

多级轴流压气机失速边界预估

西北工业大学 朱俊强 刘志伟

【摘要】 本文提出了两种预估多级轴流压气机旋转失速边界方法。前者把关于单叶排的半经验准则推广至多级压气机。取前一级的出口条件为后一级的进口条件，每级进行类似运算，对比各级的失速起始流量来判别多级压气机的失速起始边界。预估结果得到了实验验证。后者以小扰动理论为基础，应用非定常二元不可压流的流动模型，导出了双级轴流压气机的旋转失速起始判别准则。利用 Newton-Raphson 方法求解特性方程根据设计的程序完成了几个实例的理论估算。预估值和实验值的吻合证实了理论分析的可靠性。并对比不同情况下衰减因子的变化规律，分析了各叶排损失随进口相对气流角的变化趋势。上述两种方法均适用于亚、跨音速压气机旋转失速边界的预估。

一、前言

现代压气机压比高、级负荷大，既要效率高，又要保证足够的稳定工作裕度。国内外研究者为了解决这一矛盾倾注了极大的精力。文献 [1] 对旋转失速进行了线性稳定性分析，提出了预估旋转失速起始的小扰动理论。文献 [2] 以小扰动理论得出的单排叶片旋转失速起始的通式为依据，提出了预估失速边界和裕度的方法。上述分析仅对单排叶片而言，而对人们最为关注的多级轴流压气机尚无成熟的预估方法。为此，作者参照文献 [1、2] 中的分析方法，对多级压气机的旋转失速起始问题进行了理论探讨。通过多级压气机数据的关联计算结果与实验值的对比来证实所导出的准则及半经验方法的可靠性。

二、多级轴流压气机旋转失速起始预估的半经验准则

1. 单叶排的讨论 文献 [2] 中半经验地关联了孤立叶排的失速起始点参数与几何参数的关系，对进口气流无偏斜的单叶排整理出：

$$s_{1s} = f_1(\gamma, Ma_{us}) \quad , \quad \pi_{rs}^* = f_2(Ma_{w1s}) \quad , \quad \eta_{rs}^* = f_3(Ma_{w1s}) \quad (1)$$

该式表明，若叶排的进气无偏斜，在失速起始条件下相对于叶排的来流进气角的正切 s_{1s} 仅由叶排的安装角 γ 和叶排平均切向马赫数 Ma_{us} 所决定。将这种关系按线性规律整理成：

$$s_{1s} = b_0 + b_1 Ma_{us} \quad (2)$$

b_0 、 b_1 是取决于叶排安装角的系数。针对亚、跨音叶排，实验所得的综合曲线见参考文献 [2]。利用当量安装角的概念修正上述曲线，以考虑进气有偏斜的情况。根据是亚音还是跨音叶排，按算术平均半径处的叶片安装角查图得系数 b_0 、 b_1 ，再依平均半径处的切线速度迭代求解 (2) 式。解出失速起始点所对应的 s_{1s} 值后，便可确定发生失速时的流量及进口相对气流 Ma 数。再依 (1) 式确定失速点的压比，效率值。存在进口气流偏斜时，其失速边界的预估步骤与前基本相同，只在最初估算时，取当量安装角 $\gamma_e = \gamma$ ，计算出 Ma_{us} 和 s_{1s} 的初值，经反复迭

代，直到满足给定的精度。

2. 关于多级的估算步骤 单级和单排相比，只增加了一个存在总压损失的静叶排，经验地给出静叶排的总压恢复系数便得出关于单级的失速起始点所对应的压比，据此推出相应的效率值。静叶排的存在，抑制了旋转失速的发生，但考虑到这一修正量很小，人们最为关注的多级问题又是建立在单级基础上的，依上述步骤，取前一级的出口条件为后一级的进口条件，完成对每个单级的估算。所对应的失速点流量值中的最大值所代表的级，被认为是率先失速的级。把这一最大值作为多级的失速点流量，总压比则是各级所预估的失速点总压比之积，总温升则是各级的总温升之和。为了满足流量连续方程，滞后失速级的流量都取最大流量值。因这一差别很小，故不考虑因流量不同所引起的压比和效率的变化，即仍以各自的预估值参加计算。利用这一准则，预估了两台多级压气机的失速边界。其中一台是设计转速下的三级压气机，另一台是工作于不同转速下的双级压气机。所预估的旋转失速起始点流量值见表 1。相对误差均在 6% 以内，从而证实了该方法推广用于多级压气机失速边界的估算是符合工程精度要求的。从表 1 各级失速边界点流量预估值的比较中看出低转速在前面级失速，高转速在后面级失速的变化趋势，其失速转换的临界转速接近 $\bar{n} = 1.0$ 处。

