

多级轴流压气机甚高压部件设计探究

章 诚¹, 单 鹏¹, 田晓沛²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 中国航空发动机集团有限公司 中国航空发动机研究院, 北京 101304)

摘 要: 以大涵道比涡扇发动机总增压比由 50 : 1 提升至 70 : 1 为目标, 设计了串接在某 10 级 23 : 1 高压压气机之后的 5 级 2.2 : 1 轴流压气机甚高压部件, 探究以全轴流方式提高总增压比的方案的可行性。通过部件总体与一维设计, S_2 通流反问题与叶片造型, 计算流体力学验证, 在采用了各级正预旋、转子尖部大落后角、静子正弯等措施后实现了该设计。研究表明: 在达到设计指标的情况下, 该多级轴流甚高压部件的叶尖间隙可选择为 0.2 mm, 若取较为常规的 0.3 mm 叶尖间隙, 则其大轮毂比、相对大叶尖间隙等几何特征, 将导致失速裕度下降明显, 稳定工作范围变窄。另外, 在结构方面, 全轴流甚高压部件方案还需要解决叶片数量巨大, 级成本提高等问题。

关 键 词: 甚高压循环; 多级轴流压气机; 气动设计; 可行性探究; 弯静子

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Design inquiry of an ultra-high-pressure-ratio component
of multi-stage axial flow compressors

ZHANG Cheng¹, SHAN Peng¹, TIAN Xiaopei²

(1. School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Aero Engine Academy of China,
Aero Engine Corporation of China, Beijing 101304, China)

Abstract: For increasing the overall pressure ratio from 50 : 1 to 70 : 1 of the high bypass ratio turbofan engine, a 5-stage ultra-high-pressure-ratio axial-flow component with pressure ratio of 2.2 : 1 was designed, and connected to the exit of a 10-stage high-pressure compressor with pressure ratio of 23 : 1. The feasibility to improve the overall pressure ratio with a complete axial-flow configuration was explored. The design was implemented through the process including component 1-D overall aerodynamic design, S_2 through-flow inverse problem and blade modeling and 3-D computational fluid dynamics verification. The specific methods such as positive pre-whirl at each stage, large-deviation-angle rotor tip and positive bowed stator were used in the process. Under the condition of achieving the prescribed aerodynamic design parameters, it's recommended to set the rotor tip clearances to 0.2 mm rather than 0.3 mm, otherwise the compressor stall margin would drop significantly and its stable working range would be narrowed due to the geometric characteristics of large hub-tip ratio

收稿日期: 2018-10-23
基金项目: 国防科技创新特区基金(17-H863-03-ZT-005-042-02)
作者简介: 章诚(1994—), 男, 硕士生, 主要从事叶轮机械气动设计研究。

引用格式: 章诚, 单鹏, 田晓沛. 多级轴流压气机甚高压部件设计探究[J]. 航空动力学报, 2019, 34(5): 1166-1177. ZHANG Cheng, SHAN Peng, TIAN Xiaopei. Design inquiry of an ultra-high-pressure-ratio component of multi-stage axial flow compressors[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5): 1166-1177.

and the relatively larger rotor tip clearances. In the terms of structure, the design may lead to some issues that must be solved before the compressors enter into service, such as a huge number of blades and the higher machining costs of each stage.

Key words: ultra-high pressure cycle; multi-stage axial flow compressors; aerodynamic design; feasibility inquiry; bowed stator

航空进入喷气式时代以来,随着技术的不断发展,航空燃气涡轮发动机的推质比、热效率不断提高,耗油率不断降低,现代军用和民用航空发动机正在向人类前所未敢问津的高性能进一步发展。在民用和军用大型飞机领域,相同载油量下获得更远的航程和更高的载荷能力永远都是航空工业不懈奋斗的目标。

美国于 1988 年制定并实施的“综合高性能涡轮发动机技术计划 IHPTET (integrated high performance turbine engine technology)”^[1],其中有一项重要内容是到 2005 年使耗油率下降 30%~40%,其获得的巨大成功使得美国紧接着制定并实施了新的计划即“多用途、经济可承受的先进涡轮发动机计划 VAATE (versatile affordable advanced turbine engine)”^[2],该研究计划于 2003~2005 年开始全面实施,分三个阶段到 2017 年结束^[3]。作为 VAATE 计划两大基本模块之一的“高效嵌入式涡轮发动机计划 HEETE (highly efficient embedded turbine engine) 项目的研究工作目前仍在持续推进之中,目标之一是在常规的涡扇发动机设计中耗油率在既有水平基础上再下降 25%^[4-5]。

根据热机热力学理论与航空发动机原理,在不改变现有燃气涡轮发动机热力循环原理的基础上,进一步显著降低耗油率的主要方式仅有两种:①进一步增加涵道比以提高推进效率;②进一步提高涡扇发动机涡轮前温度以提高热力循环效率,此时需要同时提高相应总增压比以与增温比匹配。表 1^[6]中的部分现役典型大涵道比涡轮风扇发动机性能参数充分反映了这一规律。

因此,美国空军研究实验室在 HEETE 示范性项目中专注于极高增压比的高压核心机研发,参与项目的美国通用电气公司及英国罗·罗公司均将压缩系统总增压比定为 70:1 这一超高量级的目标^[7]。“甚高压航空发动机 (ultra-high pressure ratio aero-engine)”即总增压比在 70 及以上级别的航空发动机的概念随之被提出。

表 1 数据还可反映出,当前国际上广泛使用

表 1 部分现役大涵道比涡轮风扇发动机数据^[6]
Table 1 Data of some high bypass ratio turbofan engines on active duty^[6]

发动机 型号	涵道比	总增 压比	压缩系 统级数	巡航耗油率/ (kg/(daN·h))
D-18T	5.6	27.5	15	0.550
V2533-A5	4.5	33.4	15	0.585
CFM56-5C	6.4	38.3	14	0.578
GE90-115B	8.9	42.0	14	0.520
PW4098	5.8	42.8	16	
GEnx-1B70	9.1	44.3	15	0.520
Trent1000	11.0	50.0	15	0.516

的大涵道比涡扇发动机增压比普遍在 30~40 量级,最高达到了 50 量级。因此,国际上的普遍需求是:在通常可以达到的约 35:1 的轴流压气机增压比下,接加增压比为 2 量级的压气机及其涡轮部件。实现这一能力的压气机级称为甚高压级,或甚高压部件,其级数可以为轴流多级,亦可为径流单级。

由当前国外公开文献所载信息,可发现压气机甚高压部件的实现存在两种技术路线:

1) 使用传统形式,继续在同一轴线上简单串列更多级以实现设计增压比,即常规气动布局上的多级轴流压气机甚高压部件方案。由罗·罗公司牵头,在欧洲委员会联合基金支持的低排放核心机技术 LEMCOTEC (low emission core engine technology) 项目^[8-10]中,正在研制的无间冷 70:1 大型三轴涡扇发动机 LTF (large three-shaft turbo fan) 正是此方案的代表。除此之外,罗·罗公司下一代发动机 Ultra Fan 也准备采用多级轴流形式以实现 70:1 的超高增压比^[11],目前尚未见到相关气动数据的公开文献。

