

跨声速轴流压气机失速边界预测方法

钟勇健¹, 滕金芳¹, 徐 玺¹, 羌晓青¹, 吴亚东¹, 欧阳华²

(1. 上海交通大学 航空航天学院, 上海 200240;

2. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要: 研究了跨声速、单级设计压比为 1.82 的 Stage 35 轴流压气机与单级设计压比为 2.05 的 Stage 37 轴流压气机在不同转速下的特性. 在 HARIKA 原型程序基础上, 改进了其叶排效率、落后角、理论能头计算模型, 采用了两种轴流压气机失速边界的预测方法, 第 1 种为 HARIKA 原型程序的分离流量预测方法, 第 2 种为 Koch 所提出的失速静压升系数预测方法, 所得特性计算结果与实验点吻合较好, Stage 35 设计点效率的误差由原型的 3.9% 降低到改进后的 1.5%, Stage 37 设计点效率的误差由 3.1% 降低到 1.9%. 两种预测方法对失速边界流量的预测误差最小分别可达 1.3% 与 1.6%, 表明两种失速边界预测方法都是可行的.

关 键 词: 跨声速轴流压气机; 一维计算; 效率模型; 失速边界; 预测

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Prediction method of stall margin in axial-flow transonic compressor

ZHONG Yong-jian¹, TENG Jin-fang¹, XU Xi¹, QIANG Xiao-qing¹,
WU Ya-dong¹, OUYANG Hua²

(1. School of Aeronautics and Astronautics,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. School of Mechanical Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: Performance of single stage axial-flow transonic compressor Stage 35 of design pressure ratio 1.82 and Stage 37 of design pressure ratio 2.05 at different rotation speeds was presented. Based on the HARIKA program, three models for respectively predicting cascade efficiency, deviation angle and head rise were improved. Two methods for predicting stall margin of axial-flow compressors were used. The first one was separation mass flow prediction method in HARIKA program. The second one was stalling static pressure rise coefficient prediction method proposed by Koch. Good agreement was achieved between the computation results and experiment data. The efficiency error of Stage 35 at design point decreases from 3.9% to 1.5%. The efficiency error of Stage 37 decreases from 3.1% to 1.9%. The minimum error of mass flow of stall margin predicted by two methods is 1.3% and 1.6% respectively. The result indicates that two methods used to predict stall margin are feasible.

Key words: axial-flow transonic compressor; one-dimensional computation; efficiency model; stall margin; prediction

轴流压气机的旋转失速与喘振现象由于其危害性和复杂性而一直是一个研究热点. 在轴流压气机的一维方案设计阶段, 研究人员就希望能够依靠一些失速预测模型来较为准确地预测其全工况范围内的失速边界, 其中有两种失速预测模型较为流行. 第1种为 HARIKA 原型程序的分离流量预测方法, 第2种为 Koch 所提出的失速静压升系数预测方法^[1]. 欧美国家在轴流压气机的一维方案设计阶段普遍采用第2种失速预测模型进行特性计算^[2-5], 国内也采用第2种失速预测模型进行了一些相关研究^[6-11], 得出了该模型可以在一维方案设计阶段较为准确地预测轴流压气机的失速边界.

随着现代轴流压气机设计向着高负荷和高效率的方向发展, 高压压气机的前面级都采用了跨声速级设计, 其典型叶尖马赫数为 1.3~1.4, 单级压比提高, 且叶型也摆脱了传统叶型而大量采用定制叶型, 为此基于传统轴流压气机设计的一维特性预测计算经验公式也必须改进才能使计算更为准确^[12]. 国内外在一维计算时基本上采用两种修正方法: 一是对参数计算结果直接进行系数修正; 二是采用实验数据对经验模型的各个变量进行函数拟合. Koch 与 Smith^[13]通过大量实验数据拟合所得的经验损失模型至今仍被奉为经典而被广泛应用^[14], 本文对模型的修正借鉴了其函数拟合的方法. 跨声速轴流压气机 Stage 35 与 Stage 37 是先进核心压气机的典型进口级, 在设计转速下, Stage 35 最高效率可达 0.845, 相应的压比可达 1.842, 设计转速的失速裕度为 21.8%^[15]; Stage 37 最高效率可达 0.840, 相应的压比可达 2.05, 设计转速的失速裕度为 10%^[16]. Stage 35 与 Stage 37 是用于研究跨声速轴流压气机失速边界^[17-18]的良好研究对象.

