

基于多元非线性回归损失及落后角模型研究

陶慧卿¹, 徐宁², 李润泽¹, 姜斌¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;
2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:针对传统经验叶栅损失及落后角模型缺少厚度分布修正项的问题,基于多元非线性回归分析方法对叶栅损失及落后角模型进行修正,采用修正模型分析了最大厚度位置系数影响下叶栅攻角损失特性、落后角与攻角特性曲线的变化情况。修正后的模型与CFD计算值拟合效果较好,叶型损失均方差从0.028降低至0.007,落后角均方差从1.898°降低至0.860°。修正后的模型的计算精度、适用范围得到提升。

关键词:压气机;损失模型;落后角模型;雷诺数;厚度分布

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.12.005

[引用本文格式]陶慧卿,徐宁,李润泽,等.基于多元非线性回归损失及落后角模型研究[J].热能动力工程,2022,37(12):38-46. TAO Hui-qing, XU Ning, LI Run-ze, et al. Research on loss and deviation angle model based on multivariate nonlinear regression [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(12): 38-46.

Research on Loss and Deviation Angle Model based on Multivariate Nonlinear Regression

TAO Hui-qing¹, XU Ning², LI Run-ze¹, JIANG Bin¹

(1. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001;
2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Aiming at the problem that the traditional empirical cascade loss and deviation angle model lacked the thickness distribution correction term, the cascade loss and deviation angle model was modified based on the method of multivariate nonlinear regression analysis. The article analyzed the changes of the cascade incident angle loss characteristic curve and the deviation angle and the incident angle characteristic curves under the influence of the maximum thickness position coefficient. The modified model fits well with the CFD calculated values. The mean square error of blade profile loss is decreased from 0.028 to 0.007, that of deviation angle is decreased from 1.898° to 0.860°. The calculation accuracy and application scope of the modified model are improved.

Key words: compressor, loss model, deviation angle model, Reynolds number, thickness distribution

引言

气体在轴流压气机内部流动产生的气动损失受

多种复杂因素影响,其中雷诺数对轴流压气机的气动性能影响最大。在多级轴流压气机的初步设计中,性能预测往往基于损失、落后角和二次流影响模型。传统经验模型在经典叶型上已有较好的拟合效

收稿日期:2022-03-31; 修订日期:2022-05-22

基金项目:国家科技重大专项(2017-II-0006-0019)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project(2017-II-0006-0019)

作者简介:陶慧卿(1996-),女,黑龙江牡丹江人,哈尔滨工程大学硕士研究生。

果,但随着叶型的不断发展,针对改进叶型的基元级叶栅特性的预测范围在很大程度上受到了局限,原本经验模型的适用性受到了一定程度的制约。因此,完善包含雷诺数修正的损失模型、落后角模型具有十分重要的意义。

最大厚度分布不同的叶型,在不同的工况下气动性能不同。Maffioli 等人^[1]的研究发现,前部加厚的叶片在损失系数、落后角、转子效率 3 个指标上表现较好。传统经验模型在厚度分布差别较大的情况下,缺少厚度分布相关的修正项,计算结果也会有差别,需要针对模型进行修正。在模型修正方面,近年来的研究也颇有成效。Kim 等人^[2]针对现有的压气机堵塞区模型很难捕捉压力以及效率快速下降的问题,对分级叠加程序进行了修正,同时对单级压气机和多级压气机进行预测比较,证实了修正后的模型能广泛应用在压气机的性能预测上。Kim 等人^[3]通过比较一维和三维计算方法的预测结果,选择非设计工况的叶型损失模型和堵塞攻角模型作为需要改进的模型,根据 CFD 计算结果对模型进行修正,再将修正后的模型应用在单级和两级轴流压气机的性能预测中,验证了模型有效。Schnoes 等人^[4]基于 NASA-65、DCA 实验样本库,在考虑激波损失和负入射角的基础上,采用求解非线性最小二乘问题的方法重新校准了损失、落后角模型的拟合参数,该方法可适用于亚音速和超音速的工况。Ye Shubo 等人^[5]针对跨声速压气机叶顶间隙损失改进模型进行了计算和分析研究,采用控制体积法对混合过程进行建模并计算混合损失。Li Jian 等人^[6]基于 4 级跨声速压气机实验数据,构建 1 400 组叶片单元性能的数据库,利用遗传算法辅助的反向神经网络,考虑动、静叶之间尾迹的相互作用,对损失模型进行了修正。邓熙等人^[7]针对 Monsarrant 设计点损失模型增加了弯度比、最大厚度位置系数的修正,从而构建了大弯角叶型的设计点损失预估模型。贾红宾^[8]基于幂函数规律,对相对动量损失厚度、形状因子进行拟合,改进了叶型损失中的马赫数修正系数,并通过漩涡损失、边界层峰值的关键参数发展了新的二

