

Moses 失速模型三维优化修正

张兴发, 李 军, 宋国兴, 周游天
(空军工程大学 航空工程学院 等离子体动力学重点实验室, 西安 710038)

摘 要: 通过低速轴流压气机失速实验,结合压气机失速仿真云图以及实验中所测得的叶片径向压力脉动图,发现失速后为部分叶高失速,而不是全叶高失速。基于失速预测 Moses 模型,通过比较不同径向截面计算得到的总压损失,发现沿径向到叶片截面安装角的变化对模型的计算结果有影响,通过引入参数 B 对模型中的参数 k 进行改进。经过改进后的模型所预测的结果较原模型能够更加准确地预测压气机失速后的情况,改进后的模型可以为压气机设计提供良好的参考设计数据。对高亚声速轴流压气机进行改进,将高速可压这一因素考虑到模型推导中,对模型进行改进,改进后的模型相较于原模型在预测计算高亚声速轴流压气机压比特性上准确度提升了 30%。

关 键 词: Moses 失速模型; 参数 k ; 参数 B ; 轴流压气机; 三维修正
中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Three-dimensional optimization correction of Moses stall model

ZHANG Xingfa, LI Jun, SONG Guoxing, ZHOU Youtian
(Science and Technology on Plasma Dynamics Laboratory,
Aeronautics Engineering College,
Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China)

Abstract: Through the low-speed axial flow compressor stall experiment, and in combination with the compressor stall simulation cloud map and the measured blade radial pressure pulsation diagram in the experiment, partial leaf high stall other than full leaf high stall was found after the stall. Based on the stall prediction Moses model, by comparing the total pressure loss calculated from different radial sections, it was found that variation of the installation angle of the radial blade section had an influence on the calculation result of the model. The parameter k in the model was optimized by introducing the parameter B . The predicted results of the optimized model can predict the situation after the compressor stalls more accurately than the original model. The optimized model can provide good reference design data for the compressor design. The high subsonic axial compressor was optimized, and the high-speed compressible factor was taken into account in the model derivation, and the model was improved. The improved model was compared with the original model in predicting and calculating the high subsonic axial compressor pressure ratio. Feature accuracy increased by 30%.

Key words: Moses stall model; parameter k ; parameter B ; axial compressor; three-dimensional correction

收稿日期:2019-07-15

基金项目:国家自然科学基金(51336011)

作者简介:张兴发(1994—),男,硕士生,主要从事压气机进气畸变的研究。

引用格式:张兴发,李军,宋国兴,等. Moses 失速模型三维优化修正[J]. 航空动力学报,2019,34(12):2719-2728. ZHANG Xingfa, LI Jun, SONG Guoxing, et al. Three-dimensional optimization correction of Moses stall model[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(12):2719-2728.

压气机作为航空发动机的的核心部件,对于发动机的整体性能具有重要的影响。压气机失速一直是航空发动机难以彻底解决的问题,扩大稳定域度是一个能够有效提高压气机稳定性的方法。长期以来,经过众多学者的研究,对于压气机失速有了一个比较确切的了解,聂超群、徐刚等^[1-2]在一台低速轴流压气机上对两种失速先兆类型进行了研究,Levy 等^[3]对压气机失速后的失速团的数目以及旋转速度进行研究。与此同时,科学家们认为叶尖泄漏涡在压气机失速中具有重要的作用。其中,Camp 等^[4]在实验中发现失速首先出现在叶尖区域。Furukawa 等^[5]针对低速轴流式压气机的研究发现,叶尖泄漏涡的位置会随节流过程而不断前移,泄漏涡与压气机轴向的夹角增大。Suder 等^[6]、Chen 等^[7]等针对跨声速压气机的研究同样发现,与低速压气机相似,跨声速压气机随着节流程度的不断加深叶顶泄漏涡的轨迹也会不断前移,泄漏流周向速度更大。Inoue 等^[8-10]指出在低速轴流压气机的近设计工况下,泄漏流在主流影响下卷吸形成泄漏涡,但是在近失速状态下这种涡结构并不存在,同时叶尖位置处低能流团径向上大面积扩展。为了能够在压气机即将进入失速时,及时发现并采取一些措施避免压气机进入失速状态,需要一些预警方法来提前知晓压气机即将失速。其中,张靖焯^[11]通过对动态压力信号的方差分析,提出了一种能够捕捉压气机失稳信号的方法。李传鹏等^[12]通过对压力扰动的特征频率进行分析,设定报警阈值,有效的防止压气机失速。

在长时间的探索研究中,有众多的模型用来预测压气机失速后的状态。Takata 等^[13]提出一个二维模型用来分析轴流压气机内的旋转失速。在模型中,叶片排采用半激盘来代替,流体假设为无粘,通过非线性和非稳态的模拟来得到叶片排的特性曲线。Reitzer^[14]发展了一种理论用来分析压缩系统内的过失稳现象。Tauveron^[15]发展了一个模拟多级轴流透平的非稳态性能数值工具。Davis、Hale^[16-17]发展了一个一维的、非稳态的、逐级计算的模型来研究压缩系统的过失速现象。Moses 和 Thomason^[18]提出了一个计算气流混合引起总压损失的模型。许多的研究者也对这些模型进行了比较,杜文海在通过使用多种模型对一台低速轴流压气机进行失速后的预测,并与实验仿真的结果进行比较,发现 Moses 的失速模型所相较于其他模型更加贴合实验仿真数据,但

