

跨声速轴流压气机特性计算用激波损失模型^{*}

杜文海, 吴 虎, 阮建刚

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 基于实验结果, 发展了一种适用于跨声速叶型的新激波损失模型, 该模型考虑了压气机工作状态从堵塞点向喘振点变化时激波系结构的变化。将新激波损失模型应用于某两级跨声速轴流压气机特性预测中, 计算与实验结果的比较表明, 在跨声速轴流压气机非设计点性能预测中, 该模型能够给出更为准确的结果, 对于效率曲线的改进尤为明显, 并且激波损失系数在全工况下的变化规律更加合理, 这表明新激波损失模型能够准确地反映出跨声速压气机内部的流动机理和激波损失大小。

关键词: 跨音速压气机; 激波; 损失; 模型; 数值仿真

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2007) 04-0378-05

A shock loss model for the transonic axial compressor

DU Wen-hai, WU Hu, RUAN Jian-gang

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an 710072, China)

Abstract A physics-based shock loss model combined with stream line curvature is presented and implemented to better approximate the flow fields of transonic axial compression systems. The shock loss model accounts for shock geometry changes from near-choke to near-stall. The importance of accounting for shock geometry and loss changes with operating conditions is clearly demonstrated. Data from a two-stage transonic axial compressor provides the basis for experimental comparisons. Overall and spanwise comparisons demonstrate that the shock loss model can improve performance prediction, especially for adiabatic efficiency prediction, indicating better understanding for the blade effects and the flow physics.

Key words Transonic compressor; Shock wave; Loss; Model; Numerical simulation

1 引 言

航空发动机的发展迫切需要提高风扇和压气机级设计增压比, 从而使现代压气机的设计朝着高叶尖马赫数的方向发展, 同时由于现代压气机叶片的全三维设计, 使得压气机内部的流动非常复杂。虽然随着CFD技术的飞速发展, 三维非定常雷诺平均的 N-S 方程模拟能力显著提高, 但正如 Deton 和 Darev 所述, 受限于 N-S 方程的湍流及其转换模型, 跨声速风扇压气机多叶排、三维模拟精度及可靠性有待于进一步提高^[1]。而流线曲率法至今仍然是叶轮机机械设计和分析中的主要工具, 并且发挥着重要作用。只要能够准

确地预测出损失、落后角和堵塞系数, 流线曲率法就能得到令人满意的解^[2~5]。在现代压气机性能计算中, 激波损失对总性能影响越来越明显, 同时激波和附面层的相互干扰、叶片负荷和栅后背压的变化都会导致激波结构的改变^[2], 而现有的单激波损失模型由于没有考虑激波结构在全工况下的变化, 所以无法准确预测出激波损失大小。本文正是对跨声速叶型激波结构进行了研究, 并基于 Boyer 等人的激波损失模型, 完善了一种新激波损失模型, 并将其应用于某两级跨声速轴流压气机中, 数值模拟结果表明该模型具有较高的精度, 能够准确地反映跨声速压气机内部的流动特点。

* 收稿日期: 2006-10-17; 修订日期: 2007-03-23。

基金项目: 国家自然科学基金 (10377013)。

作者简介: 杜文海 (1981—), 男, 硕士生, 研究领域为叶轮机气动热力学。E-mail: wenhai.du@gmail.com

2 物理模型和计算方法

2.1 激波损失模型

跨声速风扇叶片设计中的一个重要问题就是控制激波的位置和强度,以便于减小流动损失。现代研究表明,跨声速压气机的效率曲线主要取决于激

波损失^[2,6],这在后面的数值模拟结果中得到了验证。而随着气动负荷的增加,在跨声速压气机非设计点性能预测时,就必须考虑激波结构的变化和脱体弓形激波的影响。Bloch 的实验结果表明激波结构随着工作状态的变化而改变,如图 1 所示^[6]。

