

跨音速离心压气机的现状和发展

中科院“科能” 华耀南* 饶江 张国庆 李京平

【摘要】 叙述了国内外跨音速离心压气机的发展概况以及内部流场的计算方法和气动设计方法的现状和发展,提出了作者自己的看法。

关键词: 跨音速压气机 离心式压缩机 跨音速流动

分类号: V245 TH452

1 概 况

离心压气机从亚音转向跨音的发展迟后于轴流压气机。美国宇航局(NASA)从70年代才开始对跨音离心压气机进行研究。NASA与Creare公司签订了研究发展跨音离心压气机的合同,1975年8月完成了压比为8:1的跨音离心压气机的设计^[1]。这个离心叶轮于1979年完成试验测量,结果不太理想,没有达到设计指标^[2]。西德从80年代开始研究发展跨音离心压气机,西德宇航院(DVLR)H. KRAHN等设计了一个压比为4.5:1(级压比)的离心叶轮^[3,4],叶尖最高相对 Ma 数接近音速。主要性能指标见表1。实验测得的性能基本上达到表1所列的指标。

表1 西德DVLR跨音压气机主要指标

介质	进口温度	进口压力	级总压比	级效率(等熵)	流量	转速
空气	288.2°K	1.0336kgf/cm ²	4.5:1	0.84	4.0kg/s	22363r/min
叶轮效率	叶轮总压比	后弯	D_2	b_2	b_2/D_2	
0.95	4.7:1	60°(周向)	400mm	14.7mm	0.03675	

总的说来,国外对跨音离心压气机的研究设计报导很少,但离心压气机从亚音到跨音正在迅速发展,这主要表现在以下3个方面:(1)中小型飞机和直升机,要求离心压气机向高负荷、高压比方向发展,以减小体积和重量,这样,必须研究发展跨音离心压气机。(2)地面车辆增压器的应用可增加功率40%和提高效率,增加压比又是增压器发展的主要努力方向,因此,研究发展小型跨音离心压气机势在必行。(3)石油化工企业用的特种气体压缩机的要求。在石油化工行业内,一些工作介质虽然其相对流动速度不大,但是其气体常数大,比热比 k 值较小,因而音速值小,很容易产生超、跨音流动。

从制造成本来看,如果有性能稳定可靠的跨音速离心压气机,则可以减少压缩机的级数从而减少体积,降低制造成本,在经济上带来巨大效益。

在国内,虽然有关跨音离心压气机的研究、设计、制造的公开报导很少,但可以断言,随着我国的工业和科技发展,离心压缩机向高负荷、高压比发展,亦即向跨音速发展已成为一个肯定的方向。

2 流场的计算方法的现状和发展

跨音速叶轮机械流场的计算方法从有粘、无粘的角度来考虑有(1)完全无粘解(如 Euler 方程求解法,不考虑熵增和粘性的 S_1 流面流函数、势函数和流线曲率解法等);(2)无粘解法+适当的损失模型(如 S_2 流面计算及熵增,而熵增由估计出口效率得到);(3)无粘计算+边界层计算;(4)简化的 N-S 方程解法(如薄层近似方法);(5)完全 N-S 方程解法。