仍然与实验数据存在较大的误差。

本文在 Moses 模型的基础上,结合 CFX 数值模拟仿真,进行三维修正,使得模型能够更加准确地预测失速后的状态。通过比较发现,经过三维修正后的模型相较于原模型更加贴合实验与仿真结果。修正后的模型能够更好地为压气机初始设计提供更加准确地数据,为高性能高稳定裕度压气机的设计和改进提供支持。

1 Moose 模型简介

Moses 和 Thomason 针对压气机失速提出了一个由气流混合以及尾迹损失为主的压气机失速模型。在本模型中,为了能够快速计算压气机失速后的状态。作出了以下假设:射流在叶片尾缘平行于弦长方向;平行于弦长的剪应力的大小可以忽略;气流混合是在一定面积下完成的。

气流完成混合后,所对应的总压损失系数和落后角可由下列公式计算得出:

$$\tan \beta_3 = \frac{V_2 \sin \beta_2}{V_1 \cos \beta_1} \quad (1)$$

$$\bar{\omega} = \frac{p_1^0 - p_3^0}{\rho V_1 / 2} = \left(1 + 0.15 \frac{\sigma}{\cos \beta_1}\right) \frac{V_2^2}{V_1^2} + 2 \cos \beta_1 \left(\cos \beta_1 - \frac{V_2}{V_1} \cos \beta_2\right) - \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^2 \beta_3} \quad (2)$$

在流场图 1 中, V_1 为气流进口速度, β_1 为气流进气角度, V_2 为气流出口速度, V_3 为气流混合后气流速度, δ 为气流落后角, β_3 为气流混合后的速度与水平方向的夹角, γ 为叶栅截面安装角度, c 为弦长, s 为栅距, α 为进气角度与安装角之间的差值, F_n 为垂直于弦向的力, F_t 为平行于弦向的剪切力。其中通过参数 k ,可以发现其与压气机叶片的沿径向变化的稠度以及安装角度有关。

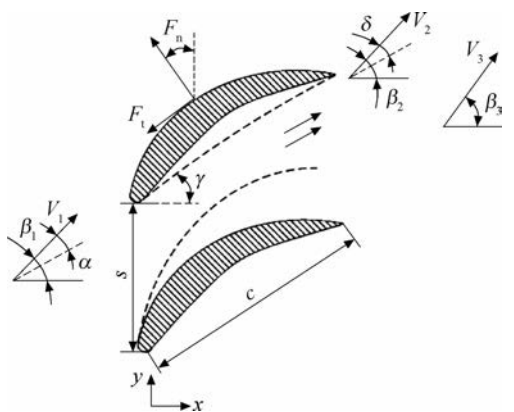


图 1 叶片排失速气流的掺混过程

Fig. 1 Mixing process of blade row exhaust stall flow

众多的失速模型都具有各自的特点,在杜文海的文章中已经对各种模型在一台低速轴流压气机上进行了比较验证,如图 2 所示,图中横坐标 $\bar{\varphi}=V_x/U$ 为流量系数,纵坐标 $\psi=p_e-p_{in}^*/\frac{1}{2}\rho U^2$ 为总静压升系数。式中 p_e 为压气机出口平均静压, p_{in}^* 为压气机进口总压, ρ 为大气密度, U 为叶片中径处线速度。 V_x 为转子进口气流平均轴向速度, U 为转子叶片中径处线速度。

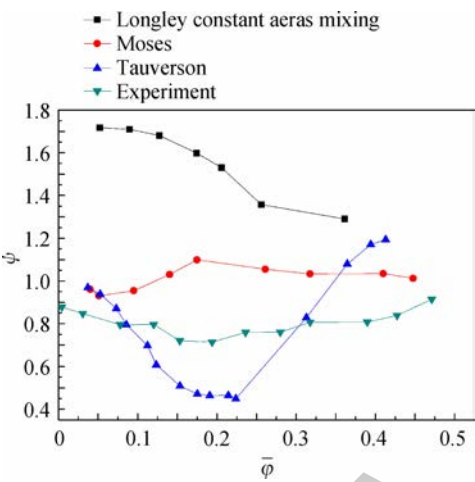


图 2 不同模型在失速区数值模拟结果的比较
Fig. 2 Comparison of numerical simulation results of different models in stall zone

可以看出 Moses 模型相较于其他模型能够更加接近于实验数据的趋势,因此选择在 Moses 模型的基础上进项三维修正改进。

2 低速轴流压气机失速实验

本文中通过低速轴流压气机失速实验来探究压气机失速时失速的产生以及发展,并通过失速后静子后的压力波动来判断失速充分发展后为全叶高失速还是部分叶高失速,为后面失速模型分析与改进提供依据。

2.1 实验系统及测量方法

本文中使用的是空军工程大学等离子体国家级重点实验室低速轴流压气机,实验台的设计性能以及几何参数如表 1 所示。

实验中,压气机转速为 2400 r/min,通过步进电动机控制出口处的节流阀开口大小,从而控制出口流量,测量不同流量下的压气机状态。

本实验中主要对压气机进入失速后的状态进行测量。利用五孔探针测量进气流量、进出口截面总压和静压等。具体的测试方法如下：

表 1 低速轴流压气机设计性能及几何参数
Table 1 Design performance and geometric parameters of low speed axial compressor