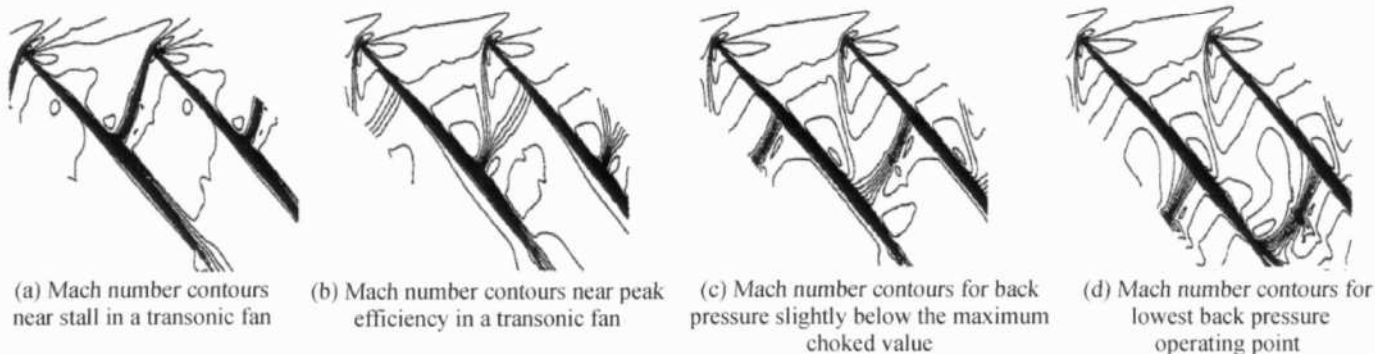


Fig 1 Shock structure of high tip-speed fans

基于 Bloch 的研究结果,本文发展了一种改进的激波损失模型,其中所假设的激波结构与实验所观察到的现象一致。激波结构分为三种典型情况,分别在最大效率点、靠近喘振边界点和靠近堵塞边界点,如图 2 所示。

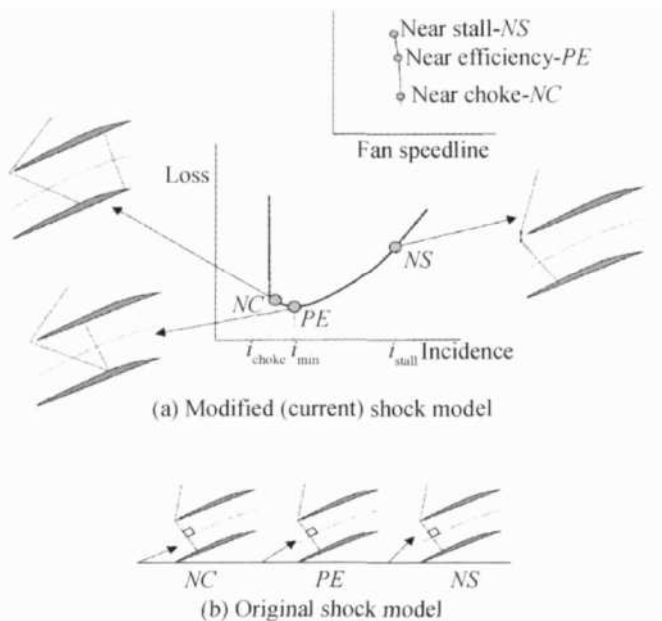


Fig 2 Assumed shock structure at different operating conditions

斜激波前的马赫数采用 Miller 的方法,记为 Ma_{1s} ,取 Ma_{1ref} 和吸力表面最大马赫数的平均值^[7]。用波后恰好为声速时的激波角来代替激波前的平均角度,用 Ferri 的模型来计算波后恰好为声速时的激

波角^[4]。

$$\sin^2(SA_{sonic}) = \frac{1}{2\gamma} \left| \frac{\gamma-3}{2Ma_1^2} + \frac{\gamma+1}{2} \right| + \frac{4\gamma}{\sqrt{Ma_1^4 + \left| \frac{\gamma-3}{2Ma_1^2} + \frac{\gamma+1}{2} \right|^2}} \quad (1)$$

