

文章编号:1000-8055(2012)09-2113-09

# 小流量多级高负荷轴流压气机设计

解亚东, 单 鹏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

**摘 要:** 以增压比为 6 的国外某小流量 5 级轴流压气机为设计原型, 在不超过其前 3 级的轴向长度的条件下, 设计了 3 级轴流压气机, 研究其最大增压能力。在采用了正预旋、静子端弯、第 2、3 级转子叶尖适度斜流等措施后, 3 级轴流的设计点流量为 5.80 kg/s, 增压比为 5.445, 效率为 0.827 2, 喘振裕度为 11.8%, 3 级平均级增压比为 1.759。研究结果表明: 在一定的轴向长度限制下, 小流量 3 级轴流压气机虽可以达到 5.5 量级的增压比, 但其流量特性曲线已经变得很陡峭。

**关 键 词:** 轴流压气机设计; 小流量压气机; 多级压气机; 高负荷; 端弯

**中图分类号:** V235

**文献标志码:** A

## Design research of small flow rate multi-stage high-loaded axial compressor

XIE Ya-dong, SHAN Peng

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100019, China)

**Abstract:** The pressure ratio of a five stage foreign compressor with small flow rate is 6. On condition that not exceeding its pre three stage axial length, a three stage compressor was designed and its maximum pressurizing ability was researched. By using positive pre-whirl, end-bend stator and the measure that properly boosted the shroud of the second and third stages, the design result of this three stage compressor was that the mass flow rate was 5.80 kg/s, pressure ratio was 5.445, efficiency was 0.827 2, surge margin was 11.8%, and average stage pressure ratio was 1.759. On condition that not exceeding the limit of a certain axial length, the small flow three stages got the pressure level of 5.5. The flow characteristic curve has been cliffy.

**Key words:** axial compressor design; small mass flow ratio compressor; multi-stage compressor; high-loaded axial compressor; end-bend

50 年代以来, 欧美国家航空工业不断努力探索高推质比、低耗油率的军民用涡喷、涡扇发动机技术。在发动机压缩系统的设计方面, 发展趋势是压气机总增压比在不断地提高。如表 1 所示, 推质比为 10 一级的第 4 代军用发动机风扇增压比达到 4.5 量级。同时另一个趋势是相应的压气机级负荷即负荷系数  $H_t$  也在不断提高, 从第 3 代发

动机压气机的平均级增压比为 1.3~1.5, 提高到第 4 代发动机的 1.6~1.8<sup>[1]</sup>。表 1 中美国高性能涡轮发动机技术 (IHPTET) 计划的级增压比为 3.2 的单级实验压气机和中国的增压比为 4.5 的实验双级压气机 J285 尚处于研究状态。周拜豪等<sup>[2]</sup>也设计了叶尖碳纤维缠绕的总增压比为 4.5 的双级风扇。但这 3 个高负荷设计均属于流量在

收稿日期: 2011-10-14

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120921.1251.026.html>

作者简介: 解亚东 (1987—), 男, 安徽合肥人, 硕士生, 主要从事风扇/压气机气动设计、叶轮机械气动热力学研究。

60 kg/s 量级或以上的大流量压气机, 且没有严格的轴向长度限制. 国内某 4 级压气机<sup>[3]</sup> 是一台流量为 6.5 kg/s 的小流量轴流离心组合压气机的轴流部分, 其总增压比为 6.0, 绝热效率为 0.84, 喘振裕度大于 17%, 平均级增压比达到 1.565.

表 1 一些发动机风扇/压气机的数据  
Table 1 Fan/compressor data for some engines

| 发动机<br>型号 | 总增<br>压比 | 叶尖线速度/<br>(m/s) | 级数 | 一级负<br>荷系数 |
|-----------|----------|-----------------|----|------------|
| AI-31Φ    | 3.62     | 470             | 4  | 0.172      |
| PII-33    | 3.15     | 430             | 4  | 0.179      |
| F404      | 3.66     | 491             | 3  | 0.214      |
| F110      | 3.2      | 440             | 3  | 0.234      |
| F119      | 4.4      | 470             | 3  | 0.274      |
| F120      | 3.2      | 500             | 3  | 0.272      |
| J285      | 4.5      | 510             | 2  | 0.34       |
| IHPTET    | 3.2      | 630             | 3  | 0.335      |

单级高负荷轴流压气机的主要设计难点在于: 首先, 波前  $Ma > 1.5$  的转子激波对吸力面附面层的干扰过强, 易于造成大尺度分离损失, 并带来尖部通道的严重堵塞; 其次, 静子叶根有超声速损失; 再则高负荷需要大弯角, 带来效率损失和低喘振裕度. 多级高负荷轴流压气机不仅存在这些问题, 同时又有大气流角在转静子间的匹配敏感, 以及级间流道的各转子出口高轮毂和各静子低轮毂的折衷匹配等问题. 而常规级轴流压气机这些矛盾不突出. 小流量压气机则进一步带来小雷诺数流动损失.

通用电气公司涡轴发动机 T700-T6A/T6E1<sup>[4]</sup> 的压缩系统部件的流量为 5.9 kg/s, 包括 1 级导叶, 转速为 44049 r/min 的 5 级轴流压气机和 1 级离心压气机. 5 级轴流级的增压比为 6.0 和离心级的增压比为 3.1, 总增压比为 18.6, 绝热效率为 0.83~0.85. 图 1 是该压缩系统的子午流

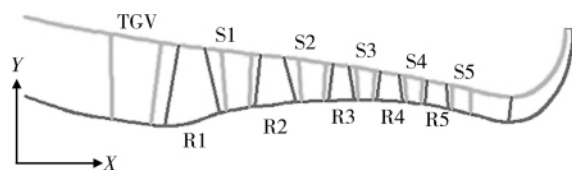


图 1 T700-T6A/T6E1 的压缩系统流道  
Fig. 1 Compressor passageway of engine T700-T6A/T6E1

道. 本文符号 Stage 1, R1, S1 各代表第 1 级、第 1 级转子、静子, 其余类推. 本文以该发动机的轴流压气机为设计原型, 研究高负荷多级压气机的设计问题. 尝试在不超过其前 3 级的轴向长度的条件下, 不改变转子 R1 前的设计和离心级的设计的基础上, 设计探索 5 级轴流压气机改为 3 级后可能达到的最高部件负荷能力.

