

一种可变弯度叶片式旋流畸变发生器设计技术

张新雨, 屠宝锋, 方锐, 杨光

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为了研究进气旋流畸变对压气机性能和稳定性的影响,设计了一种能够产生典型对涡与整体涡可变弯度叶片式旋流畸变发生器。结合正交仿真试验设计方法,分别以对涡旋流强度为优化目标和以对涡旋流强度、整体涡旋流强度和整体涡总压恢复系数为综合优化目标对旋流畸变发生器的几何参数,包括叶片稠度、叶片数量以及轮毂比等进行气动优化设计,并采用 CFD 数值模拟仿真研究了旋流畸变发生器生成旋流特征。经过单指标优化分析,旋流畸变发生器生成对涡旋流强度最高可达 24.60° ,整体涡旋流强度最高可达 38.73° 。经过多指标综合优化,旋流畸变发生器生成对涡和整体涡的总压恢复系数分别提高了 4.26% 和 3.57%。叶片式旋流畸变发生器设计具有结构简单、操作方便、试验周期短等优点,并具有较好的工程应用性。

关 键 词: 旋流畸变; 稳定性; 正交试验设计; 整体涡; 对涡

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Design technology of a variable curvature blade type swirl distortion generator

ZHANG Xinyu, TU Baofeng, FANG Rui, YANG Guang

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to study the effect of inlet swirl distortion on the performance and stability of a compressor, a variable curvature blade type swirl distortion generator capable of producing typical twin swirls and bulk swirls was designed. In combination with the design method of orthogonal simulation test, the geometric parameters of the swirl distortion generator, including blade solidity, number of blades and hub ratio, were optimized with twin swirl intensity as the optimization objective and twin swirl intensity, bulk swirl intensity and bulk swirl total pressure recovery coefficient as the comprehensive optimization objectives, and the CFD numerical simulation was used to study the characteristics of the swirl produced by the generator. Under the single object optimization, the maximum twin swirl intensity was 24.60° , and the maximum bulk swirl intensity was 38.73° . After multi-index optimization design, the total pressure recovery coefficient of the twin swirl and the bulk swirl was improved by 4.26% and 3.57%, respectively. The design of the variable curvature blade type distortion generator has the advantages of simple structure, convenient operation, short testing time, presenting a favorable engineering application prospect.

收稿日期: 2021-07-02

基金项目: 国家科技重大专项(J2019-V-0017-0112)

作者简介: 张新雨(1997—),男,硕士生,研究领域为内流与叶轮机械。E-mail: zxy970530@163.com

通信作者: 屠宝锋(1981—),男,讲师,博士,研究领域为内流与叶轮机械。E-mail: tubaofeng@126.com

引用格式: 张新雨,屠宝锋,方锐,等. 一种可变弯度叶片式旋流畸变发生器设计技术[J]. 航空动力学报, 2022, 37(9): 1957-1969.
ZHANG Xinyu, TU Baofeng, FANG Rui, et al. Design technology of a variable curvature blade type swirl distortion generator [J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(9): 1957-1969.

Key words: swirl distortion; stability; orthogonal test design; bulk swirl; twin swirl

20世纪70年代末,Tornado(狂风)战斗机在研制过程中进行了进气总压和总温畸变条件下的进气道/发动机相容性研究。在原型机试飞中,左、右发动机因飞行条件改变先后发生了喘振事故。随后进行的大量研究表明,喘振是由进气道旋流引起的^[1]。后来,在“战斧”巡航导弹、A300的APU(auxiliary power unit)上再次验证了旋流畸变对发动机稳定性的不利影响不可忽视^[2]。

为了在地面发动机或者压气机部件试验台研究旋流畸变对发动机性能和稳定性的影响,研究人员发展了多种形式的旋流畸变发生器用于模拟旋流畸变。研究旋流畸变对发动机性能的影响,首先要在发动机进口产生旋流场^[3],国内外学者对旋流场的获得方法开展了大量的研究。目前国内较为成熟的产生典型旋流场的方法主要有三角翼型、箱型和叶片型。

Genssler等^[4]利用一套三角翼型旋流畸变发生器模拟进气旋流畸变。通过调整三角翼的攻角,可以改变生成旋流的强度。Schmid等^[5]和Pazur等^[6]在一台两级低速轴流压气机上开展试验,发现进口旋流畸变造成压气机性能参数下降,并在出口处形成总温畸变。

Flitcroft等^[7]设计了一套叶片式整体涡旋流畸变发生器,其扭转叶片可将切向气流转折角最高提升至 8° 。Govardhan等^[8]采用类似于发动机进口导流叶片的转向叶片来产生整体涡,并将切向气流角提升至 10° 。随后通过试验研究了叶片式旋流畸变发生器产生的旋流对一台双转子涡扇发动机的低压压气机性能的影响,结果表明反向整体涡使压气机等转速线向低压比、低流量区域移动,并且降低了压气机的喘振裕度。

美国空军阿诺德工程发展中心(AEDC)设计了一种叶片式进气旋流畸变发生器^[9],并探讨了旋流生成机理,研究表明叶片式旋流畸变发生器通过叶片的尾流涡和叶片末端的泄漏涡产生可变类型和强度的旋流畸变。试验证明,整段叶片式旋流畸变发生器结果流场的切向气流角最多可达 25° 。

Sheoran等^[10-12]结合数值模拟和试验探讨了箱型旋流畸变发生器模拟进气旋流畸变的可能性。箱型旋流畸变发生器通过调节腔室调节板的尺寸、位置等方法产生不同结构样式的旋流场。研

究表明,箱型旋流畸变发生器能够产生5种不同形式的旋流畸变:正向整体涡、反向整体涡,正向为主的偏置双涡、反向为主的偏置双涡、对涡,流场切向气流角最大可达 58° 。但是箱型旋流畸变发生器无法模拟飞机在实际飞行中产生的复杂流场,并且很难对流场进行精准的控制。

美国弗吉尼亚理工大学O'Brien等于2013年提出一种名为Stream Vane的旋流畸变发生器,并开展了相关的研究^[13-15]。Stream Vane旋流畸变发生器由很多形式各异的流线型支板组成,这些支板的形状和布置的方式是根据进气道出口流场分布专门设计的,可以模拟复杂旋流流场。

张磊等^[16]提出了一种叶片式旋流畸变网的设计方法,根据目标旋流场设置旋流畸变网的转向叶片和支撑结构,产生了不同流场结构和强度的旋流畸变。通过数值模拟与试验对比研究了畸变网产生的旋流场与目标旋流场情况,结果表明旋流畸变网能够在指定的位置产生期望强度的整体涡和对涡旋流,并且能够复现出由S弯进气道和翼身融合体飞机形成的复杂结构形式的旋流畸变。

南京航空航天大学屠宝锋等^[17]设计了一种叶片式旋流畸变发生器,可以产生单涡和对涡,切向角最大可达 25.1° ,并在一台压气机试验台上开展了数值模拟和试验,研究旋流畸变对压气机气动稳定性的影响,结果表明通过更换不同弯角的叶片,旋流强度可以进行调节,随着叶片弯角增大,旋流强度增加,但当弯角过大时,叶片吸力面可能出现附面层分离,导致叶片式旋流畸变发生器总压恢复系数降低,并产生额外的低强度的小尺度旋流,旋流强度不再增大。

