

文章编号: 1000-8055(2005)01-0125-05

导风轮轮罩引气对离心式压气机性能影响的数值研究

戴四敏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘要: 为了研究扩大离心压气机喘振裕度的实用技术, 以解决某工程设计中的问题, 用三维粘性计算流体力学(CFD) 计算软件对离心压气机导风轮轮罩引气措施进行了数值模拟。该项技术在设计中所涉及的设计参数经过了初步的数值试验。从数值模拟的结果中, 可以看到该项技术对离心压气机性能改进的明显效果。

关键词: 航空、航天推进系统; 计算流体力学(CFD); 数值模拟; 离心压气机; 叶轮罩; 引气

中图分类号: V 231. 3; TK474. 8

文献标识码: A

Numeric Simulation of Inducer Shroud Bleeding Effect on Centrifugal Compressor Performance

DA I Simin

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100083, China)

Abstract: In order to investigate the applied techniques that can be used to enlarge the centrifugal compressor surgemargin and to solve the problem in certain engineering design, 3D viscous Computation Fluid Dynamics (CFD) code was used to simulate the inducer shroud bleeding effect on centrifugal compressor performance. Numerical experiments have been carried out to test certain design parameters involved in the application of this technique. The results show that inducer shroud bleeding has a remarkable effect on the centrifugal compressor performance improvement.

Key words: aerospace propulsion system; Computation Fluid Dynamics (CFD); numerical simulation; centrifugal compressor; shroud; bleed

在中、小型航空或弹用燃气涡轮发动机中, 离心式压气机常被用于燃气发生器的末级压气机, 因为离心压气机适合在较小的空气流量下取得较高的单级增压比。而末级压气机的性能往往对整个压气机部件的性能有很大的影响。末级压气机效率低会使整个压气机部件的效率低, 末级压气机的喘振裕度小, 会导致整个压气机部件的喘振

裕度小。所以, 改善末级离心式压气机的性能对提高中、小型航空/弹用燃气轮机的性能具有重要作用。

处在末级的离心压气机的进口流场一般都是非均匀流场。由前级轴流或离心压气机流出的气流在进入导风轮之前, 在机匣壁面附近会形成较厚的附面层, 因为气流增压升温后, 其粘性作用会

收稿日期: 2003- 04- 18; 修订日期: 2004- 04- 16

作者简介: 戴四敏(1957-), 男, 湖北武汉人, 北京航空航天大学能源与动力工程学院博士生, 主要从事中、小型轴流/离心压气机研究

增大。由于导风轮叶尖间隙的存在,靠近壁面的一层气流进入导风轮后,受到旋转叶片尖部的刮削作用,在较大的速度梯度的作用下,受到很强的周向剪切应力,因而形成低能量气团。由于离心叶轮具有较长的、转折角度较大的连续流道,这层低能量气流受粘性的作用,会被裹挟或卷入到主流中去,而低能量气团因密度小、动能较低会挤占一部分叶轮流道的空间而在叶轮出口的截面形成堵塞,减弱了叶轮对气流的加功作用。当叶轮出口反压增高到一定程度时,低能量气团不能克服逆压梯度的作用而沿着间隙回流,严重时,使整个压气机部件进入不稳定边界。

为了避免在导风轮轮罩附近形成的低能量气团对离心压气机性能的不利影响,研究人员在研制 T800 发动机的双级离心压气机时,采取在导风轮轮罩上开槽引气的方式^[1],把这一层低能量气体引泄到压气机之外,使压气机主流区的流动得到改善,取得了十分显著的效果。不仅提高了压气机的增压比和效率,还大幅度地扩大了压气机的喘振裕度。

那么,采取导风轮引气措施之后,离心压气机出口的空气流量是否会减少? 引气量应控制在多少为宜? 引气槽应开在导风轮轮罩上的什么位置? 为了研究这些问题,CFD 软件 TA SCflow 被用来对两种具有不同几何特征的离心压气机进行了数值模拟。一个是末级离心压气机,叶轮上的叶片高度特小;一个是第 1 级离心压气机,叶轮上的叶片高度相对较大。通过对比计算,得到了对工程设计有用的结果。

1 某末级离心压气机数值计算

所用计算程序是叶轮机专用三维粘性商业软件 CFX- TA SCflow。计算中,选用的是 k- ε 湍流模型,计算精度是各物理量的最大残差小于等于 10⁻⁴。

计算中设定叶尖与轮罩之间的间隙为当地叶片高度的 3%,对比方法是计算同一型离心压气机在相同的转速 33 495 r/min、相同的进气总压 396.199 kPa 和总温 321 K,条件下,对比有、无导风轮引气对该离心压气机性能的影响。图 1 的左边是某末级压气机的离心叶轮,其外径为 220 mm,导风轮叶尖直径为 96 mm,轮毂比为 0.52,排气边叶片高度只有 5 mm。

