

文章编号: 1000-8055(2002) 05-0538-04

超跨音速轴流风扇、压气机级 最大负荷能力研究

朱国东, 李培军, 单 鹏

(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 多级风扇、压气机中单级超跨音轴流级的加功增压能力是受许多因素限制的, 即单级的负荷能力是有上限的。本文用模型研究了超跨音轴流级在全级可正常工作和级间匹配的最宽条件下的最大级负荷能力。得出这个能力为级增压比小于 3.7, 同时得出各约束条件的影响图线。

关 键 词: 轴流压气机; 高负荷; 激波结构; 推重比

中图分类号: V235.12

文献标识码: A

Investigation on the Maximum Single Stage Loading Level of the Super- or Tran-Sonic Axial Flow Fans and Compressors

ZHU Guo-dong, LI Pei-jun, SHAN Peng

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The quest for higher stage pressure ratio has been promoted by engine researchers. But in the multi-stage fan and compressors, the rise in total and static pressures of a single stage axial flow compressor is constrained by many factors. The maximum stage loading level has a limitation. Using a simplified stage model, this paper investigates this level of a super- or tran-sonic single stage axial flow compressor under the conditions of the widest rotor-stator-matching and the stage-matching. The paper concludes that the stage pressure ratio must be less than 3.7 when considering only the theoretical loading mechanism. Meanwhile it gives several graphs to exhibit the influencing strength of each constraint.

Key words: axial flow compressor; high loading; shock structure; thrust to weight ratio

1 问题的提出

提高超、跨音轴流压气机级的负荷能力(或称加功增压能力)将使得涡轮式发动机的重量减轻, 推重比提高。若采用小展弦比, 则其效率、失速裕度性能仍可维持不变, 甚至还可提高 4%~5%。因此, 70 年代后期以来高负荷级这一研究方向越来越多地在世界各航空大国展开。我国于 90 年代

已经分别进行了级增压比为 2.2 和 2.4 的两个单级的设计和试验研究^[1], 并都取得了总性能一次成功的令人鼓舞的成绩。但多级风扇、压气机中单级负荷能力的提高是受许多因素限制的, 例如受到叶型效率、激波损失、静子匹配条件、级匹配条件等因素的限制。因此, 轴流级的负荷能力必存在一个上限。此外, 研究多个限制条件下的参数综合匹配也将得到趋于最优化设计的一个级总体参数

收稿日期: 2001- 11- 16; 修订日期: 2002- 01- 17

基金项目: 航空科学基金资助项目(99C51086)

作者简介: 朱国东(1973-), 男, 黑龙江鸡西人, 北京航空航天大学动力系硕士生。

组, 可避免设计人员片面追求某一参数而失去优化的大方向。由此, 本文以包含全部基本气动参数的降维数学模型, 在引入全部参数的可行范围后, 研究轴流级的最大负荷能力。得到了这一问题的基本设计理念。

Wennerstrom 等于 60 年代所作的旨在研究激波结构的一个单转子设计和试验可作为此问题的最早和最好的实验研究例证^[2]。他们在叶尖采用了 488 m/s 的高速度和 3.80 的高稠度, 但发现转子增压比未超过 3.0, 此时绝热效率仅为 0.72。

由于增大转子线速度是提高超跨音级加功能力的根本途径, 而叶尖的线速度最大, 因此用反映叶尖加功能力的模型来研究级最大负荷能力显然是合理的和偏乐观的估计方法。超跨音级的另一个特点是强烈的三元流动效应, 其中转子尖部激波强度大, 而根部则易堵塞和进入涡轮状态; 静子根部进口绝对马赫数最高, 容易造成激波静子而损失很大。由此可知, 对于高负荷超跨音级, 设计难点通常更集中在转子叶尖和静子叶根两处。如果一个高负荷级在这两处的设计矛盾得到了妥善折衷, 则叶中部分流场的质量将是可以保证的。因上两点, 本文选择转子叶尖基元级和静子叶尖基元级组成压气机尖部的级模型, 研究增压能力。