为此, 本文采用两台跨声速轴流压气机(以下简称压气机)进行失速边界预测方法研究. 首先使用 HARIKA 原型程序计算其各工况性能, 然后改进了其叶排效率、落后角、理论能头计算模型, 再使用两种失速边界预测方法分别对其失速边界进行预测, 通过与实验数据的对比分析评估两种失速边界预测方法的效果.

1 计算方法

本文使用的压气机一维特性计算程序 HARIKA 源于俄罗斯进口程序(详见萨奇科娃《一维平均半径轴流压气机气动设计》中译本资

料), 该程序计算方法与级叠加法类似, 但是优于级叠加法. 其在动叶与静叶出口都设立计算站, 并且对中径处的计算引入了沿叶高的修正, 同时引入大量的实验修正, 比级叠加法更加接近压气机的实际工作情况. 在压气机几何参数、转速、流量和进口条件一定的情况下, 在每个叶片排进出口轴向间隙的平均半径处求解变比热比理想气体控制方程, 并与冲角、落后角、流动损失和理论能头等计算模型进行迭代, 通过特性线循环、特性点循环、级循环 3 层循环计算出不同转速与流量下的压气机特性参数.

1.1 叶排效率、落后角和理论能头模型修正

HARIKA 原型程序中叶排效率、落后角和理论能头模型对压气机一维特性计算结果都有很大影响. 本文在用 HARIKA 原型程序的叶排效率、落后角和理论能头模型计算压气机 Stage 35 与 Stage 37 的特性后, 发现原始模型在预测压气机各叶排效率、落后角与理论能头时均存在一定误差, 故采用了与之更相适应的修正后的模型重新进行了计算. 3 种模型的经验公式修正是在 HARIKA 原型程序叶排效率、落后角和理论能头模型的基础上, 按照原型变量函数关系, 采用 General Electric(GE)公司高效节能发动机 E³ 高压压气机的设计、实验数据进行拟合系数并修正模型公式所得. 该 E³ 高压压气机为跨声速轴流压气机, 10 级压比达到 23:1; 第 1 级转子叶片叶尖马赫数为 1.353, 单级压比为 1.72, 轮毂比为 0.507.

修正的叶排效率模型分亚声速叶型和超声速叶型两种计算模型, 其中亚声速叶型的叶排效率 η 为轮毂比 d_1 和速度系数 λ_1 的函数, 超声速叶型的叶排效率 η 为速度系数 λ_1 的函数.

对于亚声速叶型, 若 $\lambda_1 \leq 0.72$

$$\eta = (1.080d_1 - 0.959)\lambda_1 - 0.823d_1 + 1.618 \quad (1)$$

若 $\lambda_1 > 0.72$

$$\eta = -83.199\lambda_1^3 + (-111.371d_1 + 291.581)\lambda_1^2 + (-295.383 + 165.497d_1)\lambda_1 - 61.533d_1 + 93.551 \quad (2)$$

对于超声速叶型, 若 $\lambda_1 \leq 0.6$

$$\eta = 0.8 \quad (3)$$

若 $\lambda_1 > 1.1$

$$\eta = 0.945 - (\lambda_1 - 1.1)^2 \quad (4)$$

若 $0.6 < \lambda_1 \leq 1.1$

$$\eta = -0.0007\lambda_1^3 + 0.007\lambda_1^2 - 0.026\lambda_1 + 0.933 \quad (5)$$

转子和静子落后角 δ 在卡特公式基础上进行修正,具体按下列关系式计算:

$$\delta = \frac{0.92x_f^2 - 0.002\beta_{2k} + 0.18}{\sqrt{\frac{b}{t}} - 0.002K} \times K \quad (6)$$

其中

$$K = k_x \times k_c \times k_g \times k_b \quad (7)$$

系数 k_x 亚声速叶型取为 1.1,超声速叶型取为 1.0.

系数 k_c 对于亚声速叶型,若 $d_1 > 0.93$

$$k_c = \frac{0.455}{\frac{c_{2a}}{c_{1a}} \frac{d_{k1}}{d_{k2}} - 0.545} - 0.555 \times d_1 \quad (8)$$

若 $0.75 < d_1 \leq 0.93$

$$k_c = \frac{0.455}{\frac{c_{2a}}{c_{1a}} \frac{d_{k1}}{d_{k2}} - 0.545} \quad (9)$$

若 $0.4 < d_1 \leq 0.75$

$$k_c = \frac{1.3 \times (d_1 - 0.4)}{\frac{c_{2a}}{c_{1a}} \frac{d_{k1}}{d_{k2}} - 0.545} - 2.112 \times d_1 + 1.366 \quad (10)$$

若 $d_1 \leq 0.4$

$$k_c = 1.0 \quad (11)$$

对于超声速叶型

$$k_c = \frac{0.455}{\frac{c_{2a}}{c_{1a}} \frac{d_{k1}}{d_{k2}} - 0.545} \quad (12)$$

其中 d_{k1} 与 d_{k2} 为进出口外径, c_{1a} 与 c_{2a} 为进出口轴速.