2) 采用异构方案,即异于常规压气机布局的方案。其表现为,压气机甚高压部件的工作轴线与发动机工作轴线不同轴。Wennerstrom 认为通过简单串列更多级使总增压比提高至甚高压量级不具备可行性,因为甚高压部件的大轮毂比几

何特征会导致①环缝流动问题(过大的相对叶尖间隙);②转子叶盘超重问题;③冷却问题。由此,他提出“甚高压异构压气机发动机(aircraft turbofan engine with multiple high-pressure core modules not concentric with the engine centerline)”概念,并申请了美国专利^[12]。

国内关于甚高压发动机以及甚高压部件的设计研究领域目前尚为空白。本文在先期总体循环分析的基础上,以常规布局的多级轴流方案为切入点,设计串接在一台成熟高压压气机后部的多级轴流压气机甚高压部件,在工程上能够实现的常规转子叶尖间隙值情况下,分析其气动性能,研究其工程可实现性。

1 方案与部件总体一维设计

为使轴流压气机甚高压部件设计具有合理性与可适用性,考虑在原先已有成熟压气机设计案例中续接甚高压部件的方案,这可以减少轮毂曲线设计探索的工作量,但需要有详细的气动参数,尤其是流道数据作为支持。为此调研相关文献[7,13-15],选取总增压比为 35 左右的具有代表性的国际在役航空发动机,分析并列出其压缩部件的设计点参数,见表 2 所示。

表 2 中, E³-GE 出口单位环面流量在文献[13]中由相关气动数据直接换算得出。其余发动机型号的该组参数数值,可由一维气动总体流量公式计算,见式(1)

$$\frac{\dot{m}}{A} = K \frac{p_2^*}{\sqrt{T_2^*}} q(Ma_2) = K \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \frac{p_2^*}{p_1^*} \frac{1}{\sqrt{\frac{T_2^*}{T_1^*}}} q(Ma_2) =$$
$$K \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \frac{\pi_c^*}{\sqrt{\tau_c^*}} q(Ma_2) =$$

$$K \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}} \frac{\pi_c^*}{\sqrt{\frac{\pi_c^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_c^*} + 1}} q(Ma_2) \tag{1}$$

其中

$$K = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \tag{2}$$

式中 $\dot{m}$ 为流量(kg/s); A 为出口环面面积(m²); κ 为气体比热比; R 为气体常数;对于空气, $\kappa=1.4$, $R=287.06\text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$,因此 $K=0.0404\text{ s}(\sqrt{\text{K}}/\text{m})$; p^* 为总压(Pa); T^* 为总温(K); π_c^* 为风扇与压气机构成的压缩系统的总增压比; η_c^* 为压缩系统绝热效率; τ_c^* 为压缩系统总增温比; $q(Ma)$ 为马赫数的流量函数;下标 1、2 各表示压缩系统的入口、出口。

对于一台成熟的高压压气机设计,出口马赫数 Ma_2 取 0.28,对于绝热效率 η_c^* ,取值为 0.83~0.86。

由表 2 可知,对于总增压比在 35 附近的压缩系统而言,其出口单位环面流量落在 2100~2300 范围内,其轮毂比则落在 0.90~0.93。由此可大体确定本文甚高压设计的入口流道的轮毂比范围,同时 E³ 计划中可获得的设计参数较为详细,故采用通用电气公司在 E³(energy efficient engine)计划中增压比为 23:1 的高压压气机的出口几何与气动参数,在其后续接本文的设计。这就使得本文的探索性设计具有了一般的甚高压轴流压气机的几何与气动布局的代表性特征。

由于 10 级左右的高压压气机出口的气体处于高密度,高总温的状态,为了降低后续的甚高压部件的压缩功,提高压缩效率,引入间冷措施是必要的,并可利用间冷器进行整流。此部分内容由先期的发动机总体优化设计给出,所得出的甚高压部件设计参数和指标见表 3。续接方案如图 1 所示。

表 2 部分大涵道比发动机风扇-压气机总增压比参数
Table 2 Data of compression ratios of some high-bypass ratio turbofan engines

年代	发动机 型号	总增 压比	高压压气机出口 外径直径/mm	出口 轮毂比	出口单位环面流量/ (kg/(s·m ²))
80	CFM 56-7	32.8	485.6	0.92~0.93	2082.2
80	PW 4084	34.2	692.4	0.90~0.91	2162.9
90	V2533-A5	33.4	545.8	0.92~0.93	2128.5
90	Trent 700	36	708.8	0.91~0.92	2268.2
70~80	E ³ -GE	约 38	586.84	0.932	2376.6

表 3 多级轴流压气机甚高压部件设计参数和指标

Table 3 Prescribed design parameters of the ultra-high pressure ratio component of multi-stage axial flow compressors

参数	数值	参数	数值
间冷器冷却比	0.9	原压气机换算转速/(r/min)	12490.0
间冷器总压恢复系数	0.975	物理流量/(kg/s)	82.4
甚高压级入口总温/K	829.0	物理转速/(r/min)	13558.9
甚高压级入口总压/MPa	3.3570	总增压比	2.20
原压气机换算流量/(kg/s)	53.56	绝热效率	≥0.80

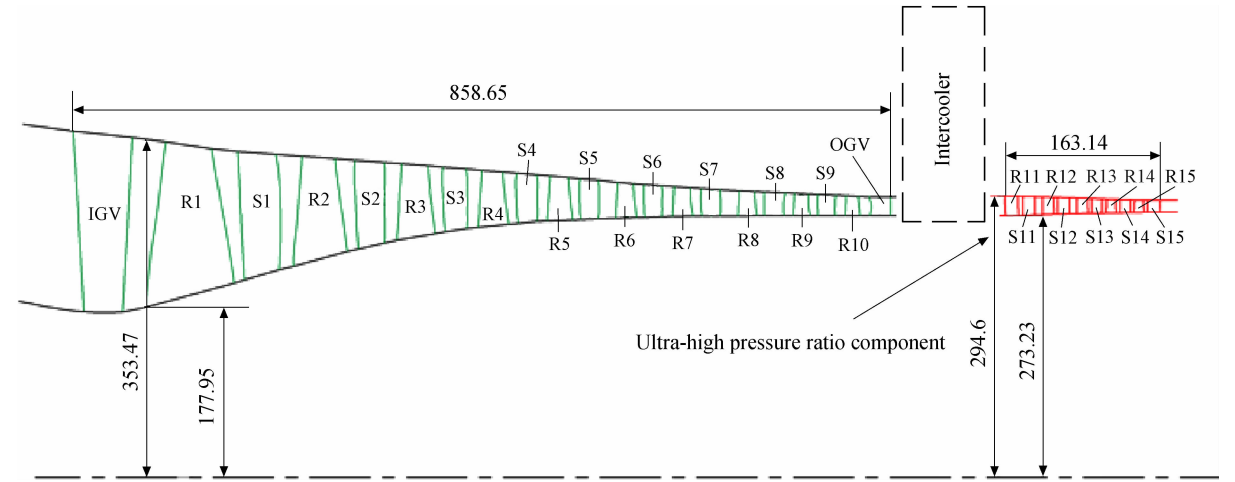


图 1 串联甚高压级方案示意图(单位:mm)

Fig. 1 Sketch of ultra-high pressure ratio stages (unit:mm)