参数	数值
设计流量/(kg/s)	6.5
设计转速/(r/min)	3000
总压比	1.025
叶片数目	45
弦长/mm	53.6
叶尖稠度	1.28
平均半径安装角/(°)	60
展弦比	1.866

1) 在压气机进口处设置探针用来检测进口气流的静压；

2) 在 P1 截面周向布置 8 个壁面静压测量孔,用于测量实验流量；

3) 在 P2 截面布置压力五孔探针用于测量进出口截面处的流场,探针方向沿机匣半径方向指向圆心；

4) 在 P4 截面布置五孔探针以及压力脉动探针,用于测量出口处的流场参数压力脉动,在测量过程中,使用位移机构使得压力脉动探针从压气机机匣壁面到轮毂处分别测量 10 个点,每个测量点之间相差 9.5 mm,每个点的测量时间为 15 s。在测完一个出口流量的径向数据以后,通过改变节气阀闭合大小,调节出口流量大小,在不同的出口流量状态下测量,压力脉动探针相关参数如表 2 所示；

5) 在 P3 截面周向布置 8 个 Kulite 的动态压力传感器用于测量周向不同位置的壁面动态压力信号,探针相关参数如表 3 所示；

6) 在 P5 截面周向布置 8 个壁面静压测量孔,测量压气机平均静压升。

图 3 为实验系统结构示意图,P2、P3 以及 P4 测量截面探针的周向位置如图 4 所示。

表 2 压力脉动探针参数
Table 2 Pressure pulsation probe parameters

参数	数值及详情
型号	CYG1222T
精度/级	0.25
量程/kPa	0~5

表 3 Kulite 探针参数
Table 3 Kulite probe parameters

参数	数值
压力范围/kPa	68~70
工作温度范围/℃	−55~175
额定电激励/V	10
最大电激励/V	12
输入电阻/Ω	1 000

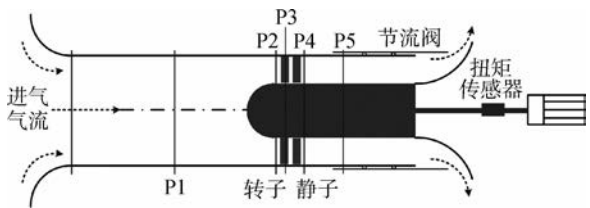


图 3 实验台截面图及测量面
Fig. 3 Section diagram and measuring surface of experimental table

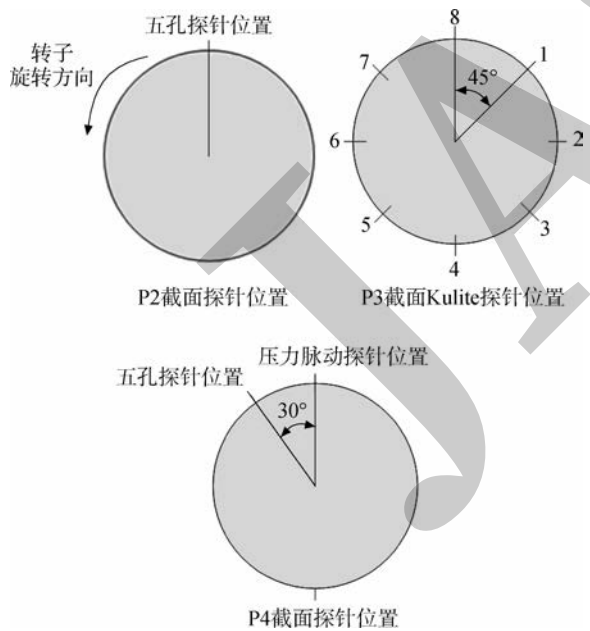


图 4 探针位置示意图(顺气流方向视图)
Fig. 4 Schematic diagram of the probe position (view of the airflow direction)