叶飞^[18]结合试验与数值仿真对叶片式旋流畸变发生器的旋流生成机理展开分析,认为叶片在管内原来的均匀流场中引入若干集中涡,结果流场由这些集中涡互相作用形成,并可用线形叠加来近似计算结果流场。

宋国兴等^[19]对叶片式旋流畸变发生器与一台低速轴流压气机进行耦合数值仿真,分析认为叶尖脱落涡的叠加效应是产生旋流的主要机理。当旋流叶片与来流呈一定夹角时,叶片的两个表面气流形成压差,高压侧气流经由叶片叶尖处流向低压侧,形成沿叶片展向的压力梯度,其中叶片两

表面处压力梯度相反,致使近表面处的流线偏折方向相反,当来自叶片两个表面的气流在叶片尖端交汇时,两者静压相等,速度方向相反,存在速度梯度,从而形成了旋涡。

在传统整段叶片式旋流畸变发生器的基础上,本文提出了一种可变弯度叶片式旋流畸变发生器的气动设计方法,能够在试验中实时调节进气旋流畸变的形式和强度。对不同设计参数的旋流畸变发生器进行了CFD数值模拟研究,分析设计参数的影响规律。

1 旋流畸变发生器结构

本文基于正交仿真试验设计方法对旋流畸变发生器进行了参数化设计,使其能够在下游截面生成具有一定强度的典型对涡和整体涡旋流畸变。发生器主体结构为可变弯度两段式叶片、轮毂与机匣,叶片沿周向均匀排布,外径为200 mm。后段叶片旋转轴与轮毂端面平行,后段叶片沿旋转轴积叠。叶片稠度(τ),叶片数(n)和轮毂比(σ)被设定为设计因素,每个因素有3个水平。发生器叶片弦长沿径向线性变化,以保证稠度一致;轮毂比(σ)定义为旋流畸变发生器轮毂直径与外径之比。图1展示了一个叶片稠度为1,叶片数为16,轮毂比为0.3的旋流畸变生器结构。该发生器的所有叶片均分为两段,前段叶片固定不可调节,叶片长度占总弦长的30%;后段叶片的安装角度(θ)可调,调节角度为 $\pm 35^\circ$,叶片长度占总弦长的70%(图2)。通过调节后段叶片的安装角度,可以改变生成旋流的形式与强度。叶片沿圆周方向可分为两组(A1~A8和B1~B8)。当可变弯度叶片式旋流畸变发生器的两组叶片偏转角度一致时将充当整体涡旋流畸变发生器(图3(a));

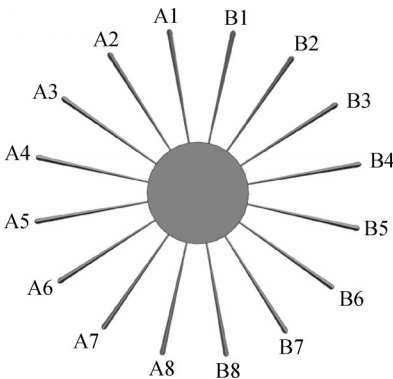


图1 可变弯度叶片式旋流畸变发生器总体结构
Fig.1 Configuration of the variable curvature blade-type swirl distortion generator

而两组叶片偏转角度相反时则充当对涡旋流畸变发生器(图3(b))。

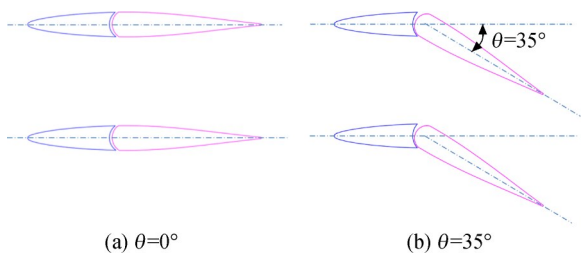


图2 可变弯度叶片
Fig.2 Variable curvature blade

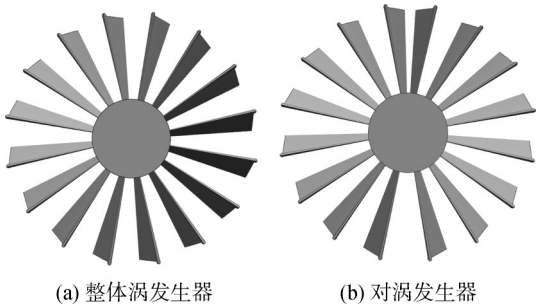


图3 旋流畸变发生器的调节形式
Fig.3 Regulating forms of the swirl distortion generator

2 计算方法

正交试验设计是部分因子设计的主要方法,一种利用正交表科学安排和分析多因素试验的有效方法。正交仿真试验的基本思想是从全面试验中选择一些有代表性的点进行试验,这些点具有“均匀分散”和“整齐可比”的特点。本文设计的旋流畸变发生器共有3个因素(叶片稠度、叶片数和轮毂比),每个因素取3个水平(表1),如果每个因素的每个水平都互相搭配着进行全面计算,必须做27次数值计算,需要花费不少的时间、人力与物力。为了减少试验次数,应当把具有代表性的搭配保留下来。正交表是正交设计的基本工具,若正交表中各因素水平数相同,则可用符号 $L_N(r^M)$ 表示,其中 N 为正交表行数,或试验次数; r 为因素水平数; M 为正交表列数,或因素数量。 $L_9(3^4)$

表1 各设计因素水平			
Table 1 Orthogonal factors and levels			
因素名称水平	稠度	叶片数	轮毂比
1	0.83	8	0.2
2	1.00	12	0.3
3	1.17	16	0.4

正交表包含4个因素,每个因素具有3个水平数,是满足本文设计要求的最小正交表。因此可以按 $L_9(3^4)$ 前三列的情况从27个参数组合中选出9个进行计算。

ANSYS ICEM CFD软件用于生成结构化网格。进口段和出口段采用O型网格,叶片通道采用HOH型网格,近壁面的第1层网格厚度为 2×10^{-6} m。使用ANSYS CFX软件进行数值模拟(图4)。采用SST(shear stress transport)湍流模型,该湍流模型在 $k-\omega$ 模型的基础上考虑了湍流剪切应力的传输,并能准确模拟分离现象,因此在应用于本次数值计算中。计算过程设定轴向进气,绝热、无滑移壁面条件。工质采用理想空气,进口总压为101.325 kPa,总温为288.15 K。给定静压作为出口边界条件,以控制进口马赫数大小。

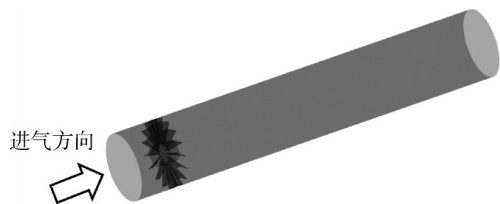


图4 计算域

Fig.4 Computational domain

美国汽车工程师协会(Society of Automotive Engineers, SAE)制定了一套新的旋流评价指标^[20],此标准采用旋流扇区范围(sector swirl,量符号记为 S_s)、旋流强度(swirl intensity,量符号记为 I_s)和旋流方向(swirl directivity,量符号记为 D_s)等指标来评价气动交界面(aerodynamic interface plane),或AIP界面上的旋流畸变现象,用该指标能够清楚地反映旋流的种类,强度和范围。