表 1 半经验关联准则的预估结果

类 型		双级压气机					三级压气机
$\bar{n}$		0.50	0.70	0.85	0.90	1.00	1.00
实验测量值 (kg/s)		32.30	46.86	56.43	74.35	82.10	32.14
理论预估值 (kg/s)		30.84	46.57	59.60	78.32	83.96	31.60
各级 结果	第一级	30.84	46.57	59.60	78.32	82.25	30.81
	第二级	25.35	40.96	56.11	76.87	83.96	31.33
	第三级						31.60
失速起始位置		第一级	第一级	第一级	第一级	第二级	第三级
相对误差 (%)		- 4.51	- 0.69	5.54	5.37	2.24	- 1.71

三、多排叶片旋转失速起始准则

以四排叶片为例探讨旋转失速起始准则的建立。取转子及静子叶排的平均截面作为代表性截面，并将这一截面的叶栅视为一有限厚度的激盘，气流流过该截面视为非定常、二元、不可压的柱面流动，且沿周向符合周期性条件，同时假设在周向气流扰动的波长比栅距和弦长大得多，气流扰动量比它的平均量小得多，即： $V_{xi} \gg v_{xi}$ ， $V_{yi} \gg v_{yi}$ 。 V 、 v 分别表示平均速度及扰动速度，下标 x 、 y 表示轴向与切向， i 是流动区域， $i = 1, \dots, 5$ 。由运动方程、连续方程及流函数定义式，可得扰动流函数 ψ 的含待定系数 A 、 B 、 D 的表达式：

$$\Psi(x,y,\tau) = \Phi \text{EXP} \{ (C\tau + ny/r) \} \tag{3}$$

其中： $\Phi = A_i \text{EXP}(-nx/r) + B_i \text{EXP}(nx/r) + D_i \text{EXP} \{ jnx(\lambda + si/r) \}$ ，以 τ 表示时间， n 为失速团数目， r 为叶排平均半径， j 是 -1 。

针对图 1 示出的五个不同的流动区域，存在十五个待定常数。关联它们有赖于边界条件和叶排前后参数间的匹配关系，即流量连续条件，涡度相容条件及流动转折关系，具体形式分别为：

$$v_{xi} = v_{xi-1}$$

(4)

$$\begin{aligned} &(\partial \partial \eta)(v_{yi} - v_{yi-1}) - b \sec \gamma_i (\partial^2 v_{xi-1} / \partial \eta \partial \gamma) + V_{xi-1} (\zeta - \zeta_{-1}) \\ &= (\partial \partial \gamma) \{ 0.5 X \{ V_{xi-1} + v_{xi-1} \}^2 + (V_{yi-1} + v_{yi-1})^2 \} \end{aligned}$$

(5)

$$v_{yi} - s_i v_{xi} = g_i (v_{yi-1} - s_i v_{xi-1})$$

(6)

X 、 g 分别表示叶排的损失和转折特性, b 、 γ 如图 1 所示, ζ 表示气流的扰动度。

在双级压气机的上游, 扰动流函数趋于零, 则 $A_1 = B_5 = 0$, 考虑到压气机上游扰动度为零的条件, 知 $D_1 = 0$ 。整理方程 (4) ~ (6), 得关于余下的十二个待定参数的封闭方程组:

$$[a_{ij}]_{12 \times 12} [B_1 A_i B_i D_i (i = 2, 3, 4) A_5 D_5]' = 0$$

(7)

非零的扰动流函数解, 对应着该组待定系数存在一组非零的值, 这只有在其系数行列式等于零时, 才有可能。 $|a_{ij}|_{12 \times 12} = 0$ (8)

我们定义: $\lambda = C_{rr}/nV_x + j C_{lr}/nV_x$, 其中 $C_l = (\ln|\zeta| - \ln|\zeta_0|)/T$, 它表示经过一个周期后波动振幅值的对数缩减。由 $|\zeta| = \zeta_0 \text{EXP}(-C_l \tau)$ 知, $C_l < 0$ 对应着非稳状态, $C_l > 0$ 则表明扰动趋于稳定, 满足系数行列为零时的 λ 值中 $C_l = 0$ 状态正是我们所要寻找的临界稳定状态。

表 2 双级轴流压气机旋转失速起始的关联计算结果

$\bar{n}$		0.50	0.70	0.85	0.95	1.00
理论	$n = 1$	31.95	44.62	57.05	73.60	82.97
	$n = 2$	33.17	47.56		74.11	
	$n = 3$	29.33			73.87	
实验测量流量		32.30	46.86	56.43	74.35	82.10
经验预估流量		30.84	46.58	59.60	78.32	83.96
预估相对误差		1.08%	1.56%	1.10%	1.01%	1.06%
可能出现团数		1	2	1	2	1