2.2 实验数据处理分析

通过五孔探针测量的数据求出相应的总静压升系数 ψ 以及流量系数 $\bar{\varphi}$ 。

在动叶后 0.5 倍弦长处布置压力脉动探针用来测量压气机失速之后失速团在叶片径向上的位置。通过步进位移机构来移动探针的位置,测量

在一定流量下的 20%、40%、60%、80% 叶高处的压力脉动。图 5 所示为压气机失速后,出口流量为 2.8 kg/s 时,所测得的各叶高上的压力变化。

通过压力脉动探针在静子出口 0.5 倍弦长处失速团发展成熟后所测量的数据,如图 5 所示,横坐标 t 为转子转动一圈的时间,纵坐标 p 为探针测量得到的压力值。

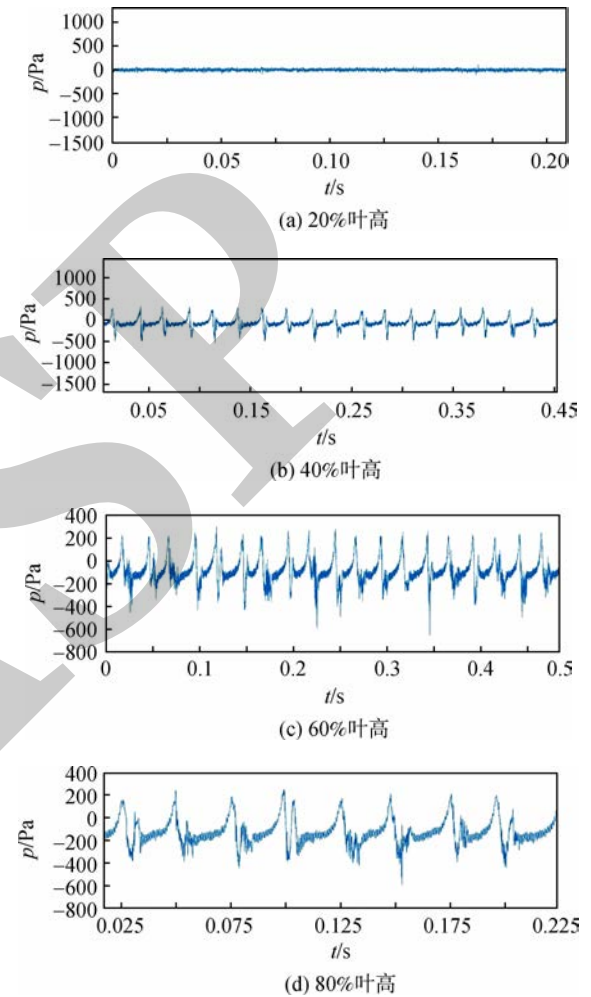


图 5 出口流量为 2.8 kg/s 时转子出口压力脉动
Fig. 5 Rotor outlet pressure pulsation when outlet mass flow is 2.8 kg/s

在所测得的压力脉动中,可以发现在 20% 叶高处压力脉动内没有很大的波动,整体比较平稳。但是在 40%、60% 以及 80% 叶高处,压力值出现有规律的大幅度波动,经过计算每两个波动顶峰之间的时间间隔为 0.213 75 s,转子转速为 2 400 r/min,转动一圈的时间为 0.025 s。说明扰动出现的位置时间间隔与转子转过一周的时间一致,扰动每隔 0.21375 s 便会经过压力脉动探针,压力值会产生较大的波动,压力值减小。当失速后,在失速区压力会相应的减小,所以可以认为在压力

脉动信号中出现压力的波动较大并减小时,是在这一区域有失速团影响。

表明发展成熟的失速团占据了从叶尖到叶根大约 60% 处区域,为部分叶高失速,而没有发展到全叶高失速。

3 压气机全环数值模拟

3.1 仿真模型构建

针对压气机的仿真主要是采用了定常和非定常形结合的方式进行仿真。非定常相较于定常会更加的准确,但是需要大量的计算资源,且计算周期长。所以,在压气机失速前采用定常的计算,在失速后采用非定常计算。

进行网格无关性验证,如图 6 所示,当单通道分别采用 75 万、100 万、125 万、150 万、175 万以及 200 万网格进行仿真计算。对仿真计算得到的总压损失进行比较可以发现,在单通道网格数大于 150 万后计算得到的总压损失基本不再有较大的波动,说明此时网格量再增大对于计算结果的影响不再明显。所以本文的采用单通道网格数为 1 536 425 的网格进行压气机全环的仿真计算,湍流模型选择 SST(shear stress transport)模型。

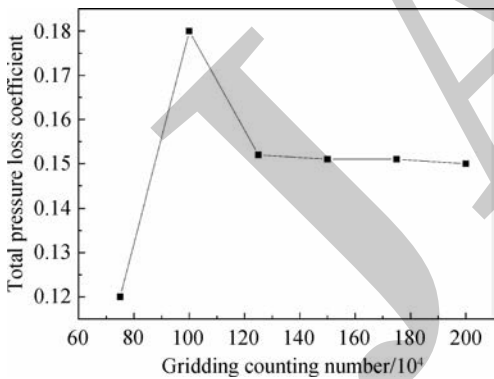


图 6 不同网格数所计算得到的总压损失

Fig. 6 Total pressure loss calculated by different grid numbers

3.2 仿真方法

首先,在定常计算中从大流量出口流量为 4.5 kg/s 开始进行计算,待某一工况计算收敛后,以此计算结果为初场,调节节流系数控制工况点沿等转速线逐渐向稳定性边界逼近,计算下一个工况点。在计算的过程中,大流量工况下的收敛曲线迭代过程中的残差值较小,方均根残差下降至 $10^{-6} \sim 10^{-7}$ 量级。在出口处的流量、静压以及压比等监测参数也是呈现很小的波动,可以认为

计算已经达到了收敛。

通过节流阀节流使得压气机达到稳定性边界后,在近失速状态下采用非定常方式进行计算。湍流模型为 SST 模型,进口边界条件为总温及总压,出口边界条件为流量。选取单通道网格数为 1 536 425 的网格量进行计算,转速为 2 400 r/min。通过静压以及总压监测点,当非定常计算收敛后,监测点会存在周期性的高频小幅度的波动。这是因为在失速后,存在波动导致的。