式中 SA_{sonic} 表示波后恰好为声速时的激波角, Ma_1 表示激波前的入口马赫数。

在最大效率点时 ($i = i_{min}$), 前缘斜激波在它的最大弯度位置,斜激波的激波角 SA 用波后恰好为声速时的激波角 SA_{sonic} 表示,斜激波损失可通过斜激波理论求得;如果斜激波后的马赫数大于 1.0 则计算时应假设出现一道通道正激波,正激波进口马赫数为斜激波出口马赫数,通道正激波损失可通过正激波理论求得。

在靠近喘振边界时,由于叶栅后的反压不断增加,第二道激波向前移动与第一道激波重合后,形成一道正激波,此时的攻角 i_{nom} 受叶型设计参数、压气机工作条件和二次流动的影响,但可采用下式近似求得^[4]

$$i_{nom} = i_{stall} - 1.0^\circ \quad (2)$$

同时还必须考虑脱体弓形激波的影响。此时的总压损失可用正激波损失和脱体弓形激波损失之和表示。

在靠近堵塞边界时,在第一道斜激波后分离的气流将会重新附着,附面层也将逐渐加厚,气流将被加速到超声速,第二道正激波移到叶片尾缘位置。实验

结果表明,槽道内的流动可视为绝热等熵流动,总压不变。如图 3所示,采用 König (1996)的方法来确定第二道激波前的马赫数^[4],如果 B 点的马赫数为亚声速的话,则可将其视为拉瓦儿喷管,出口面积与喉道面积之比 $\frac{A_B}{A^*}$ 可近似用面积比 $\frac{A_J}{A_B}$ 代替,其中

$$\frac{A_J}{A_B} = 0.499 M a_{2s} + 0.501 + C_{ar} \quad (3)$$

式中 $C_{ar} = 0.0774$ (多元弧叶型), $C_{ar} = 0.0351$ (预压缩叶型)。如果 B 点的马赫数为超声速,则可视为一个渐扩性的管道,根据等熵流动理论可知

$$\frac{A_B}{A^*} = \frac{1}{M a_{2s}} \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M a_{2s}^2} \quad (4)$$

面积比 $\frac{A_J}{A^*}$ 可由式 (3) 和式 (4) 得出。由等熵流动的特性求出第二道正激波前的马赫数,从而得到激波损失。

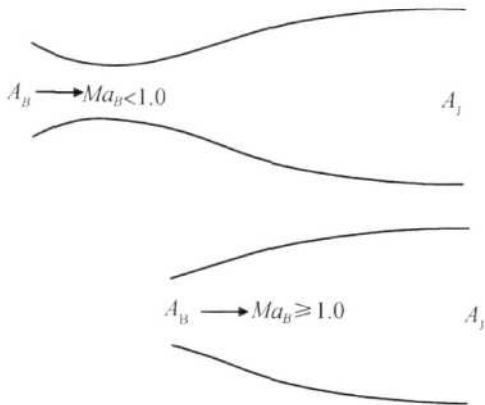


Fig 3 Assumed blade passage contours downstream the leading edge shock at near-choke operating condition^[8,9]

当叶片负荷增加时 ($i > i_{min}$), 通道正激波向前移动, 从而使激波系变得更强, 损失增加, 激波前的平均角度 SA 从 SA_{sonic} ($i = i_{min}$) 增加到 90° ($i = i_{nom}$)。计算公式如下

$$SA = SA_{sonic} + \frac{(90 - SA_{sonic})}{(i_{nom} - i_{min})} (i - i_{min})^n \quad (5)$$

比较了大量损失曲线后, Boyer 建议 n 取 4。此时, 还必须考虑脱体弓形激波的影响, 脱体弓形激波损失采用 Koch (1976) 的方法确定^[10]。