经过实验录取的, 以流量、压比、效率表示的叶排稳态特性, 需要转换成以进、出口相对气流角正切值及流动损失系数表示的转折特性和损失特性。采用 Newton-Raphson 方法求解方程 (8), 可把单叶排的解作为求解双级问题的初值。鉴于多排叶片特性难于得到, 作者仅利用文献 [3] 提供的双级压气机特性, 进行了关于失速起始点的估算。表 2 给出了失速点流量 (kg/s) 的计算结果。从不同失速团数目的试算结果对比看出, 除相对转速 $\bar{n} = 0.5$, 团数 $n = 3$ 时, 相对误差超过 5% 以外, 余者只要衰减因子呈现出有意义的衰减规律, 均能得到小于 5% 相对误差

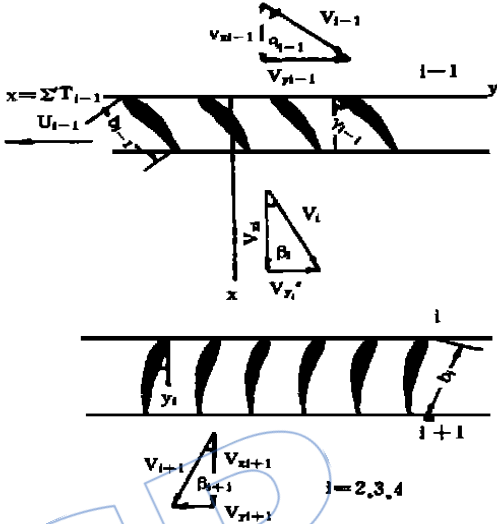


图 1 多排叶片的有限厚度激盘模型

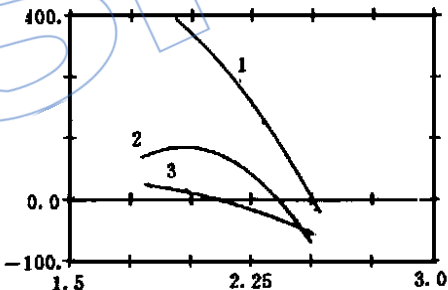


图 2 衰减因子变化规律

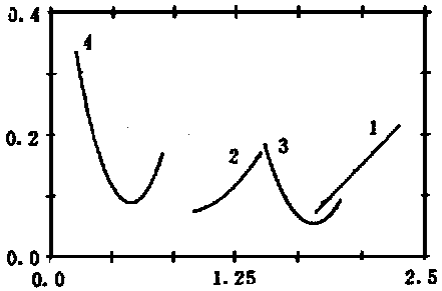


图 3 损失系数随进口气流角正切值的变化规律

的预估结果。实验测量值与理论预估值的吻合,证实了理论分析的可靠性。对于双级压气机来讲,略去压缩性和三元因素的影响,仍抓住了问题的实质,从而实现了用小扰动理论来预估双级压气机旋转失速边界的目的。图 2 示出了各种情况下衰减因子的变化规律。曲线 1 对应跨音速压气机在团数为 1 时的计算结果,曲线 2、3 则分别是压气机在亚音速状态下取团数为 1 和 3 时的预估结果。虽然它们的衰减因子衰减速度不同,变化趋势各异,但都能在与实验结果相近的进口相对气流角下衰减到零。

由上述过程可知,失速起始准则以各叶排的稳态特性为桥梁,具有高度的概括性,其中各叶排损失特性的变化率对预估结果起着决定性作用。由图 3 看出,各级动静叶排的损失系数呈现出不同的变化趋势(曲线 1—转子;2—静子;3—转子;4—静子),但在近旋转失速起始点,损失都呈现出剧增的趋势,正是由于叶背分离引起的损失突增,导致了旋转失速的出现。相比而言,第一级的动静叶排变化更为剧烈,可以认为失速是由第一级诱发的,这与前面的预估结果一致。两级互相影响决定着衰减因子的变化规律。

准则中存在失速团数目 n 这一待定因素。因缺乏实际团数的资料,故对可能出现的几个团数进行了试算。结合图 2 看出,对于某一固定的叶排特性减小团数则起着抑制衰减因子衰减的作用。由计算过程得知:(1)对于某一确定的双级特性,存在着失速团数目的最大值,超过该值时,所得衰减因子发散;(2)若对于某一稳态特性,存在多个失速团数目均能得到衰减因子的合理变化规律,可用前述的半经验关联准则或实验测量结果作为该方法的补充,即把这里的预估值与前述预估结果对比,以最接近者所对应的团数作为实际出现的团数,对应的流量即为失速发生时的流量。在单级轴流压气机中,动静叶排之间的轴向间距影响着失速团数目和失速边界,这里认为,在多级压气机中,除此之外,级间的轴向间距也起影响作用。