如图 7 所示为低速轴流压气机仿真网格,网格质量的影响因素有网格正交性、长宽比、延展比等。由于叶尖间隙区域的流动状况是压气机失稳的一个重要的影响因素,为准确捕捉到叶尖区域的流场细节,在每一套网格拓扑结构设计中都对叶尖间隙进行了重点加密。

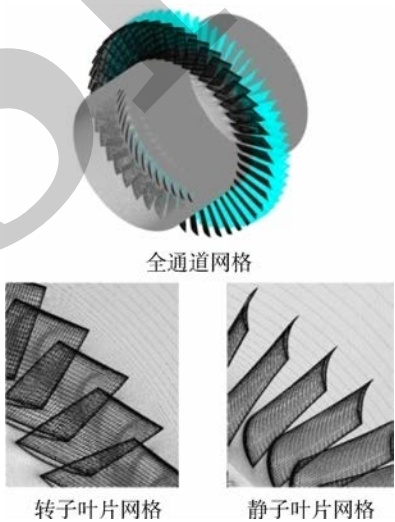


图 7 低速轴流压气机仿真网格

Fig. 7 Simulation grid for low speed axial compressor

3.3 仿真模型验证

通过比较低速轴流压气机级全环仿真结果与实验结果进行比较,如图 8 所示,可以发现数值仿真的结果预实验结果较为符合,从而确定了数值仿真计算结果的可信度。

该数值计算模型,经过网格无关性验证,采用单通道 175 万网格量,SST 湍流模型。进口边界条件为总温及总压,出口边界条件为流量。所以通过此数值仿真模型全通道数值仿真西北工业大学高亚声速轴流压气机,结合仿真流场分析高亚声速压气机失速后的流场。其网格如图 9 所示,几何参数如表 4 所示。

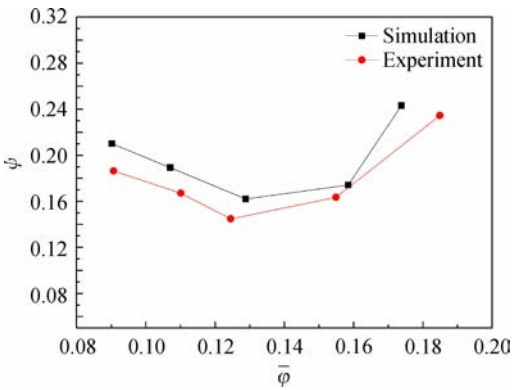


图 8 仿真结果与实验数据比较

Fig. 8 Comparison of simulation results with experimental data

4 Moses 模型在低速轴流压气机中的改进

4.1 仿真结果分析

通过将仿真模型计算得到的总压损失与实验数据进行比较,如图 8 所示。

通过图 8 中实验数据与仿真结果的比较,可以看出仿真结果能够比较好地反映出实验数据的趋势,并且误差在合理范围内,仿真的结果可以用来进行失速时内部流场分析,具有较高的可信度。

在仿真结果的处理中,主要是对随着失速程度的不断加深,失速团充分发展之后的状态进行了探究。

图 10、图 11 是出口流量为 2.8 kg/s 时的叶片上的总压和速度截面云图。可以看出,压气机随着出口流量的不断减小,失速团在发展稳定以后,并没有占据整个叶高,而是占据了一部分叶高,属于部分叶高失速,这与前文压气机失速实验中所验证的结果相一致。

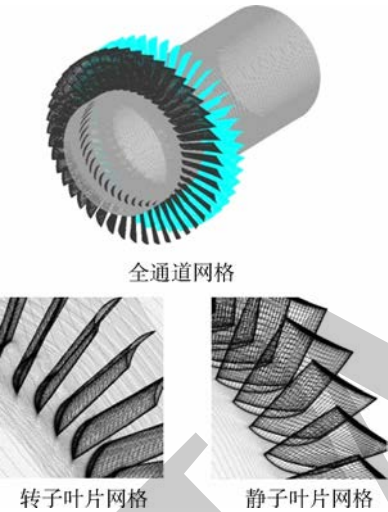


图 9 高亚声速轴流压气机网格

Fig. 9 High subsonic axial flow compressor grid

表 4 设计性能以及几何参数

Table 4 Design performance and geometric parameters

参数	数值
设计流量/(kg/s)	5.6
设计转速/(r/min)	15 200
总压比	1.249
等熵效率	0.905
叶片数目	30
转子顶部直径/mm	298
轮毂比	0.61
顶部间隙/mm	0.3
叶尖相对马赫数	0.78
稠度(叶尖、叶根)	1.165, 0.96
平均半径安装角/(°)	60
平均展弦比	1.94