次流损失模型,同时用 CFD 数值模拟验证了该模型的可行性。Fei Teng 等人^[9]在传统经验模型的基础上,采用数理统计的方法构建最小叶型损失模型和最小落后角模型,将构建的模型应用在通流程序后,针对变工况下 Rotor67、Stage35 进行数值模拟。通过比较修正模型和原有模型的计算结果发现,修正后的模型精确性得到了提升。Pazireh 等人^[10]为了预估给定叶型的动量厚度,使用人工神经网络对超过 400 000 种叶片截面和流场的组合进行训练。在神经网络定义的训练范围内,二维叶栅的叶型损失预测表现出较为良好的一致性。Tao 等人^[11]构建了最小损失攻角、总压损失系数、扩散因子、总压恢复系数模型,并定量描述了相关关系,给出了不同设计工况下选择最大厚度位置系数的最优解,同时建立了满足不同载荷要求的最优数据库。

由近年来的研究进展可以看出,损失、落后角模型是不断发展的,为满足不同叶栅与不同工况的需要,对传统经验模型进行修正以及适应性验证尤为重要。本文在总结传统经验损失与落后角模型的基础上,针对不同条件下经验模型与数值模拟结果之间的差异,采用多元非线性回归分析方法对传统经验模型进行修正,修正后的模型在损失、落后角的预测上效果较为理想。此外,本文分析了攻角损失特性曲线、落后角特性曲线以及压气机平面叶栅在进口雷诺数变化下最大厚度位置的选择规律,可为压气机叶片的初步设计提供参考。

1 数值模拟

1.1 叶栅几何参数

选取已实际应用的某压气机第 5 级动叶第 7 个截面的叶型数据,根据 S2 计算得到的气动参数和造型参数,采用课题组自研程序构建不同最大厚度位置系数的 CDA 叶型。叶型的相关参数如表 1 所示。针对构建的叶型进行二维薄片 CFD 计算,以进口马赫数为监测点,改变进口雷诺数,得到 245 组叶栅计算数据,构建样本库。最大厚度位置系数 mtp 为 0.2, 0.4, 0.6 的叶型参数如图 1 所示。

表 1 R5-section7 叶型数据

Tab.1 Blade data for R5-section7

参数	数值
进口几何角/(°)	41.54
出口几何角/(°)	58.64
安装角/(°)	38.65
稠度	1.056
最大相对厚度	0.053
最大厚度位置系数	0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6
最大相对挠度	0.043
最大挠度位置系数	0.47
弦长/mm	71.4
进口马赫数	0.7
进口雷诺数	$1.5 \times 10^5, 2.27 \times 10^5, 6 \times 10^5, 7.5 \times 10^5,$ $8.85 \times 10^5, 1.14 \times 10^6, 1.5 \times 10^6$
前缘半径/mm	1.22
尾缘半径/mm	0.67

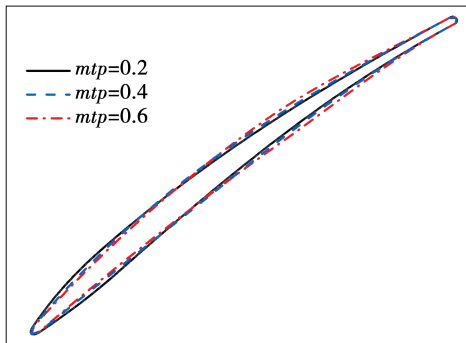


图 1 不同最大厚度位置系数的叶型图

Fig.1 Blade diagrams for different maximum thickness position coefficients

1.2 数值方法与网格无关性验证

尽管叶栅薄片损失可由部件实验直接测得,然而实验过程复杂、繁琐且耗费较大,通过数值模拟软件进行数值计算可以节约成本。叶栅薄片的网格由 Numeca 软件 Autogrid5 模块生成,拓扑结构为 O4H。以叶型最大厚度位置系数 0.3 为例,不同网格方案对应的网格数分别为 2 万、2.8 万、4 万、5.55 万、7 万和 8 万。在应用 CFD 进行数值计算时,监测点为入口马赫数,直至入口马赫数维持在 0.7 保持不变时,可认为计算收敛。数值计算条件为:进口总压 121.6 kPa,总温 288.15 K,攻角为 0°,出口静压为 101 325 Pa,湍流模型选用 SST 模型,计算步数为

3 000 步,并针对数值模拟过程中的理想气体要求其运动粘度随萨特兰公式变化。

图 2 为相同叶栅薄片下总压损失系数随网格数变化的趋势图。由图 2 可知,网格数较少时计算的结果误差较大,2 万网格与 5.55 万网格之间计算出来的总压损失系数差 6.09%,而 5.55 万网格与 8 万网格之间仅差 0.11%。可见,由 5.55 万网格开始继续增加网格数对叶栅流场的气动损失影响很小。因此,所有薄片计算所采用的网格数为 5.55 万。

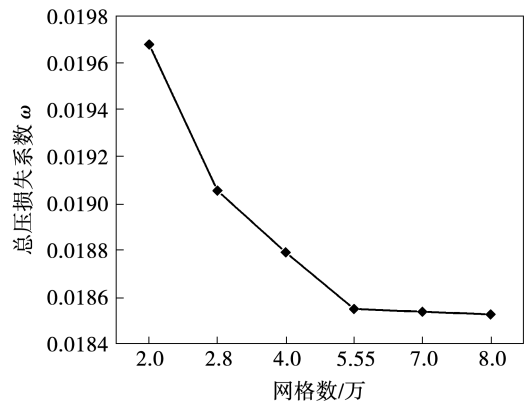


图 2 总压损失系数随网格数的变化情况

Fig.2 Variation of total pressure loss coefficient with mesh number

2 原始经验模型计算方法

传统经验模型通常基于早期的大量叶栅吹风实验,可较为准确地预估损失及落后角,却在叶片最大厚度的变化上缺少相关的修正。因此本文将常用的经验模型进行总结,并在此基础上进行改进。