## 1 总体与一维流道分析和设计

3 级轴流压气机探索性设计初始拟定的总增压比为 7.5, 流量为 5.9 kg/s. 首先分析了等中径和等外径两种流道设计思路.

在采用 500 m/s 的第 1 级叶尖线速度的前提下, 总体和一维设计与优化发现, 等中径时, 第 1 级~第 3 级的转子负荷系数分别均高达 0.42, 0.41, 0.40, 同时从前至后 6 排叶片的中径处  $D$  因子分别达到了 0.704, 0.717, 0.792, 0.660, 0.487, 0.456. 显然, 根据设计规律, 即使常规首选的轴流等中径方案能够达到部件的增压比指标, 也将远达不到其前两级的效率指标, 并且还会带来大量详细试探的设计工作量. 根据单级高负荷压气机的设计经验<sup>[5]</sup>, 否定了等中径方案. 进而按等外径设计, 3 个级均采用 500 m/s 的叶尖线速度, 转子负荷系数分别降至 0.34, 0.35, 0.34, 同时 6 排叶片的中径处  $D$  因子也分别降至 0.476, 0.477, 0.584, 0.498, 0.477, 0.478. 这时 3 个级的总增压比及其分配为  $7.50 = 2.15 \times 2.03 \times 1.72$ . 显然, 等外径的轴流方案有望能够达到部件的增压比指标, 且其效率指标也将不会远低于期望值, 并且详细试探的设计工作量也会减少. 因此采用了等外径方案.

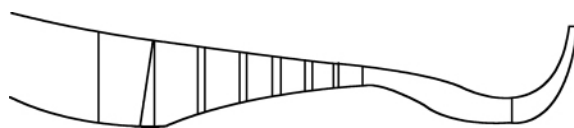


图 2 等中径流道

Fig. 2 Passageway with the equal middle diameter

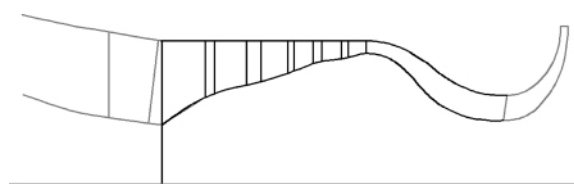


图 3 等外径流道

Fig. 3 Passageway with the equal tip diameter

在采用等外径方案的同时也选择了 3 级部件的轴向总长度等于原型压气机前 3 级的轴向长度. 设计协调了在 3 级之间和每级的转子、静子之间的轮毂曲线,使得各个转子有足够的轮毂坡度和尾缘叶根线速度,以实现大的根部加功量. 3 个转子在轮毂处的坡度为  $29^{\circ}, 23^{\circ}, 17^{\circ}$ . 各级之间还留有正预旋以降低静子  $D$  因子,参见表 2.

采用等外径方案是从轴流级的转子负荷系数和转子、静子叶片排  $D$  因子的切实可行的设计经验值的角度来考虑的,它是完成高负荷多级轴流部件设计的重要基础. 但这时带来了一个新的问题,就是有高绝热效率的同时,也带来具有较大转折的轴流-离心压气机部件转接段的气动设计问题. 转接段的气动设计将另文讨论.

表 2 3 级通流设计结果的主要几何与气动参数  
Table 2 Geometry and pneumatic parameters yielding from the through flow design of three stages

