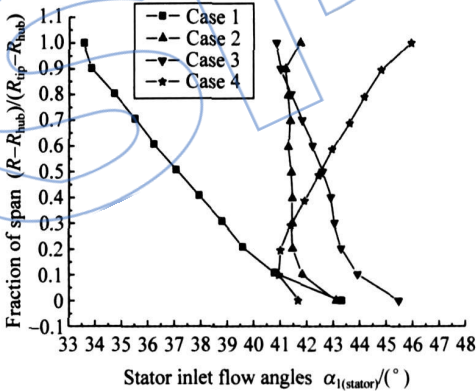


图 8 不同预旋方案中 CDFS 静子进口绝对气流角
Fig. 8 Stator inlet absolute flow angles in single bypass mode

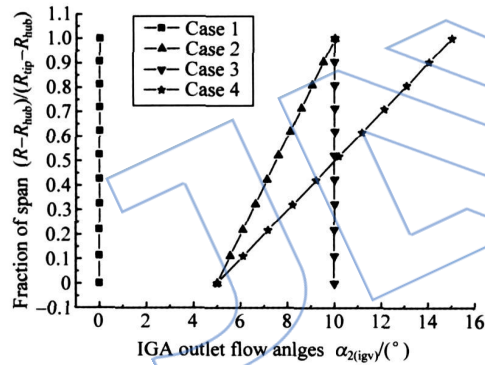


图 5 CDFS IGV 预旋方案
Fig. 5 Different CDFS rotor inlet swirl in single bypass mode

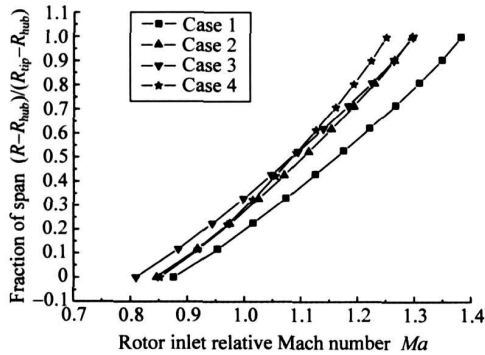


图 6 不同预旋方案中 CDFS 转子进口相对马赫数
Fig. 6 Rotor inlet relative Mach number in single bypass mode

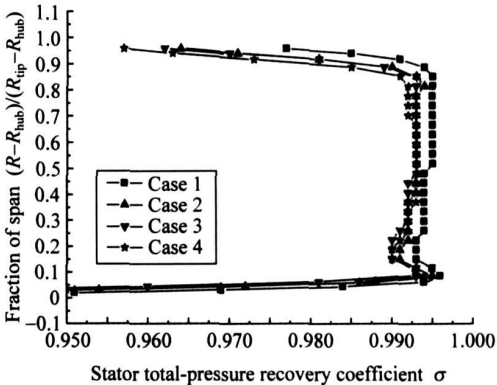


图 9 不同预旋方案中 CDFS 静子的总压恢复系数
Fig. 9 Stator total-pressure recovery coefficient in single bypass mode

预旋方案 1(图 5 case 1) 为转子进口零预旋. 从图 6 可以看到, 此时转子进口叶尖来流相对马赫数达到 1.38, 在转子尖部形成很强的激波, 波前马赫数可以达到近 1.6. 同时, 由于 CDFS 的进口轮毂比较高, 转子进口叶根来流相对马赫数也达到 0.88, 很容易在 S_2 流面内形成几乎贯穿整个流道的激波, 导致转子的效率较低(图 7). 从图 8 可以看出, 转子进口零预旋虽然使静子进口绝对气流角较小, 静子负荷较低, 但是气流角沿径向的分布很不均匀. 因此, CDFS 的预旋方案应当避免使转子出现 S_2 流面内贯穿流道的激波, 同时保证静子进口绝对气流角比较均匀的分布.

从图 6 中可以看出, 当转子叶尖正预旋为 10° 时(图 6 case 2, case 3), 转子进口叶尖来流相对马赫数达到了 1.3. 若进一步增加转子叶尖的正预旋(图 5 case 4), 会使静子机匣附近的气流角较大(图 8 case 4). 由下文可知, 在双外涵模式下静子机匣处的进口气流角会进一步大幅度增加, 因此对于本文的设计方案, 在转子叶尖选取 10° 的正预旋较为合适. 如图 8 中 case 1 所示, 静子在轮毂处的进口气流角本身已经较大, 因此转子叶根处只给定 5° 正预旋, 以使静子轮毂处的气动负荷不会增加过多, 并保证静子进口气流角均匀分布. 同时从图 9 中可以看出, 预旋 case 2 中静子的总压恢复系数的分布也是最为均匀.