图 1 中,IGV 和 OGV 分别表示原压气机进口、出口可调导叶;Stage1、R1、S1 分别表示轴流压气机第 1 级、第 1 级转子(Rotor1)、第 1 级静子(Stator1),其余类推;Intercooler 表示间冷器,由于本文不涉及其设计,故以虚线框代之。文中仅涉及在虚线框右侧续接的甚高压部件设计内容,为方便叙述,下文中的 R1、S1、Stage1 等,均表示甚高压部件编号,不再以原压气机级顺序编号。由给定的设计参数及文献获取流道参数,进行甚高压 5 级轴流压气机的气动设计,暂不考虑续接甚高压部件后对全压缩系统的影响。

方案与总体一维设计,是在给定压气机设计点增压比、空气流量和转速后,进行压气机级的平均气动参数的设计。其中包括流道几何、叶片前后缘气流平均参数、负荷系数、 D 因子,计算结果检验了总体和级参数具备可行性,也为进一步详细设计提供了必要数据。设计发现,入口级 0 预旋会导致过大的反力度(>0.7),故入口给定正预旋,经多次调整输入参数,预旋角初定为 26° 。

其中从理论上,等外径的流道设计会进一步降低负荷系数,提高加功量,但等外径相较于等中径和等内径方案而言,叶片高度最小,压气机环缝形式的几何特征将更加明显,流动损失可能会更大; E^3 -GE 计划中的高压压气机流道设计思路为前段等中径,后面级近似等内径,但等内径方案又会带来甚高压部件加功量不足的风险,故最后选择折衷方案,取近似等中径的设计,见图 2。一维流道几何见表 4,由于总体方案提供的来流总压为 3.357 MPa ,故按表 2 调研结果,进行压气机部件几何参数的调整与总体计算,选取入口轮毂比为 0.927 。各级的负荷分配见表 5。各级详细设计参数见 S_2 通流反问题部分。

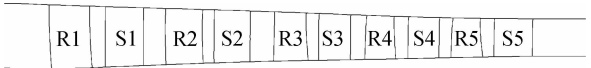


图 2 压气机甚高压部件流道设计结果

Fig. 2 Flow-path design result of the ultra-high pressure ratio component

表 4 一维流道几何设计参数

Table 4 Parameters of 1-D flow-path geometry design

设计参数	数值
压气机有叶区轴向长度/mm	163.1
进口轮毂半径/mm	273.2
进口机匣半径/mm	294.6
进口轮毂比/mm	0.927
出口轮毂半径/mm	277.6
出口机匣半径/mm	290.0
出口轮毂比	0.957

表 5 一维气动设计各级负荷分配

Table 5 Loads of stages of preliminary design

参数	Stage1	Stage2	Stage3	Stage4	Stage5
增压比	1.23	1.20	1.17	1.14	1.12
负荷系数 $\phi_t = L_u / U_{up}^2$	0.345	0.341	0.331	0.335	0.217
反力度 Ω_k	0.631	0.667	0.685	0.635	0.784

2 S₂ 流面通流设计

甚高压部件的准三维详细设计,是基于流线曲率法通流反问题^[16]和任意中弧线叶型叶片造型方法^[17]的迭代,并继之以计算流体力学(CFD)三维定常黏性数值模拟进行正问题检验,三者细致递进,直到总体性能达标。

由于压气机甚高压部件为高轮毂比特征,流道较窄,展向高度较小,转子的尾缘环量分布可以

近似为等环量。但在根部及尖部仍需增加环量,以补偿根部的加功量不足和尖部的泄漏损失,见图 3(a)。

对于静叶尾缘环量,期望的结果是等环量分布,如此可以降低设计工作量,但通流结果指出,静叶尾缘若是处于等环量分布,则静叶根部的 D 因子将会超过 0.6,尖部的将会超过 0.65,第 1 级的 CFD 计算结果也表明,静叶尾缘等环量分布会导致根部和尖部在未达到设计增压比时即产生分离。故需要对静叶根部和尖部进行减弯处理,提高根尖的出口环量,即静叶端部保留较大出口气流角,见图 3(b)。

2.1 通流设计结果

甚高压部件共 5 级 10 排叶片,最终通流设计关键参数见表 6 和表 7。由表 7 中各级静子的进口气流角与气动弯角之差,可知每级转子的入口均带有正预旋,这是为了使每级静子的负荷(D 因子)均不超限所达成的结果。采用输入叶片尾缘绝热效率和总压恢复系数的方法估计损失。通流反问题取总增压比为 2.49,这是为了克服 CFD 正问题中,无叶尖间隙算例所计算的裕度不足的情况,而对通流输入进行的调整。

图 4 为 10 排叶片前缘到各内部计算站的 D 因子分布,一个明显的特征为静子 D 因子大于转子的,且负荷主要集中在端部。图 5 为 5 级的静温沿子午面的分布,注意到,已经过间冷处理的气流,增压后最后一级出口周向平均静温仍接近 1050 K,如此高温下将不得不使用高温合金(如 GH4169)^[18]等,将大大增加压气机的叶盘质量。

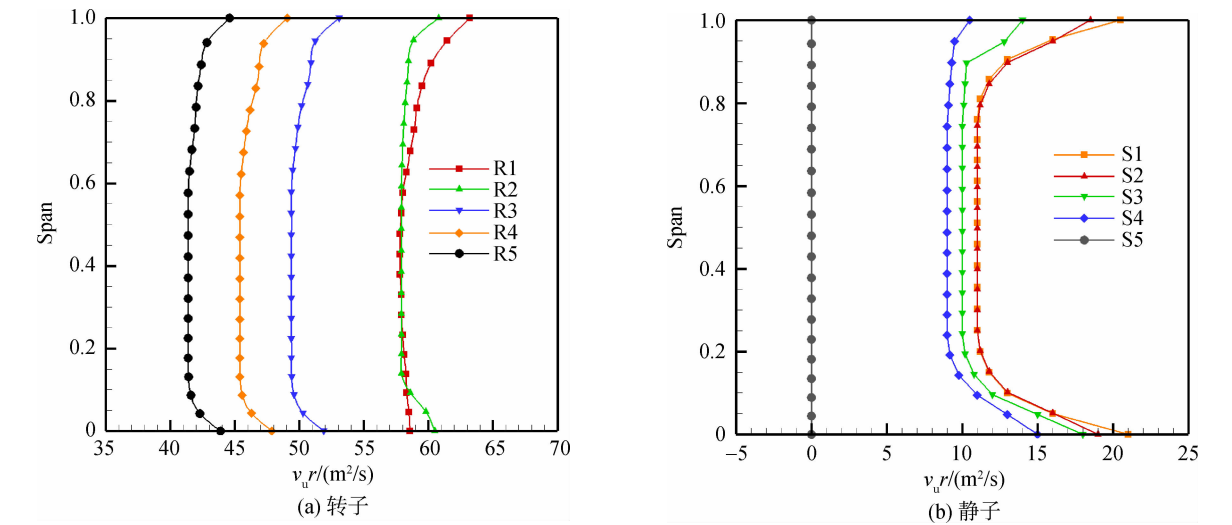


图 3 各叶片排尾缘环量展向分布

Fig. 3 Distribution of the circulation at trailing edge of each blade row along the span