|                                   | Stage1 | Stage2 | Stage3 |                         | R1    | S1    | R2    | S2    | R3    | S3    |
|-----------------------------------|--------|--------|--------|-------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 流量/(kg/s)                         | 5.90   | 5.90   | 5.90   | $Ma$                    | 1.752 | 0.640 | 1.324 | 0.688 | 1.086 | 0.592 |
|                                   |        |        |        | (转子相对)                  | 0.674 | 0.866 | 0.870 | 0.821 | 0.863 | 0.706 |
| 迎面流量/<br>(kg/(m <sup>2</sup> ·s)) | 159.6  | 150.8  | 143.8  | $D$ 因子                  | 0.492 | 0.385 | 0.577 | 0.546 | 0.522 | 0.720 |
|                                   |        |        |        |                         | 0.449 | 0.441 | 0.496 | 0.519 | 0.438 | 0.670 |
|                                   |        |        |        |                         | 0.596 | 0.586 | 0.669 | 0.539 | 0.564 | 0.800 |
|                                   |        |        |        |                         | 进口    | 出口    | 进口    | 出口    | 进口    | 出口    |
| 环面流量/<br>(kg/(m <sup>2</sup> ·s)) | 192.7  | 303.9  | 431.0  | 轮毂比                     | 0.415 | 0.668 | 0.692 | 0.825 | 0.834 | 0.912 |
| 级增压比                              | 2.15   | 2.03   | 1.72   | 轮毂倾角/( $^{\circ}$ )     | 29    | 15    | 23    | 17    | 17    | 13    |
| 级绝热效率                             | 0.916  | 0.909  | 0.897  | 展弦比                     | 1.68  | 1.744 | 1.47  | 1.37  | 1.50  | 1.03  |
| 级出口叶尖<br>半径/m                     | 0.1085 | 0.1112 | 0.1135 | 叶栅<br>稠度                | 1.94  | 2.06  | 1.70  | 2.22  | 1.87  | 2.07  |
|                                   |        |        |        |                         | 1.99  | 2.05  | 1.77  | 2.39  | 1.95  | 1.90  |
|                                   |        |        |        |                         | 2.76  | 2.78  | 1.85  | 2.63  | 2.08  | 2.48  |
|                                   |        |        |        |                         | 进口    | 54    | 65.98 | 60    | 70.00 | 74    |
| 叶尖负荷<br>系数                        | 0.340  | 0.345  | 0.311  | 气流角/( $^{\circ}$ )      | 61.30 | 46    | 64.17 | 64    | 67.67 | 60    |
|                                   |        |        |        |                         | 65.80 | 56    | 61.82 | 62    | 65.97 | 64    |
|                                   |        |        |        |                         | 1.9   | 42    | 0.4   | 34    | 1.0   | 74    |
| 转子、静子<br>叶片数                      | 19,48  | 43,56  | 27,60  | 叶型<br>弯角/( $^{\circ}$ ) | 8.0   | 31    | 12.4  | 34    | 7.67  | 60    |
|                                   |        |        |        |                         | 50.49 | 35    | 29.1  | 33    | 13.9  | 64    |
|                                   |        |        |        |                         | 0.56  | 1.29  | 0.53  | 1.08  | 0.56  | 1.91  |
| 设计点 CFD<br>功率/kW                  | 403    | 412    | 350    | 轴向<br>速度比               | 0.81  | 0.95  | 0.89  | 0.88  | 0.89  | 1.08  |
|                                   |        |        |        |                         | 1.12  | 0.89  | 0.84  | 1.04  | 0.81  | 0.85  |

注:每格 3 个数依次叶尖、第 11 流线、叶根的值. 每格 2 个数则依次指叶尖、叶根的值.

2 通流与预压缩、大稠度、端弯技术

表 2 是 3 级整体通流的最终设计结果的主要几何与气动参数. 高负荷 3 级轴流第 1 级的设计至关重要,因为其流场直接影响着后两级的流场. 由于高线速度,第 1 级叶尖相对马赫数必然很高,达到了 1.727. 此时激波附面层干扰相当严重且不能完全地消除,而实践表明它将影响到第 1 级和 3 级的设计成败. 因此,采用了 3 种手段以减小激波附面层干扰. 第一,叶尖前缘适度前掠<sup>[6-9]</sup>;第二,采用进口段预压缩叶型;第三,加大叶尖弦长

以增加稠度<sup>[10]</sup>. 结果发现叶尖预压缩加以高稠度使得叶尖基元级吸力面有一个相对较缓的收缩段,减弱了激波增压的梯度,从而减小了附面层分离及其损失. 图 4 与图 5 对比了叶尖稠度为 1.45 时,以及叶尖稠度为 1.94 并使用了预压缩叶型时的第 1 级转子叶尖相对马赫数分布.

由表 2 可推知第 1、第 2 级静子输出了正预旋. 为了消除静子根部的分离损失,第 1、第 3 级采用了根部端弯的设计手段,图 6 是第 1 级静子的端弯三维造型,图 7(a)和图 7(b)分别是未引入和引入端弯时第 1 级静子 5% 叶展处的相对马赫

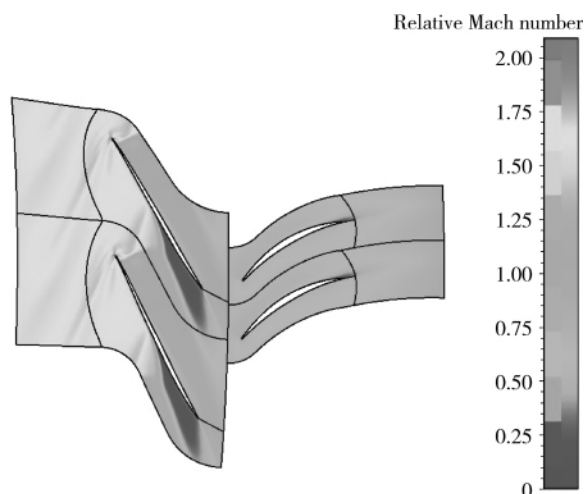


图 4 叶尖稠度为 1.4 时,第 1 级 95%叶展处  
相对马赫数分布

Fig. 4 Relative Mach number distribution on the 95% span of the first stage rotor with solidity 1.45

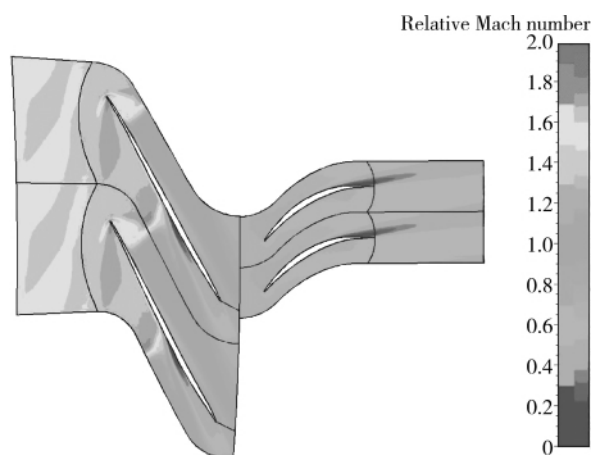


图 5 叶尖稠度为 1.94 并使用预压缩叶型时,第 1 级  
95%叶展处相对马赫数分布

Fig. 5 Relative Mach number distribution on the 95% span of the first stage rotor with solidity 1.94 and pre-compression profile

数分布. 由于第 1 级负荷很高,其静子在输出了正预旋的情况下仍然有比较大的尾缘分离. 而端弯则进一步消除了尾缘分离. 除了提高效率外,控制静子根部分离也是提高流量的一个重要手段.