2.1 设计工况损失模型

式(1)为 Johnsen 经过 NASA SP-36 平面叶栅实验总结后得到的参考攻角, Davis 针对该值提出了拟合公式,如式(2)所示。

$$i_{\text{ref}} = K_{\text{sh}} K_{\text{it}} i_0 + n\theta - 1.0 \quad (1)$$

$$n = -0.063 + 0.02274\sigma + \beta_{\text{1ref}}(-0.0035 + 0.0029\sigma) - \beta_{\text{1ref}}^2(3.79 \times 10^{-5} + 1.11 \times 10^{-5}\alpha) \quad (2)$$

式中: $K_{\text{sh}}, K_{\text{it}}$ —叶型修正系数; i_0 —弯角为 0、最大相对厚度为 0.1 倍弦长时的攻角, (°); n —参考攻角随弯角变化的斜率; θ —弯角, (°); β_{1ref} —参考攻角对应的进口气流角, (°); σ —叶栅稠度。

采用 Swan^[12] 基于环形叶栅实验总结得到的扩压因子 D_{eq} 计算模型:

$$D_{eq} = \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \frac{W_1}{W_2} \left[1.12 + 0.61 \frac{\cos^2\beta_1}{\sigma} \cdot \left(\frac{\Delta(Vr)}{r_1 W_1} - \frac{r_1 v}{W_1} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right) \right] \quad (3)$$

式中: β_1, β_2 —进、出口最小损失相对气流角, ($^\circ$); v —角速度, rad/s; W_1, W_2 —进、出口轴向相对速度, m/s; r_1, r_2 —进、出口绝对半径, m; $\Delta(Vr)$ —进出口环量变化, m^2/s 。

Aungier 等人^[13] 针对出口相对动量厚度和形状因子给出了相应的损失关系图, 之后 Dawes TF^[14] 将损失图拟合成叶型损失模型。

$$\begin{cases} \text{出口相对动量厚度 } \frac{\theta_2}{c} \text{ 为:} \\ 0.0025 + 0.00425e^{[0.81773(D_{eq}-1) + 0.39412(D_{eq}-1)^2]}, D_{eq} \leq 2.2 \\ 0.0025 + 0.014e^{[1.10354(D_{eq}-2) + 3.3992(D_{eq}-2)^2]}, D_{eq} > 2.2 \end{cases} \quad (4)$$

形状因子 H_2 为:

$$\begin{cases} 1.26e^{[0.10626(D_{eq}-1) + 0.45945(D_{eq}-1)^2]}, D_{eq} \leq 1.7 \\ 1.7e^{[1.5421(D_{eq}-1.7)]}, 1.7 < D_{eq} \leq 2.0 \\ 2.7, D_{eq} > 2.0 \end{cases} \quad (5)$$

拟合后的出口相对动量厚度:

$$\begin{cases} (\theta_2/c)^* = K_{\theta, Ma} \cdot K_{\theta, vm} \cdot K_{\theta, Re} \cdot (\theta_2/c) \\ K_{\theta, Ma} = 1.0 - (0.16964D_{eq} - 0.11339)Ma_1^{1.7589} \\ K_{\theta, vm} = 1.0 + 0.55\rho_2 W_2 / \rho_1 W_1 \\ K_{\theta, Re} = \begin{cases} (Re_1/330000)^{-0.5}, Re_1 \leq 2 \times 10^5 \\ (Re_1/1000000)^{-0.166}, Re_1 > 2 \times 10^5 \end{cases} \end{cases} \quad (6)$$

拟合后的形状因子为:

$$\begin{cases} H_2^* = K_{H, Ma} \cdot K_{H, vm} \cdot K_{H, Re} \cdot H_2 \\ K_{H, Ma} = 1.0 + (D_{eq}^{-0.5658} - 0.615)Ma_1^{1.8067} \\ K_{H, vm} = \begin{cases} 1.0 + (0.1797 \times D_{eq}^2 - 0.3593)(\rho_2 W_2 / \rho_1 W_1 - 1), \\ D_{eq} \geq 1.5 \\ 1.0 + (0.056 \times D_{eq}^2 - 0.081)(\rho_2 W_2 / \rho_1 W_1 - 1), \\ D_{eq} < 1.5 \end{cases} \\ K_{H, Re} = (Re_1/1000000)^{-0.06} \end{cases} \quad (7)$$

$$\omega_{ref} = 2 \left(\frac{\theta_2}{c} \right)^* \frac{\sigma}{\cos\beta_2} \left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2} \right)^2 \left[\frac{2H_2^*}{3H_2^* - 1} \right] \cdot \left[1 - \left(\frac{\theta_2}{c} \right)^* \frac{\sigma H_2^*}{\cos\beta_2} \right]^{-3} \quad (8)$$