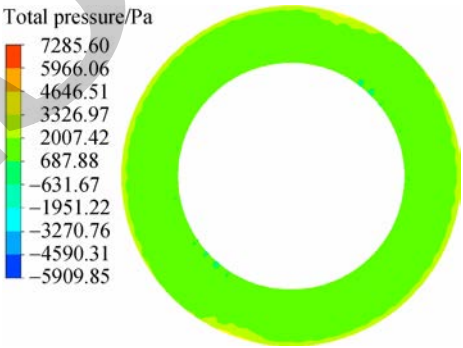


图 10 叶片处总压截面云图

Fig. 10 Cloud diagram of total pressure section at blade

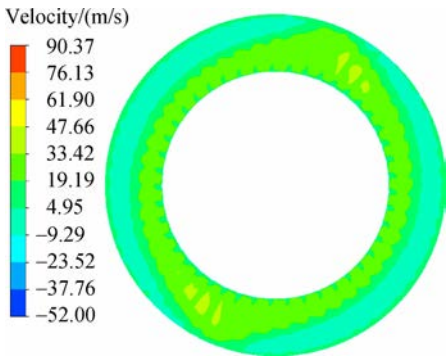


图 11 转子后轴向速度分布云图

Fig. 11 Axial velocity distribution cloud diagram of rotor

通过对仿真结果的分析以及实验结果显示,证明了本台压气机失速为部分叶高失速。

4.2 对参数 k 的三维改进修正

将压气机叶型的数据利用插值的方法,得到多个叶片前缘的点,相应的得到多个叶片后缘的相对应的点。通过两点之间的坐标,利用距离公式可以计算出叶片沿径向上的弦长 c 的变化。利用公式 $s=2/(45\pi r)$, r 为点到相应圆截面圆心的距离。利用稠度公式 $\sigma=c/s$ 。利用得到的沿径向变化的 k 值,对 Moses 进行三维修正。

首先,本文中稠度对于模型计算结果的影响进行了比较,如图 12 所示。

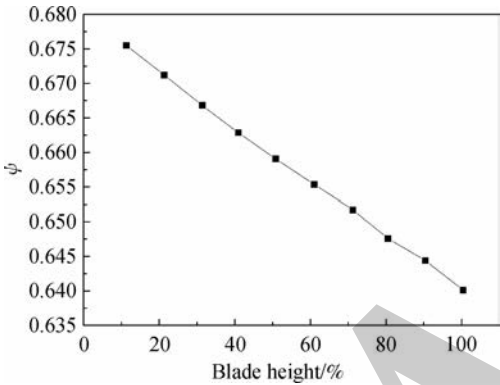


图 12 不同叶高截面 Moses 计算的总压损失
Fig. 12 Total pressure loss calculated by Moses at different blade heights

随着叶片径向位置不同,叶片的稠度和安装角度是有所变化的沿叶片径向总共提取了 10 个截面,分别是 10%、20%、30%、40%、50%、60%、70%、80%、90%、100% 叶高处。通过图 12 中看出,每相差 10% 叶高,总压损失系数便会相差 2% 左右,对于模型计算的总压损失系数是有较大的影响的,这也为本文中对模型三维修正提供了依据。

图 13 为采用叶片中径处的安装角度以及稠度,模型所计算的结果与低速轴流压气机失速实验所获得的实验结果进行比较:

通过图 13 中的曲线可以看出,在流量大于 2.0 kg/s 时,模型所计算的结果相较于实验结果能够很好地反映出压气机失速后的状态趋势。但是在流量低于 2.0 kg/s 之后,模型计算的结果相较于实验结果有较大的差距,且与实验结果的趋势有较大的差距。通过前面的低速轴流压气机失速实验以及全环仿真的流场分析,得知该低速轴流压气机失速后为部分叶高失速,并不是全叶高

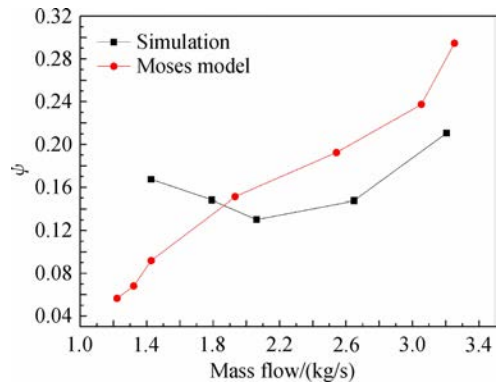


图 13 实验数据与 Moses 计算结果比较
Fig. 13 Experimental data were compared with the calculated results of Moses

失速。
在此,引入百分比参数 B 用来表示失速团充分发展之后所占据的叶片径向长度的百分比。对于不同的压气机参数 B 会有所不同,根据参数 B 可以更加准确地计算不同流量下的总压损失系数。

利用参数 B 对参数 k 进行修正

$$\bar{k} = \frac{n \cdot 0.15 \sigma_n / \cos \beta_1}{B} L \tag{3}$$

式中 n 为在失速团充分发展区域所取的截面数,理论来说, n 越大越好; σ_n 为在所取界面上的稠度; L 为叶高。

将改进后的模型计算得到的总静压升系数与实验进行比较,如图 14 所示。

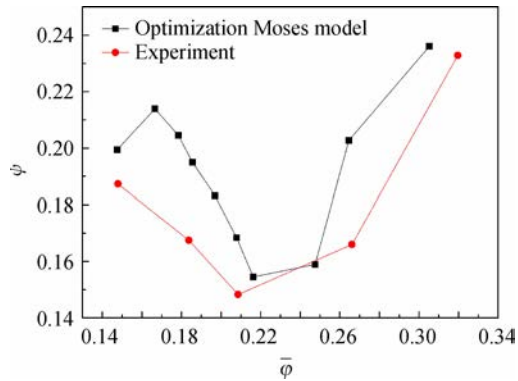


图 14 改进模型与实验数据计算结果比较
Fig. 14 Optimization model is compared with the calculated results of experimental data