由以上分析可知, 预旋 case 2 能够使 CDFS 在单外涵工作点获得较好的性能, 并兼顾双外涵工作点静子进口气流角的增加. 下面将以预旋 case 2 为例, 进一步讨论进口可调导叶的调节方式对 CDFS 双外涵工作点性能的影响.

当 CDFS 从单外涵工作模式向双外涵工作模式的转换时, 需要关闭其进口可调导叶, 对于本文的设计方案需要关闭 25° . 如果采用常规可变弯度的可调叶片, 在双外涵工作模式下, IGV 出口的气流角如图 10 中的 case 1 所示, 从根到尖气流角都基本变化了 25° , 但静子进口气流角沿径向的变化是不均匀的. 从图 11 可以看出, 轮毂处气流角增加只有 2° , 机匣处却增加了近 10° . 不论静子是否可调, 都对静子的设计提出了非常大的挑战. 只能在设计点(单外涵工作点)给定很大的负攻角, 才能保证双外涵情况下静子还有可用的攻角范围, 但这必然导致其设计点性能作出较大的牺牲.

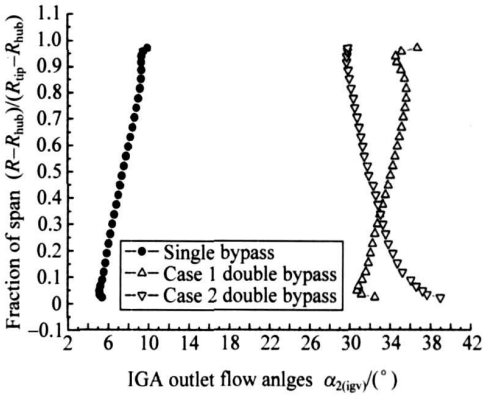


图 10 单/双外涵模式下工作点 CDFS IGV 出口气流角

Fig. 10 IGV outlet flow angles in single and double bypass modes

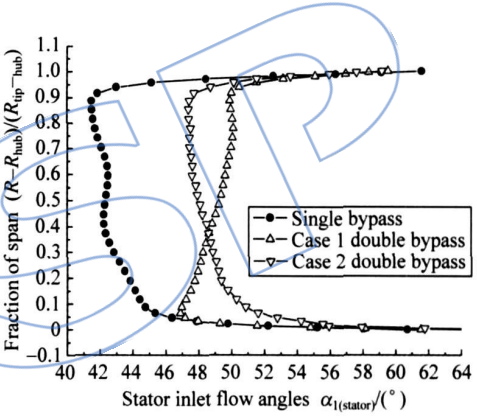


图 11 单/双外涵模式工作点 CDFS 静子进口气流角

Fig. 11 Stator inlet absolute flow angles in single and double bypass modes

要缓解上述矛盾, 方法之一就是改变 IGV 的调节方式. 如图 10 中的 case 2 所示, 关闭进口可调导叶时, 使 IGV 轮毂处的出口气流角增加 33° , 机匣处的出口气流角增加 19° . 从图 11 中可以看出, 此时静子进口气流角沿叶高的变化是均匀的, 从轮毂到机匣都增加了约 6° . 此时若采用不可调静子, 则在设计点无需给定很大的负攻角; 若采用可调静子, 则能最大程度的发挥可调静子的优势. 但是这种 IGV 的调节方式在气动设计上比较难以实现.

考虑到实践上的可行性, 下文中对 CDFS 转/静子设计的讨论将以图 5 中的预旋 case 2 为基础, 并采用图 10 中 case 1 的调节方式, 即在双外涵模式下 IGV 从根到尖都关闭了 25° .