表 6 甚高压部件转子、静子通流设计结果

Table 6 Through-flow design results of rotors and stators in the ultra-high pressure ratio component

参数	R1	S1	R2	S2	R3	S3	R4	S4	R5	S5
展弦比	0.844	1.222	0.805	1.237	0.782	1.267	0.761	1.172	0.679	0.911
	1.3512	1.4792	1.4459	1.3584	1.4567	1.2721	1.2714	1.2761	1.2886	1.5115
叶栅稠度	1.3369	1.3641	1.5696	1.2696	1.4337	1.2077	1.3878	1.2366	1.3949	1.5349
	1.2848	1.4389	1.4658	1.3665	1.4179	1.2713	1.3295	1.3104	1.2389	1.5045
进口气流角/(°)	60.42	52.74	61.89	52.05	62.75	46.47	62.87	43.33	62.71	40.50
	63.47	52.27	65.29	52.62	66.18	48.55	66.82	46.34	67.19	44.53
	65.18	56.62	66.77	58.07	69.23	56.44	70.48	55.94	72.18	53.19
气动弯角/(°)	13.80	26.92	18.84	28.95	12.77	25.54	13.57	26.45	11.32	40.50
	11.38	38.19	12.07	38.63	9.00	35.74	8.1	34.72	6.47	44.53
	7.84	29.58	7.50	31.39	6.72	35.26	4.15	39.29	5.34	53.19
叶型弯角/(°)	19.08	40.03	22.16	43.69	22.51	40.91	18.31	40.48	14.07	56.2
	15.51	50.16	15.98	51.73	17.27	49.41	11.92	47.35	8.27	48.84
	20.8	40.76	25.46	46.8	21.59	50.7	19.91	54.7	18.11	67.53
轴向速度比	0.855	0.93	1.021	0.943	0.946	0.954	1.035	0.973	1.01	0.855
	0.955	0.955	0.915	0.998	0.918	1.009	0.936	1.024	0.922	1.002
	0.878	0.949	0.771	0.973	0.846	1.028	0.797	1.06	0.902	0.997
D 因子	0.5466	0.5517	0.498	0.5693	0.4519	0.466	0.4032	0.4356	0.3712	0.5606
	0.4387	0.5868	0.4871	0.6252	0.4319	0.541	0.3994	0.5101	0.3658	0.5131
	0.4376	0.6157	0.5213	0.6421	0.4776	0.6068	0.4574	0.6142	0.3962	0.6564

注:每格三个数则依次分别指叶根,第 11 流线,叶尖处的值。

表 7 甚高压部件各级参数通流设计结果

Table 7 Through-flow design results of each stage in the ultra-high pressure ratio component

参数	Stage 1	Stage 2	Stage 3	Stage 4	Stage 5	五级合计
物理流量/(kg/s)	82.4	82.4	82.4	82.4	82.4	82.4
级增压比	1.2302	1.2462	1.2016	1.1753	1.1521	2.4944
级绝热效率	0.9441	0.8973	0.8982	0.8976	0.8990	0.8997
转子进口叶尖线速度/(m/s)	418.37	416.61	415.03	413.30	412.18	
叶尖负荷系数	0.3365	0.3836	0.3477	0.3254	0.2975	
转子叶尖相对马赫数	0.703	0.694	0.675	0.655	0.637	
静子叶根绝对马赫数	0.484	0.467	0.432	0.410	0.388	
入口轮毂比	0.9275	0.9365	0.9441	0.9499	0.9547	
出口轮毂比	0.9347	0.9424	0.9488	0.9540	0.9572	
转子叶片数	96	120	124	128	126	594
静子叶片数	165	164	180	190	196	895

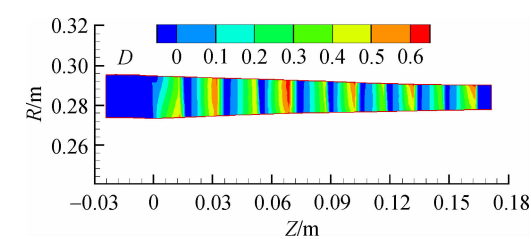


图 4 通流设计 10 排叶片内部计算站 D 因子分布
Fig. 4 Distribution of D -factors of the 10 blade rows among internal stations by through-flow method

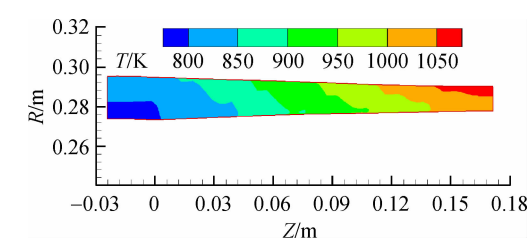


图 5 通流设计静温沿子午面分布
Fig. 5 Distribution of static temperature along the meridional plane by through-flow method

2.2 叶片造型及弯叶片的应用

由于甚高压级的高轮毂比特征,为补偿叶尖间隙导致转子尖部出口气流角的亏转,在转子造型中对叶片尖部进行大落后角设计,全 5 级转子尖部落后角取 $12^{\circ}\sim 17^{\circ}$ 不等,以图 6 的第 2 级转子为例,其中 Element1、Element11、Element21 依次表示叶根,叶中,叶尖基元,可明显见到叶片尖部基元级被明显“弯折”的几何特征。

由于静子端壁处 D 因子偏大,需使用正弯静子以控制三维流动,避免在设计点附近发生流动分离。文献[19]认为,对于弯叶片机理的各类解释最终都可以归结到流体的受力平衡问题。直叶片由于径向流面角接近于零,因此其叶片径向分力也接近于零,对径向流动的平衡关系所作贡献很小。但弯叶片会凸显叶片径向分力的作用,使得叶片吸力面端壁处的低能流体会在径向压力梯度的作用下向主流区迁移,达到新的流动平衡状态。

图 7 为甚高压部件第 1 级静子端区局部周向正弯后的叶片示意,与表 6 数据相对比,可见静子具有较大的尾缘落后角特征。三维空间上采用质心积叠,仅在端区局部正弯处理,见图 7(e)。