通过图 14 中的曲线可以看出,在对模型进行了三维修正以及引入参数 B 以后, Moses 所计算出的压升曲线的趋势能够比较好地吻合实验所测得的结果。相较于没有修正时的模型所计算的结果,在流量低于 2.0 kg/s 时所出

现的与实验结果存在较大误差这一现象得到了较大的改善。

5 Moses 模型在高亚声速轴流压气机中的应用与改进

运用 Moses 模型预测计算高亚声速轴流压气机失速后压比特性线,本文中压比的计算公式出口总压比进口总压

$$\pi^* = \frac{p_{out}^*}{p_{in}^*} \tag{4}$$

模型计算压比曲线与数值仿真结果进行比较,如图 15 所示。

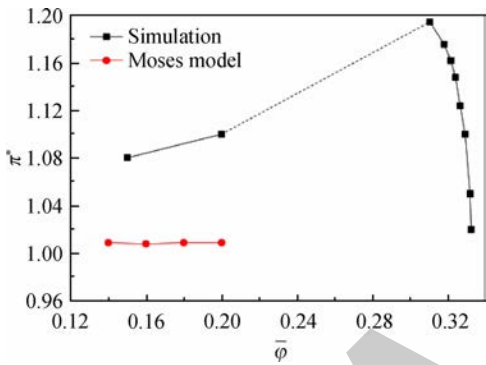


图 15 数值仿真计算与 Moses 模型计算压比曲线
Fig. 15 Pressure ratio curve is calculated by numerical simulation and Moses model

运用 Moses 预测计算压气机在失速工况下的压比,如图 15 所示,Moses 计算得到的压比曲线与都随着流量系数的减少,变化趋势一致,但是 Moses 模型计算得到值普遍大于数值仿真计算结果,说明在用 Moses 模型计算高亚声速轴流压气机时总压损失系数偏小,从而导致模型计算结果大于数值仿真结果。下面通过对高亚声速轴流压气机流场进行分析,探究模型计算得到的总压损失系数偏小的原因。

高亚声速压气机中由于气流的速度比较大,气流的密度与低速轴流压气机时有所不同,根据速度云图(图 16)、密度云图(图 17)可以发现,在转子前后气流的马赫数达到了 0.441,此时气流不能被视作不可压。并且为了各级之间的匹配,高亚声速压气机流道的面积在不断地收缩,这也对应于气流密度变化,从而导致在叶片径向不同的流面上,气流单元进出口面积不一样。在 Moses 模型的推导过程中,认为气流密度是不变的,所以模型在计算高亚声速轴流压气机失速工况下总压损失时,会产生误差,下面针对密度变化这一

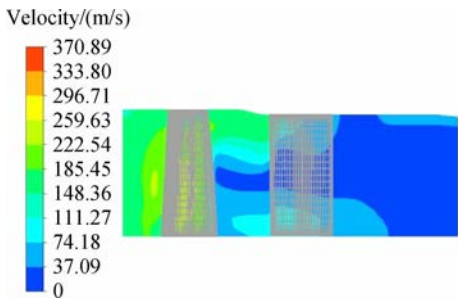


图 16 速度变化云图
Fig. 16 Velocity variation cloud diagram

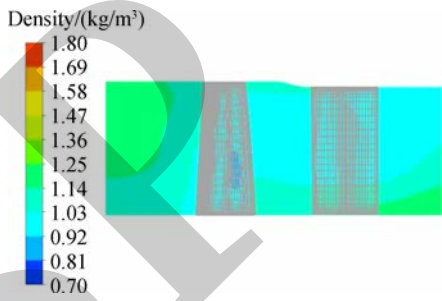


图 17 密度变化云图
Fig. 17 Density variation cloud diagram

因素对模型进行改进推导得到考虑 ρ 变化的总压损失计算公式:

$$\bar{\omega} = \frac{p_1^* - p_3^*}{\rho V_1/2} = \left(1 + 0.15 \frac{\sigma}{\cos \beta_1}\right) \frac{V_2^2}{V_1^2} + 2 \cos \beta_1 \left(\cos \beta_1 - \frac{V_2}{V_1} \cos \beta_2\right) - \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^2 \beta_3} \tag{5}$$

运用改进后的模型预测计算压气机失速工况下压比变化,并与数值仿真结果进行比较,如图 18 所示。

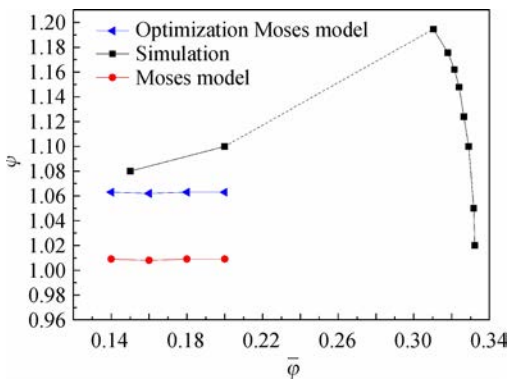


图 18 改进 Moses 模型与原模型计算结果比较
Fig. 18 Results of optimization Moses model are compared with the original model