2 2 3 CDFS 转子

两种工作模式下, 转子进口相对马赫数和相对气流角沿径向的分布如图 12 和图 13 所示. 可以看出, 双外涵模式下转子进口来流相对马赫数明显降低, 叶尖处从 1.25 下降至 1.05, 叶根处从 0.8 下降至 0.6, 沿径向的减小幅度基本相同. 40% 叶高以下来流相对气流角有所减小, 叶根附近减小了约 3°. 因此, 转子的气动设计首先需要面对的挑战就是不同工作条件下保证转子高效工作. 由于转子的压比较低, 其单外涵模式下的激波和摩擦损失对效率的影响较大, 本文选取单外涵的工作点作为设计点, 着重控制其激波损失, 同时在攻角的选择上兼顾双外涵工作模式.

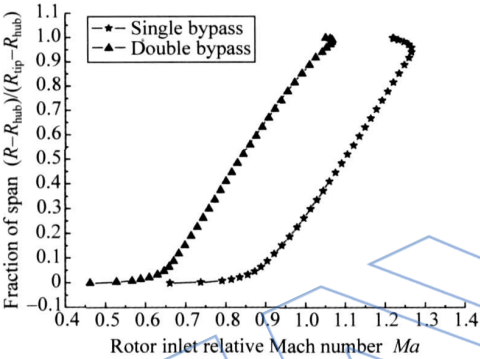


图 12 单/双外涵模式下工作点
CDFS 转子进口相对马赫数

Fig. 12 CDFS rotor inlet relative Mach number in single and double bypass modes

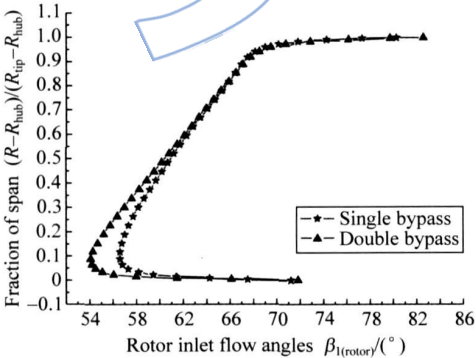


图 13 单/双外涵模式下工作点
CDFS 转子进口相对气流角

Fig. 13 CDFS rotor inlet relative flow angles in single and double bypass modes

当前的设计条件下, 若采用非等环量设计增加转子尖部的加功量, 虽然可以提高转子的效率, 但会影响内外涵匹配, 以及 CDFS 与高压压气机

的匹配, 因此本文采用了等环量设计方案. 图 14 是两种工作模式下转子近吸力面的马赫数等值线图. 如图所示: 单外涵模式下, 转子的 30% 叶高处开始形成激波, 并在 S_2 流面上后掠. 激波强度较高, 且激波整体上位于叶片喉道内部, 流动接近于堵塞状态. 双外涵模式下, 转子的 70% 叶高处才开始形成明显的激波, 激波强度较弱, 激波整体上位于叶片喉道之外.

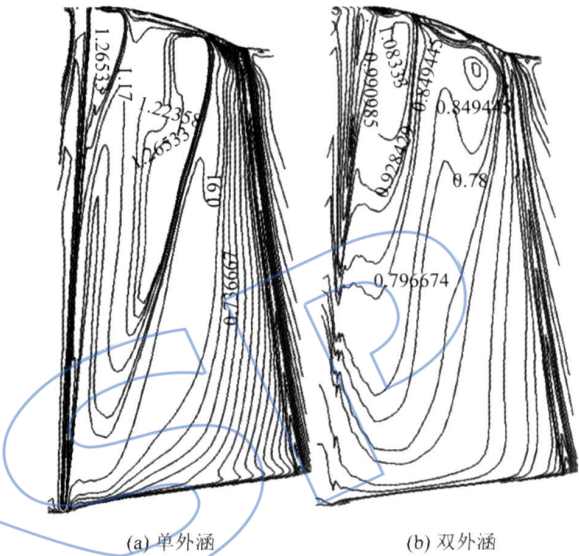


图 14 单/双外涵模式下工作点转子
近吸力面马赫数等值线图

Fig. 14 Mach number contour near suction surface in design condition at single and double bypass modes

转子在单/双外涵工作点的等熵效率分别为 90% 和 91%, 沿径向的分布如图 15 所示, 图 16 是转子在单/双外涵工作点不同叶高截面的相对马赫数等值线图 (10%, 60%, 90% 叶高).