式中: K_{Ma} —马赫数修正系数; K_{Re} —雷诺数修正系数; K_{vm} —AVDR 修正系数。

2.2 非设计工况损失模型

采用工作裕度较大的非设计工况损失模型^[14]

$$\begin{cases} R_s = 10 + (55 - \beta_1) \frac{|\theta|}{30} (0.1 + C_{max}/b) \\ R_c = 10 + (\beta_1 - 20) \frac{|\theta|}{112} (0.1 + C_{max}/b) \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} F_s = 1.0 - 0.2Ma_1^2, Ma_1 \leq 1.0 \\ F_c = 1.0 - 0.4Ma_1^2, Ma_1 \leq 1.0 \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} i_s = i_{min} + R_s \times F_s \\ i_c = i_{min} - R_c \times F_c \end{cases} \quad (11)$$

式中: R_s, R_c —最小损失攻角到失速攻角及最小损失攻角到堵塞攻角的距离, ($^\circ$); F_s, F_c —马赫数修正系数; i_s, i_c —失速攻角、堵塞攻角, ($^\circ$); C_{max} —最大厚度。

根据激波损失模型的计算结果以及 CFD 计算中进口马赫数始终为 0.7 可知, Ma_1 并没有超过叶栅的临界马赫数, 叶片通道内并没有激波产生, 激波损失为零。同时, 二次流损失、叶顶间隙损失在本文叶栅薄片的计算中忽略不计。详细的激波损失模型、二次流损失模型、叶顶间隙损失模型参照文献[14]。最终的非设计工况下的损失计算式为:

$$\xi = \begin{cases} (i - i_{min}) / (i_s - i_{min}), i \geq i_{min} \\ (i - i_{min}) / (i_{min} - i_c), i < i_{min} \end{cases} \quad (12)$$

$$\omega = \begin{cases} \omega_{ref}(1 + \xi^2), -2 \leq \xi \leq 1 \\ \omega_{ref}(-3 - 4\xi), \xi < -2 \\ \omega_{ref}(2\xi), \xi > 1 \end{cases} \quad (13)$$

式中: ξ —非设计工况下攻角修正系数; i —进口攻角; ω —非设计工况损失系数。

2.3 设计工况落后角模型

设计工况下落后角计算式为:

$$\delta_{ref} = K_{sh} K_{\delta t} \delta_o + \frac{m}{\sigma} \theta \quad (14)$$

$$K_{\delta t} = 0.0142 + 6.172(C_{max}/b) + 36.61(C_{max}/b)^2 \quad (15)$$

$$\delta_0 = -0.0443 + 0.1057\sigma + \beta_1(0.0209 - 0.0186\sigma) + \beta_1^2(-0.0004 + 0.00076\sigma) \quad (16)$$

$$m = 0.17 - 3.33 \times 10^{-4}(1.0 - 0.1\beta_1)\beta_1 \quad (17)$$

$$b = 0.9655 - 2.538 \times 10^{-3}\beta_1 + 4.221 \times 10^{-5}\beta_1^2 - 1.3 \times 10^{-6}\beta_1^3 \quad (18)$$

式中： K_{δ_0} —厚度修正因子； δ_0 —弯角为 0 且最大相对厚度等于 0.1 倍弦长值时的落后角，(°)； m — δ_{ref} 随 θ 的变化率； b —稠度指数。

2.4 非设计工况落后角模型

变攻角下，采用 Creveling^[14] 的落后角模型，相应的计算公式为：

$$\delta = \delta_{ref} + \Delta\beta^* f(x) \quad (19)$$

$$f(x) = \begin{cases} -0.809 \times 10^{-3} + 0.5588x - 0.2928x^2, & x \geq 0 \\ 0.1191 \times 10^{-3} + 0.480x + 0.3452x^2, & x < 0 \end{cases} \quad (20)$$

$$x = \frac{i - i_{min}}{\Delta\beta^*} \quad (21)$$

$$\Delta\beta^* = \theta + i_{min} - \delta_{ref} \quad (22)$$

3 最大厚度位置系数特性分析

基于传统经验模型，使用 C 语言编写程序，计算原始损失、落后角模型在各条件下的计算值。程序的输入参数为稠度、最大相对厚度、进出口几何角、进口雷诺数、进口马赫数以及攻角，输出参数为设计工况攻角、总压损失系数、落后角。

图 3 为进口雷诺数为 1.14×10^6 和 2.27×10^5 的条件下不同最大厚度位置系数下攻角与总压损失的变化关系。由所采用设计工况损失模型的形式可发现，修正系数中未包含对最大厚度位置系数的修正。在进口雷诺数较大、最大厚度位置偏后的情况下，除设计工况外，非设计工况的总压损失系数均较大。这是由于前加厚的叶片在叶片前部有更大的逆压梯度，可以使转捩位置前移，叶栅下游逆压梯度减小；在转捩后，前加厚的叶片扩散较缓，延迟了湍流的分离。在设计工况下，改变最大厚度位置对总压损失系数影响很小。但是对比所有雷诺数下的设计工况