系数 k_b 取值如下:若 $\beta_2 < 60^\circ$

$$k_b = 1.0 + 0.0015 \times (60 - \beta_2) + 0.0003 \times (60 - \beta_2)^2 \quad (13)$$

若 $\beta_2 > 60^\circ$

$$k_b = 1.0 \quad (14)$$

系数 k_g 是强制修正系数,本文取为 1.0.

式(6)~式(14)中 x_f 为最大挠度位置, β_{2k} 为出口结构角, b 为弦长; t 为栅距, θ 为弯角, β_2 为出口气流角.

除了特性线的垂直段,理论能头 h 的计算方法如下:首先计算最优点(最高效率点)的理论能头,接着找出每点的理论能头与最优点理论能头的关系,然后通过一组修正的实验关系曲线求得特性线上除最优点外其他点的理论能头.

若 $\varphi < 1$

$$h = (1 - \varphi) K_n K_e \left[1 + K_{M_u} - \frac{0.065\varphi}{R(1 - d_1) \tan \beta_2} \right] \quad (15)$$

若 $1 \leq \varphi \leq 1.3$

$$h = 0.9(1 - \varphi) \quad (16)$$

若 $\varphi > 1.3$

$$h = 1.03 - \varphi \quad (17)$$

其中 K_{M_u} 为马赫数修正系数, K_n 与 K_e 为与展弦比、轮毂比、最优点理论能头相关的修正系数. K_e 小于 1 时加上 0.5 的修正量, R 为平均半径与外径比值, φ 为流量系数.

1.2 失速边界预测

1.2.1 失速静压升系数模型预测

失速静压升系数模型是 GE 公司根据大量低速压气机实验数据得到,并经多台高速压气机实验验证,适用于除串列叶栅之外的所有轴流压气机,轮毂比范围可达 0.4~0.92,包括亚声速轴流压气机以及叶尖相对马赫数为 1.6 以下的超声速轴流压气机^[1]. 其将叶栅通道类比于二维扩压器,采用叶栅中线长度 l 和叶栅出口垂直于气流方面的宽度 g_2 之比 l/g_2 作为压气机失速静压升的关联参数.

$$\frac{l}{g_2} = \sigma \cdot \frac{\frac{\theta}{2}}{\sin\left[\frac{\theta}{2}\right]} \cdot \frac{s_1}{s_2} \cdot \frac{1}{\cos \beta_2} \quad (18)$$

分别计算转子与静子的参数后,级的参数由转静子加权平均得到

$$\left(\frac{l}{g_2} \right)_{\text{stage}} = \frac{\left(\frac{l}{g_2} \right)_{\text{rotor}} W_1^2 + \left(\frac{l}{g_2} \right)_{\text{stator}} V_{\text{stator-inlet}}^2}{W_1^2 + C_2^2} \quad (19)$$

式中 $V_{\text{stator-inlet}}^2$ 为静子进口绝对速度.

该模型根据压气机实验数据总结归纳出了一组关联曲线,将压气机的级失速静压升系数与径向间隙、叶排轴向间隙以及雷诺数关联起来,并考虑了速度三角形的影响;其具体修正系数计算方法见文献[1]. 修正后的失速静压升系数的公式为

$$C'_{h'} = C_{h,ef} K_1 K_2 K_{Re} K_{ef} \quad (20)$$

其中 K_1 为考虑径向间隙影响的修正系数, K_2 为考虑轴向间隙影响的修正系数, K_{Re} 为考虑雷诺数影响的修正系数, K_{ef} 为考虑速度三角形影响的修正系数, $C_{h,ef}$ 为标准状态下的有效静压升系数.