全 10 排叶片造型结果见图 8,其直观的指出轴流方案甚高压部件的特点,即叶片数量过多且密集,可能会带来较高的机械加工成本以及较困难的发动机减重问题。

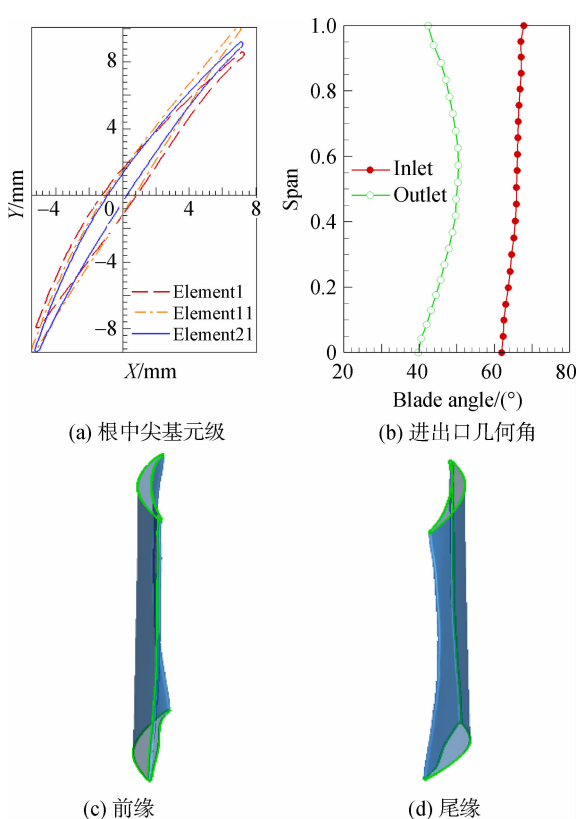


图 6 第 2 级转子叶片造型特征
Fig. 6 Blading characteristics of the second rotor

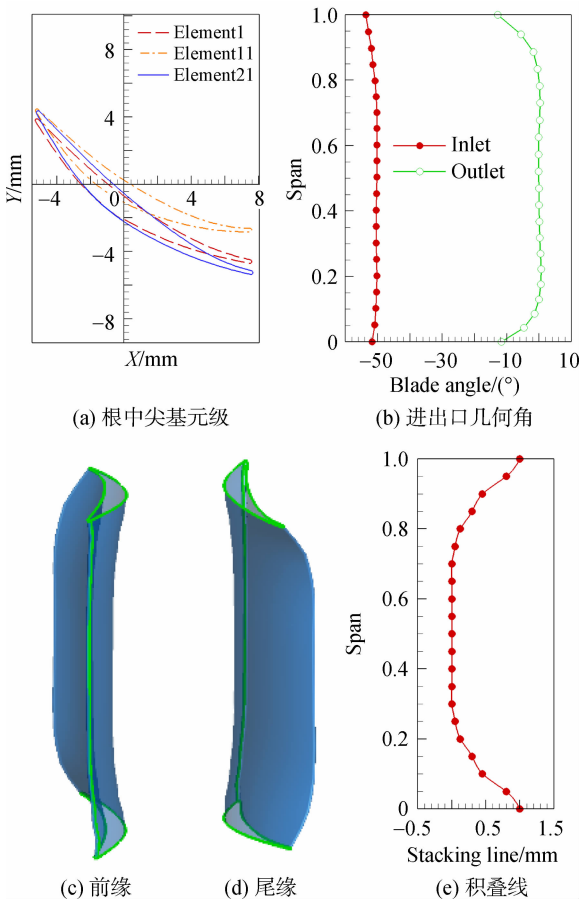


图 7 第 1 级正弯静子叶片
Fig. 7 Positive bowed stator of the first stage

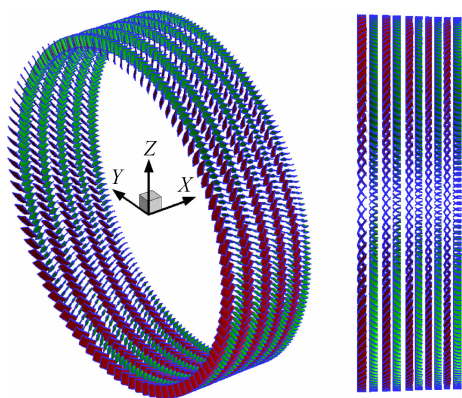


图8 轴流甚高压部件全10排叶片造型

Fig. 8 Whole blading of 10 blade rows in the axial ultra-high pressure ratiocomponent

限于篇幅,本文以上述叶片造型为示例,需详细叶片造型信息的读者可查阅文献[20]。

3 轴流甚高压级流场模拟分析

三维定常黏性 CFD 数值模拟采用商用软件 Numeca。空气视为理想可压缩气体,采用定比热假设,控制方程为雷诺平均的 Navier-Stokes(N-S)方程,湍流模型为 Spalart-Allmaras(S-A)单方程模型;空间离散格式为有限体积法带二阶、四阶人工黏性的中心差分格式;时间离散为四步 Runge-Kutta 法时间推进格式;采用隐式残差光滑,可变时间步及三重多重网格收敛加速。由于来流总温较高,还需考虑气体热物性参数的变化对计算结果产生的影响,此次尚未计入该影响因素,将在后续研究中跟进。

3.1 网格划分与边界条件设置

采用 Numeca 的 Autogrid5 模块生成单通道网格,采用 O4H 型默认网格拓扑结构,转子展向 73 线,其中间隙展向 17 线,静子展向 69 线,转子叶尖间隙采用 HO 蝶形网格。网格节点总数 709.6 万,网格质量保证最小正交角度 $\geq 32^\circ$,最大长宽比 ≤ 1700 ;最大延展比 ≤ 2.3 ,图 9 为三维网格划分示意,三个方向的网格均为隔点输出。第一层网格高度为 $6.0 \times 10^{-7} \text{ m}$ (0.0006 mm),图 10 为第一层网格 y^+ 分布,最大值 $y^+ < 8$,满足湍流模型对第一层网格 $y^+ < 10$ 的限制。

进口为亚声速来流,给定来流总温,总压,周向气流角和径向气流角,以及选择 S-A 模型需额外设置的湍流黏度经验值 $7.9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$,外推量为轴向速度 V_z ;出口为亚声速出流,给定平均静压;固壁为无滑移条件和绝热条件;转子轮毂和

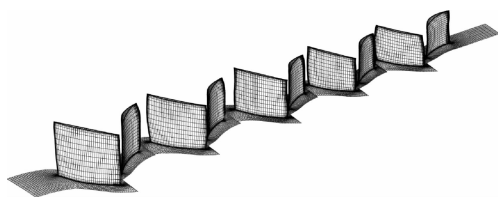


图9 计算网格示意,三个方向上均为隔点输出

Fig. 9 Computational mesh on every other node output

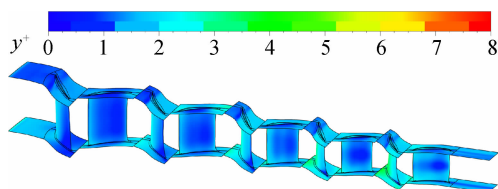


图10 第一层网格尺度校验

Fig. 10 Verification of the first grid node off the wall

转子网格块共转,转子机匣和静子网格块静止;转静交界面选择周向守恒型掺混面^[21]。

在甚高压部件前预冷来流带有正预旋的本问题中,总体一维设计和 S_2 流面通流反问题中的来流预旋角初定为 26° ,但 CFD 检验得知该值过大,导致流量偏小,近设计点接近于近失速点。经过 CFD 调试,不改变多级叶片造型情况下,将预旋角选为 20° ,实现了甚高压部件的流量、增压比、效率的设计需求,需要强调的是,这是针对反问题设计(预测)与正问题验证之间产生的差异所作的修正,与变工况特性无关。即,实际应用中,需使得上游气流角保持于 20° 不变。

3.2 气动性能分析

进行了三种叶尖间隙条件下的 CFD 模拟,以考察相对大的叶尖间隙几何特征对大轮毂比压气机性能的影响。一般希望叶尖间隙不大于 1% 叶高,若径向间隙增加 1%,导致压气机效率下降可达 2%^[18]。但甚高压部件 1% 叶高的间隙值实在太小,在机械上不易实现,所以取目前公开文献中可查阅到的最小值 0.2 mm,再增至 0.3 mm 这一工程中可接受的值进行数值模拟。叶尖间隙取值见表 8,可见绝大部分均已超过 1% 叶高。