旋流扇区范围(S_s)量化了AIP界面某径向测环上平均正向(旋转方向与压气机转子转向相同)旋流范围(S_s^+),以及平均负向(旋转方向与压气机转子转向相反)旋流范围(S_s^-)。

$$S_{s,i}^+ = \frac{1}{\theta_i^+} \int_{\theta_i^+} \alpha(\theta) d\theta \quad (1)$$

$$S_{s,i}^- = \frac{1}{\theta_i^-} \int_{\theta_i^-} \alpha(\theta) d\theta \quad (2)$$

其中 i 表示径向位置(第 i 个测环); $\alpha(\theta)$ 表示旋流角,定义为测环上某点速度方向与轴向分速度的夹角; θ_i^+ 为正周向范围,即正旋流角的周向角度差; θ_i^- 为负周向范围,即负旋流角的周向角度差。

旋流强度($I_{s,i}$)表示AIP界面某径向测环上切向气流角绝对值的平均值,单位为 $^\circ$ 。

$$I_{s,i} = \frac{S_{s,i}^+ \times \theta_i^+ + |S_{s,i}^-| \times \theta_i^-}{360^\circ} \quad (3)$$

旋流方向($D_{s,i}$)确定了旋流畸变相对于压气机转子转向的总体旋转方向。旋流方向的取值范围为 $-1 \sim 1$,典型整体涡的旋流方向等于 -1 或 1 典型对涡的旋流方向等于 0 。

$$D_{s,i} = \frac{S_{s,i}^+ \times \theta_i^+ + S_{s,i}^- \times \theta_i^-}{S_{s,i}^+ \times \theta_i^+ + |S_{s,i}^-| \times \theta_i^-} \quad (4)$$

一般情况下,进气道气流分离引起的旋流畸变通过影响压气机转子叶片的攻角引发失速和喘振,而旋转失速往往首先发生在叶片尖端,因此发动机对发生在较大半径处的旋流很敏感,而相对较大半径测环上旋流强度的最大值是研究人员最感兴趣的^[21]。本文数值计算将测环直径设定为0.87倍管道外径,并以测环上旋流强度的最大值作为旋流畸变发生器的优选依据。

总压恢复系数是优化旋流畸变发生器设计参数组合的另一参考指标,其定义为

$$\sigma = \frac{p_2^*}{p_1^*} \quad (5)$$

其中 p_1^* 为计算域进口截面的质量平均的总压, p_2^* 为AIP界面处质量平均的总压。

3 结 果

3.1 AIP界面位置的确定

AIP界面位置的选取直接决定旋流评价指标能否真实反映旋流场情况。因此,首先需要比较旋流畸变发生器下游轴向不同位置的流场特征,以决定AIP界面的合适位置。由于旋流畸变发生器的位置相对于下游压气机进口截面是固定的,所以对于同一旋流畸变发生器以对涡或整体涡发生器形态工作时,两者的AIP界面应该是相同的;而且对于同一旋流畸变发生器以不同后段叶片安装角工作时,它们的AIP界面也应该是相同的。根据 $L_9(3^4)$ 正交表进行了9次数值模拟。图5显示了来流马赫数为0.3条件下各类型对涡旋流畸变发生器的生成旋流的旋流强度沿轴向分布,横坐标 z/D 为发生器下游基于管径的无量纲轴向位置,纵坐标为旋流强度。对涡向下游发展过程中,旋流强度逐渐减小。图6显示了各类型对涡旋流畸变发生器生成旋流的旋流方向沿轴向变化趋势。本文以对涡旋流畸变发生器后段叶片在最大

安装角度($\theta=35^\circ$)工作时旋流方向首次达到0($D_{s,t}=0$)的截面作为旋流畸变发生器的AIP界面,从而兼顾了旋流强度(越大越好)和旋流方向(越接近于零越好)两个旋流评价指数。因此数值计算1~9的AIP界面分别位于距离旋流畸变发生器出口 $3D$ 、 $3.3D$ 、 $2.9D$ 、 $3D$ 、 $2.2D$ 、 $2.5D$ 、 $2.1D$ 、 $2D$ 和 $2.2D$ 处,其中 D 表示管道直径。

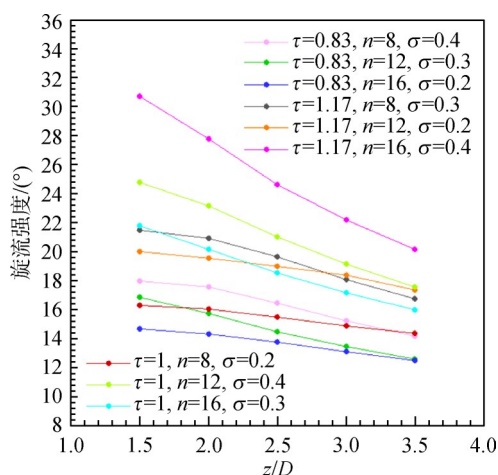


图5 对涡旋流强度沿轴向变化

Fig.5 Variation of twin swirl intensity at the different axial positions

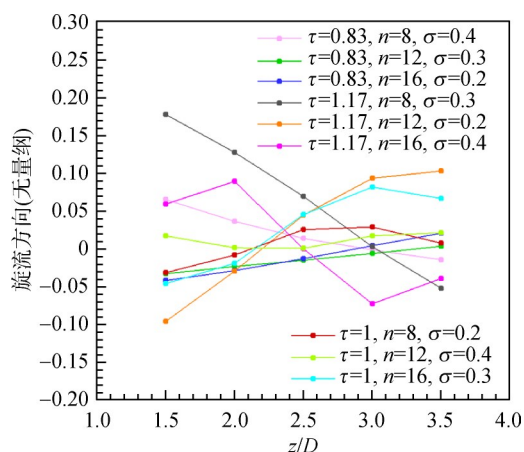


图6 对涡旋流方向沿轴向变化

Fig.6 Variation of twin swirl directivity at the different axial positions

3.2 网格无关性验证

对涡旋流畸变发生器叶片稠度为1、叶片数为16、轮毂比为0.3,后段叶片安装角为 35° ,选择网格总数为1 500万、2 000万、2 500万进行验证(图7)。图例中GRID-1、GRID-2、GRID-3分别表示网格总数为1 500万、2 000万和2 500万的数值计算结果。GRID-1、GRID-2和GRID-3在AIP界