压气机的级静压升系数定义为

$$C_h = \frac{c_p t_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]_{\text{stage}} - \frac{(U_2^2 - U_1^2)_{\text{rotor}}}{2}}{\frac{W_{1,\text{rotor}}^2 + W_{1,\text{stator}}^2}{2}} \quad (21)$$

其中 p_1, p_2 为叶栅进出口静压; t_1 为进口静温; σ 为稠度; s_1, s_2 为进出口栅距; W_1 为进口相对速度; C_1 为进口绝对速度; c_p 为比定压热容; κ 为等熵指数; U_1, U_2 为进、出口圆周速度。

计算得到压气机级的静压升系数后,与压气机各级的失速静压升系数比较,若超过失速静压升系数,则认为该级失速。

1.2.2 分离流量模型预测

分离流量模型采用分离气动载荷加以判定。对于单排叶片,动叶和静叶的分离流量分别由各自的分离气动载荷计算得到。

动叶分离气动载荷计算公式为

$$f_{gk} = f_{ga} f_{gr} \quad (22)$$

静叶分离气动载荷计算公式为

$$f_{gka} = 1.2 f_{gk} \quad (23)$$

其中 f_{ga} 为与相对换算转速和轮毂比有关的参数, f_{gr} 为考虑雷诺数的修正系数。

根据动叶分离气动载荷确定动叶的分离流量系数,其过程如下:由动叶进出口的稠度、展弦比求得相对速度系数的初值和相对气流角正弦值的初值。根据求得的相对气流角正弦值的初值和相对速度系数的初值开始迭代计算,求得新的相对气流角正弦值。比较两次计算相对气流角正弦值的误差,如果在给定范围内,则认为计算得到的流量系数为分离流量系数;否则,根据新的相对气流角正弦值和相对速度系数,重新迭代计算,直至收敛。

动叶的分离流量系数计算公式为

$$\varphi_k = \frac{R}{\cot \alpha + \cot \beta} \quad (24)$$

其中 α, β 为进口气流角的绝对值与相对值。

静叶的分离流量系数计算公式为

$$\varphi_a = \frac{5.2 f_{i3} f_{i2}}{\sqrt{f_{i1}}} \quad (25)$$

其中

$$f_{i1} = t_{i1} \left[b_{i2} t_{i1} + \frac{h_3}{b} \sin \alpha_2 \right] \quad (26)$$

$$f_{i2} = t_{i1} b_{i2} - \frac{h_3}{b} \sin \alpha_2 \quad (27)$$

$$f_{i3} = \frac{1.2 - 2D_{a\max}}{1.0 - 0.35\lambda_2^2} \quad (28)$$

其中 t_{i1}, b_{i2}, b_{i1} 为与稠度、气流角、展弦比相关的参数; h_3 为叶高; $D_{a\max}$ 为最大厚度。

在压气机级的工作状态下,静叶的分离流量系数与前面动叶的工作状态有关,动叶是否处于失速状态,静叶相应的分离流量系数是不同的。最后根据动叶与静叶的分离流量系数可得到压气机级失速时的分离流量系数。

2 计算结果与分析

本文采用上述计算方法对压气机 Stage 35 与 Stage 37 进行了验证计算。压气机 Stage 35 的设计参数见表 1。

表 1 Stage 35 的设计参数

Table 1 Design parameters of Stage 35

参数	数值
级压比	1.82
进口总压/Pa	101400
进口总温/K	288.2
进口流量/(kg/s)	20.188
级能头系数	0.262
设计转速/(r/min)	17188.7
进口叶尖速度/(m/s)	454.456
轮毂比	0.70

采用 HARIKA 原型程序的特性计算结果见图 1 与图 2 (n 为相对转速,以下简称转速; π^* 为压比; η^* 为效率; G 为流量)。原型程序在转速为 100% 的压比计算上,非垂直段存在较大误差,压比整体偏低,压比最高点左侧的工况点

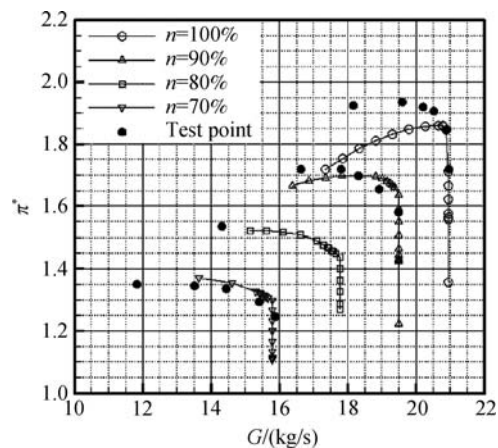


图 1 HARIKA 原型程序压比特性 (Stage 35)