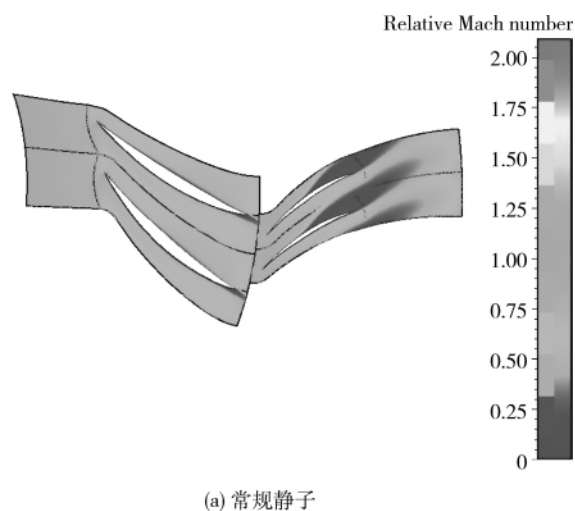
文献[11]认为,端弯的原理是高速流体通过转折的叶栅通道时,流体控制体受到一个由吸力面指向压力面的离心力作用. 由于正弯叶片倾斜产生的叶片力和离心力的共同作用,使端区的高能流体总量增加,减弱了低能流体的堆积和分离的趋势.

从表 2 中可以发现第 3 级的静子在尖中根处

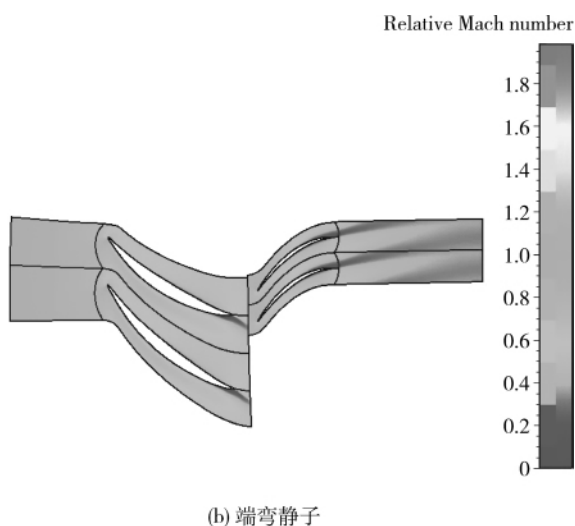


图 6 第 1 级的根部端弯静子叶片

Fig. 6 End-bend stator of the first stage



(a) 常规静子



(b) 端弯静子

图 7 端弯和常规第 1 级静子 5%叶展处  
相对马赫数分布

Fig. 7 Relative Mach number distribution on the 5% span of the first stage end-bend stator and normal stator

的扩散因子为 0.720, 0.670, 0.800, 但计算流体力学(CFD)数值模拟显示流动未出现较大的分离。本文认为:原因之一是第3级静子采用了尖、根端弯技术,原因之二是从表2中该静子的轴向速度比可以发现,静子叶栅总体是一个轴向收缩流动,逆压梯度较小,因此没有导致严重流动分离。

### 3 通流中高负荷叶尖适度斜流技术

高负荷第2、第3级也都采用了转子叶尖前缘适度前掠。相对于原型机的转子叶片数 20, 22, 28, 28, 32, 为了满足一定的  $D$  因子, 本文取更多的转子和静子叶片数, 以达到高负荷级所需要的稠度(表2和文献[12])。在3级通流设计和第1级CFD检验的基础上, 进一步检验第2和第3级时, 计算表明流量偏离设计值很远。发现原因是3级的总增压比期望值过高和轴向长度取为实用值, 这导致了所需高稠度下叶片数过多, 压气机的流通能力下降过多。甚至于CFD指出, 因为后2级叶片过多, 在达到通流设计的增压比之前, 就导致了第1级失速, 流场不收敛。

为解决高稠度与流通能力之间的矛盾, 首先要求流动不分离, 其次还必须增加流通面积。后者只有降低轮毂和提高机匣两种途径。轮毂的略微降低对流通面积的增加不显著, 且会降低轮毂坡度即离心力的增压作用。另一方面, 在对于总体机械结构布局和压缩系统部件结构的实际迎风面积影响不大的情况下, 机匣的略微斜流式提升可以显著增加流通面积, 同时提高加功能力, 例如在涡轴发动机用轴流压气机场合。在经过多次尝试后, 本设计选择了第2级转子机匣上扬 $3^\circ$ , 静子机匣上扬 $4^\circ$ , 第3级转子机匣上扬 $9^\circ$ 的方案。图8为第2、第3级机匣上扬的带有通流计算站的流道。仅提升第2、第3级除了具有尝试本技术的意义外, 也因为:①希望原压缩系统第1级之前的几何不变;②第1级单级模拟时的叶尖线速度为 500 m/s, 相对马赫数达到 1.84(图9)。继续加大转子半径将产生过强的尖部激波附面层干扰。

### 4 3 级的三维黏性 CFD 分析

数值模拟采用 NUMECA 软件, 叶栅流道空间离散网格使用前处理模板 IGG(interactive geometry modeller and grid generator)/Autogrid4 生成, 进口延长段和出口延长段采用 H 型结构化网格, 中间的 6 排叶片采用了 O 型结构化网格。1 至 6 排网格数各为 51, 49, 49, 49, 48, 52 万。求解