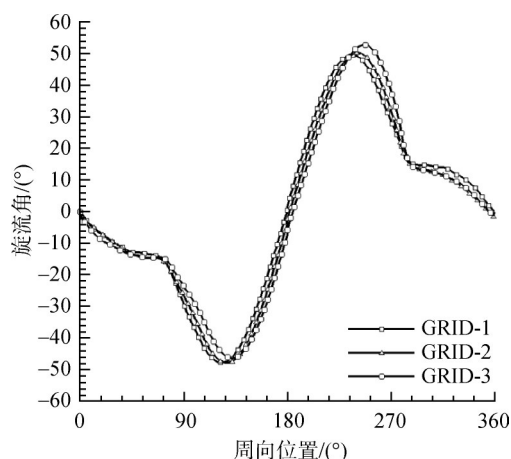


图7 网格无关性验证

Fig.7 Grid independent verification

面上的旋流强度分别为 23.517° 、 23.182° 和 23.354° ,说明3种网格的结果差异较小,在后续计算中均采用2 000万网格数。

3.3 设计参数对旋流强度的影响

表1中各因素组合的模拟结果如表2所示。需要注意的是,正交试验安排中稠度水平的排序为0.83、1.17、1.00;叶片数水平排序为8、12、16;轮毂比水平排序为0.4、0.3、0.2。本文通过假设检验法保证筛选评价指标的客观性。设试验次数为 N ,试验结果为 y_N 。方差分析的基本步骤如下:

1) 计算离差平方和 S_t^2

(1) 总离差平方和 S_t^2 ,反映了由于水平变化或试验误差引起的试验结果之间的差异的程度。

$$S_t^2 = \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2 \quad (6)$$

(2) 各因素的离差平方和 S_j^2 ,也称条件变差,用于反映某一因素水平变化对试验结果的影响。若因素A安排在方差表第 j 列,则因素A的离差平方和定义为

$$S_h^2 = \frac{r}{N} \left(\sum_{i=1}^r K_i^2 \right) - \frac{T^2}{N} \quad (7)$$

其中 K_i 为水平和,代表任何一列上水平号为 i 对应的模拟结果之和。

(3) 残差的离差平方和 S_e^2 ,也称随机变差,用于反映试验误差对试验结果的影响。

$$S_e^2 = S_t - \sum_{j=1}^m S_j \quad (8)$$

2) 计算自由度

(1) 总自由度 f_t

$$f_t = N - 1 \quad (9)$$

(2) 各因素的自由度 f_j

$$f_j = r - 1 \quad (10)$$

(3) 误差的自由度 f_e

$$f_e = f_t - \sum_{j=1}^m f_j \quad (11)$$

3) 计算平均离差平方和

(1) 各因素平均离差平方和 $\overline{S_j}$

$$\overline{S_j} = \frac{S_j^2}{f_j} \quad (12)$$

(2) 误差平均离差平方和 $\overline{S_e}$

$$\overline{S_e} = \frac{S_e^2}{f_e} \quad (13)$$

4) 显著性检验

试验数据的总离差平方和是由条件变差和随机变差构成的。观察两种误差对试验指标的影响和程度称为试验设计中的显著性检验, F 检验方法常用于考察两个样本方差是否具有齐次性。假设两种误差均应属于正态分布, 针对因素 A 可构造统计量

$$F_A = \frac{S_A^2 / (r - 1)}{S_e^2 / (N - r)} \quad (14)$$

对于给定的显著性水平 α , 由 F 分布临界值表查得 $F_{\alpha}(r - 1, N - r)$, 若

$$F_A \geq F_{\alpha}(r - 1, N - r) \quad (15)$$

认为因素 A 的水平变化将对试验指标产生显著性影响, 而若

$$F_A < F_{\alpha}(r - 1, N - r) \quad (16)$$

则认为改变因素 A 的水平对试验结果无显著性影响。

表 2 对涡旋畸变发生器正交模拟试验结果
Table 2 Results of the orthogonal test of twin swirl distortion generator

编号	稠度	叶片数	轮毂比	旋流强度/(°) (评价指标)
1	0.83	8	0.4	15.254
2	0.83	12	0.3	12.932
3	0.83	16	0.2	13.251
4	1.17	8	0.3	18.067
5	1.17	12	0.2	19.329
6	1.17	16	0.4	24.596
7	1.00	8	0.2	16.053
8	1.00	12	0.4	23.129
9	1.00	16	0.3	19.636

表 3 为旋流畸变发生器生成对涡旋流强度多因素方差分析结果。由于 3 种设计因素的 F 值均大于 $F_{0.05}(2, 2)$, 且叶片稠度和轮毂比 F 值大于 $F_{0.01}(2, 2)$, 说明稠度、叶片数以及轮毂比均会对旋流强度指标产生显著性差异关系, 其中叶片稠度和轮毂比因素高度显著。因此对涡旋流强度能够反应因素种类以及因素水平差别, 适合作为评价旋流畸变发生器生成旋流效果的指标。

表 3 对涡旋流强度方差分析

Table 3 Variance analysis of the twin swirl intensity

方差来源	离差平方和	自由度	平均离差平方和	F 值
稠度	81.630	2	40.815	607.466
叶片数	11.811	2	5.906	87.896
轮毂比	40.248	2	20.124	299.515
残差	0.134	2	0.067	

注: $F_{0.05}(2, 2) = 19$, $F_{0.01}(2, 2) = 99$ 。

3.4 设计参数组合优化

极差分析法能够确定因素对指标影响的主次顺序, 并能够在所做模拟范围内确定各因素较优的水平组合。极差分析结果如表 4 所示, R 为极差, 在任何一列上, 它被定义为

$$R = \max \{K_i\} - \min \{K_i\} \quad (17)$$

表 4 不同设计参数对对涡旋流强度的影响

Table 4 Effect of different design parameters on the twin swirl intensity

参数	稠度	叶片数	轮毂比
K_1	41.437	49.375	62.980
K_2	61.993	55.391	50.635
K_3	58.818	57.483	48.633
R	17.381	8.108	14.347

某列极差 R 越大, 表明该列因素的数值在模拟范围内的变化导致指标在数值上有更大的变化, 所以极差最大的那一列, 就是设计参数的水平对模拟结果影响最大的因素。如表 5 所示, 由于稠度的极差大于轮毂比的极差, 轮毂比的极差大于叶片数的极差, 因此在 AIP 界面处直径为 0.87 倍管径的测环上, 各因素对旋流强度的影响由大到小依次为叶片稠度、轮毂比和叶片数。

表 5 对涡发生器总压恢复系数对比
Table 5 Comparison of total pressure recovery coefficient of twin swirl generator

编号	稠度	叶片数	轮毂比	总压恢复系数 (评价指标)
1	0.83	8	0.4	0.909
2	0.83	12	0.3	0.944
3	0.83	16	0.2	0.959
4	1.17	8	0.3	0.893
5	1.17	12	0.2	0.876
6	1.17	16	0.4	0.884
7	1.00	8	0.2	0.946
8	1.00	12	0.4	0.905
9	1.00	16	0.3	0.936

各设计参数最优水平的确定与评价指标的选取有关,由于当前指标是旋流强度,指标越大越好,因此应挑选每个因素的 K_1 、 K_2 、 K_3 ,中量大的值对应的水平,即叶片稠度、叶片数和轮毂比的最佳水平分别为 1.17、16 和 0.4。在正交表中进行数值计算的 9 个解中已包含此最优解(第 6 组),后续分析针对优选的旋流畸变发生器模型。

由图 6 可见,35°对涡旋流畸变发生器下游 2.5D 截面上的旋流方向为 0,因此选择该截面作为此旋流畸变发生器的 AIP 界面。35°整体涡旋流发生器和 35°对涡发生器的旋流强度沿轴向变化如图 8 所示,对涡旋流向下游发展过程中旋流

