

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.02.017

# 超高负荷压缩机流动分析

吴敏怡, 周正贵

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

**摘要:** 压缩机转速越低, 运行振动越小, 寿命越长。为了实现压缩机低转速, 提出一种应用大弯度、低损失的扩压叶型进行载荷系数 1.78 的超高负荷设计, 使转速由常规 700 r/min 降低至 330 r/min。采用数值计算方法对所设计的超高负荷压缩机级进行流场模拟, 分析压缩机的性能和流动特点。结果表明: 所设计的压缩机级设计点转静子叶片通道内流动损失小, 具有较高的设计点效率; 转子叶片通道不易产生流动分离, 因此具有很高的稳定工作裕度。

**关键词:** 压缩机; 超高负荷; 三维转静子; 气动特性

**中图分类号:** TH45      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1671-5276(2026)02-0086-05

## Flow Analysis of Ultra-high Load Compressors

WU Minyi, ZHOU Zhengui

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** The lower the speed, the smaller the operation vibration of the compressor, and the longer the service life. To achieve low compressor speed, a diffuser blade with large camber and low loss with 1.78 load coefficient of ultra-high load is designed, which reduces the speed from the conventional speed of 700 r/min to 330 r/min. By numerical calculation method, the flow field of the ultra-high load compressor stage is simulated, and the performance and flow characteristics of the compressor are analyzed. The results show that the flow loss in the compressor stage from design point to stator blade channel is small with high design point efficiency, and the rotor blade channel is not prone to generating flow separation, and has high stable operating margin.

**Keywords:** compressor; ultra-high load; three-dimensional rotor and stator; aerodynamic characteristics

### 0 引言

轴流压缩机与轴流压气机流动机制相同, 因此研究方法也相同。对压气机研究始终沿着高负荷、高效率 and 低成本的方向不断发展<sup>[1]</sup>。由于压气机单级负荷提高, 叶栅流道内的逆压力梯度和横向压力梯度增大, 使得压气机叶片易发生二维流动分离以及其内部二次流动增强<sup>[2]</sup>。因此, 为进一步提升压气机级负荷, 需克服静子端壁区域和吸力面区域流动分离加剧等难题<sup>[3]</sup>。目前, 能够有效抑制压气机静子内部流动分离的控制方法主要为开缝叶片、涡流发生器、附面层抽吸、等离子体激励、脉冲射流等。

朱俊强等<sup>[4]</sup>认为超高负荷低压涡轮特别是在低雷诺数条件下借助有效的流动控制手段, 通过尾迹扫掠诱导吸力面附面层发生转捩, 从而减小叶型损失, 同时也有助于抑制端区二次流的发展。

李俊<sup>[5]</sup>通过一种全新改进人工蜂群算法优化设计出了一种大弯度叶型, 该叶型工作范围大, 气动性能良好。TOURNIER 等<sup>[6]</sup>设计了一种针对叶栅的、综合考虑了叶型、二次流、端壁、尾缘掺混和叶尖损失的一维参数关联模型, 并基于此设计了特定的涡轮和压气机。DICKENS 等<sup>[7]</sup>研究了不同的高负荷系数下反力度变化对于转静子性能的影响。GÜMMER 等<sup>[8]</sup>提出一种高负荷跨声速压气机的弯曲静子叶片设计, 通过改变叶片的径向负荷分布来抑制端壁附面层的发展, 使得角区分离现象得到有效抑制。杨天南等<sup>[9]</sup>探讨了在小尺寸高负荷轴流压气机转子中, 利用压力面小翼使得原型压气机工作裕度提升、叶尖泄漏流动的强度降低、二次泄漏的发生减少。孙运政等<sup>[10]</sup>研究了某微射流对压气机性能和叶轮叶顶流场结构的影响。结果表明: 微射流能够抑制间隙泄漏流的周向运动, 并削弱激波/间隙泄漏流之间的相互作用。