从目前情况看来,第(1)~(3)种类型已相当完善,并且在工程实践中已获应用。但是这些计算方法只适合于无分离流动的情况,在设计点计算还勉强可以,一遇有分离流动的情况,理论计算与实验值相差甚大。例如,文献[5]用无粘 S_1 流面流函数方法计算文献[6]中 A 型离心压缩机叶片表面静压分布, A 型离心压缩机已有严重分离。文献[7]的计算也得到同样的结果,虽然用的“全三元” S_1/S_2 迭代方法。第3种方法虽然考虑了粘性(边界层),但一般边界层的概念也只适用于无分离情况,虽然文献[8]的边界层方法可以计算分离情况,但也仅是小分离而言(所谓“逆方法”)。第4、5种方法在理论上说可以计算有分离情况,数学模型严格,接近真实情况,但是由于湍流模型在理论上没有得到很好解决,另外,为了要得到比较精确的结果,网格就要求很密,计算机时要求长,因此尽管计算机的高速发展,这些方法尚未在工程实践中应用。实际计算已表明,对轴流叶栅的三维跨音粘性流动的计算,一般而言,流向需要 60 站,周向 50 站,叶高方向 50 站,这样需 $60 \times 50 \times 50 = 150000$ 个计算网格点。计算机的内存至少要 16M 以上。所需 CPU 时间大致作一估计:如用 MacComark 显式格式^[9],在运算速度每秒百万次这一数量级的计算机上,每一计算网格点每推进一个时间步大约需要 0.001 秒,而达到收敛精度大约需要 10000 步,这样,计算一个工况需要 CPU 时间 416 小时。即使在国外,采用超级巨型计算机也需要 CPU 时间 4 个多小时,这样的巨额耗费,很难在工程上采用。因此用 N-S 方程求解叶轮机械三维粘性跨音流动,在国外也尚未在工程上广泛应用。当然,随着计算方法的改进,可缩短计算时间。此外,湍流模型的选择也是一个尚未解决的难题。

除从有粘、无粘角度划分以上 5 种类型的计算方法以外,还可以从另外的角度来划分,即全三维直接解法和 S_1/S_2 两类流面迭代解法两大类型。计算机的速度和内存近几年发展得越来越高,叶轮机械全三元直接解法取得了很大的成就,在美国,以 Denton J. D 为代表做了不少工作,取得了很大成绩^[10,11]。C. Hah 在全三维、跨音 N-S 方程计算叶轮机械内部流场方面做了大量工作,典型的如文献[12,13]。此外,英国剑桥大学 W. N. Dawes, 美国联合技术公司的 R. L. Davis 及科学研究联合公司的 B. C. Weinberg 等都发表了不少文章^[14~16]。但总的说来,由于前述耗费机时的原因,全三维直接解法还没有取得工程实用的意义。国际学术界中一些专家,例如 NASA Lewis 中心主任 J. M. Klineberg 等人认为^[17]: S_1 流面和 S_2 流面的准三元迭代解法仍是目前叶轮机械的设计和计算中普遍采用的方法。

吴仲华教授在 50 年代提出的利用 S_1 和 S_2 两类流面迭代解求得叶轮机械内部三元流动解的理论^[18],经过几十年的不断发展和完善,已经成功地解决了轴流压气机内部亚音速、高亚音速和跨音速流动的计算和设计问题^[19~27],并且对轴流压气机已得到了准三元和全三元收敛解^[24,25]。所谓准三元迭代收敛解指用一个中心 S_2 流面和沿叶高若干个 S_1 回转面(通常是 5~11 个)迭代得到的三元流场解,所谓全三元解是用沿周向若干个 S_2 流面、沿叶高若干个 S_1 翘

曲面迭代得到的三元流场解。在某些情况下,全三元和准三元解的差别很小,对轴流压气机已经证实这一点,对离心压气机,文献[5, 7]的计算结果也说明准三元和全三元解的差别不大。我们应抓住离心压气机主要矛盾,理论计算与实验结果的差别主要原因是由粘性引起的分离流动,可能不在于准三元和全三元的差别,这些结论有待今后工作验证。

在 S_1 流面和 S_2 流面的计算方法中,又分成几种类型的计算方法,其中常用的已经充分发展的就有 3 种方法:(1) 流线曲率法,该法已在工程上获广泛应用。(2) 势函数方法,这种方法在非等熵流场特别是跨音速流场存在激波的情况下,无旋假定不成立,只有当 Ma 数较低时近似假定无旋才可应用此方法^[28]。(3) 流函数方法^[19~23],这种方法无要求流场等熵无旋。但是计算跨音流场时存在所谓“密度双值问题”。文献[21~23]应用文献[29]提出的人工密度方法,在流场中首先积分运动方程求得速度场,再用能量方程求得密度场,进行迭代直至收敛,避开用流函数求密度存在的双值问题。文献[21]就是用此方法,并应用矩阵直接分解法求解离散后得到的代数方程组,直接求得网格点上的流函数值。文献[21]的方法适用于亚音流场、跨音流场。对轴流压气机和涡轮的跨音流场的大量计算表明:用文献[21]编制的程序计算结果是相当符合实验结果的。但是人工密度流函数方法不能计算 Ma 数太高的跨音流场,一般说来,进口 Ma 数不要大于 1.2,槽道内 Ma 数低于 1.5 的情况下,用该方法是相当有效的。