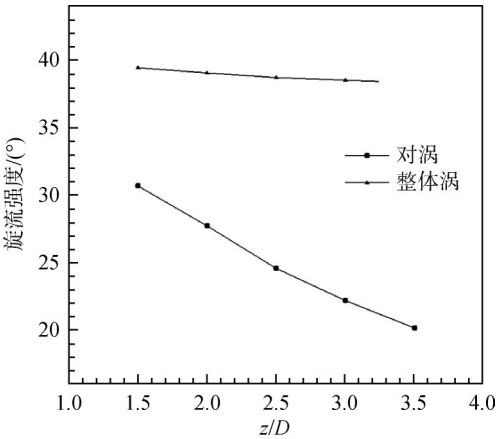


图 8 35°对涡旋流畸变发生器旋流强度沿轴向变化
($\tau=1.17$ 、 $n=16$ 、 $\sigma=0.4$)

Fig.8 Variation of swirl intensity at the different axial positions for the 35° twin swirl distortion generator ($\tau=1.17$, $n=16$, $\sigma=0.4$)

强度明显降低,但整体涡旋流向下游发展过程中旋流强度变化较小,说明 AIP 界面位置对对涡旋流强度的影响要大于整体涡。

图 9 给出了来流马赫数为 0.3 条件下,后段叶片安装角分别为 20°和 35°时,对涡旋流畸变发生器下游 2.5D 截面上总压分布情况,低压区集中在涡心区域。20°和 35°对涡旋流畸变发生器总压恢复系数分别为 0.949 31 和 0.884 33。由进口向下游观察,旋流畸变发生器能够在 AIP 界面上生成明显对涡,对涡中心总压较低。AIP 界面上速度矢量与马赫数分布如图 10 所示。气流具有切向和径向速度分量,并形成回流区。结果流场的旋流角分布如图 11 所示。

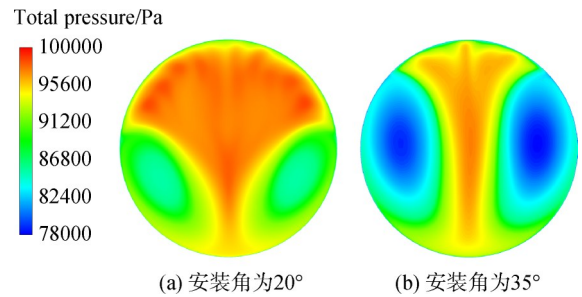


图 9 AIP 界面处对涡总压分布
Fig.9 Total pressure distribution of the twin swirl on AIP interface

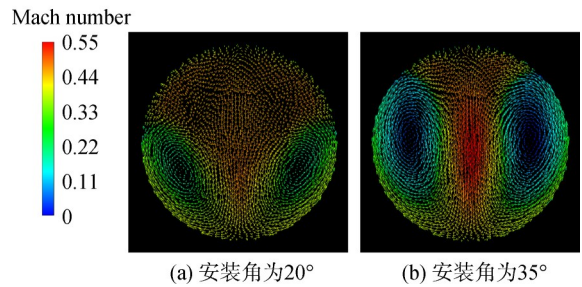


图 10 对涡马赫数与速度矢量分布
Fig.10 Mach number and velocity vectors distribution of twin swirl

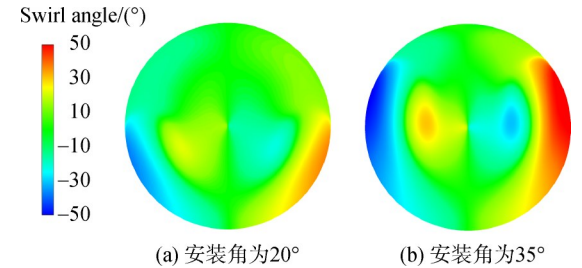
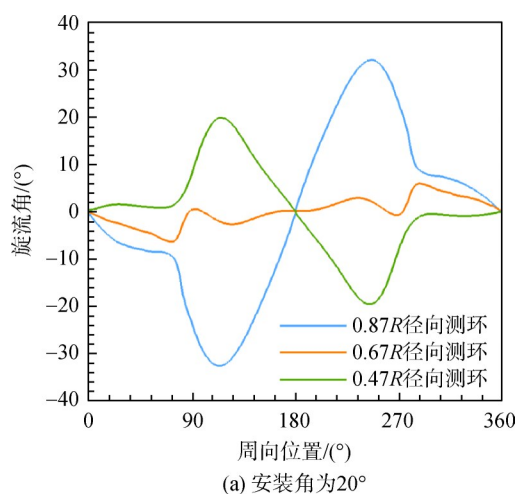
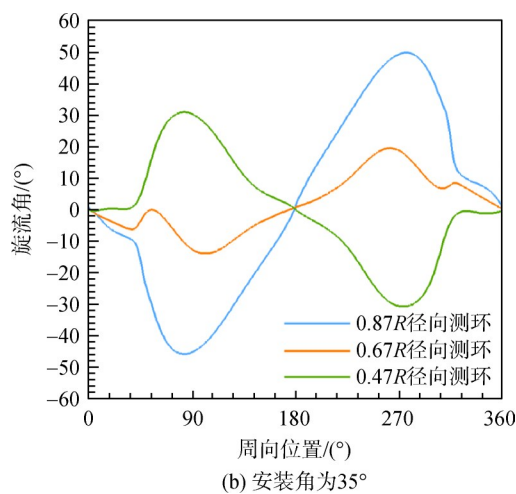


图 11 对涡旋流角分布
Fig.11 Swirl angle distribution of twin swirl

图 12 展示了两种不同后段安装角对涡旋流畸变发生器生成对涡的旋流角沿周向变化情况。在 $0.87R$ 、 $0.67R$ 和 $0.47R$ 径向测环上, 20° 对涡旋流畸变发生器生成对涡的旋流强度分别为 14.913° 、 2.148° 和 6.753° ; 35° 对涡旋流畸变发生器生成对涡旋流强度分别为 24.596° 、 8.627° 和 13.257° 。在叶根和叶尖附近, 由于流动更平行于端壁, 旋流角相对较大。



(a) 安装角为 20°



(b) 安装角为 35°

图 12 对涡发生器 AIP 界面不同径向测环上旋流角沿周向分布

Fig.12 Circumferential distribution of twin swirl angle of different radial measurement rings on AIP interface

图 13 展示了进口马赫数为 0.3, 后段叶片安装角分别为 20° 和 35° 时, 整体涡旋流畸变发生器下游 $2.5D$ 截面上总压分布情况。 20° 和 35° 整体涡旋流畸变发生器总压恢复系数分别为 0.970 31