**基金项目:** 国家科技重大专项(2017-II-0001-0013)

**第一作者简介:** 吴敏怡(1999—), 女, 江苏如东人, 硕士研究生, 研究方向为叶轮机械气体动力学, 782770692@qq.com。

**通信作者简介:** 周正贵(1962—), 男, 安徽无为, 教授, 博士生导师, 博士, 研究方向为叶轮机械气体动力学, zzgon@nuaa.edu.cn。

用,极大地增强了压气机工作的稳定性。ZHANG等<sup>[1]</sup>基于成熟的优化设计体系,设计出气动性能良好压气机叶片,并对其进行气动优化,较好地改善了原始叶片的气动性能,使其达到高载荷、高效率的设计预期。

目前对压缩机的研究主要集中于提高负荷和效率,忽视了对转速的降低。压缩机转速越低,运行振动越小,寿命越长。因此,本文提出设计一种大弯度、低损失的扩压叶型,以达到给定压比、流量,实现压缩机超高负荷、超低转速设计,并采用流场数值计算方法进行压缩机气动性能计算和转静子叶片通道内流动分析。

## 1 超高负荷压缩机设计特点

根据式(1)可知,当总压比 $\pi_k^*$ 保持不变时,气体所做的轮缘功 $L_u$ 不变,由式(2)和式(3)可得,在气体所做的轮缘功 $L_u$ 保持不变的情况下,当圆周速度 $u$ 降低,则载荷系数 $\bar{H}$ 增加,扭速 $\Delta C_u$ (出口速度与进口速度之间的旋向速度差)增大,即基于速度三角形分析可知出口相对气流角 $\beta_2$ (与轴向夹角)从正数减小至负数。因此,在轮缘功 $L_u$ 恒定不变的前提下,为了降低圆周速度 $u$ ,则必须增大扭速 $\Delta C_u$ ,即叶片的出口相对气流角 $\beta_2$ 为负数,使得叶片气流转折角增大,叶片弯度增加,这是超高负荷、超低转速压缩机叶片的特点之一。

$$L_u = \frac{C_p T_1^* (\pi_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_k^*} \quad (1)$$

$$\bar{H} = \frac{L_u}{2 u_{tip}^2} \quad (2)$$

$$L_u = u \Delta C_u \quad (3)$$

式中: $L_u$ 为轮缘功; $C_p$ 为定压比热容; $T_1^*$ 为压缩机的进口处总温; $\pi_k^*$ 为总压比; $k$ 为绝热指数(本文流场数值计算时介质均假设为理想气体,取 $k=1.4$ ); $\eta_k^*$ 为等熵效率; $\bar{H}$ 为载荷系数; $u$ 为圆周速度。

图1是不同载荷下的基元级速度三角形示意图。在常规载荷系数下基元级速度三角形为速度三角形1,此时出口相对速度 $w_2$ 与轴向呈一定的夹角,即出口相对气流角 $\beta_2 > 0^\circ$ ;当载荷系数增加至一个特定的值时,此时出口相对速度 $w_2$ 与轴向平行,如速度三角形2所示,即出口相对气流角 $\beta_2 = 0^\circ$ ;当载荷系数继续增加时,出口相对速度 $w_2$ 偏过轴向,如速度三角形3所示,此时出口相对气流角 $\beta_2 < 0^\circ$ ,气流转折角明显增大。图2为不同

载荷下的叶片通道示意图,图2(a)、图2(b)、图2(c)分别对应图1的速度三角形1、速度三角形2、速度三角形3。由图2可知,当出口相对气流角 $\beta_2 < 0^\circ$ 时,出口相对速度 $w_2$ 偏过轴向,扭速 $\Delta C_u$ 增大,再根据式(1)~式(3)分析可得,在给定的 $\pi_k^*$ 下, $L_u$ 保持不变, $u$ 下降, $\bar{H}$ 增加。如图2(c)所示,出口相对气流角 $\beta_2 < 0^\circ$ ,叶片弯度增加,且在出口处呈收缩状,此时叶片为大弯度、低损失的扩压叶型,从而达到抑制附面层的效果,实现压缩机高负荷、高效率。