图 11 给出了三种叶尖间隙下,总增压比为 2.20 时,流场的相对马赫数分布。可以看出,5% 和 50% 叶高处的相对马赫数分布几乎一致,不受叶尖间隙的影响,叶片表面的边界层和尾迹都较小,无明显分离,表明流动情况良好。而在 95% 叶高处,三种不同间隙条件下的流场出现明显的差异:无叶尖间隙算例流动情况仍然良好;0.2 mm

表 8 流场数值模拟转子径向间隙取值
Table 8 Tip clearance configurations of rotors in
CFD simulations

部件	转子尾缘处 叶高/mm	径向间隙百分比/%		
		叶尖间隙	叶尖间隙	叶尖间隙
		无	0.2 mm	0.3 mm
R1	20.47	0	0.977	1.466
R2	17.86	0	1.120	1.680
R3	15.79	0	1.267	1.900
R4	14.13	0	1.415	2.123
R5	12.88	0	1.553	2.329

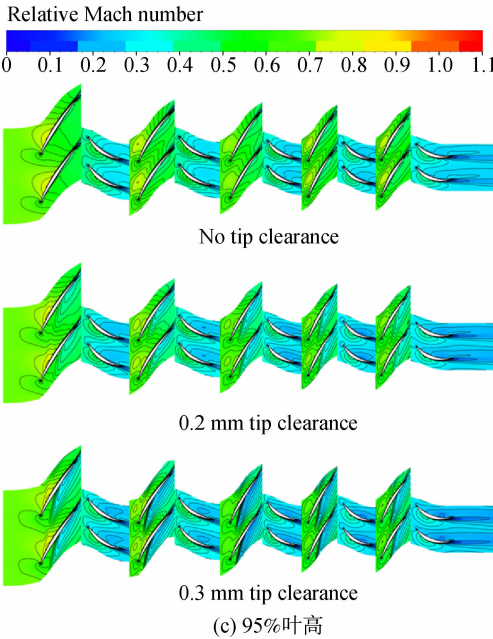
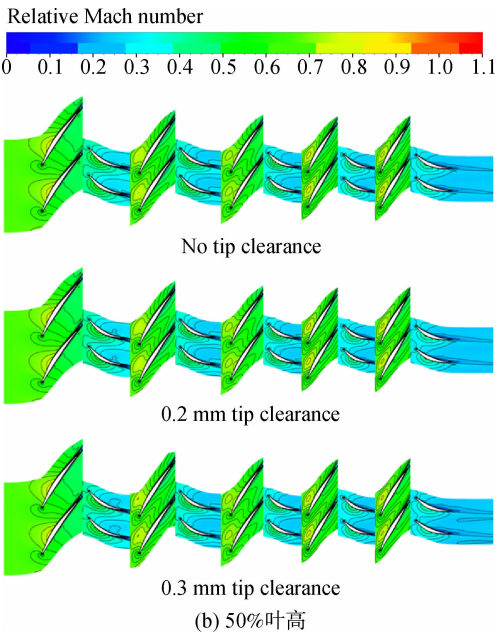
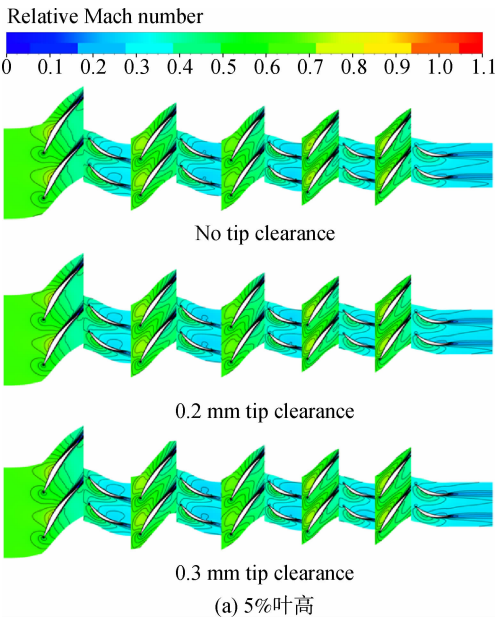


图 11 增压比设计点上相对马赫数分布
Fig. 11 Distribution contours of relative Mach number
at the pressure ratio design point

叶尖间隙的流场第 1 级转子和第 2 级转子相对马赫数等值线有密集趋势但不明显,第 3 级至第 5 级转子马赫数等值线密集明显,能看见明显的泄漏涡;而 0.3 mm 叶尖间隙则在所有转子通道内可见马赫数等值线骤然密集,且泄漏涡几乎堵塞叶栅通道。显见,本设计算例的相对叶尖间隙超过 1.26% 时,对尖部流场产生的影响是较为显著的。

图 12 给出了不同叶尖间隙条件下转子绝热效率沿叶高的分布。无叶尖间隙时,所有转子大部分叶展区域均工作在较高效率;在 0.2 mm 间隙下,R1~R3 从叶展 70% 处,R4 和 R5 从 50% 处开始效率降低;当叶尖间隙增加到 0.3 mm 时,R1~R3 从 60% 叶展处即开始效率降低,而 R4 和 R5 则在 40% 以上叶展处均处于低效率区;根部低效率区所受影响不大。

数值模拟所得总体特性曲线见图 13,由于 5 级甚高压部件的通道内气流为亚声流动,且在通流设计时考虑的主要原则为不使扩散 D 因子超出 0.6 太多,因此可见全 5 级特性曲线并没有显著出现陡峭的特征,高效率区间非常宽广。

随着叶尖间隙的增大,流量、效率均表现出下降趋势,由图 13(b)可知,在相对较大的叶尖间隙条件下(0.3 mm 算例),达到设计点增压比 2.20 (见图中虚线所标注)更为困难,即需要节流更多流量才可实现设计增压比。