和 0.956 06。高能气流主要分布在叶尖端壁附近 (图 14), 流场的旋流角分布如图 15 所示。

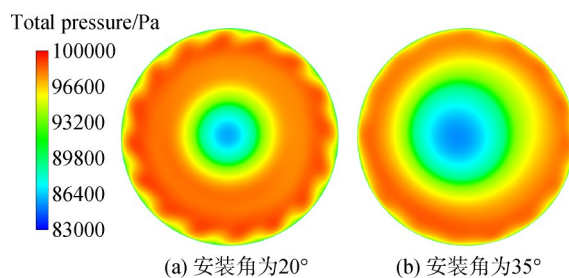


图 13 AIP 界面处整体涡总压分布

Fig.13 Total pressure distribution of the bulk swirl on AIP interface

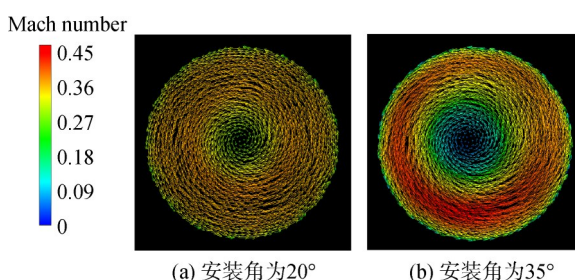


图 14 整体涡马赫数与速度矢量分布

Fig.14 Mach number and velocity vectors distribution of bulk swirl

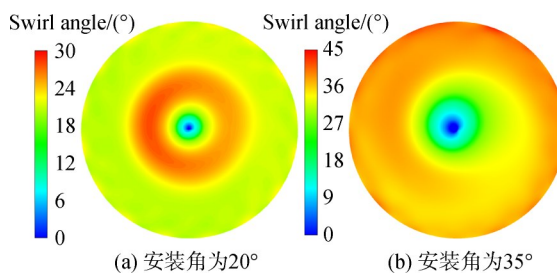


图 15 整体涡旋流角分布

Fig.15 Swirl angle distribution of bulk swirl

图 16 显示了两种旋流畸变发生器生成整体涡的旋流角沿周向变化情况。在 $0.87R$ 、 $0.67R$ 和 $0.47R$ 径向测环上, 20° 旋流畸变发生器生成整体涡的旋流强度分别为 19.505° 、 19.608° 和 24.321° ; 35° 旋流畸变发生器生成整体涡旋流强度分别为 33.677° 、 34.642° 和 34.273° 。

为了评估气流通过不同几何参数的旋流畸变发生器的损失情况, 考虑将总压恢复系数指标作为优化几何参数组合的另一依据。表 5 为旋流畸变发生器生成对涡时总压恢复系数的 F 检验结果。由显著性检验可知, 叶片数因素的离差平方和低于残差的离差平方和, 说明叶片数对对涡旋

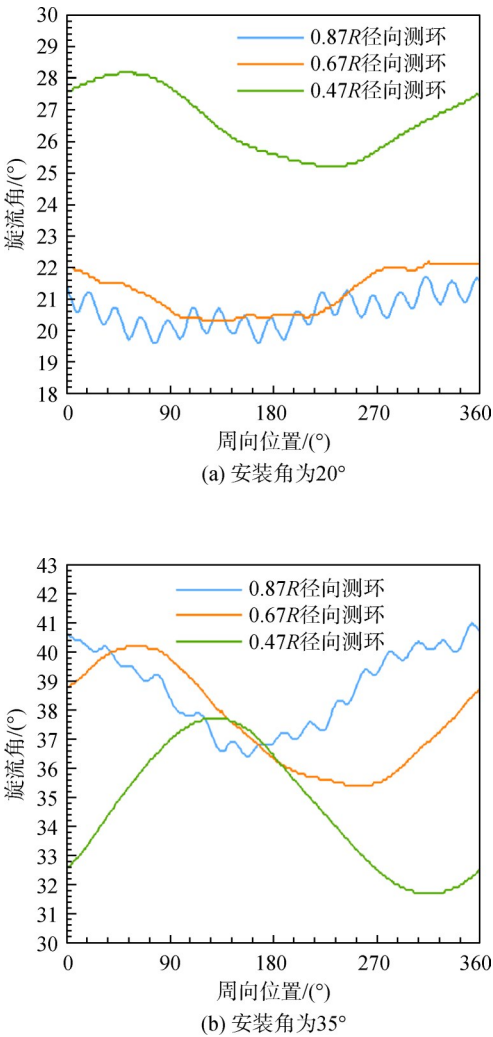


图 16 整体涡发生器 AIP 界面不同测环上旋流角沿周向分布

Fig.16 Circumferential distribution of bulk swirl angle of different radial measurement rings on AIP interface

流总压恢复系数影响很小,属于摒弃因素,因此可将叶片数的误差与随机误差一同归入到当量误差“残差▲”。由表 6 可见叶片稠度因素的 F 值高于

$F_{0.05}(2,4)$,说明稠度能够对对涡总压恢复系数大小产生显著性差异关系,因此考虑将总压恢复系数作为评价发生器生成旋流效果的另一指标。

试验目的是正交试验设计的基础,对于本文进气旋流畸变发生器,其设计目的是产生具有较大旋流强度的典型的对涡。首先确定了对涡旋流畸变发生器 AIP 界面的位置,然后根据 AIP 界面上的旋流指数分布对对涡旋流畸变发生器的设计参数进行优化,最后将相同的设计参数应用于整体涡旋流畸变发生器的设计,并对其生成整体涡旋流的效果进行检验。如果首先对整体涡旋流畸变发生器的设计参数进行单独研究,则很难确定其下游 AIP 界面的位置,从而无法用旋流指数来评价旋流畸变发生器生成旋流的效果。考虑到同一旋流畸变发生器以对涡或整体涡发生器形态工作时,两者的 AIP 界面应该是相同的,因为对涡的旋流强度和旋流方向随轴向位置变化相比整体涡更为明显,所以优先考虑可变弯度叶片式旋流畸变发生器的对涡生成情况来确定 AIP 界面的具体位置是合适的。

在对涡旋流畸变发生器基础上设计的整体涡旋流畸变发生器各因素组合的模拟结果如表 7 所示。整体涡旋流畸变发生器的旋流强度与总压恢复系数方差分析分别如表 8、表 9 所示。在当前模拟计算中,保持整体涡旋流畸变发生器与对涡旋流畸变发生器的 AIP 界面相同。叶片稠度能够对整体涡旋流强度大小产生显著性差异关系。同时,叶片稠度对生成旋流的总压恢复系数的影响也有显著性差异,这与对涡旋流畸变发生器的设计是一致的,但整体涡发生器的轮毂比对整体涡总压恢复系数影响并不显著。因此在比较具有不同设计参数的整体涡旋流畸变发生器生成旋流的效果时,同样需要同时考虑旋流强度和总压恢复系数两个指标并做出综合评价。

表 6 对涡总压恢复系数方差分析

Table 6 Variance analysis of total pressure recovery coefficient of twin swirl

方差来源	离差平方和/ 10^{-4}	自由度	平均离差平方和/ 10^{-4}	F 值
稠度	48.91	2	24.46	9.793
叶片数	4.95	2	2.475	0.991
轮毂比	13.82	2	6.910	2.768
残差	4.990	2	2.495	
残差▲	9.940	4	2.485	