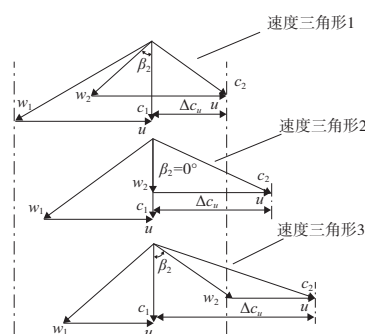


图1 不同载荷下的基元级速度三角形示意图

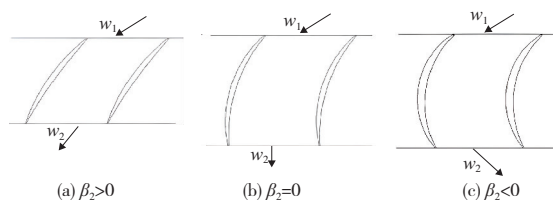


图2 不同载荷下的叶片通道示意图

由图1可知,随着转速的降低,即载荷系数增加,转子的出口绝对气流角增大,大出口绝对气流角增加了静子的设计难度。另外,在压缩机叶栅中,扩散因子的大小说明叶片所受气动负荷的大小,是表征压气机叶栅扩压负荷的参数。当叶片载荷增加,静子扩散因子增加。一般地,静子叶尖处扩散因子 $D \leq 0.6$ ,当扩散因子过大时,静子的设计难度提升。

## 2 超高负荷压缩机总体性能分析

本文的超高负荷压缩机设计,是在给定流量、压比和子午流道条件下,利用设计的负出口相对气流角,通过调整总压比沿叶高线性分布,获得超低转速转子及匹配静子。其设计的主要气动参数如表1所示。选定转子叶片数为35,静子叶片数为43,转子叶尖间隙1 mm,构成如图3所示的超高负荷单级压缩机。

表 1 压缩机设计关键气动参数

| 关键参数       | 数值    |
|------------|-------|
| 转速/(r/min) | 330   |
| 设计总压比      | 1.15  |
| 流量/(kg/s)  | 1 313 |
| 载荷系数       | 1.78  |
| 叶尖半径/mm    | 2 529 |
| 进口轮毂比      | 0.77  |
| 出口轮毂比      | 0.78  |

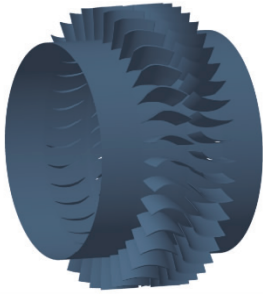


图 3 压缩机单级三维转静子叶片

本文采用商用软件 NUMECA 模拟该单级压缩机三维流场。流体工质选择理想气体,控制方程选择雷诺平均 N-S 方程,湍流模型选择 Spalart-Allmaras 模型,空间离散采用 2 阶迎风格式。

图 4 为设计转速下的单级压缩机全流场工况范围内的流量特性曲线图。由图 4 可知,等熵效率随着流量的增加呈现出先增大后减小的趋势,在堵点附近直线下降;总压比在全工况(除堵点附近)下,随着流量的增加而增大。其原因主要为:在设计转速下,随着流量的增加,出口绝对速度增大,即扭速增大,根据公式  $L_u = u\Delta C_u$  可得,轮缘功增大,因此总压比增大。