然而, S_1 和 S_2 流面及其迭代的计算工作,过去主要集中在轴流压气机,而对离心压气机的工作做的较少,特别是跨音离心压气机的流场计算。离心压气机比之于轴流压气机而言,无论在性能上还是在结构上都有重大区别,用轴流压气机跨音流场的计算程序去计算离心压气机,实践证明行不通。近几年,对过去计算轴流压气机的 S_1 和 S_2 流面的程序作了重大改进,在此基础上完成了离心压气机的 S_1/S_2 准三元迭代的工作,其中包括计算了一个高压比跨音离心压气机的例子^[30]。

文献[31]在国内第一次发展了具有分流叶片的离心压气机 S_1 流场的计算方法,并考察了分流叶片的长短、位置对流场的影响,这个计算方法具有很大的工程实用意义。

关于 S_2 流面的计算,比之于 S_1 流面而言是比较简单,因为 S_2 流面计算中求解流函数先求出子午面上速度分量,而后才可求全速度,一般而言,子午分速不会超音,所以过去发展的亚音 S_2 程序可以适用于跨音情况。在 S_2 流面的计算中,考虑损失的一个模型是加熵,估计出口效率沿叶高的分布,可以换算成熵沿叶高的分布,从而可以假设从进口到出口沿流线的熵分布,这样把损失考虑进去。

比之于全三元直接解法, S_1 和 S_2 两类流面迭代求得三元解的方法的确具有优越性,这已为国内外所公认。这种方法具有物理概念清晰,对反问题设计尤为适合,且计算速度较快,计算机容量要求也较小,因此在一般微机上也可进行,特别适合于工程计算。因此,尽管在国外的计算机速度发展越来越快,全三元直接解法也得到很大进展,但是,在工程实用的计算方法的建立方面以及近年来迅速发展的计算机辅助设计(CAD)方面,在国外都广泛采用 S_1 和 S_2 两类流面准三元迭代的方法^[32, 33]。

叶轮机械边界层计算方法(主要是计算叶片表面和轮毂和轮盖所谓端壁上的边界层)是直接引自外流的计算方法。关于外流中二维边界层的计算方法,无论是用积分方程或是微分方程方法,都已达到相当完善的程度。一般说来,对叶轮机械中的静止部件上的边界层可以直接引用外流方法,但是对于旋转部件,如以每分钟几万转的高速旋转的叶轮,其边界层的计算应考虑离心力和科氏力的影响,这是叶轮机械边界层的计算与外流不同的特点。文献[8]在 S_1 流面上考虑了离心力和流片厚度的影响,用积分方程方法计算了一个跨音轴流压气机叶片上的层

流、湍流边界层,考察了旋转、流片厚度的影响,这是轴流压气机的结果,对离心压气机,离心力的影响要大得多。文献[34]用微分方程方法考虑旋转效应对层流与湍流边界层进行了计算,旋转的影响不仅在边界层的控制方程中多了两项(离心力科氏力项),而且在湍流的计算中还必须对湍流模型进行修正。计算结果表明:旋转对湍流结构产生明显影响,湍流模型中考虑旋转修正后,计算结果明显靠近实验值。这个结论对工程应用具有很大意义,因为高压比跨音离心压气机的旋转速度一般是很高的,我们在边界层的计算中必须要考虑高速旋转的影响。

3 跨音离心压气机的设计

高压比要求必然导致跨音,但是压比越高,级效率越低。跨音离心压气机比之于亚音离心压气机而言,主要是跨音流动产生激波,由激波产生的损失约占整个流动损失的 30%。因此,千方百计减少激波损失,是跨音离心压气机设计的主要出发点。

关于跨音离心压气机的设计,报导较少,从现在掌握的资料来看,有一种方法是直接按跨音轴流压气机叶片的设计方法来设计跨音离心压气机的轴流部分(也称导流器—INDUCER),例如文献[1]所做的那样。对跨音轴流压气机的叶片设计,比之于亚音情况,至少有 3 点不同:

(1) 采用的叶型完全不同。对亚音流动,一般采用流线型的机翼型叶片,例如 NACA 65 系列、C4 系列等;对跨音速流动,在来流 Ma 数在 1.0~1.1 时,采用双圆弧叶型(DCA 系列叶型),或采用多圆弧叶型(MCA 叶型)。这些叶型头缘较薄,形成的激波为斜激波,这样削弱了激波强度,减少了激波损失。如果来流 Ma 数在 1.2 左右时,可以采用 J 型叶型(例如 CW 1 叶型)。当进口气流 Ma 数大于 1.3 或 1.4 时,不再希望气流在叶背部分继续膨胀加速,而是希望气流压缩减速使叶片槽道内形成的激波前的 Ma 尽可能小。因为激波前 Ma 数大于 1.4 时激波损失大幅度地增加。所以此时通常采用“S”叶型,使超音速气流压缩减速。

(2) 对进口超音速气流应按唯一攻角的原则进行设计。当来流超音(但轴向亚音)时,气流进入叶片进口区,在叶背上会产生一系列的压缩波和膨胀波,但总可以在叶背上找到一点其波上气流方向与无限远处来流方向一致,这一点称为中心点,该点的气流攻角叫做唯一攻角。考虑到叶片厚度及附面层的堵塞作用,在设计中一般使中性点处型线的切线方向(亦即该点的气流方向)与无限远来流方向之间有 1.5° 左右的角度。

(3) 叶片区槽道喉部面积与临界面积之比一般应有一个裕度,即 $A_{min}/A^* = 1.03$,这是考虑了附面层因素。对亚音流动,槽道喉部面积 A_{min} 与 A^* 之比一般等于 1.03 倍的 $(A/A^*)_{Ma_1}$,即 $A_{min}/A^* = 1.03(A/A^*)_{Ma_1}$,其中 $(A/A^*)_{Ma_1}$ 是相对于进口 Ma 数 Ma_1 而言的 A/A^* 。

文献[1]在设计高压比的跨音离心压气机时,导流器部分完全按照文献[35]中所述的以上 3 个原则设计,而对激波以后亚音流动部分,即导流器以后的部分则是按通常亚音流动的设计方法,主要考虑叶片载荷分布是否合理,如正问题分析得出的载荷分布不合理,则修改叶型。

西德 H. Krain 设计的跨音离心压气机^[3,4]则按照积累的一套经验来设计,用正问题分析,载荷分布不合理则再修改设计。最重要的是,他们主要立足于试验。

总之,跨音离心压气机的反问题设计,在尽量利用跨音轴流压气机的设计经验上,主要是通过正问题分析,修改叶型或子午流道。最重要是通过试验取得设计经验。

4 结论和看法

(1) 从工程实际需要来看,未来的 10 年之内,跨音离心压气机必将取得极大进展。主要用

在中小型飞机、车辆涡轮增压器、石油化工特种压缩机等方面。

(2) 跨音速离心压气机流场正问题分析方法, 从工程实用角度来看, 主要是无粘计算加损失模型或边界层计算。N - S 粘性流的计算方法目前尚未在工程上广泛采用, 但未来 10 年有可能投入实用。

(3) S_1 和 S_2 流面理论用来分析跨音离心压气机流场是目前我国比较实际的方法, 对设计点而言可以应用, 但对有严重分离情况不适用。用流函数人工密度方法对计算来流 Ma 数小于 1.2, 槽道内 Ma 数低于 1.4~1.5 时是相当准确的。

(4) 边界层的计算方法应考虑存在小分离, 并考虑旋转的影响。

(5) 跨音离心压气机反问题设计, 应尽量利用跨音轴流压气机的经验。通过正问题分析修改叶型和子午流道。但是最后必须由试验来决定, 通过试验修改设计, 得到可靠经验。