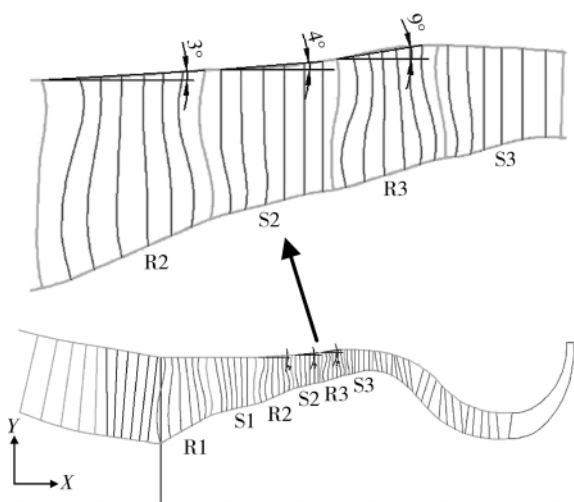


图8 第2、第3级机匣上扬的带有通流计算站的流道

Fig. 8 Passageway with computing stations and the boosting shrouds of the second and third stages

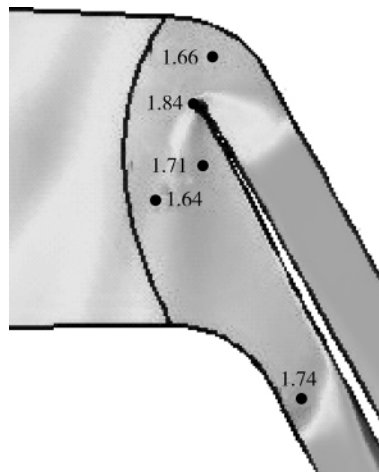


图9 第1级的单级模拟得到的转子95%叶展相对马赫数

Fig. 9 Relative Mach number distribution on the 95% span of the first stage rotor when simulating only stage1

Navier-Stokes(N-S)方程采用 FINE™ 模块, 模拟定常流场。空间差分采用 2 阶 TVD(total variation diminishing) 格式, 时间推进采用 4 阶 Runge-Kutta(R-K) 法。采用多重网格法和局部加速收敛法。采用 Spalart-Allmaras (S-A) 湍流模型。进口条件为总温 288.15 K, 总压 101325 Pa, 无预旋的轴向进气。出口条件为 3 级后的静压。图 10 是三维 CFD 网格。

先对前 2 级压气机做了叶尖间隙对性能影响的数值实验, 在流量相等条件下, 发现带间隙的 2



图 10 3 级轴流压气机三维 CFD 计算网格

Fig. 10 Three dimensional grids of the three stage compressors

级压气机的增压比相对于不带间隙的下降约 4%, 效率下降 0.9% 或 1.07%。图 11 是该数值实验中带间隙的 2 级 10%, 50%, 90% 叶展的相对马赫数分布。流场没有出现明显的分离。由于计算量较大, 3 级压气机特性的计算都采用了零叶尖间隙。

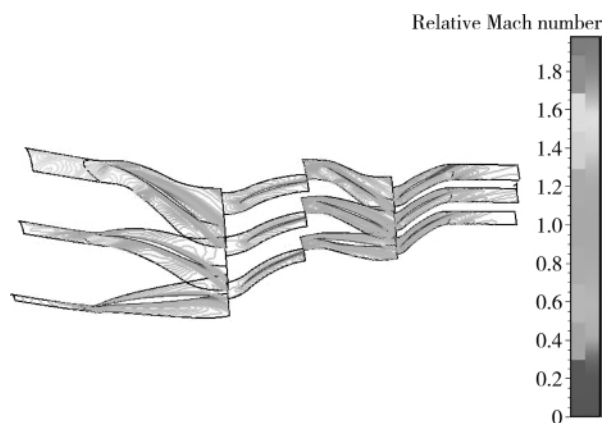


图 11 前 2 级压气机 10%, 50%, 90% 叶展相对马赫数分布

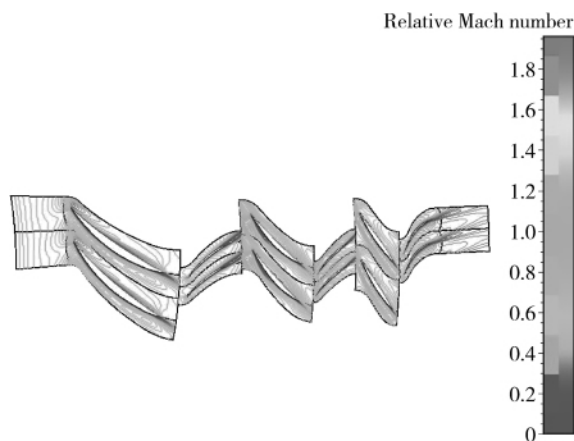
Fig. 11 Relative Mach number distribution on the 10%, 50%, 90% span of the first and second stages

图 12 是 CFD 最终给出的 3 级压气机设计点上不同叶展处的马赫数分布, 图 13、图 14 分别是 3 级的子午面静压分布、马赫数分布。

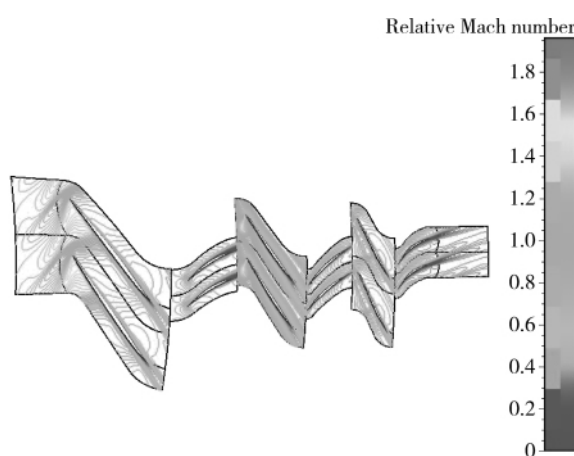
#### 4.1 3 级的根中尖流场分析

在高负荷转子叶片根部, 由于切线速度低, 需要增大扭速  $\Delta\omega_u$  才能保证加功量。这时会造成叶片根部负荷重<sup>[13]</sup>, 气流的转折角大, 气流在叶栅通道中遇到较强的逆压梯度, 从而极易发生根部分离。但由于本设计注意了根部加功载荷的适度前移, 从图 12(a) 中看到转子根部没有产生严重的分离现象。