损失特性，最大值与最小值之间相差很少，在图上各点接近重叠。此外，原叶型损失模型的计算值和 CFD 计算值相差较大，在 -4° 攻角时，与最大厚度位置系数 0.3~0.6 时的值较为相近；在 8° 攻角时，与 0.2, 0.3 时的值较为相近；但是在攻角偏离设计工况较小的情况下，原模型与 CFD 计算结果相差较大。在进口雷诺数较小时，整体趋势类似，原模型与 CFD 计算结果偏离较大，需要对损失模型进行修正。

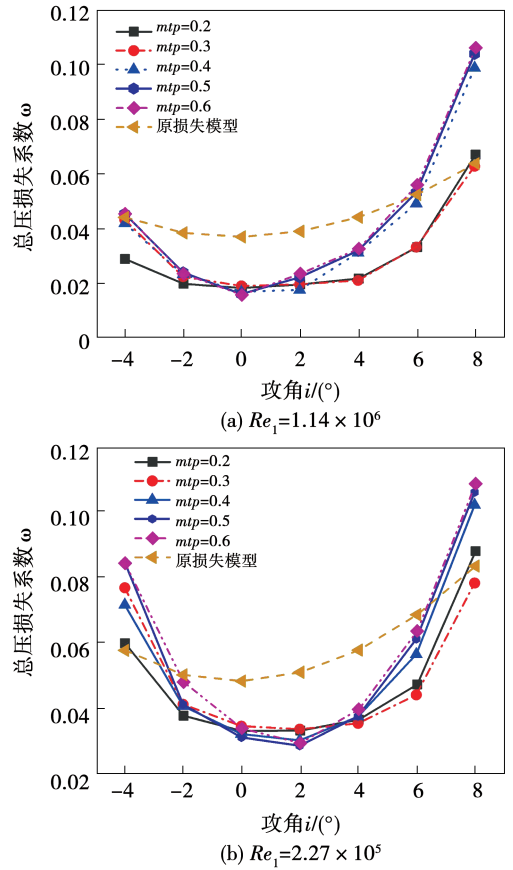


图 3 叶栅攻角损失特性随最大厚度位置系数变化图

Fig.3 Variation of cascade incident angle loss characteristics with maximum thickness position coefficients

图 4 为进口雷诺数 1.5×10^6 与 1.5×10^5 条件下落后角与攻角的特性关系曲线。原落后角模型并没有针对雷诺数以及厚度分布进行修正，尤其是在负入射角条件下，原落后角模型与 CFD 计算结果差别很大；在正攻角以及高进口雷诺数的条件下，原模型与 CFD 计算结果相差较小；但是在进口雷诺数为

1.5×10^5 量级时,攻角在 $-4^\circ \sim 8^\circ$ 区间内,任何厚度分布下的 CFD 计算值几乎都比原模型计算值大,证明原始落后角模型在低雷诺数时适用性较差。

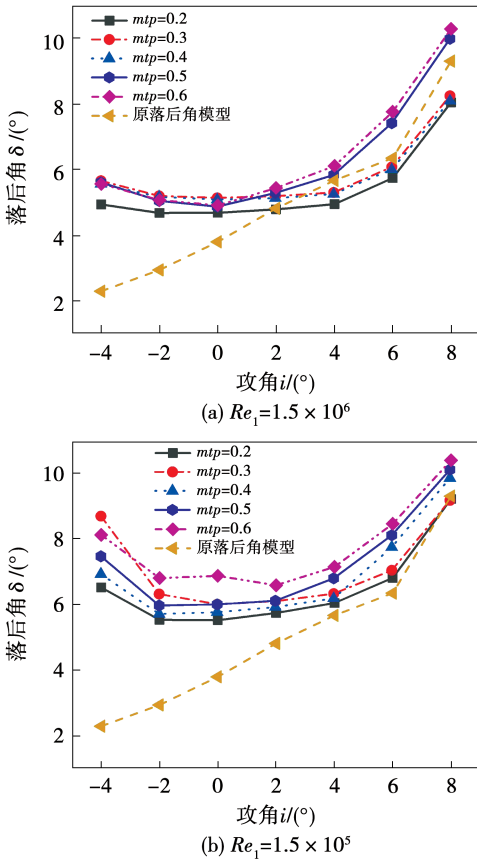


图 4 落后角与攻角特性随最大厚度位置系数的变化图
Fig. 4 Variation of deviation angle and incident angle characteristics with the maximum thickness position coefficients

4 模型修正

4.1 设计工况损失模型的修正

设计工况原损失模型与 CFD 软件计算结果对比如图 5(a) 所示。横坐标 ω_{cfd} 为数值计算所得损失系数,纵坐标 ω_{ori} 为原模型计算所得损失系数,图中每一个数据点代表相同工况下两种计算方式之间损失系数的偏差。由图 5(a) 可知,相同雷诺数、不同相对厚度系数下的叶型损失值仅对应一个叶型损失值,且几乎全部的参考模型计算出来的损失值都比 CFD 的计算结果要大很多。

基于多元非线性回归分析的方法,采用 spss 软

件,构建的修正系数的数学模型:

$$K_{\omega_{\text{ref}}} = a + bX^2 + cR^2 + dXR + eX + fR \quad (23)$$

式中: $K_{\omega_{\text{ref}}}$ —设计工况修正系数; X —最大厚度位置系数。

模型中对进口雷诺数均采用以 10 为底的对数形式进行计算,即 $R = \lg Re_1$,需要拟合的 6 个参数为 a, b, c, d, e, f 。拟合后参数结果如表 2 所示。修正后的损失模型与 CFD 的计算结果对比如图 5(b) 所示。其中 ω_{cor} 为修正后预算模型损失系数由图 5(b) 可知,大部分点的计算精度得到了很大程度上的提高,模型的计算精度和适用范围得以增强。