Fig. 1 Performance of pressure ratio by HARIKA original program (Stage 35)

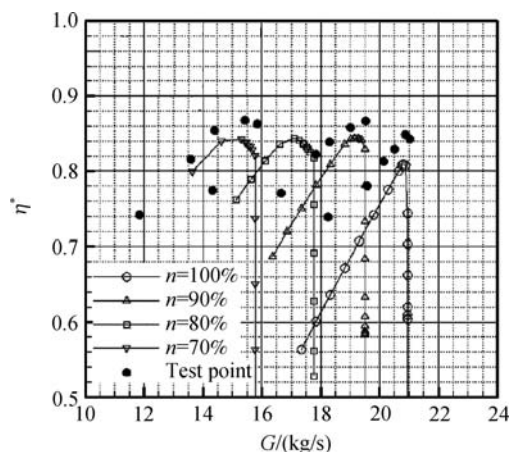


图 2 HARIKA 原型程序效率特性(Stage 35)

Fig. 2 Performance of efficiency by HARIKA original program (Stage 35)

走势也与实验点偏离较大;部分转速的特性线走势与实验点基本符合,各个部分转速的压比计算值与实验点吻合良好.原型程序对效率的预测存在偏差,各个转速下的最高效率计算值都低于实验点,各个转速的特性线走势与实验点比较符合.

改进程序的特性计算结果见图 3 与图 4.改进程序对压比的计算比较准确,各条特性线的压比计算值与实验点基本吻合,转速为 90% 与 100% 下的计算曲线与实验点的走势略有偏差;转速为 70% 与 80% 的计算曲线与实验点吻合良好.改进程序对效率的计算与实验点比较吻合,转速为 90% 的特性线的最高效率计算值略高于实验点,其余 3 条转速特性线的效率计算值与实验点基本相同,大部分实验点都落在计算曲线上,各条特性线走势与实验点吻合良好.

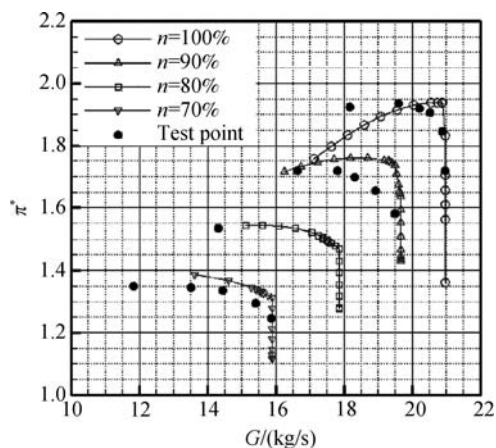


图 3 改进程序压比特性(Stage 35)

Fig. 3 Performance of pressure ratio by improved program (Stage 35)

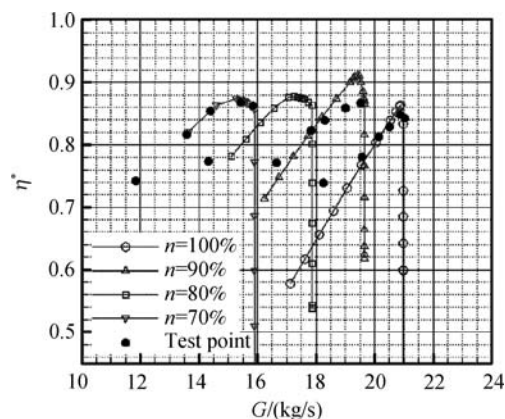


图 4 改进程序效率特性(Stage 35)

Fig. 4 Performance of efficiency by improved program (Stage 35)

落后角及叶排效率模型是 HARIKA 原型程序中影响计算精度的关键因素. HARIKA 原型程序在落后角及叶排效率的计算上存在较大误差,导致效率预测偏小,计算程序改进后效率计算结果得到改善.程序改进前后效率计算值与特性曲线的走势基本不变,改进程序对效率最高点的计算略偏大.同时,程序改进后压比计算值得到提高,比原型程序的计算结果更加吻合实验点数据.

Stage 37 的设计参数见表 2. 采用 HARIKA 原型程序的特性计算结果见图 5 与图 6,改进程序的特性计算结果见图 7 与图 8.