图 1 右边是数值计算的几何构造图,整个压气机的计算网格按三段划分,即进气段,叶轮和轮

罩段,无叶径向扩压器段。整个计算域共有计算网格 62 775= (8×31×27)+ (59×31×27)+ (8×31×27) 个,叶尖间隙中有 6 层网格。约 4 mm 宽

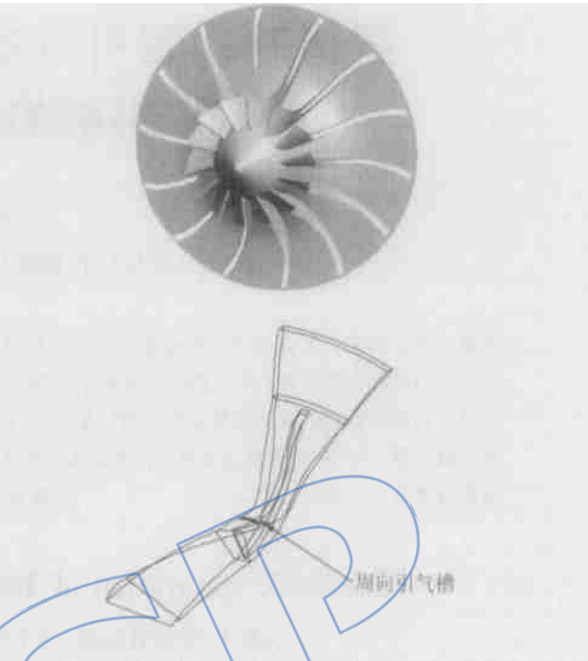


图 1 某末级离心叶轮和计算几何构造
Fig 1 A rear stage centrifugal impeller and computation configuration

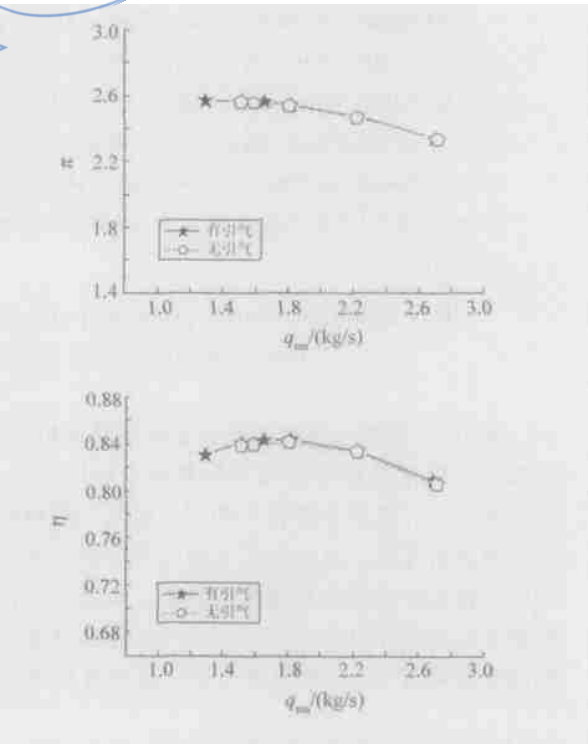


图 2 以压气机进口流量为横坐标绘制的特性线图
Fig 2 The characteristic line of the compressors using inlet mass flow as horizontal coordinate

的周向引气槽开在距叶片前缘约 25 mm 的叶轮罩上。在设定边界条件时,规定从该槽向外引出的空气流量为 0.042 kg/s,约为压气机设计点流量的 2.1%。通过计算,可以算得图 2 和图 3 中的各状态点。图 2 是以压气机进口流量为横坐标而绘