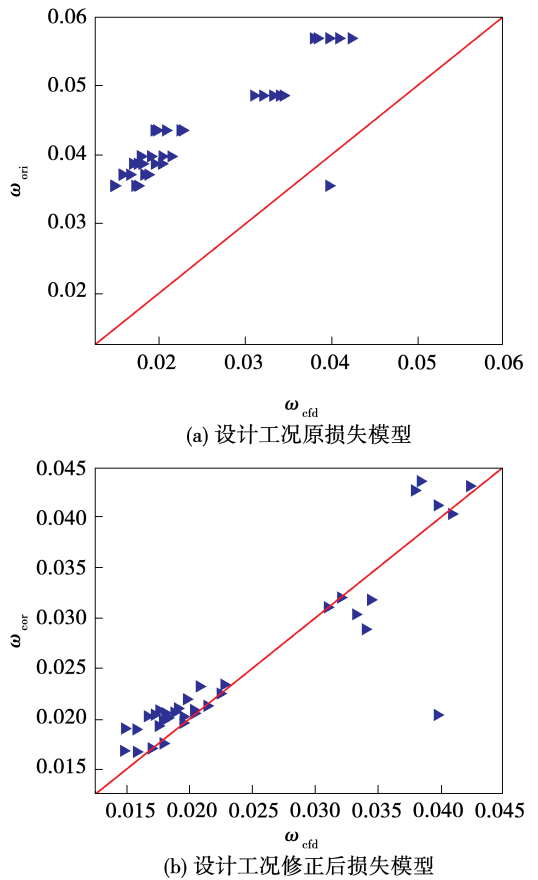


图 5 设计工况损失模型与 CFD 计算结果对比
Fig. 5 Comparison of loss model under design working condition and CFD calculation results

表 2 设计工况损失模型拟合参数

Tab. 2 Fitting parameters of loss models under design working condition

a	b	c	d	e	f
16.869	-1.247	0.492	-0.216	2.078	-5.693

通过 R^2 来判别拟合后模型效果。经计算,设计工况下修正后 $R^2 = 0.586$, 拟合效果较好。 R^2 的计算公式为:

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{\sum (y_i - \hat{y})}{\sum (y_i - \bar{y})} \quad (24)$$

式中:SSR—残差平方和;SST—修正平方和。

4.2 非设计工况损失模型的修正

图 6 为非设计工况下的损失模型计算与 CFD 计算结果对比。由图 6 可知,不仅是因为模型中缺

少最大厚度位置系数修正项,同时雷诺数的变化以及攻角的不同也对叶型损失模型造成一定程度的影响。使用 spss 软件对损失模型的修正系数进行拟合,采用多元非线性回归的方式构建非设计工况下的模型。对修正系数的拟合形式为:

$$K_{\omega_{cf}} = a + bi + cR + dX + ei^2 + fR^2 + gX^2 + hiR + jiX + lRX \quad (25)$$

式中: $K_{\omega_{cf}}$ —非设计工况的修正系数; i —攻角, ($^\circ$)。

拟合参数的计算结果如表 3 所示, $R^2 = 0.692$ 。

表 3 非设计工况损失模型拟合参数

Tab.3 Fitting parameters of loss models under off-design condition

a	b	c	d	e	f	g	h	j	l
12.086	-0.339	-3.862	-0.701	0.009	0.313	-1.237	0.048	0.036	0.350

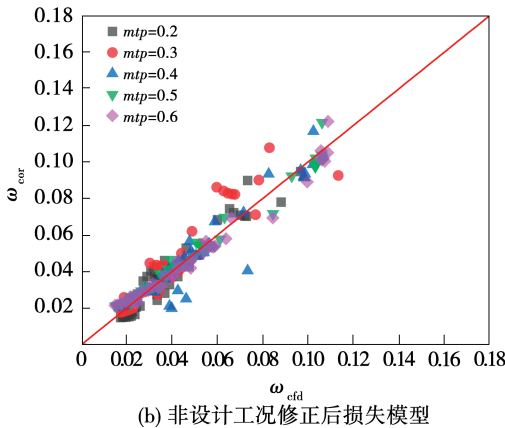
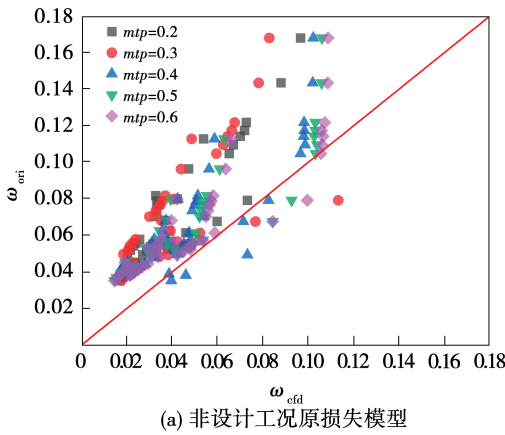