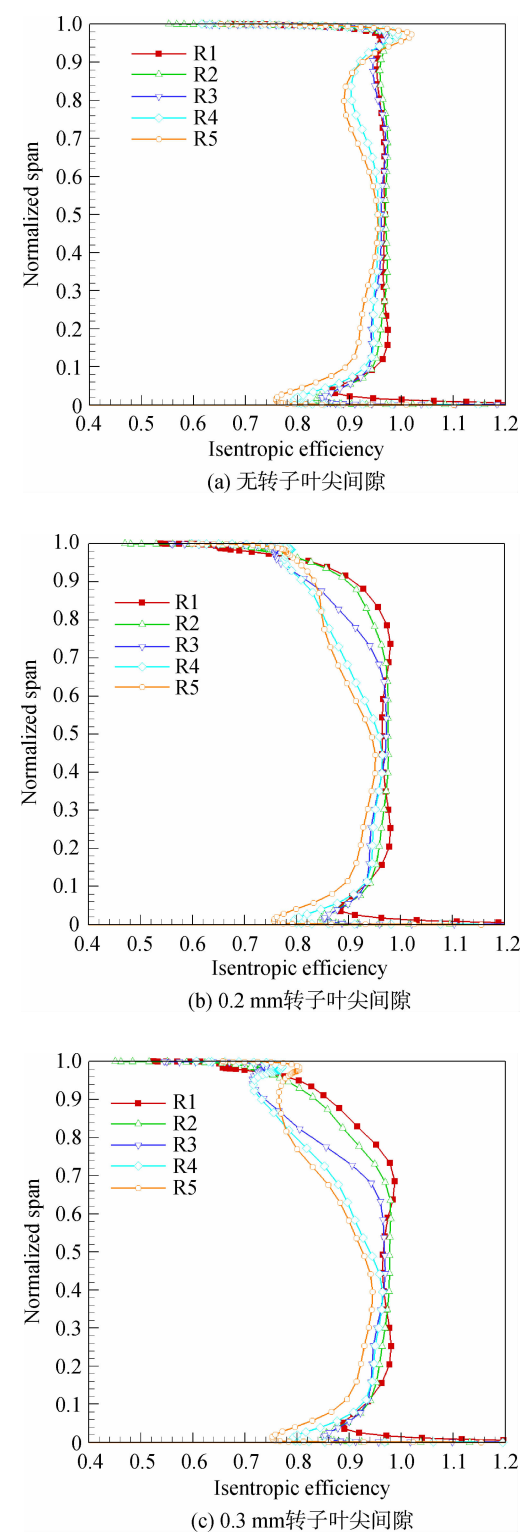


图 12 转子绝热效率沿展向分布
Fig. 12 Isentropic efficiency distributions along the rotor spans

由 CFD 根据式(3)来估算部件失速裕度

$$\sigma = \left(\frac{\pi_s / \dot{m}_s}{\pi_d / \dot{m}_d} - 1 \right) \times 100\% \quad (3)$$

式中 π 为总增压比, $\dot{m}$ 为流量,下标 s 表示失速点,d 表示设计点。从总体性能看,叶尖间隙对失

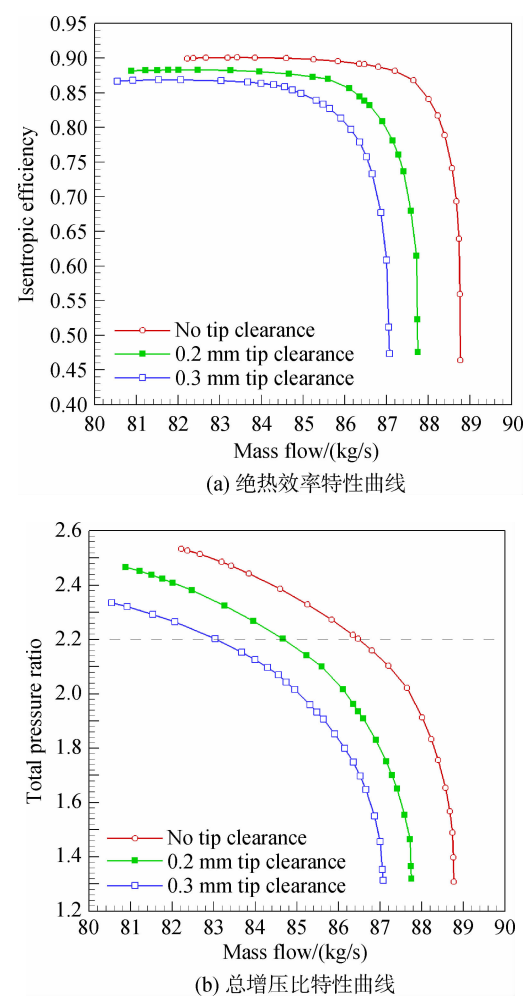


图 13 5 级甚高压部件 100% 转速特性曲线
Fig. 13 Performance curve of the 5-stage ultra-high pressure ratio component at 100% rotational speed

速裕度,流量和效率均产生了影响,且影响程度不一。在增压比均达到 2.20 的情况下,失速裕度计算结果及部件性能比较见表 9 和图 14。分析有:

1) 叶尖间隙对压气机指标之一的失速裕度产生的影响最为明显,其次是流量和绝热效率,见表 10。

2) 叶尖间隙从 0mm 增加至 0.2mm 时,失速裕度仅下降不到 4 个百分点;但从 0.2 mm 增加至 0.3mm,失速裕度与无间隙相比下降了超过 10 个百分点,其值低于 10%,作为一台考虑实际使用的高压压气机,其失速裕度方面是不合格的。

3) 从 0.2~0.3 mm,仅增加 0.1 mm 叶尖间隙,本可使用的轴流形式设计方案就变为无法使用,表明大叶尖间隙在轴流压气机甚高压部件中对流场产生的影响是破坏性的,该情况表明,轴流甚高压设计方案的径向间隙不应取至 0.3 mm,而应维持于 0.2 mm 附近。

表 9 增压比设计点上 3 类不同转子叶尖间隙条件下的
总体性能差异

Table 9 Overall performance differences among three different rotor tip clearance conditions at the pressure ratio design point			
参数	无叶尖 间隙	0.2 mm 叶尖间隙	0.3 mm 叶尖间隙
部件增压比	2.2021	2.2023	2.2021
流量/(kg/s)	86.472	84.659	83.034
绝热效率	0.89096	0.87747	0.86744
CFD 估算裕度/%	21.009	17.204	9.303
出口总压/MPa	7.3925	7.3933	7.3923
出口静压/MPa	7.0500	7.0650	7.0750
出口总温/K	1064.4	1068.1	1070.8
出口静温/K	1050.1	1054.3	1057.5
出口绝对马赫数	0.26019	0.25460	0.25012

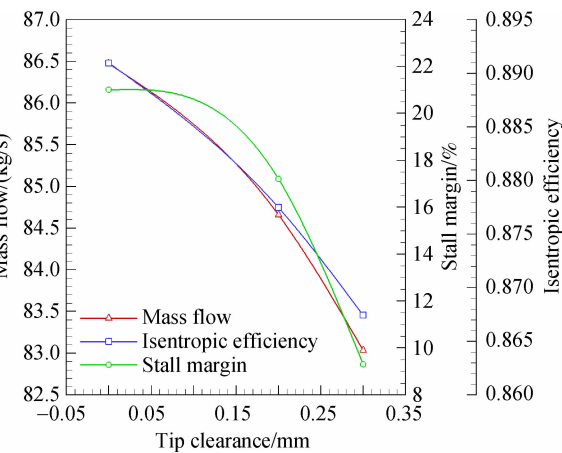


图 14 增压比设计点上,总体性能随叶尖间隙变化趋势
Fig. 14 Trends of overall performance changing with
rotor tip clearance at the pressure ratio
design point

3.3 对 CFD 数值模拟结果的若干说明

就本文量级的压缩系统的数值模拟而言,未有类似的试验及其结果^[22]用以修正,故对数值结果应该更多的进行定性而非精确定量分析。本次数值模拟尚未引入或难以引入以下影响因素:

1) 多级轴流压气机气动损失的主要来源之一 是尾迹、叶尖间隙射流与主流的掺混,而多级轴流压气机的定常流场数值解,需要在转静交界面处进行周向平均^[23]。显见,周向平均截断了尾迹、射流在转静交界面后的真实掺混,下游叶栅入口也就无法获得真实的来流信息。甚高压部件所