改进后的模型在 V_2/V_1 前添加了叶片后与叶片前的密度比 ρ_2/ρ_1 , 通过密度变化云图可知 ρ_2/ρ_1 是大于 1 的, 所以会使得总压损失系数 $\bar{\omega}$ 变小, 从而使得 Moses 模型计算高亚压气机压比上升。在原模型对高亚压气机的压比计算中, 模型计算得到的压比结果明显大于数值仿真结果, 在加入密度变化这一因素后使得模型计算结果变得更加准确。说明改进后的 Moses 失速模型相较于原失速模型更加适用于高亚声速轴流压气机。对于其他高亚声速压气机在以后的研究中对改进后模型计算效果进行验证。

6 结 论

- 1) 通过压力脉动探针对压气机失速后叶片不同叶高处压力进行测量后发现低速轴流压气机失速后为部分叶高失速, 这与仿真云图所显示的结果相一致。
- 2) 基于二维 Moses 模型, 分析发现叶片安装角度以及稠度对于模型计算的总压损失系数具有较大的影响。
- 3) 针对压气机在失速后, 引入参数 B , 结合参数 k , 对 Moses 模型进行径向修正, 使得模型所计算的结果与实验更加的贴合, 提高了模型计算的准确性。
- 4) 根据高亚声速流场中的特征, 针对气流高速可压这一因素对 Moses 模型进行改进, 改进后的模型相较于原模型在计算高亚声速轴流压气机压比准确度上提高了 30%。

参考文献:

[1] 聂超群, 陈静宜, 蒋浩康, 等. 低速轴流压气机旋转失速先兆特征的实验分析[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(3): 293-298.

NIE Chaoqun, CHEN Jingyi, JIANG Haokang, et al. Experimental analysis of the precursory characteristics of rotating stall of low speed axial compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(3): 293-298. (in Chinese)

[2] 徐刚, 程晓斌, 聂超群, 等. 两级低速轴流压气机的喷气实验的非定常响应[J]. 工程热物理学报, 2002, 23(1): 27-30.

XU Gang, CHENG Xiaobin, NIE Chaoqun, et al. Unsteady response of jet experiments in a two-stage low-speed axial compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2002, 23(1): 27-30. (in Chinese)

[3] LEVY Y, PISMENNY J. The number and speed of stall

cells during rotating stall[R]. Atlanta, Georgia, USA: ASME Turbo Expo collocated with the International Joint Power Generation Conference, 2003.

[4] CAMP T R, DAY I J. A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 393-401.

[5] FURUKAWA M, INOUE M, SAIKI K, et al. The role of tip leakage vortex breakdown in compressor rotor aerodynamics[J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(3): 469-480.

[6] SUDER K L, CELESTINA M L. Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(2): 218-229.

[7] CHEN J P, HATHAWAY M D, HERRICK G P. Prestall behavior of a transonic axial compressor stage via time-accurate numerical simulation[J]. Journal of Turbomachinery, 2008, 130(4): 041014243-041014254.

[8] INOUE M, KUROMARU M, FUKUHARA M. Behavior of tip leakage flow behind an axial compressor rotor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1986, 108(1): 7-14.

[9] INOUE M, FURUKAWA M, SAIKI K, et al. Physical explanations of tip leakage flow field in an axial compressor rotor[R]. Stockholm, Sweden: ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 1998.

[10] INOUE M, KUROMARU M, IWAMOTO T, et al. Detection of a rotating stall precursor in isolated axial flow compressor rotors[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2): 281-287.

[11] 张靖焯. 一种捕捉预示压气机失稳预警信号的新方法的研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2): 270-277.

ZHANG Jingxuan. Study of a new method for giving warning signals of instability[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(2): 270-277. (in Chinese)

[12] 李传鹏, 胡骏, 王英锋, 等. 近失速压力扰动的试验[J]. 航空动力学报, 2006, 21(2): 386-390.

LI Chuanpeng, HU Jun, WANG Yingfeng, et al. Experimental study of pre-stall pressure disturbances in a low-speed axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(2): 386-390. (in Chinese)

[13] TAKATA H, NAGANO S. Nonlinear analysis of rotating stall[J]. Journal of Engineering for Power, 1972, 94(4): 279-293.

[14] REITZER E M. Surge and rotating stall in axial flow compressors: Part II experimental results and comparison with theory[J]. Journal of Engineering for Power, 1976, 98(2): 199-211.

[15] TAUVERON N. Simulation numérique et analyse du

déclenchement et du développement des instabilités axiales dans les turbomachines; application à un transitoire de brèche dans un réacteur nucléaire à hélium[D]. Lyon, France;Ecole Centrale de Lyon,2006.

[16] DAVIS M W. A stage-by-stage post-stall compression system modeling technique: methodology, validation, and application[D]. Blacksburg, Virginia, USA: Virginia Polytechnic Institute and State University,1986.

[17] HALE A A,DAVIS M W. Dynamic turbine engine compressor code: dyntecc-theory and capabilities[R]. AIAA 92-3190,1992.

[18] MOSES H L, THOMASON S B. An approximation for fully stalled cascades[J]. Journal of Propulsion and Power, 1986,2(2):188-189.

(编辑:叶 青、王碧珺)