图 6 非设计工况损失模型与 CFD 计算结果对比
Fig.6 Comparison of loss model under off-design condition and CFD calculation results

选用 RMSE 来表征模型预测误差大小,计算公式如式(26)所示。经修正后,损失模型的均方根误

差从 0.028 降低至 0.007,降低至原来的 25%。

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i^* - y_i)^2}{n}} \quad (26)$$

式中: y_i^* —模型预测值; y_i —CFD 计算值; n —样本点个数。

4.3 设计工况落后角模型的修正

落后角拟合前与 CFD 计算结果的对比如图 7(a)所示。根据本文欲拟合的落后角模型形式,一旦叶型的稠度、最大相对厚度、弯角确定,落后角的值即确定。然而,在不同的 Re_1 条件下,因为温度改变导致的粘性增强,对气流流经叶栅流场都有一定的影响,落后角也会随之改变,因此需要对模型进行修正。针对参考落后角模型,拟合修正系数 $K_{\delta_{ref}}$ 。拟合的形式如式(27)所示,拟合参数如表 4 所示,拟合后 $R^2 = 0.875$ 。

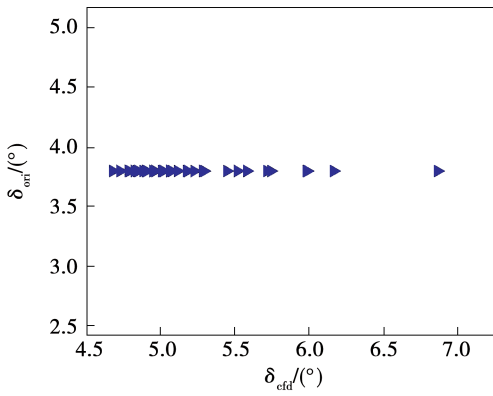
$$K_{\delta_{ref}} = a + bX^2 + cR^2 + dRX + eX + fR \quad (27)$$

拟合后的参考落后角模型与 CFD 的结果对比如图 7(b)所示。

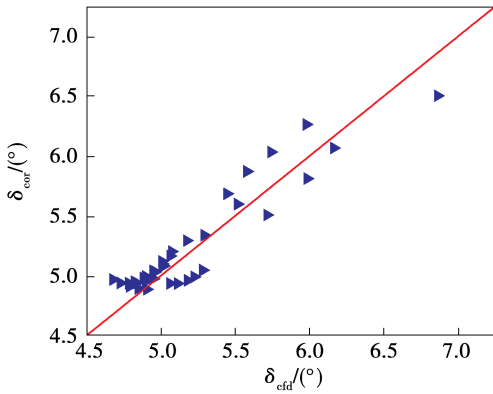
表 4 设计工况落后角模型拟合参数

Tab.4 Fitting parameters of deviation angle models under design condition

a	b	c	d	e	f
9.898	0.115	0.261	-0.652	3.881	-2.999



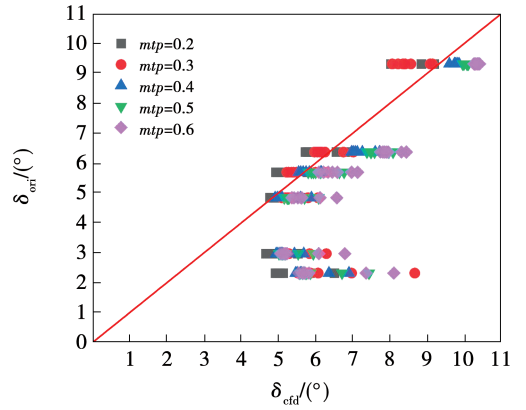
(a) 原设计工况考落后角模型



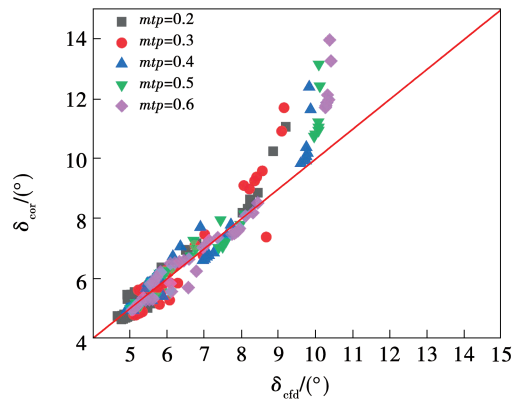
(b) 修正后设计工况落后角模型

图 7 设计工况落后角模型与 CFD 计算结果对比

Fig. 7 Comparison of deviation angle model under design working condition and CFD calculation results



(a) 非设计工况原落后角模型



(b) 非设计工况修正后落后角模型

图 8 非设计工况落后角模型与 CFD 计算结果对比

Fig. 8 Comparison of deviation angle model under off-design condition and CFD calculation results