表 2 Stage 37 的设计参数

Table 2 Design parameters of Stage 37

参数	数值
级压比	2.05
进口总压/Pa	101400
进口总温/K	288.2
进口流量/(kg/s)	20.188
级能头系数	0.319
设计转速/(r/min)	17188.7
进口叶尖速度/(m/s)	454.136
轮毂比	0.70

由 Stage 37 的计算结果可知,计算程序改进后压比与效率计算均得到改善.转速为 90% 与 100% 的压比得到提高,效率计算整体上有所提高,比原型程序计算结果更吻合实验点.所以针对 Stage 35 与 Stage 37,本文对 HARIKA 原型程序的改进是成功的.

使用改进程序结合失速静压升系数模型预测了 Stage 35 与 Stage 37 的失速边界. Stage 35 的

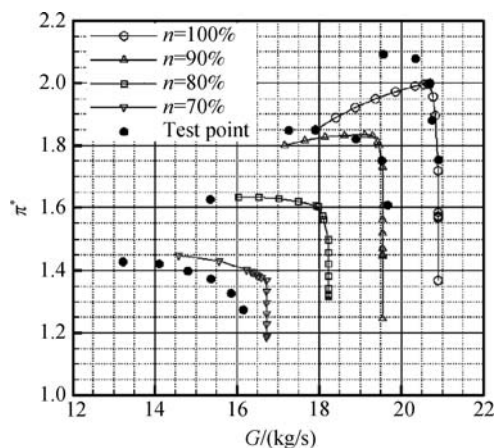


图 5 HARIKA 原型程序压比特性(Stage 37)

Fig. 5 Performance of pressure ratio by HARIKA original program (Stage 37)

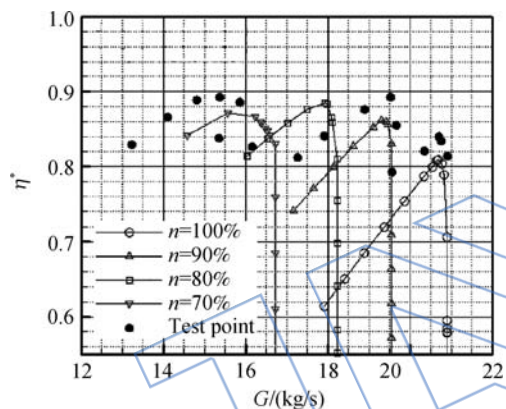


图 6 HARIKA 原型程序效率特性(Stage 37)

Fig. 6 Performance of efficiency by HARIKA original program (Stage 37)

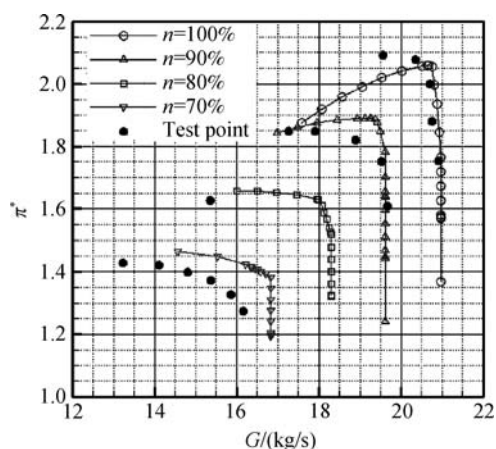


图 7 改进程序压比特性(Stage 37)

Fig. 7 Performance of pressure ratio by improved program (Stage 37)

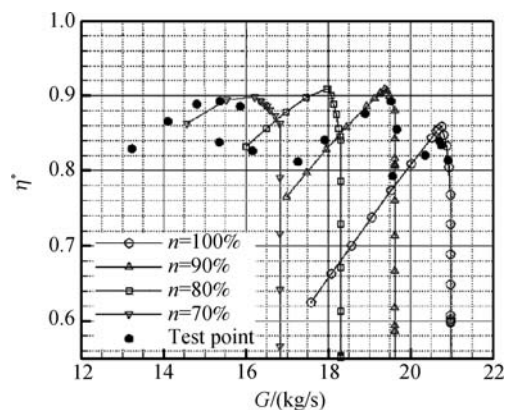


图 8 改进程序效率特性(Stage 37)

Fig. 8 Performance of efficiency by improved program (Stage 37)

计算结果见图 9, 分离流量模型预测结果见图 3. 由图 3 与图 9 可以直观地看出转速为 90% 与 100% 下分离流量模型预测的失速边界在实验边界的左侧, 其失速流量与实验边界基本吻合, 转速为 70% 与 80% 下分离流量模型预测的失速边界在实验边界的右侧, 存在一定误差; 失速静压升系数模型预测的失速边界在转速为 70% 与 80% 下比分离流量模型更吻合实验边界, 与实验边界的误差较小, 转速为 90% 与 100% 的边界预测比分离流量模型偏差更大, 计算边界均在实验边界的右侧. 该模型计算时各转速线判定其静压升系数到达最大时失速. 由此可见两种模型在预测 Stage 35 失速边界时都存在一定误差, 但在不同转速时两者的误差不同, 这是一维气动分析的一个局限性. 不同转速下两者预测的失速边界流量见表 3.