注: $F_{0.05}(2,4)=6.94$ 、 $F_{0.01}(2,4)=18$ 。“残差▲”代表当量误差,后文同。

表 7 整体涡发生器正交模拟试验结果

Table 7 Results of the orthogonal simulation test of bulk swirl generator

编号	稠度	叶片数	轮毂比	评价指标	
				旋流强度/(°)	总压恢复系数
1	0.83	8	0.4	27.484	0.948
2	0.83	12	0.3	27.116	0.961
3	0.83	16	0.2	26.906	0.972
4	1.17	8	0.3	37.415	0.951
5	1.17	12	0.2	38.227	0.966
6	1.17	16	0.4	38.727	0.932
7	1.00	8	0.2	33.044	0.971
8	1.00	12	0.4	33.785	0.933
9	1.00	16	0.3	33.357	0.956

表 8 整体涡强度方差分析

Table 8 Variance analysis of bulk swirl intensity

方差来源	离差平方和	自由度	平均离差平方和	<i>F</i> 值
稠度	181.122	2	90.561	1 038.701
叶片数	0.280	2	0.140	1.606
轮毂比	0.871	2	0.435	4.995
残差	0.174	2	0.087	

注： $F_{0.05}(2,2)=19$ 、 $F_{0.01}(2,2)=99$ 。

表 9 整体涡总压恢复系数方差分析

Table 9 Variance analysis of total pressure recovery coefficient of bulk swirl

方差来源	离差平方和/ 10^{-4}	自由度	平均离差平方和/ 10^{-4}	<i>F</i> 值
稠度	1.753	2	0.876 5	5.447
叶片数	0.245 0	2	0.122 5	0.761
轮毂比	15.38	2	7.690	47.780
残差	0.322 0	2	0.161	
残差 [△]	2.320	4	1.160	

注： $F_{0.05}(2,4)=6.94$ 、 $F_{0.01}(2,4)=18$ 。

表 10 利用综合评分法综合考虑旋流畸变发生器设计参数对对涡旋流强度、对涡总压恢复系数、整体涡旋流强度以及整体涡总压恢复系数 4 个指标的影响,并利用熵权法确定各项指标权重。综合评分法根据重要性为各评价指标定权,并依照权重公式为每一次模拟试验的结果打分。分数越高表明设计参数组合越优,从而将多指标问题转化为单指标问题求解。本文设置每项指标的最大实测值的评分值为 10,最小实测值的评分值为

1,中间实测值依照式(18)进行区间化处理,以将评分值压缩在 1~10 分内。

$$V_{\text{score}}=1+\frac{9\times(V-V_{\text{max}})}{V_{\text{max}}-V_{\text{min}}} \tag{18}$$

其中 V_{score} 为评分值, V 表示实测值, V_{max} 为实测值最大值, V_{min} 为实测值最小值。

熵权法是基于最大熵原理用于评价指标权重的一种客观评价法^[22],能够免除主观因素的影响,并得到相对客观的评价结果。权重计算方法

表 10 旋流畸变发生器多目标优化设计结果

Table 10 Multi-objective optimization design results of the swirl distortion generator

编号	评价指标				综合得分
	对涡旋流强度	对涡总压恢复系数	整体涡旋流强度	整体涡总压恢复系数	
1	2.792	4.617	1.440	4.646	3.218
2	1.000	8.375	1.160	7.643	4.195
3	1.246	10.000	1.000	10.000	5.100
4	4.962	2.887	9.001	5.354	5.763
5	5.936	1.000	9.619	8.721	6.497
6	10.000	1.910	10.000	1.000	6.173
7	3.408	8.522	5.613	9.859	6.662
8	8.868	4.137	6.237	1.252	5.339
9	6.172	7.442	5.911	6.364	6.429

如下：

1) 建立评价矩阵

$$R_{ab} = \begin{bmatrix} r_{11} & \cdots & r_{1b} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ r_{a1} & \cdots & r_{ab} \end{bmatrix} \quad (19)$$

其中 $a=1,2,\cdots,p;b=1,2,\cdots,q;p$ 为模拟次数; q 为指标数目; r_{ab} 表示第 a 次模拟中第 b 个评价指标的评分。

2) 对评价矩阵进行归一化处理

$$s_{ab} = \frac{r_{ab}}{\sum_{a=1}^q r_{ab}} \quad (20)$$

3) 定义第 b 个评价指标的熵为

$$H_b = -\frac{1}{\ln q} \sum_{a=1}^p s_{ab} \ln s_{ab} \quad (21)$$

4) 计算熵权重

$$\omega_b = \frac{1 - H_b}{q - \sum_{b=1}^q H_b} \quad (22)$$

本文对涡强度、对涡总压恢复系数、整体涡强度以及整体涡总压恢复系数的权重计算结果分别为 25.65%、22.98%、29.50% 以及 21.87%。根据公式评分法进行极差分析(表 11),可知叶片稠度、叶片数和轮毂比的最佳水平分别为 1、16 和 0.2。

图 17 和图 18 分别显示了以对涡旋流强度为优化目标旋流畸变发生器设计,和以对涡强度、整体涡强度和整体涡总压恢复系数为综合优化目标的旋流畸变发生器设计生成对涡与整体涡在

表 11 不同设计参数对旋流发生器总体性能的影响

Table 11 Effect of different design parameters on overall performance of the swirl generator

参数	稠度	叶片数	轮毂比
K_1	12.513	15.643	14.730
K_2	18.433	16.032	16.387
K_3	18.431	17.701	18.259
R	5.920	1.670	3.529

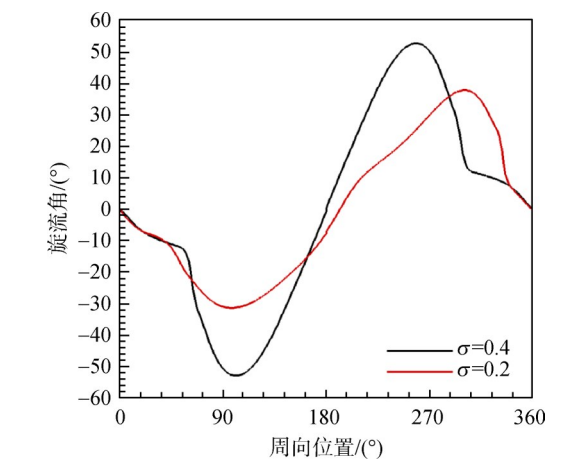


图 17 对涡旋流角分布($\tau=1.17、n=16$)

Fig.17 Swirl angle distribution of twin swirl ($\tau=1.17,n=16$)

0.87R 径向测环上旋流角分布对比,两种发生器设计后端安装角均为 35°。以对涡强度、对涡总压恢复系数、整体涡强度和整体涡总压恢复系数为目标的优化设计生成对涡流场旋流强度为 21.116°,整体涡流场旋流强度为 37.330°,对涡流

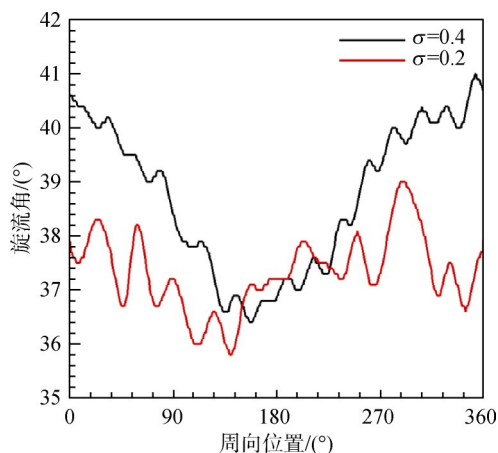


图18 整体涡旋流角分布($\tau=1.17$ 、 $n=16$)