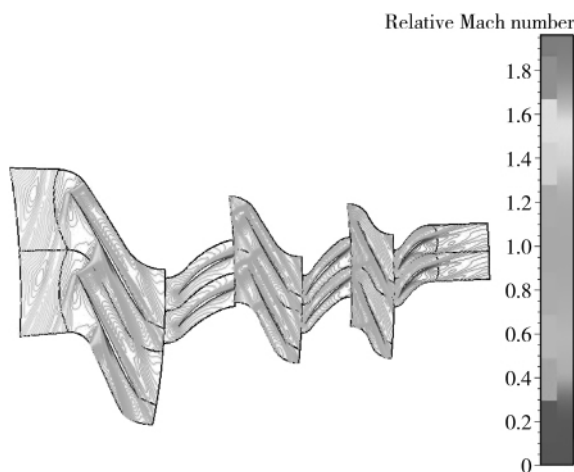
又在静子根部, 转子高负荷导致了静子高负荷, 且静子扩压段轴向长度被限制, 因此也极易于分离。本设计的第 1、第 3 级静子端弯较有效地控



(a) 5% 叶展



(b) 50% 叶展



(c) 95% 叶展

图 12 3 级压气机 5%, 50%, 95% 叶展处相对马赫数分布

Fig. 12 Relative Mach number distribution on the 5%, 50%, 95% span of three stages

制了最初的静子尾缘大分离, 但仍有一定的分离和较宽尾迹。第 2 级无端弯但仍然无分离, 主要是因为第 2、第 3 级的转子正预旋减小了第 2 级的

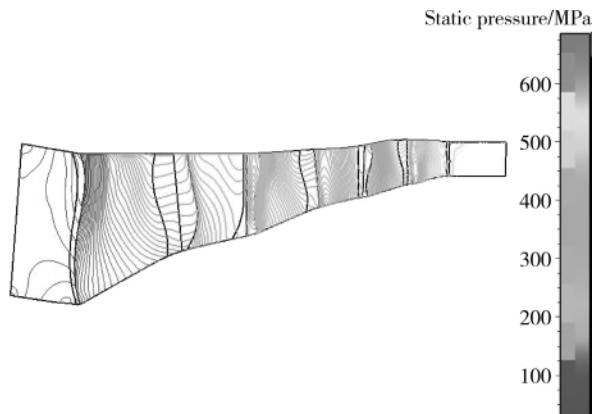


图13 3级压气机子午面静压分布

Fig. 13 Meridional static pressure distribution of three stages

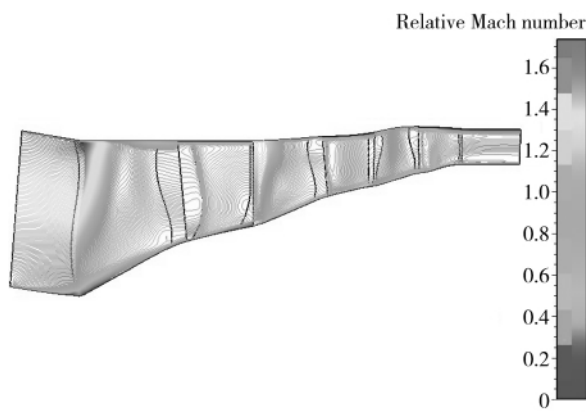


图14 3级压气机子午面马赫数分布

Fig. 14 Meridional relative Mach number distribution of three stages

#### 转、静子负荷.

在转子叶片排的中部,虽然叶型弯角较根部的小,但高的进口马赫数导致通道进口的斜激波,又由于高负荷的背压较高,使得通道正激波比较靠前.从图13可见,第1、第2级气流跨越激波时压强急剧升高,因此激波应强烈干扰附面层,但没有出现附面层急剧增厚和分离.在静子的中部,气流经过前缘加速后很快达到最高速度,但由于叶栅通道并不很长,又逆压梯度较大,使在第1、第3级静子后部都仍有一定的分离和较宽尾迹.

在转子叶片排的尖部,虽然叶型弯角很小,但进口马赫数很高,背压很高,使叶片通道正激波前移,与叶尖进口斜激波重合.这一现象同时发生在了第1、第2、第3级转子上.与叶片中部相类似的是,没有出现过大的附面层急剧增厚和分离.这应归因于尖部预压缩叶型和高稠度设计的采用.从图16(c)中又可以发现,出口总压展向分布值基

本一致.据上述两现象可以判断:3级的各级间总压设计得很均匀,有利于保证多级条件下的高负荷;同时3级压气机已经基本处于最大的设计点负荷能力.