参 考 文 献

- 1 Colin Osborne, et al Aerodynamic and Mechanical Design of an 8 : 1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor. NASA CR-134782, Creare TN-204, 1975
- 2 Francis S D, et al Design Development and Test of a Laser Velocimeter for a Small 8 : 1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor. NASA CR-134781, 1979
- 3 Krain H. Swirling Impeller Flow. ASME 87- GT-19 or ASME Journal of Turbomachinery, 1988, 110: 122- 128
- 4 Krain H, et al Verification of an Impeller Design by Laser Measurements and 3D-Viscous Flow Calculations. ASME 89-GT-159, 1989
- 5 华耀南. 离心压缩机 S_1 流面流场计算. 航空动力学报, 1991, 6(2)
- 6 Mizuki S. Description of Compressor Geometries. Presented at the 25th Annual International Gas Turbine Conference and Exhibit and at the 22nd Annual Fluids Engineering Conference New Orleans, Louisiana, March 9-13, 1980
- 7 Adler D. Comparison between the Calculated Subsonic-Inviscid 3D Flow in a Centrifugal Impeller and Measurements. Presented at the 25th Annual International Gas Turbine Conference and Exhibit and at the 22nd Annual Fluid Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, March 9-13, 1980
- 8 Hua Yaonan (华耀南). The Prediction of Boundary Layers with Rotation and Variation of Stream Filament Thickness. ASME 89-GT-227, 1989
- 9 MacComark R W, et al A Numerical Method for Solving the Navier- Stokes Equations with Application to Shock-Boundary Layer Interactions. AIAA 75-1, 1975
- 10 Denton J D. A Time Marching Method for 2D and 3D Blade-to-Blade Flows. ARC R&M 3775, 1974
- 11 Denton J D. Time Marching Methods For Turbomachinery Flow Calculation. VKI LS-79, 1979
- 12 Hah C. A N-S Analysis of 3D Turbulent Flows Inside Turbine Blade Rows at Design and Off-design Conditions. ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106: 421-429
- 13 Hah C. Calculation of 3D Viscous Flows in Turbomachinery with an Implicit relaxation Method. AIAA J. of Propulsion and Power, 1987, 3(5): 415-422
- 14 Dawes W N. A Numerical Analysis of the 3D Viscous Flow in a Transonic Compressor Rotor and Comparison with Experiment. ASME J. of Turbomachinery, 1987, 109
- 15 Weinberg B C, et al Calculation of 2D and 3D Transonic Cascade Flow Fields Using the N-S Equations. Trans of the ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power or ASME 85-GT-66
- 16 Davis R L, et al Cascade Viscous Flow Analysis Using the N-S Equation. AIAA 86-0033, 1986
- 17 Klineberg J M. Advance in Computational Design and Analysis of a Irbreathing Propulsion Systems. 9th ISABE, 1989: 89-7001
- 18 Wu Chunhua. A General Theory of 3D Flow in Subsonic or Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed Flow Types. NACA TN 2604, 1952
- 19 吴文权, 刘翠娥. 使用非正交曲线坐标与速度分量 S_1 流面正问题流场矩阵解. 工程热物理学报, 1980, 1(1)