当攻角小于最小损失攻角时 ($i < i_{min}$), 通道正激波不断向叶片后缘移动, 激波强度增强, 激波损失可使用如下关系式确定。

$$\omega_{Ma} = \omega_{Ma_{min}} + \frac{\omega_{Ma_{choke}} - \omega_{Ma_{min}}}{(i_{choke} - i_{min})^4} (i - i_{min})^4 \quad (6)$$

2.2 损失模型

本文采用了 Boyer 等人的损失模型, 该模型考虑了入口马赫数、攻角、二次流动和附面层等对损失系数的影响, 关系式如下^[4]

$$\omega = (\omega_{min} + \omega_{Ma} + \omega_{ip} + \omega_{hub}) [1 + (\frac{i - i_{min}}{W})^2] \quad (7)$$

ω_{min} 代表了叶型损失, 采用 Koch 和 Smith 的模型^[10]。Koch 和 Smith (1976) 的模型至今仍然被认为是最完善、最复杂的模型。 ω_{ip} 和 ω_{hub} 是考虑了二次损失的影响。 ω_{Ma} 采用了改进后的激波损失模型。 i_{min} 和 W 分别代表最小损失攻角和工作区间的范围^[9]。

2.3 落后角模型

本文基于 Boyer 等人的落后角模型, 并对其进行了完善和改进, 模型反映了三维流动、马赫数、流道子午速度和攻角对落后角的影响, 计算公式如下^[4]

$$\delta = \delta^* + \delta_D + \delta_{Ma} + \delta_A + \delta_i \quad (8)$$

δ^* 代表最小损失下的落后角, 采用修正后的 Carter 公式。 δ 是基于 Creveling 的模型^[12], 考虑了攻角变化对落后角的影响而做的修正。 δ_D , δ_{Ma} 和 δ_A 是分别考虑 3-D、马赫数增加和流道子午速度变化的影响做的修正。

3 计算结果与讨论

本文对 NASA TP-1493 压气机进行了数值模拟, 该压气机为两级跨声速轴流压气机, 设计状态下的气动参数为: 质量流量为 33.248 kg/s, 设计转速为 16 042.800 r/min, 进口总温为 288.2 K, 进口总压大约为 101.4 kPa, 叶型为多圆弧叶型^[13]。本文选择了 100% 等转速线下的性能曲线进行了比较, 因为此时压气机叶尖部分马赫数较大, 激波损失较为明显, 并且将改进过的激波损失模型与 Miller 的单激波损失模型进行了比较。比较结果如图 4~6 所示, 从中可以发现, 新激波损失模型与实验值更为符合, 尤其是效率曲线。由于 Miller 的单激波损失模型没有反映激波结构的真实变化, 所求出的损失与实验值偏差较大, 得到的总压比和绝热效率就小于实验值; 而新的激波损失模型充分考虑了激波结构的变化, 得到了较为满意的结果。

图 7 是在第一级转子叶尖处两种损失模型在全工况下的比较。可以发现两种完全不同的变化规律。Miller 单激波损失模型的激波强度仅仅与激波前马赫数有关, 随着波前马赫数的增加而增强, 如图 7 所

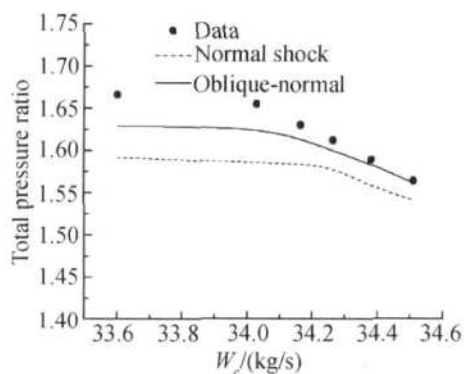


Fig. 4 First stage total pressure ratio of two-stage transonic axial compressor at 100% rotation speed including test data