#### 4.2 3级的总体性能分析

图15标示出了在3级的进口、转静间隙、出口处各流场参数的展向取值位置<sup>[14]</sup>.图16为3

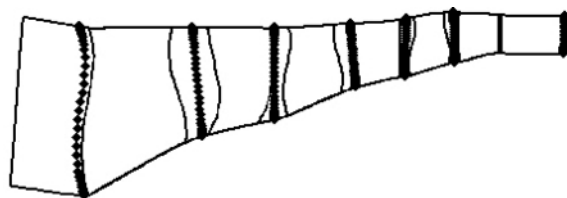
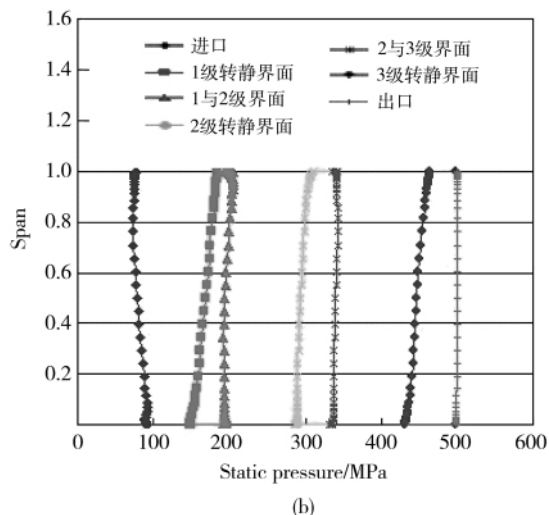
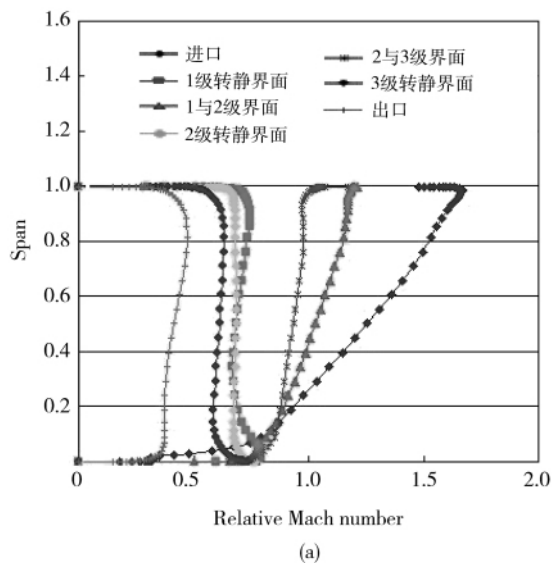


图15 3级进出口、转静间隙处展向参数分布的取值位置

Fig. 15 Curves of flow variable spanwise distributions at inlet, rotor/stator interfaces and outlet of three stages



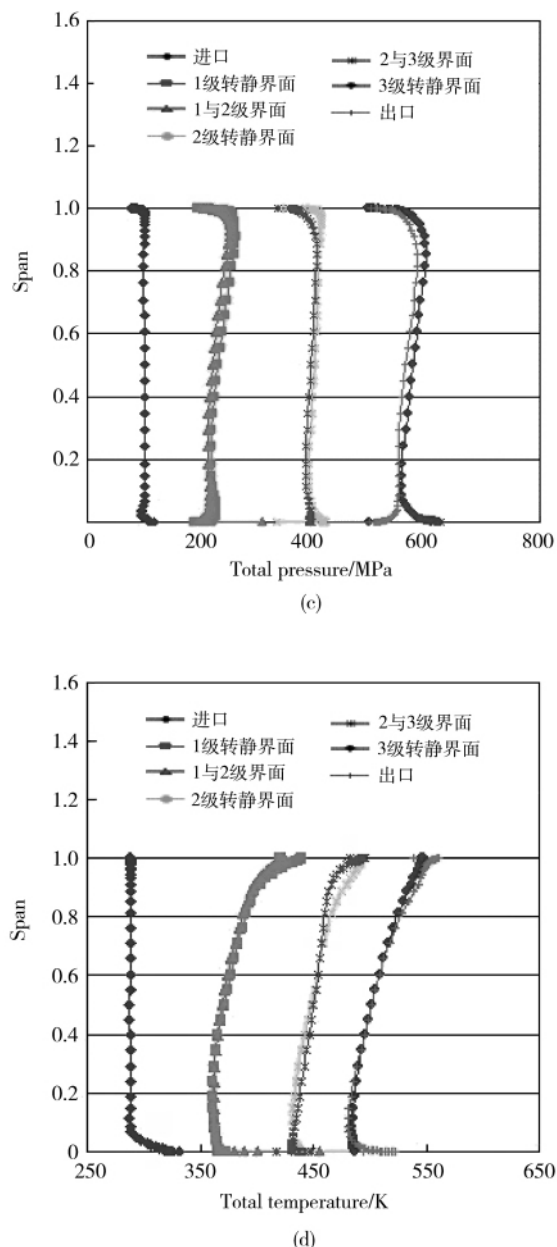


图 16 3 级压气机进出口、转静间隙的流场参数分布

Fig. 16 Flow variable distributions along spanwise in inlet, rotor/stator interfaces and outlet of the three stages

级压气机进出口、转静间隙的流场参数分布. 图 16(a)是各个取值位置处的展向相对马赫数; 图 16(b)是展向静压; 图 16(c)是展向总压; 图 16(d)是展向总温. 图 16(c)显示出出口总压分布均匀<sup>[15]</sup>.

3 级高负荷轴流压气机的换算特性图见图 17. 其 100% 转速的喘振裕度是 11.8%. 低于 90% 转速的特性曲线难于收敛. 可见, 高转速下的增压比特性曲线已经不出现转平段, 绝热效率特性曲线也已经难于出现峰值效率点.