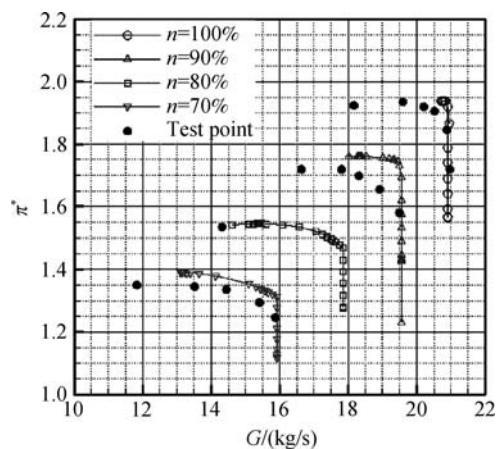


图 9 失速静压升系数模型改进程序压比特性(Stage 35)

Fig. 9 Performance of pressure ratio by improved program using stalling static pressure rise coefficient model (Stage 35)

表 3 两种模型预测的失速边界流量和误差 (Stage 35)

Table 3 Mass flow and error of stall margin predicted by two models (Stage 35)

$n/\%$	失速边界流量/(kg/s)			流量误差/%	
	分离流量模型	失速静压升系数模型	实验值	分离流量模型	失速静压升系数模型
70	13.63	13.11	11.83	15.2	10.8
80	15.11	14.62	14.32	5.5	2.1
90	16.25	18.03	16.64	-2.3	8.4
100	17.13	20.71	18.17	-5.7	14.0

由表 3 的数据可知,分离流量模型的误差有正有负,转速为 70% 的误差较大,其余情况下误差的绝对值在 6% 以内,转速为 70% 的误差较大;失速静压升系数模型的误差均为正误差,转速为 80% 的误差较小,仅为 2.1%,其余转速的误差较大。比较两种方法的误差可知,转速为 90% 与 100% 下分离流量模型的误差绝对值较小,高转速下分离流量模型的边界预测更为准确;转速为 70% 与 80% 下失速静压升系数模型的误差绝对值较小,低转速下失速静压升系数模型的预测结果比较准确。

Stage 37 的失速静压升系数模型计算结果见图 10,分离流量模型计算结果见图 7。Stage 37 使用与 Stage 35 相同的判定方法,其预测结果与 Stage 35 相类似。不同转速下两者预测的失速边界流量见表 4。分离流量模型在转速为 80% 与 90% 下误差较小;失速静压升系数模型除转速为 90% 外的误差较小。

综上所述,针对 Stage 35 与 Stage 37 在不同转速下的失速边界预测,两种方法虽然都存在一

定的误差,但大体上与实验结果吻合较好,可用于工程计算。

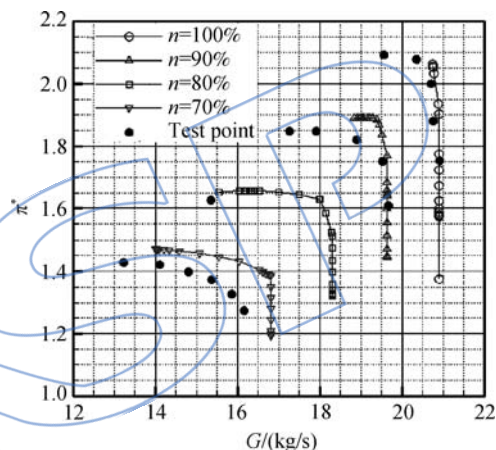


图 10 失速静压升系数模型改进程序压比特性 (Stage 37)

Fig. 10 Performance of pressure ratio by improved program using stalling static pressure rise coefficient model (Stage 37)

表 4 两种模型预测的失速边界流量和误差 (Stage 37)

Table 4 Mass flow and error of stall margin predicted by two models (Stage 37)