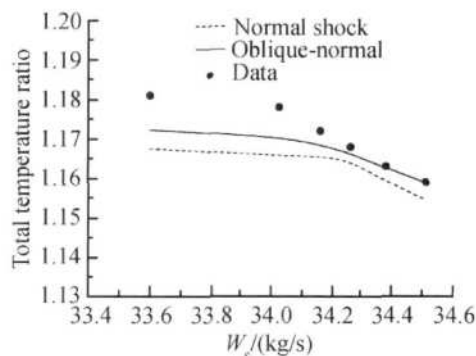


Fig. 5 First stage total temperature ratio of two-stage transonic axial compressor at 100% rotate speed including test data

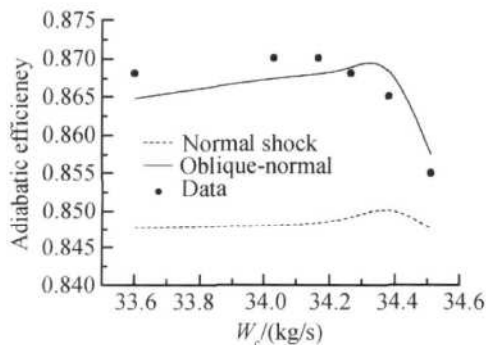


Fig. 6 First stage adiabatic efficiency of two-stage transonic axial compressor at 100% rotate speed including test data

示,随着叶片负荷的增加(攻角随之增加),入口相对马赫数略微减小,损失系数也随之略微减小。新激波损失模型由于考虑了激波结构的变化,随着叶片负荷的增加,斜激波不断增强,最终变为正激波(靠近喘振边界时),激波强度增强,这就补偿了由于马赫数降低而减小的激波损失,所以损失系数随着攻角的增大而增加,这更符合压气机内部的流动机理。图 8 表示脱体弓形激波在新的激波损失模型里所占的比例。从图 8 中可以发现,脱体弓形激波所引起损失大概能占到总损失的 20% ~ 30%,所以计算中必须考虑到