- 20 朱荣国 使用非正交曲线坐标与速度分量 S_2 流面反问题流场线松弛解 工程热物理学报, 1980, 1(1)
- 21 华耀南, 吴文权 S_1 流面跨声速流场流函数矩阵解 工程热物理学报, 1987, 8(2)
- 22 王正明 交替方向积分法求解 S_1 流面跨声速流动 工程热物理学报, 1984, 8(2)
- 23 赵晓路 应用非正交曲线坐标与速度分量 S_1 流面跨声速流动解法 工程热物理学报, 1984, 5(3)
- 24 朱根兴, 葛满初, 吴仲华 对亚音速静子使用一个中心 S_2 流面和多个 S_1 回转面的三元迭代解 工程热物理学报, 1983, 4(2)
- 25 汪庆恒等 轴流压气机(亚声速)两类流面迭代三元完全解 工程热物理学报, 1983, 4(4)
- 26 Wu Chunghua, et al 3D Rotational Flow in Transonic Turbomachines, Part II: Full 3D Flow in CA S Rotor Obtained by Using a Number of S_1 and S_2 Stream Filaments A S M E 90-GT-13, 1990
- 27 Wu Chunghua, et al 3D Rotational Flow in Transonic Turbomachines, Part I: Solution Obtained by Using of S_1 Stream Filaments of Revolution and Central S_2 Stream Filaments A S M E 90-GT-12, 1990
- 28 张家麟等 跨声速 S_1 流面势函数方程人工可压缩性—近似分解因式解 工程热物理学报, 1984, 5(2)
- 29 Hafez M. Numerical Solution of Transonic Stream Function Equation A I A A 81-1017, 1981
- 30 饶江, 华耀南 高压比跨声离心压气机的准三元流场分析 中国工程热物理学会热机气动热力学学术会议论文 932015, 1993
- 31 李磊, 华耀南 具有分流叶片的离心压气机 S_1 流场计算, 中国工程热物理学会热机气动热力学学术会议论文 932013, 1993
- 32 Ginder R B, et al Design of Advanced Blading for High-Speed HP Compressor Using an S_1 - S_2 Flow Calculation System. Presented at European Conference of Turbomachinery, 19-20, 1991
- 33 Jenrions I K, et al A Quasi 3D Turbomachinery Blade Design System. Tran. of A S M E 1985, 107
- 34 张国庆, 华耀南, 吴仲华 考虑旋转效应的层流与湍流边界层的计算 工程热物理学报, 1990, 11(3)
- 35 Monsarrat N T, et al High- Loading Low- Speed Fan Study- I Design N A S A C R-72536

(责任编辑 魏星禄)

gle-stage disk configuration. The ways of auto-shape description, strength calculation of single-stage disk with finite-element method, optimization and coordination composition of multistage disk and configuration optimization of all disks, are taken to develop the software SODMROD. The calculation examples are provided. This paper also introduces the principles of shape description of disk section as well as deduction of some formulas and the formulas which are used in the deformation calculation between disk and drum.

Key words Multistage disk Structural design Optimization Finite element methods

STATE- OF- ART AND PROSPECTS OF TRANSONIC CENTRIFUGAL COMPRESSOR DEVELOPMENT

Hua Yaonan, Rao Jian, Zhang Guoqing, Li Jingping

(Academia Energetics R&D Center, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080)

ABSTRACT A review on the methods for predicting internal flow field and designing aerodynamic shape of transonic centrifugal compressor is given in this paper. In general, the development of the transonic centrifugal compressor lags behind that of transonic axial compressor. However, the transonic centrifugal compressor will be widely applied to power plant of helicopters, the turbochargers of vehicles and compressors of petroleum-chemical industry etc. Thanks to an urgent need of engineering practice, it can be prophesied that transonic centrifugal compressor will make great progress within the coming several decades. At present, inviscid calculation method with a distributed loss model (or boundary layer calculation) is a main tool to predict or design the transonic centrifugal compressor. However, along with development of computer, 3D Navier-Stokes solver may be applied in engineering practice within the coming decade. In the inviscid calculation method, the S1 and S2 stream surface calculation method is the most important method at present. When the S1 and S2 method is used, the computer memory required is smaller and the CPU time consumed is shorter than 3D Navier-Stokes Solver. Of course, the S1 and S2 method is suitable only for non-separated flow condition at design point. As for design methods of the transonic centrifugal compressor, it is necessary to make full use of experience of axial compressor designing.

Key words Transonic compressors Centrifugal compressors Transonic flow

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON SURFACE STATIC PRESSURE DISTRIBUTIONS IN CURVED- BLADE COMPRESSOR CASCADE

Zhong Jingjun, Su Jiexian, Wang Zhongqi, Chen Ying

(Dept. of Power, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

ABSTRACT The static pressure distributions on endwalls and blade surfaces and the corresponding outlet flow for straight, leaned and curved blades of plane axial compressor cascades at 0° incidence were measured in detail. The experimental results show that C- shape static pressure distribution can be obtained on the blade surface of the curved blades along blade height. Blade leaning and curving can eliminate piling up of low energy fluid in the blade corner, cut down the endwall losses, retard corner stalling, and improve cascade aerodynamic characteristics.

Key words Blades Cascade tests Pressure distribution Static pressure