表 10 增压比设计点上 3 类不同转子叶尖间隙条件下的
总性能差异相对值

Table 10 Relative differences of compressor overall performance among three different rotor tip clearance conditions at the pressure ratio design point			
参数	流量/ (kg/s)	绝热 效率	CFD 估算 裕度/%
无间隙(基准算例)	86.472	0.89096	21.009
0.2 mm 叶尖间隙	84.659	0.87747	17.204
性能下降绝对值	1.813	0.01349	3.805
性能下降相对值/%	2.097	1.514	18.111
0.3 mm 叶尖间隙	83.034	0.86744	9.303
性能下降绝对值	3.438	0.02352	11.706
性能下降相对值/%	3.976	2.640	55.719

呈现的环缝形流道,且通道湿表面大的几何特征,使尾迹、射流相对主流占比较大,故该截断将对叶轮机气动损失的结果产生不可忽略的影响。

2) 数值模拟所给的是均匀来流条件,然而实际运转的多级压气机的来流很难保证均匀,甚高压部件入口必定存在较厚的边界层,当前三维定常模拟在入口边界条件上难以计入该影响因素。

3) 甚高压部件的 5 级方案的模拟结果尚未考虑与前 10 级压气机和间冷器同时工作时的多级轴流部件间的匹配问题,不能准确估计全压缩系统特性线。

综上,在使用定常黏性 CFD 模拟多级的甚高压部件的流场时,流场状态是被乐观估计的,所以,当 0.3 mm 转子叶尖间隙计算结果反应出失速裕度不合理的现象时,表明轴流形式的方案在应用中将不能选择较为常规的 0.3 mm 作为参考,而应该进一步缩小叶尖间隙值,例如本文数值模拟中选取的 0.2 mm。而 0.2 mm 量级是否为可用的间隙值则有待进一步的研究。

4 结 论

多级轴流压气机甚高压部件的设计得出以下结论:

1) 设计了 5 级,总增压比 2.20 的轴流形式压气机甚高压部件,实现了出口总压由 30 至 70 大气压的提升。

2) 进行了甚高压部件 0、0.2、0.3 mm 转子叶尖间隙的流场数值模拟,在流量,总增压比,绝热

效率均达到设计指标的情况下,相对大的叶尖间隙使压气机失速裕度产生明显恶化,由 21.0%下降至 17.2%、9.3%。

3) 在满足 D 因子和稠度在常规设计经验范围之内时,全 10 排叶片的总数目为 1489 片,巨大的叶片数量和 1050 K 高温将带来高昂的机加工成本和可观的发动机重量增加,若投入应用,则应解决这个问题。

鉴于三维定常黏性数值模拟常给出乐观的估计,而目前结果指出,在 0.3 mm 叶尖间隙条件下其气动性能难于满足实际工程的应用,结合考虑其他影响因素,本研究认为,在实现甚高压量级的压气机的技术路线选择上,如若要使用常规轴流方案,则叶尖间隙应控制在 0.2 mm 附近,其最优值的选择需进一步研究。否则,应改换传统的多级轴流方案,而另辟蹊径。

参考文献:

[1] 方昌德.航空发动机的发展前景[J].航空发动机,2004,30(1):1-5.
FANG Changde. Aeroengine development prospects[J]. Aeroengine,2004,30(1):1-5. (in Chinese)

[2] LIANG Chunhua, SUN Mingxia, LIU Hongxia. Feature analysis on US military aircraft engine advanced technology programs[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7):1701-1709. (in English)

[3] 孙明霞,梁春华. VAATE 计划下的革新性发动机[J]. 航空科学技术,2011(5):18-21.
SUN Mingxia, LIANG Chunhua. Innovative engine under VAATE program[J]. Aeronautical Science and Technology, 2011(5):18-21. (in Chinese)

[4] 郑天慧,孟令勇. 美国下一代军用发动机项目 HEETE 持续推进[J]. 国际航空,2009(6):76-77.
ZHENG Tianhui, MENG Lingyong. The United States continues advancement of next generation military engine project HEETE[J]. International Aviation, 2009(6):76-77. (in Chinese)

[5] AIAA Air Breathing Propulsion Technical Committee. The versatile affordable advanced turbine engines (VAATE) initiative[R]. AIAA Position Paper, 2006.

[6] 林左鸣. 世界航空发动机手册[M]. 北京:航空工业出版社,2012.

[7] WARWICK G. R-R's US unit aims for combat engine business[EB/OL]. [2008-06-23]. <http://aviationweek.com/awin/r-r-s-us-unit-aims-combat-engine-business>.

[8] LUNDBLADH A, BANK R V D, AVELLÁN R, et al. Tur-

bines and structures for ultra-high pressure ratio aero-engines [R]. ASME Paper GT2016-57307, 2016.

[9] BANK R V D, DONNERHACK S, RAE A, et al. LEM-COTEC:improving the core-engine thermal efficiency[R]. ASME Paper GT2014-25040, 2014.

[10] BANK R V D, DONNERHACK S, RAE A, et al. Compressors for ultra-high-pressure-ratio aero-engines [J]. CEAS Aeronautical Journal, 2016, 7(3):455-470.

[11] NORRIS G. Rolls-Royce details advance and ultrafan test plan[EB/OL]. [2014-08-25]. <http://aviationweek.com/commercial-aviation/rolls-royce-details-advance-and-ultrafan-test-plan>.

[12] WENNERSTROM A J. Aircraft turbofan engine with multiple high-pressure core modules not concentric with the engine centerline;US20150260127[P]. 2015-09-17.

[13] 高效节能发动机文集编委会. 高效节能发动机文集:第 3 分册 风扇、压气机设计与试验[M]. 北京:航空工业出版社,1991.

[14] 李杰,陈光,吕跃进. 世界著名商用航空发动机要览[M]. 北京:航空工业出版社,2016.

[15] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 2 版. 北京:北京航空航天大学出版社,2014.

[16] HEARSEY R M. A revised computer program for axial compressor design[M]. [S. l.]: Aerospace Research Laboratories, 1975.

[17] FROST G R, WENNERSTROM A J. The design of axial compressor airfoils using arbitrary camber lines[R]. [S. l.]: Aerospace Reserch Laboratories 73-0107, AD 765165, 1973.

[18] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册:第 8 册 压气机[M]. 北京:航空工业出版社,2000.

[19] 桂幸民,腾金芳,刘宝杰,等. 航空压气机气动热力学理论与应用[M]. 上海:上海交通大学出版社,2014.

[20] 章诚. 多级轴流压气机甚高压部件设计探究[D]. 北京:北京航空航天大学,2018.
ZHANG Cheng. Design inquiry of an ultra-high-pressure-ratio component of multi-stage axial flow compressors [D]. Beijing:Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2018. (in Chinese)

[21] 郭然,贾力平,樊小莉,等. NUMECA 系列教程[M]. 北京:机械工业出版社,2013.

[22] 刘宝杰,张帅,于贤君,等. 单级低速模拟轴流压气机实验台改进设计[J]. 航空动力学报,2018,33(7):1665-1675.
LIU Baojie, ZHANG Shuai, YU Xianjun, et al. Optimization design of a single stage low speed simulation axial compressor test facility[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(7):1665-1675. (in Chinese)

[23] DENTON J D. The calculation of three-dimensional viscous flow through multistage turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 114(1):18-26.