脱体弓形激波的影响。

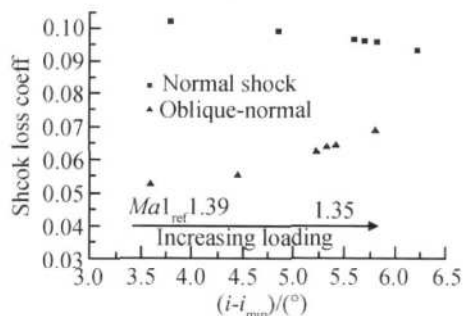


Fig. 7 Tip blade section loss comparison at different loadings

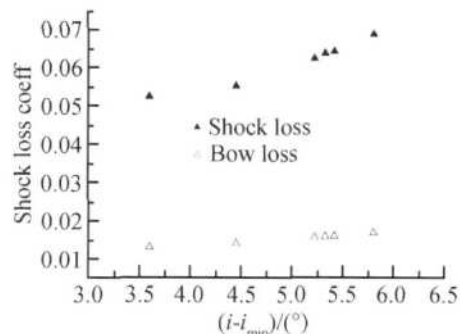


Fig. 8 Prediction of loss attributed to detached bow shock at tip blade section

图 9 和图 10 分别是在最大效率点和靠近喘振边界时,损失系数沿径向的变化规律。很明显,新激波

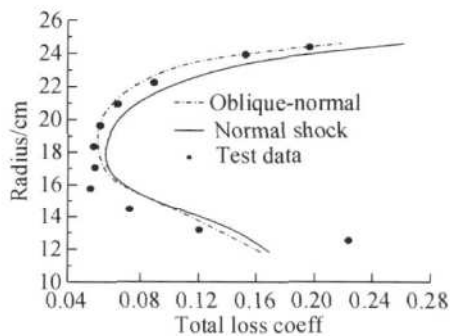


Fig. 9 Radial total loss prediction of the first rotor at peak efficiency

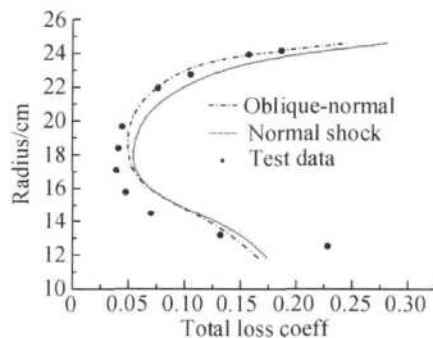


Fig. 10 Radial total loss prediction of the first rotor near stall

损失模型的计算结果与实验值更加吻合,预测精度较好。

4 结 论

(1)新激波损失模型考虑了压气机工作状态从堵塞点向喘振点变化时,激波结构的变化,这与实验结果相符。

(2)在压气机非设计点性能预测时,由于新激波损失模型真实地反映了跨声速叶栅的激波损失程度,计算结果与实验值更加符合,对于效率曲线的改进尤为明显。

(3)随着叶片负荷的增加,由传统的 Miller 单激波模型得到的损失系数随之减小;而新激波损失模型由于考虑激波结构的变化,得到的损失系数随着叶片负荷的增大而增大,这更加符合跨声速压气机内部的流动特性。

(4)在压气机工作状态从最大效率点向喘振点变化时,与传统的 Miller 单激波模型相比,新激波损失模型考虑脱体弓形激波的影响,而研究结果表明脱体弓形激波会对总压损失会产生较大影响。

(5)在最大效率点和靠近喘振边界时,采用新激波损失模型得到的总压损失沿径向分布与实验值更加符合,在叶尖部分更为明显。

参考文献:

- [1] Denton J D, Dawes W N. Computational fluid dynamics for turbomachinery design[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1999, 213(2).
- [2] Boyer K M, O' Brien W F. An improved stream line curvature approach for off-design analysis of transonic compression systems[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, 2003, 125: 475~ 481.
- [3] Cetin M, Ucer A S, Hirsch CH, et al. Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors[R]. *AGARD R-745*, 1987.
- [4] Boyer K M. An improved stream line curvature approach

for off-design analysis of transonic compression systems [D]. *Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University*, 2001.

- [5] Joseph E. Identification and evaluation of loss and deviation models for use in transonic compressor stage performance prediction[D]. *Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University*, 1997.
- [6] Bloch G S, Copenhaver W W, O' Brien W F. A shock loss model for supersonic compressor cascades [J]. *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(1): 28~ 35.
- [7] Miller G R, Lewis G W Jr, Hartmann M J. Shock losses in transonic compressor blade rows[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power*, 1961: 235 ~ 242.
- [8] K^Ling W M, Hennecke D K, Fottner L. Improved blade profile loss and deviation angle models for advanced transonic compressor bladings Part I-a model for subsonic flow[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, 1996, 117(1): 73~ 80.
- [9] K^Ling W M, Hennecke D K, Fottner L. Improved blade profile loss and deviation angle models for advanced transonic compressor bladings Part II-a model for supersonic flow[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, 1996, 117(1): 81~ 87.
- [10] Koch C C, Smith L H Jr. Loss sources and magnitudes in axial flow compressors[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power*, 1976, 411~ 424.
- [11] Johnsen IA, Bullock R O. 轴流压气机气动设计 [M]. 秦 鹏译. 北京: 国防工业出版社, 1975.
- [12] Creveling H F, Camody. Axial flow compressor computer program for calculating off-design performance [R]. *NASA-CR-72472*, 1968.
- [13] Urasek D C, Gorrell W T, Cunnann W S. Performance of two-stage fan having low-aspect-ratio first-stage rotor blading[R]. *NASA TP-1493*, 1979.

(编辑: 郭振伶)