2 物理模型

超音基元级的物理模型(图 1)。若 w_1 或 c_2

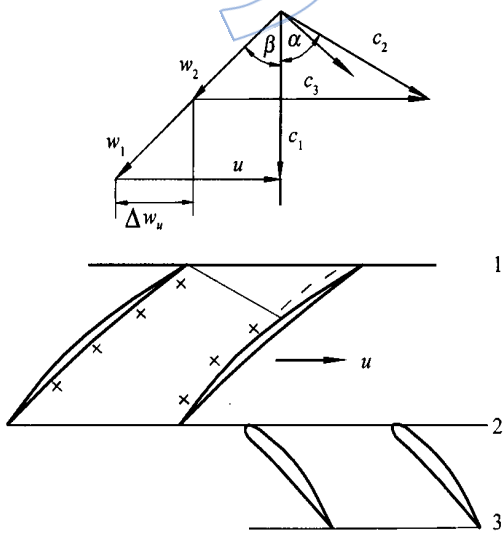


图 1 超音基元级物理模型

Fig. 1 Supersonic element physical approach

中的任一个超过音速, 则称其为超音基元级。当今有实用的级绝热效率(例如 > 0.78)的轴流级的超

音基元级, 均取转子进口 $Ma_{w1} > 1$, 出口 $Ma_{w2} < 1$, 取静子进口 $Ma_{c2} \leq 1$ 以减少激波损失, 静子出口 Ma_{c3n-1} 以与后级相匹配。这样, 超音基元级主要靠一道近似正激波来加功和提升静压, 同时产生必然的激波损失 R 。由于高负荷级中激波强度很大, 在其产生很大扭速 $w_{u1} - w_{u2}$ 而强烈加功的同时, 激波使附面层严重分离, 波后亚音气流沿槽道转向获得扭速而加功的过程已无可能和必要, 这使叶型近似为无弯度的平板。特别是在接近失速状态的最高压比、最高效率非设计点上, 对气流的加功增压几乎完全靠激波实现。

在实际轴流级中主要有以下几种损失:

(1) 转子、静子附面层内的摩擦损失; (2) 直接激波损失, 即穿越激波的损失; (3) 间接激波损失, 即波后 T^* , p^* , Ma_w 的不均匀造成的展向、周向掺混损失; (4) 其他输运、扩散引起的掺混损失; (5) 激波-附面层干扰损失; (6) 叶尖漏流涡损失, 是很严重的损失。

本文简化地只考虑激波加功和同时在理论上不可避免的 direct 激波损失, 这就可以在在最理想的条件下估计最大负荷能力。

3 数学模型

取海平面处级基本设计参数的取值范围, 或即规划问题的自变量集合为: $500 \text{ m/s} \leq u_1 \leq 680 \text{ m/s}$; $60^\circ \leq B_1 \leq 78^\circ$ 。这对应于转子进口相对马赫数跨越较高负荷至很高负荷范围 $1.52 \leq Ma_{w1} \leq 2.69$, 绝对来流马赫数跨越常规亚音速至绝对来流超音速范围 $0.32 \leq Ma_{c1} \leq 1.35$ (图 6, 图 7)。

又取级总体工作参数的实用范围, 或即规划问题的约束函数为: (1) 级绝热效率 $\eta \geq 0.80$, 在现代工程中更低的效率将不实用; (2) 转子出口绝对气流角 $A \leq 70^\circ$, 这个数值意味着可以使用双排静子与后级匹配, 因为静子最大可用气流总转角通常小于 35° ; 再大则将导致气流分离, 损失剧增; (3) 转子出口绝对马赫数 $Ma_{c2} \leq 1.0$, 工程上自 50 年代末以来广泛采用 $Ma_{c2} \leq 1.0$ 的无激波静子设计原则, 因为激波静子将使级效率大大降低, 无激波静子对应于高的级效率, 故施加这个约束。本数学模型也对带静子激波损失的情形进行了计算, 发现级最大负荷能力低于无激波静子情形; (4) 转子叶尖相对马赫数 $Ma_{w1} \leq 2.0$, 这使转子激波附面层干扰损失减小到可以接受的程度。