从图 15 可以看出, 转子 20% 叶高以下单外涵工作点的效率略高. 从图 16 可以看出, 在 10% 叶高处转子在两个工作模式下均没有产生激波, 单外涵模式下转子处于正攻角的状态, 出现了局部的超声区域; 而双外涵模式下转子处于负攻角状态, 流动处于亚声状态. 从图 13 中也可以看出, 在单外涵模式下, 转子 20% 叶高以下的相对气流角明显较大. 虽然转子在单外涵模式下的摩擦损失较高, 但由于其处于较大的正攻角状态, 其效率略高. 而在更高的展向截面上, 转子在两种工作模式下的攻角相差不多, 摩擦损失和激波损失对效率的影响将更加明显.

从图 15 可以看出, 30% 到 80% 叶高之间, 转

子在单外涵工作点的效率明显较低. 从图 16 中 60% 叶高处的相对马赫数等值线图可以看出, 转子在单外涵模式下形成了较强的激波, 波前马赫数达到 1.45, 存在较大的激波损失和摩擦损失; 而在双外涵模式下转子并没有产生激波, 只是出现了局部的高速区域, 流动处于高亚声状态. 因此在这一区域中, 转子在双外涵模式下的效率明显较高.

从图 15 可以看出, 80% 叶高以上, 转子在两种工作模式下的效率都比较低. 从图 16 中可以看出, 在单外涵模式下转子在 90% 叶高处存在很强的激波, 波前马赫数达到 1.5, 流动处于堵塞状态; 而在双外涵模式下, 转子在这一区域产生了较弱的脱体激波, 激波损失会明显小于单外涵模式. 但由于转子在双外涵模式下的加功量较小, 因此转子在两种工作模式下的效率相差不多. 同时由于受到叶尖泄漏的影响, 转子的这一区域在两种工作模式下的效率都比较低.

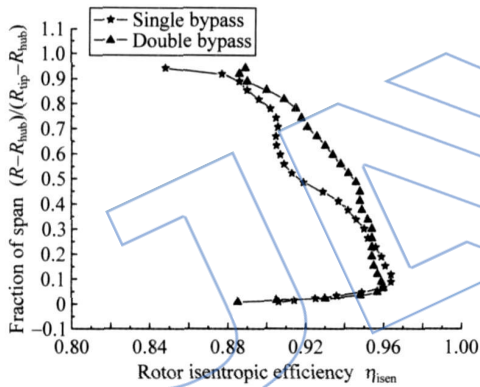
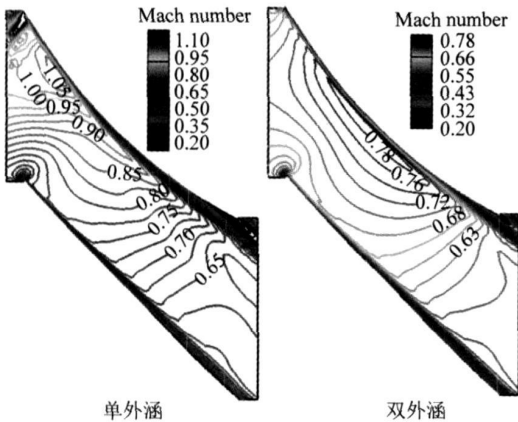
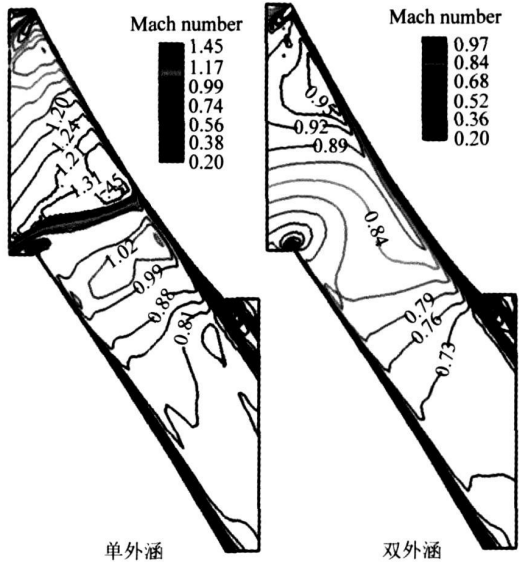