$n/\%$	失速边界流量/(kg/s)			流量误差/%	
	分离流量模型	失速静压升系数模型	实验值	分离流量模型	失速静压升系数模型
70	14.57	14.01	13.24	10.0	5.8
80	16.00	15.55	15.35	4.2	1.3
90	16.99	18.83	17.26	-1.6	9.1
100	17.59	20.73	19.56	-10.1	6.0

3 结 论

1) 针对 Stage 35 与 Stage 37 压气机,改进了叶排效率、落后角、理论能头计算模型,可更好地预测不同转速下的压气机特性;改进的计算模型可以更好地完善 HARIKA 原型程序。

2) 分别采用失速静压升系数模型与分离流量模型,修改 HARIKA 原型程序,进行了 Stage 35 与 Stage 37 压气机的失速边界预测计算。结果表明,两种方法都具有相对的准确性,对它们需要合理使用,并辅之以大量的实验数据库支持和修正。

致谢:

本文的完成得到了中国航空工业集团公司商用航空发动机有限责任公司王红涛博士的帮助,在此致谢。

参考文献:

- [1] Koch C C. Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1981, 103(4): 645-656.
- [2] Smith L H, Jr. Axial compressor aerodesign evolution at general electric[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(3): 321-330.
- [3] Farokhi S. Aircraft propulsion[M]. Lawrence, US: University of Kansas Press, 2007.
- [4] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics [M]. London: University of Cambridge Press, 1989.
- [5] Falck N. Axial flow compressor mean line design [D]. Lund, Sweden: Lund University, 2008.
- [6] 胡俊. 均匀与非均匀进气条件下多级轴流压气机性能计算: 均匀进气及径向畸变的影响[J]. *航空动力学报*, 2000, 15(3): 225-228.
- HU Jun. Calculation of off-design performance of multi-stage compressors with uniform and radial distorted inlet flow[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2000, 15(3): 225-228. (in Chinese)
- [7] 吴艳辉, 朱俊强, 刘志伟. 多级轴流压气机机匣处理级的探讨[J]. *航空动力学报*, 2002, 17(5): 542-548.
- WU Yanhui, ZHU Junqiang, LIU Zhiwei. Research on the axial position of treated casing in multistage axial-flow compressors[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2002, 17(5): 542-548. (in Chinese)
- [8] 王英锋, 胡俊. 雷诺数对轴流压气机稳定性的影响[J]. *航空动力学报*, 2004, 19(1): 69-73.
- WANG Yingfeng, HU Jun. The effects of Reynolds number on the stability of axial compressors[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2004, 19(1): 69-73. (in Chinese)
- [9] 王英锋, 胡俊. 雷诺数对轴流风扇/压气机性能和稳定性的影响[J]. *南京航空航天大学学报*, 2004, 36(2): 145-149.
- WANG Yingfeng, HU Jun. Effects of Reynolds number on performance and stability of axial fans/compressors[J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, 2004, 36(2): 145-149. (in Chinese)
- [10] 楚武利, 王毅, 杨泳. 多级轴流压气机率先失速级的预测方法研究[J]. *流体机械*, 2005, 33(10): 11-14.
- CHU Wuli, WANG Yi, YANG Yong. Prediction method investigation of rotating stall stage in multi-stage axial flow compressor[J]. *Fluid Machinery*, 2005, 33(10): 11-14. (in Chinese)
- [11] 赵勇, 胡骏, 屠宝锋, 等. 多级轴流风扇/压气机非设计点性能计算方法[J]. *推进技术*, 2008, 29(2): 219-224.
- ZHAO Yong, HU Jun, TU Baofeng, et al. Calculation of multistage axial fan/compressor off-design performance [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2008, 29(2): 219-224. (in Chinese)
- [12] Veres J P. Axial and centrifugal compressor mean line flow analysis method[R]. AIAA-2009-1641, 2009.
- [13] Koch C C, Smith L H. Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1976, 98(3): 411-424.
- [14] Boyer K M, O'Brien W F. An improved streamline curvature approach for off-design analysis of transonic axial compression systems [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2003, 125(3): 475-481.
- [15] Reid L, Moore R D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 1.82[R]. NASA TP-1338, 1978.
- [16] Moore R D, Reid L. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05[R]. NASA TP-1659, 1980.
- [17] Davis R L, Yao J. Prediction of compressor stage performance from choke through stall [R]. AIAA-2005-1005, 2005.
- [18] Davis R L, Yao K. Computational approach for predicting stall inception in multistage axial compressors[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2007, 23(2): 257-265.