对于任意级数的压气机,可用与此类同的方法。若有 N 排叶片,则存在 $3(N+1)$ 个待定常数。对第 i 个叶排,应用同于上述的匹配条件,结合上下游边界条件,得 $-3N$ 阶的线性齐次封闭方程组。由其非奇异解条件确定 C_l 的变化规律。 $C_l=0$ 时的进口流量值即为所求。再对 N 级中的每一级,重复前述半经验算法的预估过程,对比确定失速起始点的流量和率先失速级的位置。二者结合推出失速团数目。

结论 (1) 用半经验的关联准则结合对各级失速起始点流量的判别,成功地预估了多级轴流压气机的旋转失速起始边界。对比计算结果推断了首先失速级的所在位置。该方法不受级数多少限制;(2) 依小扰动理论推导的双级轴流压气机旋转失速起始判别准则成功地预估了双级的旋转失速起始边界。该准则的建立为发展任意多级的失速起始准则奠定了基础。对于双级压气机,各叶排的稳态特性决定着失速起始位置,略去可压缩性和三元影响仍抓住了问题的实质。

参 考 文 献

- [1] Ludwins, G. P., Nenni, J. P., Arendt, R. H., "Investigation of Rotating Stall in Axial Compressors and the Development of a Proto-type Stall Control System", AFAPL-TR-73-45, (1973).
- [2] 刘志伟, "叶排失速边界和裕度预估", 工程热物理学报, 3 卷, 3 期, (1980), pp. 223-225.
- [3] Robert, S. Rugger, William A. Benser, "Performance of a Hishly Loaded Two Stage Axial Flow Fan", NASA TM X-3076, 1974.
- [4] Ronald J. Steinke, "Design of 9.271-Pressure-Ratio Five-Stage Core Compressor and Overall Performance for First Three Stages", NASA TP-2597, 1986.

deflection angle at the design conditions increased by 0.9° . Correspondingly, the deviation angle decreased by 0.9° . And maximum static compression ratio rised by 0.0177. The another one of the tested cascades obtained similar results. A brief analysis of the experimental results is also presented.

PREDICTION OF STALL MARGIN FOR MULTISTAGE AXIAL FLOW COMPRESSORS

Zhu Junqiang and Liu Zhiwei

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT

Two methods for predicting the onset of rotating stall in multistage axial flow compressors are provided in this paper. First, the semi-empirical criterion about the isolated blade row is extended to the analysis of the multistage axial flow compressors. The downstream condition of preceding stage is considered as the upstream one of next stage and similar calculation is made for every stage. By comparison of the flows for each unit at the onset of rotating stall, the stall margin of the multistage compressor can be determined. The results of prediction agree with the experimental data fairly well. Secondly, with the help of the unsteady two-dimensional incompressible flow model, the inception criterion of rotating stall for a double stages axial flow compressor is derived in detail according to a small disturbance stability theory. Characteristic equation is solved iteratively using a Newton-Raphson scheme. Some numerical examples have been predicted with the aid of the written computer codes. Good agreement between the analytical and experimental results indicates that the analysis is believable. The variations of damping factor under the different conditions are compared and the rate of loss variation is analysed as inlet relative airflow angle increases for each blade row. The above-mentioned two approaches both can be used to predict the stall margin for subsonic and transonic multistage axial flow compressors.

EFFECT OF HUB TREATMENT ON PERFORMANCE OF AN AXIAL FLOW COMPRESSOR

Du Zhaohui and Liu Zhiwei

(Northwestern Polytechnical University)

ABSTRACT

The hub treatment with a circumferential groove was tested on the stator hub and compared with the casing treatment over the rotor tip for a single stage axial flow compressor. The 3D flowfield at the downflow of stator and rotor blade rows, in particular its endwall flowfield, in optimum operating and near stall states were measured by a micro-five-hole probe. It was shown that stall margin can be improved not only for the single-stage ($\bar{m} = 2.96\%$), but also for the rotor ($\bar{m} = 2.79\%$), even if the onset of stall is at the rotor tip first. The reason is that the stall affected by treatment groove to retard the appearance of stall. Some initial researches have been made for improvement of performance of the single stage and rotor, as well as the relation between the rotor and stator. It is found that the trend in variation of the most performance parameters of the rotor with hub