Fig.18 Swirl angle distribution of bulk swirl
($\tau=1.17$, $n=16$)

场总压恢复系数为0.921 7,整体涡流场总压恢复系数为0.965 3,相比以对涡旋流强度为优化目标旋流畸变发生器设计,对涡旋流强度降低了14.15%,整体涡强度降低了3.61%,同时对涡总压恢复系数提高了4.26%,整体涡总压恢复系数提高了3.57%。

4 结 论

通过对可变弯度叶片式旋流畸变发生器设计参数的CFD数值模拟研究,得到的主要结论如下:

1) 具有分段叶片设计的旋流畸变发生器能够生成对涡旋流畸变与整体涡旋流畸变。通过调整后段叶片的安装角度,可以实现旋流强度的变化。

2) 研究了叶片稠度、叶片数以及轮毂比等设计参数对AIP界面0.87R测环上旋流强度以及总压恢复系数的影响。方差分析表明,对于具有对涡形态的旋流畸变发生器,3种设计参数水平变化对旋流强度影响均较大,叶片稠度水平变化对于对涡总压恢复系数影响较大;对于具有整体涡形态的旋流畸变发生器,叶片稠度对旋流强度影响较大,轮毂比对总压恢复系数影响较大。极差分析表明,稠度是影响对涡旋流畸变发生器旋流强度的主要因素,稠度越大,旋流强度越高。

3) 结合正交试验,分别以对涡旋流强度为优化目标和以对涡强度、对涡总压恢复系数、整体涡强度和整体涡总压恢复系数为综合优化目标,确定旋流畸变发生器设计参数组合的最优解。单目标优化结果能够显著提高生成对涡的旋流强度,

而综合优化结果在提高对涡和整体涡总压恢复系数方面存在优势。

参考文献:

- [1] AULEHLA F. Intake swirl: a major disturbance parameter in engine/intake compatibility[C]//Proceedings of the 13th congress of International Council of the Aeronautical Sciences. Seattle, US: International Council of the Aeronautical Sciences, 1982:1415-1424.
- [2] LOTTER K W, JORG J. The effect of intake flow disturbances on APU compressor blade high cycle fatigue in the Airbus A300[R]. AIAA CAS-82-4.6, 1982.
- [3] 姜健, 屈霖云, 史建邦. 进气道旋流发生器的设计与数值模拟[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008, 21(1):43-46.
JIANG Jian, QU Jiyun, SHI Jianbang. Design and numerical simulation of intake swirl generator[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008, 21(1):43-46. (in Chinese)
- [4] GENSSLER H P, MEYER W, FOTTNER L. Development of intake swirl generators for turbo jet engine testing [R]. DTIC (Defense Technical Information Center) Document, ADP005473, 1987.
- [5] SCHMID N R, LEINHOS D C, FOTTNER L. Steady performance measurements of a turbofan engine with inlet distortions containing co- and counter rotating swirl from an intake diffuser for hypersonic flight[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(2):379-385.
- [6] PAZUR W, FOTTNER L. The influence of inlet swirl distortions on the performance of a jet propulsion two-stage axial compressor[R]. ASME Paper 90-GT-147, 1990.
- [7] FLITCROFT J E, DUNHAM J, ABBOTT W A. Transmission of inlet distortion through a fan[R]. DTIC (Defense Technical Information Center) Document, ADP005469, 1987.
- [8] GOVARDHAN M, VISWANATH K. Investigations on an axial flow fan stage subjected to circumferential inlet flow distortion and swirl[J]. Journal of Thermal Science, 1997, 6(4):241-250.
- [9] DAVID B, KEVIN C, PETER K. Development of improved method for simulating aircraft inlet distortion in turbine engine ground tests[R]. AIAA-2002-3045, 2002.
- [10] SHEORAN Y, BOULDIN B, KRISHNAN P M. Advances in the design of an adaptable swirl distortion generator for testing gas turbine engines[R]. ASME Paper GT2009-59146, 2009.
- [11] DAVIS M, BEALE D, SHEORAN Y. Integrated test and evaluation techniques as applied to an inlet swirl investigation using the F109 gas turbine engine[R]. ASME Paper GT2008-50074, 2008.
- [12] SHEORAN Y, BOULDIN B, KRISHNAN P. Compressor performance and operability in swirl distortion[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(4):2453-2464.
- [13] KEVIN M H, WALTER F, O'BRIEN W F. The stream-vane method: a new way to generate swirl distortion for jet

- engine research[R].AIAA-2013-3665,2013.
- [14] NELSON M, LOWE K T, O'BRIEN W F, et al. Stereoscopic PIV measurements of swirl distortion on a full-scale turbo-fan engine inlet[R].AIAA-2014-0533,2014.
- [15] GUIMARÃES T, LOWE K T, NELSON M, et al. Stereoscopic PIV measurements in a turbofan engine inlet with tailored swirl distortion[R].AIAA-2015-2866,2015.
- [16] 张磊. 新型旋流畸变网的设计及与跨声速压气机联合仿真研究[D]. 西安:空军工程大学,2018.
- ZHANG Lei. Design of new type of swirl distortion screen and joint simulation with a transonic compressor[D]. Xi'an: Air Force Engineering University,2018.(in Chinese)
- [17] 屠宝锋,胡骏,尹超. 叶片式旋流畸变发生器数值模拟研究[J]. 推进技术,2015,36(12):1817-1824.
- TU Baofeng, HU Jun, YIN Chao. Numerical simulation for blade type swirl distortion generator[J]. Journal of Propulsion Technology,2015,36(12):1817-1824.(in Chinese)
- [18] 叶飞. 进气道出口旋流模拟技术[D]. 南京:南京航空航天大学,2007.
- YE Fei. Simulated technology of intake swirl[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2007.
- (in Chinese)
- [19] 宋国兴,李军,周游天,等. 轴流压气机进气旋流畸变实验与仿真研究[J]. 风机技术,2017,59(5):2-12.
- SONG Guoxing, LI Jun, ZHOU Youtian, et al. The experiment and simulation of inlet swirl distortion for axial compressor[J]. Chinese Journal of Turbomachinery,2017,59(5):2-12.(in Chinese)
- [20] Society of Automotive Engineers. A method for assessing inlet swirl distortion[R]. S16 Turbine Engine Inlet Flow Distortion Committee, AIR 5686,2010.
- [21] 彭成一,马家驹,尹军飞. 新机试飞中的进气道旋流测量[J]. 推进技术,1994,15(4):8-13.
- PENG Chengyi, MA Jiaju, YIN Junfei. Measurement of inlet swirls in flight[J]. Journal of Propulsion Technology,1994,15(4):8-13.(in Chinese)
- [22] 费智聪. 熵权-层次分析法与灰色-层次分析法研究[D]. 天津:天津大学,2009.
- FEI Zhicong. Study on the hierarchy analysis based on entropy method-hierarchy analysis and gray relational analysis method[D]. Tianjin: Tianjin University,2009.(in Chinese)

(编辑:王碧珺)