4.4 非设计工况落后角模型的修正

针对非设计工况下的落后角模型,将拟合参数以正入射角($I > 0$)和负入射角($I < 0$)进行区分,拟合两组修正系数 $K_{\delta_{cf}}$ 。拟合的形式如式(28)所示,拟合后正入射角时 $R^2 = 0.626$,负入射角时 $R^2 = 0.774$ 。

$$K_{\delta_{cf}} = a + bX^2 + cR^2 + dRX + eX + fR \quad (28)$$

拟合后参数如表 5 所示。修正前后的落后角模型与 CFD 计算结果的对比如图 8 所示。

表 5 非设计工况落后角模型拟合参数

Tab. 5 Fitting parameters of deviation angle models under off-design condition

I	a	b	c	d	e	f
< 0	-50.04	3.30	-1.41	1.3	-11.25	16.69
> 0	15.71	0.52	0.36	0.28	-0.53	-4.70

经修正后,落后角均方差从 1.898° 降低至 0.860° ,降低至原模型的 45%。通过对比可以发现,在落后角超过 9° ,即正攻角很大且靠近失速攻角时,拟合后的落后角模型计算误差明显增加,但与原有的落后角模型相比,计算误差得到了很大程度上的改善。在落后角低于 9° 时,数据点的分布多集中在对角线附近,整体计算精度较大,拟合效果较好。

5 结论

结合传统经验叶栅损失模型以及落后角模型,将模型计算值与 CFD 模拟后得到的样本库进行了对比,并对偏差较大的模型进行了修正,得到如下结论:

(1) 通过叶型程序,根据某高压压气机第 5 级第 7 个截面的叶型数据,构造 CDA 叶型样本库。前

部较厚的叶片在进口雷诺数为 1.14×10^6 、攻角不为零时的损失均较小。随着进口雷诺数不断减小,不同厚度分布的损失之间相差逐渐增加,厚度分布对损失的影响较大。但是在设计工况下,进口雷诺数在 $1.5 \times 10^5 \sim 1.5 \times 10^6$ 范围内,改变厚度分布对应的损失系数变化不大。

(2) 落后角方面,随着雷诺数减小至 1.5×10^5 ,原始落后角模型预测值在全工况下均小于 CFD 计算值,原落后角模型适用性较差。随着进口雷诺数从 1.5×10^5 增加至 1.5×10^6 ,厚度分布在负攻角时对落后角的影响逐渐减少,高雷诺数同攻角的不同厚度分布之间相差很小;接近失速攻角时影响增大,高雷诺数同攻角的不同厚度分布之间的差值增加。

(3) 通过分别对叶栅损失模型以及落后角模型进行多元非线性回归分析后,发展并完善了设计工况与非设计工况下的损失模型、参考落后角模型与非设计工况落后角模型,给出了各工况下的修正系数。经计算后发现,修正后的模型能较为准确地预估变厚度分布、变雷诺数下的损失系数以及落后角。

参考文献:

- [1] MAFFIOLI A, HALL C, MELVIN S. Aerodynamics of low Reynolds number axial compressor sections[C]//53rd AIAA Aerospace Sciences Meeting, 2015.
- [2] KIM S, KIM D, KIM K, et al. New profile loss model for improved prediction of transonic axial flow compressor performance in choking region[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2015.
- [3] KIM S, KIM K, SON C. Equivalent model for an axial compressor used for aero engines based on 1D and 3D analytical models and performance data [J]. Aerospace Science and Technology, 2022; 107369.
- [4] SCHNOES M, NICKE E. Automated calibration of compressor loss and deviation correlations[C]//Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2015.
- [5] YE Shu-bo, ZHAO Qing-jun, CUI Wei-wei, et al. An improved model for tip clearance loss in transonic axial compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2018, 232(4): 295 - 314.
- [6] LI Jian, TENG Jin-fang, ZHU Ming-min, et al. Loss prediction of axial compressors using genetic algorithm-back propagation neural network in throughflow method[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2021; 09544100211041490.
- [7] 邓 熙, 刘 波, 马乃行. 高亚声速大弯角轴流压气机平面叶栅损失模型研究[J]. 推进技术, 2015, 36(9): 1302 - 1308.
DENG Xi, LIU Bo, MA Nai-xing. Investigation of loss model applicable to large range of high subsonic cascades in axial-flow compressor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(9): 1302 - 1308.
- [8] 贾红宾. 某舰船燃气轮机压气机损失模型研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
JIA Hong-bin. Reseach on loss model of a marine compressor[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021.
- [9] FEI Teng, JI Lu-cheng. Application of new empirical models based on mathematical statistics in the through-flow analysis[J]. Journal of Thermal Science, 2021, 30(6): 2087 - 2098.
- [10] PAZIREH S, DEFOE J J. A new loss generation body force model for fan/compressor blade rows: an artificial-neural-network based methodology[J]. International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power, 2022(144 - 6).
- [11] TAO Chuan-sijia, DU Xin, DING Jun, et al. Maximum thickness location selection of high subsonic axial compressor airfoils and its effect on aerodynamic performance[J]. Frontiers in Energy Research, 2021; 791542.
- [12] SWAN W C. A practical method of predicting transonic compressor performance[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1961, 83(3): 322 - 330.
- [13] AUNGIER R H, FAROKHI S. Axial-flow compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2004, 57(4): 22.
- [14] 陈 鹏. 船用燃机低亚压气机气动布局方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2021.
CHEN Peng. Research on aerodynamic configuration method of low pressure compressor of marine gas turbine[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2021.

(姜雪梅 编辑)