现对本文超音基元级数学模型作基本假设: 流动为定常的; 流动为无粘的; 流场周向平均; 假

有直接激波损失。

模型使用了如下主要数学关系,其中角标 1, 2 表示图 1 中的轴向位置,角标 r, w 各表示叶轮机相对坐标系中的热力学量和速度,其余视为绝对坐标系中的量。

(1) 压气机气动热力学基本关系:

级速度三角形中各准确公式 (1)

$$L_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$
 (2)

$$T_{2r}^*/T_{1r}^* = 1$$
 (3)

$$p_{2r}^*/p_{1r}^* = R$$
 (4)

$$c_p(T_2^* - T_1^*) = L_u$$
 (5)

$$P_k^* = \frac{p_{2r}^*}{p_1^*} = \frac{p_{2r}^*}{p_{1r}^*} \left(\frac{T_{2r}^*}{T_1^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$
 (6)

$$G = (P_k^{*\frac{k-1}{k}} - 1) \sqrt{\left(\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1 \right)}$$
 (7)

(2) 以激波前流动表达的正激波关系:

$$Ma_{w2}^2 = \frac{Ma_{w1}^2 + \frac{2}{k-1}}{\frac{2k}{k-1} Ma_{w1}^2 - 1}$$
 (8)

$$R = \frac{\left[\frac{(k+1) Ma_{w1}^2}{2 + (k-1) Ma_{w1}^2} \right]^{\frac{k}{k-1}}}{\left[\frac{2k}{k+1} Ma_{w1}^2 - \frac{k-1}{k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}}}$$
 (9)

激波前后静温比 $\frac{T_{2r}}{T_{1r}} = \frac{T_2}{T_1}$ (10)

激波前后静压比 $\frac{p_{2r}}{p_{1r}} = \frac{p_2}{p_1}$ (11)

可见,本模型只考虑相对与绝对坐标系下的叶尖基元级降维气动关系。将看到用这种模型研

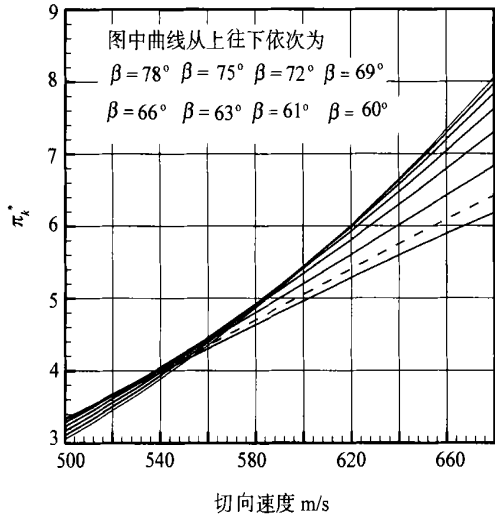


图 2 级增压比 P_k^* 变化

Fig. 2 Variation of the stage pressure ratio P_k^*

究级负荷能力已足够获得有意义的结果。该模型的另一好处是可以从基本气动原理上看到影响负荷能力的主要因素,有助于选择趋于最优的压气机级基本设计参数—叶尖线速度 u_1 , 来流绝对马赫数 $Ma_{\infty 1}$ 等。

4 计算结果和分析

用上述数学模型可计算出级全部总、静、绝对、相对参数的变化曲线。结果表明,在叶尖部分用本方法估算的加功增压能力和用流线曲率法得到的结果相当一致。与分析有关的重要结果示于图 2 至图 7。