图 15 单/双外涵模式下 CDFS 转子等熵效率沿展向的分布

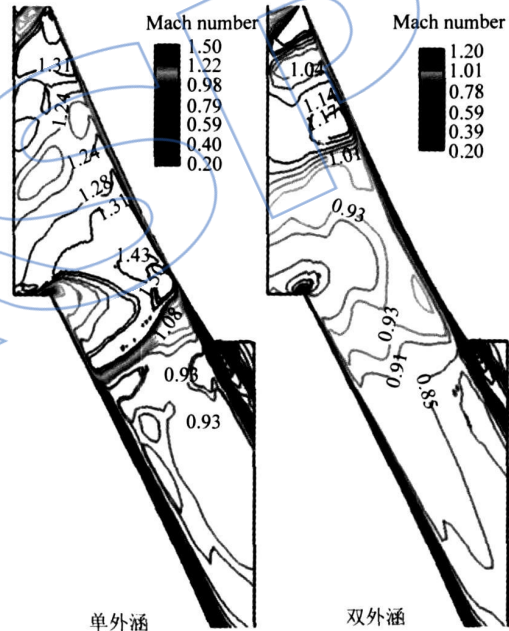
Fig. 15 CDFS rotor isentropic efficiency in single and double bypass modes



(a) 10% 叶高



(b) 60% 叶高



(c) 90% 叶高

图 16 单/双外涵模式下 CDFS 转子在不同展向截面的相对马赫数等值线图

Fig. 16 CDFS rotor relative Mach number contour in different spans at single and double bypass modes

以上分析表明, 单外涵工作模式下, 由于激波和摩擦损失大, 工作压比低, 导致 CDFS 转子效率偏低, 如果要提高其效率需要较好地控制激波损失. 双外涵工作模式下, 由于激波强度明显降低, CDFS 转子的效率反而比单外涵模式下更高一些.

2 2 4 CDFS 静子

与单外涵模式相比, CDFS 转子在双外涵模式下的等熵效率增加了 1%, 但 CDFS 的级等熵效率却下降了 2.5%. 这是由于在双外涵模式下, 转子的压比下降, 而 IGV 和静子的损失所占比重相对增加了很多. 以本文的设计方案中的静子(可调静子)为例, 其在单/双外涵模式下总压恢复系数分别为 0.989 和 0.987, 即两种情况下的总压恢复系数基本相同. 如果希望双外涵模式下 CDFS 的级效率与单外涵模式下的相等, 则静子的总压恢复系数需要达到 0.994. 但是在实际情况中, 静子在双外涵模式下的气动负荷较高, 同时气流角沿叶高变化不均匀, 其总压恢复系数也很难达到单外涵模式下的水平(图 11 case 1). 上述分析表明, 导致 CDFS 双外涵模式下的效率降低的根本原因就是 IGV 和静子的损失明显增加.

两种工作模式下, 静子进口绝对气流角沿径向的分布发生了很大变化(图 11 case 1). 从气动设计的角度考虑, CDFS 静子需要可调以适应来流气流角的变化; 另一方面为了减少控制机构, 希望 CDFS 静子不可调, 但这样会大大增加气动设计的难度.

本文对可调/不可调静子方案均进行了计算分析, 结果如表 3 所示. 从中可以看出, 若采用不可调静子, 需要在单外涵工作点给定很大的负攻角, 以保证静子在双外涵模式下还有可用的攻角范围. 可以看出, 此时单外涵模式下 CDFS 的效率没有达到设计指标, 而两种工作模式下的工作裕度也只有 14% 和 10%. 若采用可调静子, 不仅能够保证两种工作模式下 CDFS 的效率, 其工作裕度也能明显增加, 分别达到 19% 和 18%.

表 3 可调/不可调静子方案比较

Table 3 Comparison of variable/ invariable stator				
CDFS 静子	模式	压比	效率	裕度/ %
可调	单外涵	1.508	0.866	19
	双外涵	1.275	0.841	18
不可调	单外涵	1.511	0.859	14
	双外涵	1.274	0.842	10

即使采用可调静子, 在双外涵模式下, 静子的端壁区总压损失也会明显增加, 如图 17 所示. 这是由于双外涵模式下静子进口绝对气流角沿径向的变化幅度不同(图 11 case 1), 即使静子可调, 其

端壁区也不是处于其最佳攻角状态, 因此其端壁区的总压恢复系数较低. 对于本文方案的分析表明, 端壁区损失增加使 CDFS 在双外涵模式下效率降低了 0.4%.