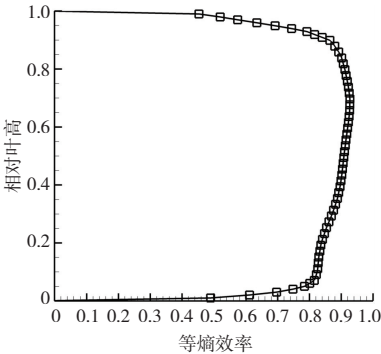


图 5 级等熵效率沿叶高分布

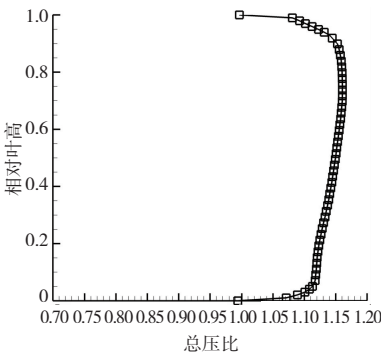


图 6 级总压比沿叶高分布

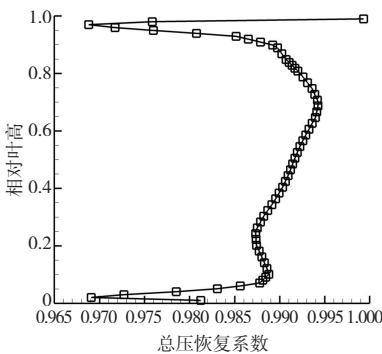


图 7 静子总压恢复系数沿叶高分布

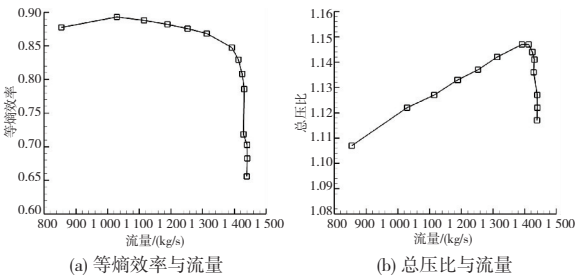


图 4 单级流量特性曲线图

表 2 为单级压缩机设计点主要气动参数。

表 2 单级压缩机设计点主要气动参数

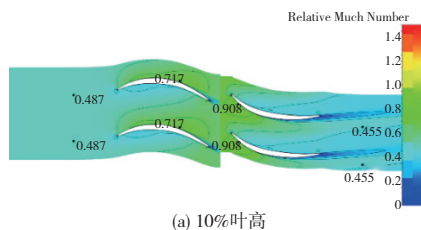
| 叶型    | 流量/(kg/s) | 总压比   | 效率/%  | 稳定裕度/% |
|-------|-----------|-------|-------|--------|
| 单级目标值 | 1 313.0   | 1.150 | —     | —      |
| 单级设计  | 1 313.1   | 1.142 | 86.84 | 48.93  |
| 转子设计  | 1 313.2   | 1.154 | 93.83 | 72.09  |

由表 2 可以看出,压缩机级在设计点转子效率较高,失速裕度很大。由于转子叶片通道不易产生流动分离,使得单级稳定工作裕度由常规裕度 14.1%<sup>[12]</sup> 升高至 48.93%。由于超高负荷压缩机静子设计难度大,扩散因子较高,损失较大,导致级效率降低。

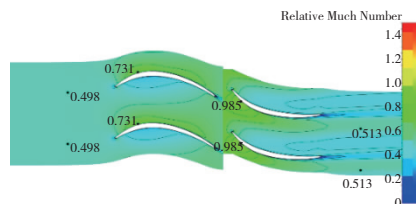
3 设计点转静子流动分析

图 5 为设计工况级等熵效率沿叶高分布图,由图 5 可以发现,在叶中以下和叶尖处的效率较低,图 6 为设计工况级总压比沿叶高分布图。由图 6 可知,级总压比沿叶高呈线性分布,叶中处总压比保持在 1.15。图 7 为静子总压恢复系数沿叶高分布。通过分析图 7 可知,由于静子在叶中以下区域和叶尖区域设计难度较大,总压恢复系数较低。

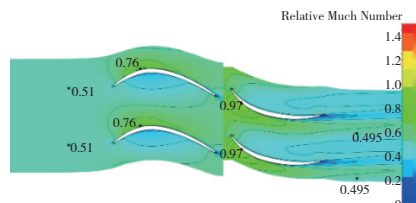
图 8 为设计工况转静子各叶高叶型的 S1 流面相对马赫数云图。可以看出,由于超高负荷转子大弯度这一特点,各叶高处的气流通道呈先扩张后收缩的状态,后段通道“涡轮状态”有利于抑制附面层发展。图 9 为设计工况转静子吸力面极限流线图。总体而言,在设计点工况下,转静子叶片三维流场结构较好,无明显分离区。由图 10 转子各叶高叶型表面静压分布可以发现,转子 10% 叶高处叶片载荷分布均匀,转子 50% 和转子 90% 叶高处叶片最大载荷位置均位于叶片前缘附近。这是由于叶片弯度沿叶高逐渐增大,气流在叶片吸力面前缘附近加速,导致吸力面前缘表面静压降低,载荷增加。由图 11 可知,静子各叶高处的最大载荷位置均位于叶片前缘附近。