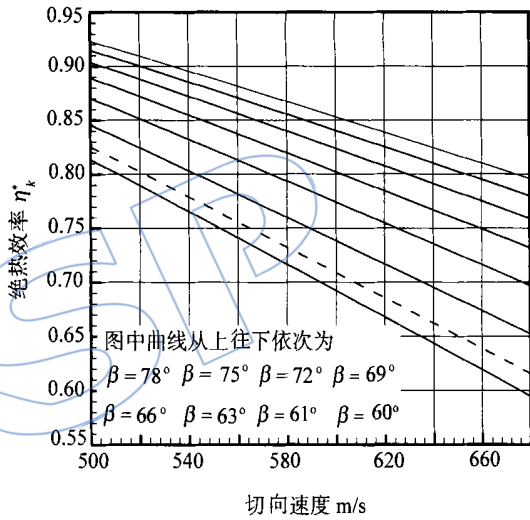


图 3 级绝热效率 G 变化

Fig. 3 Variation of the stage adiabatic efficiency G

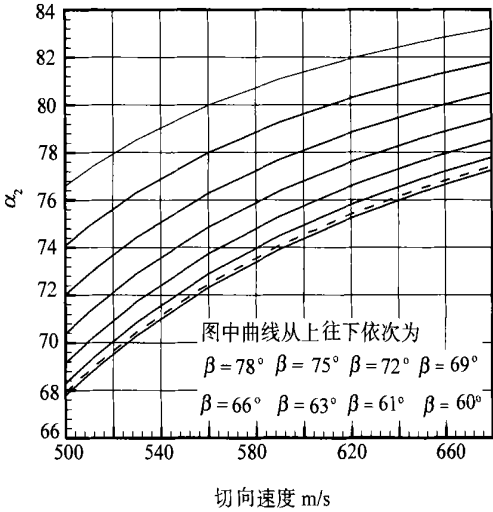


图 4 转子出口气流角 A 变化

Fig. 4 Variation of the rotor discharge absolute angle A

下面依据前述 4 个约束函数, 分别切割出两个自变量 u_1 , B_1 的可行解区域, 全部区域的交集就是级基本设计参数优化问题的可行解集合。从中即可找出对应于最大负荷能力的解, 及最大负荷的值。由图 3 可见, 为满足约束 1 即对级绝热效率的限制, 只能取矩形区域 $500 \text{ m/s} \leq u_1 \leq 675 \text{ m/s}$, $60^\circ \leq B_1 \leq 78^\circ$ 。