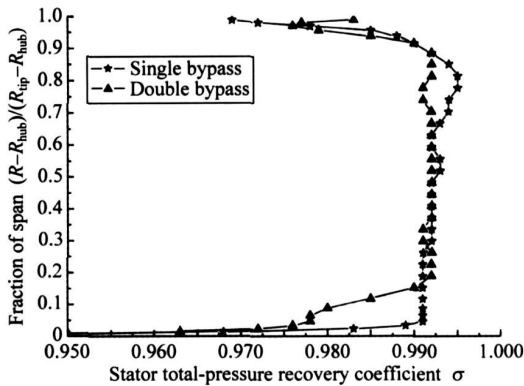


图 17 单/双外涵模式工作点 CDFS 静子总压恢复系数(可调静子)

Fig. 17 CDFS stator total pressure recovery coefficient in single and double bypass modes (variable stator)

3 总 结

本文以某 CDFS 的气动设计方案为例, 使用新版 Denton 程序通过数值模拟技术研究了 CDFS 的设计特点和难点, 得到了以下主要结论:

- 1) CDFS 需要采用进口可调导叶以实现两种工作模式的转换, IGV 出口预旋分布对 CDFS 的性能有重要的影响, 预旋分布的选择要兼顾 CDFS 的两种工作模式.
- 2) IGV 的调节方式对 CDFS 双外涵工作点性能有重要的影响. 采用常规调节方式, 使 IGV 出口气流角从根到尖变化相同的角度, 此时静子进口气流角变化较大且沿叶高不均匀.
- 3) 单外涵工作模式下, 由于激波和摩擦损失大, 工作压比低, 导致 CDFS 转子效率偏低, 如果要提高其效率需要较好地控制激波损失. 双外涵工作模式下, 由于激波强度明显降低, CDFS 转子的效率反而比单外涵模式下更高一些.
- 4) 导致 CDFS 双外涵模式下的效率降低的根本原因就是 IGV 和静子的损失明显增加. CDFS 静子气动设计的难点在于两种工作模式下, 其进口气流角的分布和幅值均发生了较大变化. CDFS 采用可调静子, 在两种工作模式下都能够获得更好的气动性能; 即使如此依然难以控制双外涵模式下静子的端壁损失.

参考文献:

- [1] Fishbach L H, Stitt L E, Stone J R, et al. NASA research in supersonic propulsion—A decade of progress [R]. AIAA-82-1048
- [2] Rallabhandi S K, Mavris D N. Simultaneous airframe and propulsion cycle optimization for supersonic aircraft design [R]. AIAA-2008-143
- [3] French M W, Allen G L. NASA VCE test bed engine aerodynamic performance characteristics and results [R]. AIAA-81-1594
- [4] Vdoviak J W, Knott P R, Ebacker J A. Aerodynamic/acoustic performance of YJ101/double bypass VCE with coannular plug nozzle[R]. NASA CR-159869, 1981
- [5] Vdoviak J W, Ebacker J A. VCE test bed engine for supersonic cruise research[C]//NASA Langley Research Center Supersonic Cruise Res. . United States: NASA, 1979: 347-356
- [6] Morris S J, Coen P G, Geiselhart K A. Performance potential of an advanced technology Mach 3 turbojet engine installed on a conceptual high speed civil transport [R]. NASA Technical Memorandum, November 4144, 1989
- [7] Krebs J N, Allan R D. Supersonic propulsion—1970 to 1977 [R]. AIAA-77-832
- [8] Martin S. Research on TBCC propulsion for a Ma 4.5 supersonic cruise airliner[R]. AIAA-2006-7976
- [9] Bartolotta P A, McNelis N B. High speed turbines: development of a turbine accelerator (RTA) for space access [R]. AIAA-2003-6943
- [10] Koff B L, Koff S G. Engine design and challenges for the high Mach transport[R]. AIAA-2007-5344
- [11] 王洪东. 双外涵变循环发动机性能模型研究与性能分析 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999
WANG Hongdong. Investigation of general structure and mode transition mechanism of variable cycle engine[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1999 (in Chinese)
- [12] 赵敏静. 变循环发动机控制半物理仿真研究[D]. 北京: 北方工业大学, 2008.
ZHAO Minjing. Hardware in loop simulation test bed for variable cycle engine[D]. Beijing: North China University of Technology, 2008 (in Chinese)
- [13] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: Part I—University research and methods development[R]. ASME GT-2003-30328
- [14] Larosiliere L M, Wood J R, Michael D, et al. Aerodynamic design study of advanced multistage axial compressor [R]. NASA/TP-2002-2115