(a) 10%叶高

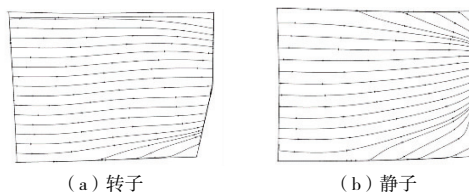


(b) 50%叶高



(c) 90%叶高

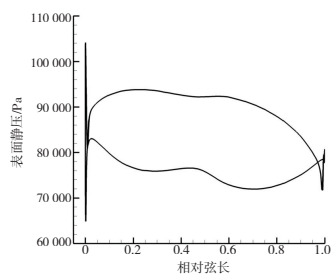
图 8 转静子各叶高叶型 S1 流面马赫数云图



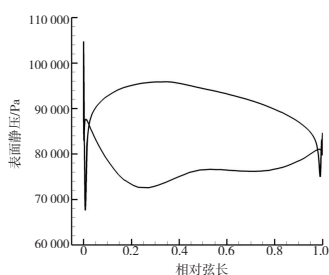
(a) 转子

(b) 静子

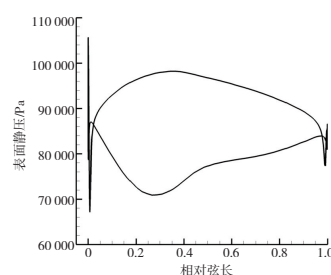
图 9 转静子吸力面极限流线



(a) 10%叶高

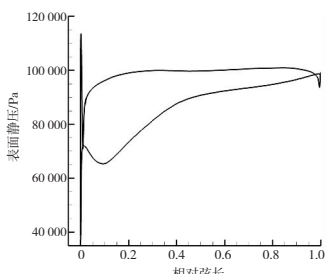


(b) 50%叶高

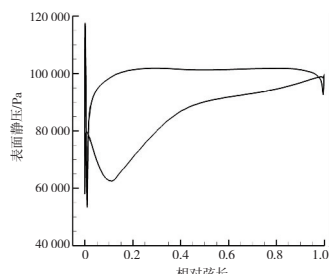


(c) 90%叶高

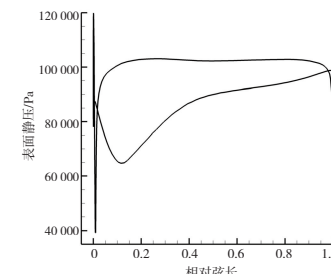
图 10 转子各叶高叶型表面静压分布



(a) 10%叶高



(b) 50%叶高



(c) 90%叶高

图 11 静子各叶高叶型表面静压分布

#### 4 端点转静子流动分析

图 12 为近端点转静子各叶高叶型 S1 流面马

赫数云图。由图 12 可知,转静子叶片 10% 和转静子叶片 50% 叶高处,随着静压上升、正攻角的增大,导致叶片吸力面出现严重的附面层分离,产生

失速;在转静子叶片 90%叶高处,随着流量减小,叶片通道内流体速度降低,相应的相对马赫数减小。由图 13 的吸力面极限流线可知,静子在 50%叶高以下范围内存在明显的回流区,导致叶片表面出现严重的气流分离,产生喘振。