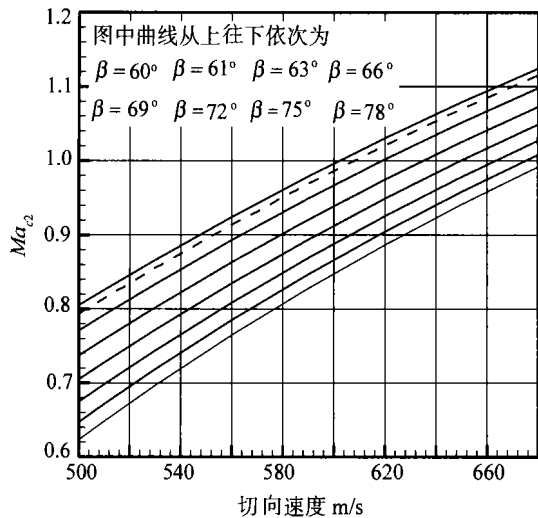


图 5 转子出口绝对马赫数 Ma_{c2} 变化

Fig. 5 Variation of the rotor discharge absolute Mach number Ma_{c2}

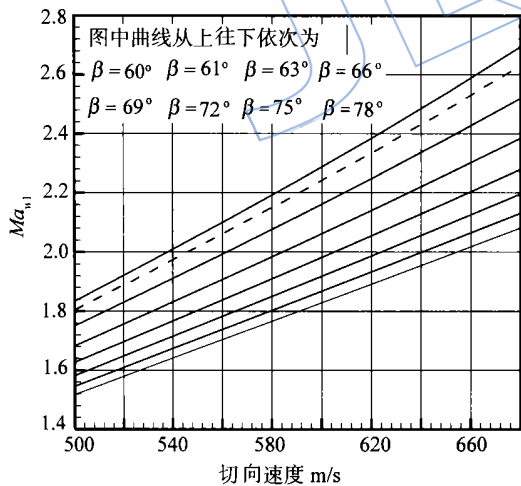


图 6 转子叶尖相对马赫数 Ma_{w1} 变化

Fig. 6 Variation of the rotor relative Mach number Ma_{w1}

由图 4 可见, 为满足约束 2, 只能取 $500 \text{ m/s} \leq u_1 \leq 527 \text{ m/s}$, $60^\circ \leq B_1 \leq 68^\circ$ 。

由图 5 可见, 为满足约束 3, 只能取 $500 \text{ m/s} \leq u_1 \leq 680 \text{ m/s}$, $60^\circ \leq B_1 \leq 78^\circ$ 。

由图 6 可见, 为满足约束 4, 只能取 500 m/s

$\leq u_1 \leq 654 \text{ m/s}$, $60^\circ \leq B_1 \leq 78^\circ$ 。

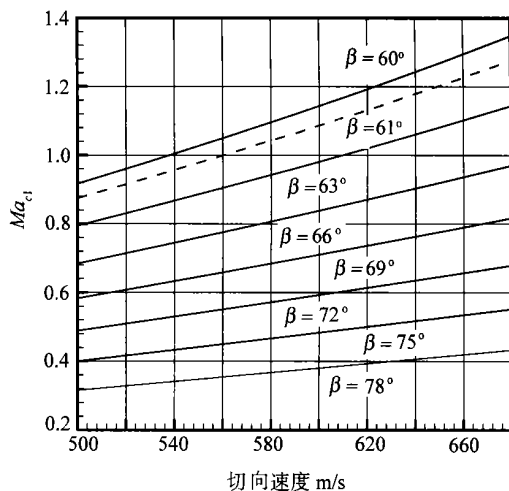


图 7 转子进口绝对马赫数 Ma_{c1} 变化

Fig. 7 Variation of the rotor inlet absolute Mach number Ma_{c1}

综上所述, 同时满足 4 个约束的点含于矩形区域 $500 \text{ m/s} \leq u_1 \leq 527 \text{ m/s}$, $60^\circ \leq B_1 \leq 68^\circ$ 之中。在这区域中进一步考察发现其它所有参数的变化处于正常范围。最后易于找到(近似)最优解为: 即 $Ma_{c1} = 0.96$ 时, $u_1 = 520 \text{ m/s}$, $B_1 = 61^\circ$ 。相应的最大级负荷和级效率为: $P^* = 3.65$, $G^* = 0.80$ 。注意到, 上面这个最优解出现在极高亚音速绝对来流和中度的相对气流角的匹配下。考虑到前述的实际压气机中的各种粘性损失, 实际上可及的增压比将仅达到 2.5~3.0 左右^[2]。

5 结 论

综上所述, 对于高负荷轴流风扇、压气机, 由于在设计中必须考虑很多物理因素和级内、级间匹配的技术因素, 使得级负荷不能无限制地提高。仅考虑加功的理论因素时最大增压比也不超过 3.7。最优解出现在高亚音速绝对来流条件下。这提示设计者避免奢求无法实用的更高负荷的设计。仔细分析还可得出各个基本设计参数和约束条件对压气机负荷值的影响程度。

参考文献:

- [1] 单鹏, 桂幸民, 周盛, 等. 高负荷后掠风扇设计若干基本问题[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(5): 576- 579.
- [2] Wennerstrom A J etc. Experimentally Determined Shock Configurations in a High-Solidity Supersonic Rotor[R]. Contained in AGARD- CP- 34, Sept., 1968.

(责任编辑 杨再荣)