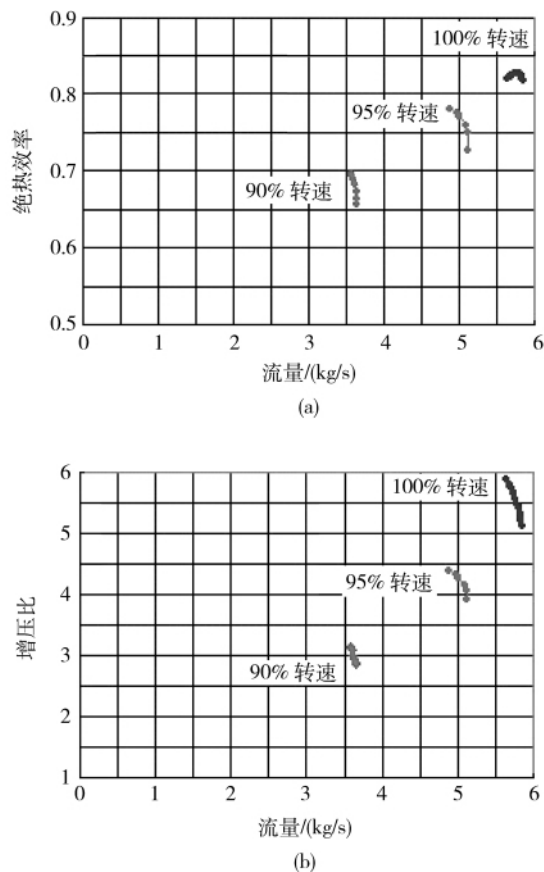


图 17 3 级压气机的换算特性图

Fig. 17 Corrected performance map of the three stages compressor

## 5 结 论

1) 3 级轴流压气机设计最终达到的增压比为  $5.445 = 2.314 \times 1.712 \times 1.377$ , 流量为 5.80 kg/s, 效率为 0.8272, 失速裕度为 11.8%. 在不超过原型机 T700-T6A/T6E1 轴流压气机前 3 级轴向长度下, 小流量 3 级高负荷轴流压气机的最高增压比在 5.5 的一个量级上.

2) 3 级轴流压气机为在该设计增压比下的特性曲线已经很不平缓, 低转速性能下降较快.

3) 在设计时采用的掠形转子, 端弯静子, 小展弦比叶片, 预压缩叶型, 叶尖适度斜流等技术, 都是提高压气机增压比、流量和效率的有效手段.

## 参考文献:

- [1] 陈懋章. 叶轮机气动力学研究及其发展趋势[C]//中国航空学会航空百年学术论坛动力分论坛文集: 一. 北京: 中国航空学会动力专业分会, 2003: 17-39.
- [2] 周拜豪, 程荣辉, 尹红顺, 等. 带箍高性能两级风扇设计[C]//中国航空学会 2007 学术年会: 动力专题 50. 深圳: 中国航空学会动力专业分会, 2007: 1-13.

- [3] 温泉. 一台高负荷小流量轴流压气机的三维粘性数值模拟[C]// FLUENT 第一届中国用户大会文集. 北京:[s. n.], 2001.
- [4] 《世界中小型航空发动机手册》编委会. 世界中小型航空发动机手册[M]. 北京:航空工业出版社, 2006.
- [5] 单鹏, 桂幸民, 周盛, 等. 高负荷后掠风扇设计若干问题[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(5): 576-579.  
SHAN Peng, GUI Xinmin, ZHOU Sheng, et al. Fundamental considerations on high loading backward swept fan design[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1999, 20(5): 576-579. (in Chinese)
- [6] Wennerstrom A J. Low aspect ratio axial flow compressor; why and what it means[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(4): 357-365.
- [7] 赵斌, 徐鹏飞, 刘宝杰. 高负荷风扇气动设计: 转子叶尖参数选取分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(11): 2564-2570.  
ZHAO Bin, XU Pengfei, LIU Baojie. Aerodynamic design of highly loaded fan; analysis of rotor tip parameter selection[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(11): 2564-2570. (in Chinese)
- [8] Hah C, Wennerstrom A J. Three-dimensional flowfield inside a transonic compressor with swept blades[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113(1): 241-250.
- [9] Sellin M D, Puterbaugh S L, Copenhaver W W. Tip shock structure in transonic compressor rotor[R]. AIAA 93-1869, 1993.
- [10] Wennerstrom A J. Design of highly loaded axial-flow fans and compressors[M]. Vermont, USA: Edwards Brothers Incorporated, 2000.
- [11] 张永军, 王会社, 徐建中, 等. 扩压叶栅中弯叶片的作用气动机理的探究[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(9): 1471-1474.  
ZHANG Yongjun, WANG Huishe, XU Jianzhong, et al. Investigation on aerodynamics mechanism of bowed blade in diffusion cascade[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(9): 1471-1474. (in Chinese)
- [12] 周亚峰, 胡国荣. 某风扇试验件的性能计算与分析[J]. 航空发动机, 2003, 30(4): 10-13.  
ZHOU Yafeng, HU Guorong. Performance calculation and analysis of a fan rig[J]. Aeroengine, 2003, 30(4): 10-13. (in Chinese)
- [13] 周拜豪, 尹红顺, 苏延铭, 等. 高性能前掠三级轴流风扇的设计与研究[J]. 燃气涡轮实验与研究, 2008, 21(2): 1-8. (in Chinese)  
ZHOU Baihao, YI Hongshun, SU Yanming, et al. Design and experiment of a high performance three-stage axial fan with forward swept blades[J]. 2008, 21(2): 1-8. (in Chinese)
- [14] 单鹏. 超跨音轴流压气机前缘掠弯的运动学问题[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1996.  
SHAN Peng. Kinematic problems of leading edge supersonic sweep-bend in supersonic and transonic axial compressors[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1996. (in Chinese)
- [15] 单鹏, 桂幸民. 单级后掠风扇 ATS-2 设计与实验研究最终报告[R]. 北京: 北京航空航天大学, GF-A0041935, 2000.