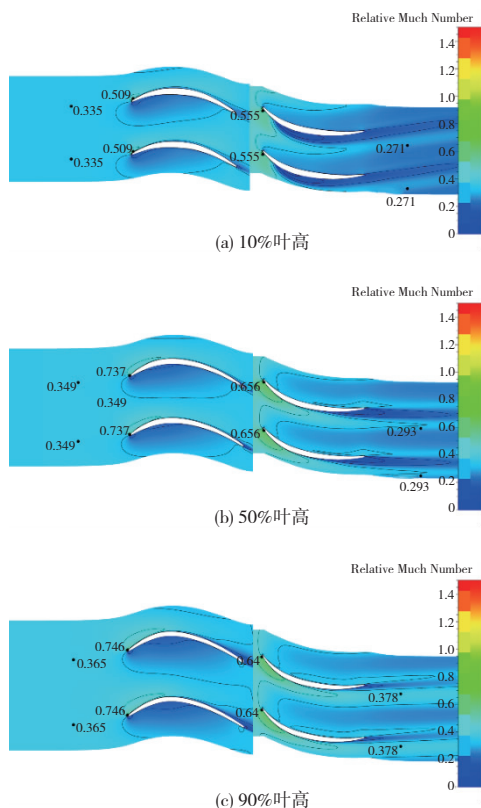


图 12 近端点转静子各叶高叶型 S1 流面马赫数云图

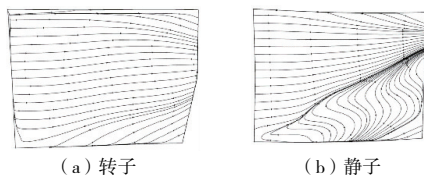


图 13 近端点转静子吸力面极限流线图

## 5 结语

本文采用一种大弯度、低损失的扩压叶型,以达到给定压比、流量,实现了压缩机超高负荷、超低转速设计。采用数值计算方法模拟和分析了超高负荷压缩机级的流场,结论如下:

1) 本文设计的超高负荷压缩机级气动性能良好,喘振裕度大,设计点转静子流动损失小;

2) 由于转子超高负荷设计,导致静子设计难度增大,静子流动损失对压缩机级效率影响较大;

3) 由于转子叶片通道后段呈收敛、不易产生流动分离,因此具有很高的稳定工作裕度;发生喘振的原因为叶片吸力面出现严重的附面层分离。

## 参考文献:

- [1] 胡骏. 航空叶片机原理[M]. 2 版. 北京:国防工业出版社,2014:50.
- [2] 吴艳辉,王博,付裕,等. 轴流压气机角区分离的研究进展[J]. 航空学报,2017,38(9):102-123.
- [3] 张健,杜娟,陈泽,等. 高负荷压气机叶栅流动分离的主动控制方法综述[J]. 工程热物理学报,2022,43(5):1190-1202.
- [4] 朱俊强,屈骁,张燕峰,等. 高负荷低压涡轮内部非定常流动机理及其控制策略研究进展[J]. 推进技术,2017,38(10):2186-2199.
- [5] 李俊. 高负荷压气机优化设计方法研究[D]. 西安:西北工业大学,2017.
- [6] TOURNIER J M, EL-GENK M S. Axial flow, multi-stage turbine and compressor models [J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51(1):16-29.
- [7] DICKENS T, DAY I. The design of highly loaded axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(3):031007.
- [8] GÜMMER V, WENGER U, KAU H P. Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors [J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1):40-48.
- [9] 杨天南,洪昊然. 压力面小翼对高负荷轴流压气机性能的影响[J]. 沈阳航空航天大学学报,2022,39(6):22-28.
- [10] 孙运政,刘艳明,王建华,等. 叶顶微射流对小型高负荷离心压气机性能及流场结构的影响[J]. 热能动力工程,2022,37(11):61-69.
- [11] ZHANG J H, ZHOU Z G, CAO H, et al. Aerodynamic design of a multi-stage industrial axial compressor[J]. Advances in Engineering Software, 2018, 116(C):9-22.
- [12] 邓瑜真. 超高载荷低转速大涵道比齿轮驱动风扇气动设计[D]. 南京:南京航空航天大学,2016.

收稿日期:2023-11-21