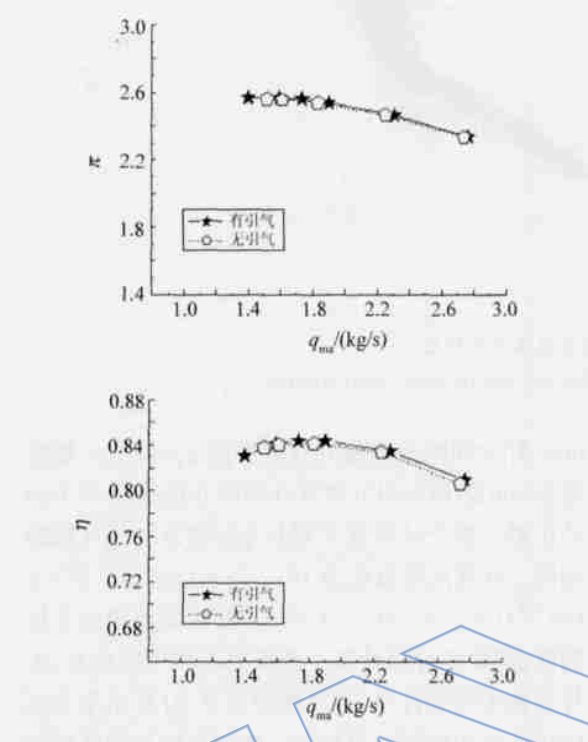


图 3 以压气机出口流量为横坐标绘制的特性线图
Fig 3 The characteristic line of the compressors using outflow mass flow as horizontal coordinate

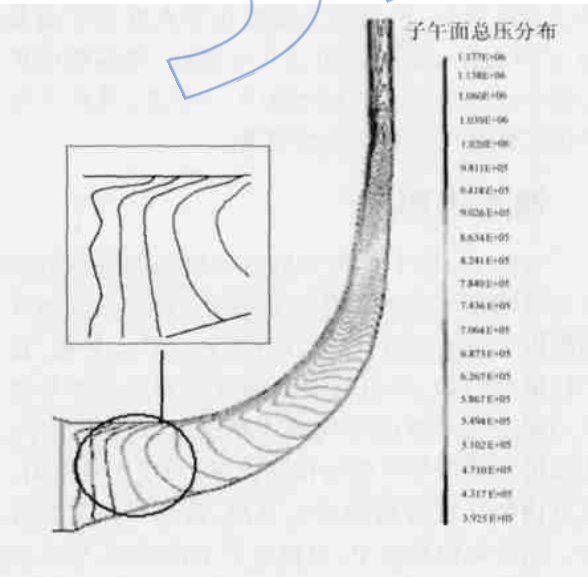


图 4 有引气时的子午面总压分布
Fig 4 Total pressure distribution along meridional flow path while with bleeding

制的特性线。图 3 是按压气机出口流量为横坐标绘制的特性线。

从这 4 张图的对比中,可以看出:若以流量为 2.0 kg/s,增压比为 2.51 的点为设计点,对应喘振边界处的流量为 1.51 kg/s,增压比为 2.55,喘振裕度为 34.5%。采取导风轮引气措施后,喘振边界点移到流量为 1.31 kg/s,增压比为 2.57 的点,喘振裕度变为 56.3%,增大了 22 个百分点。

从图 2 和图 3 可以看出:采取导风轮引气措施后取得最明显的好处是较大幅度地扩大了压气机的喘振裕度;对压气机的效率和增压比的影响虽然不很明显,但绝没有负面影响。另一方面,还可以看出,导风轮引气在一定范围内,对压气机出口的空气流量基本上没有影响。究其原因,主要是在导风轮处把低能量气团引泄到压气机流道之外后,减缓了叶轮流道中的堵塞程度,增加了叶轮流道的流通能力。

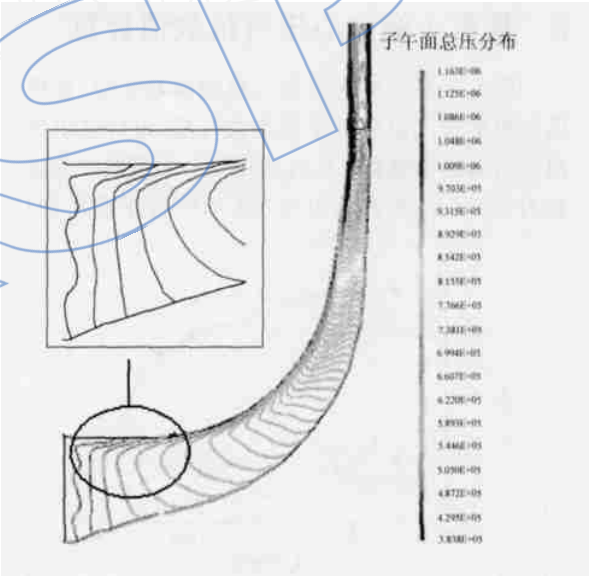


图 5 无引气时的子午面总压分布
Fig 5 Total pressure distribution along meridional flow path while without bleeding

图 5 是无引气时压气机在喘振边界点上的总压沿子午流道的分布图,出口反压为 893 kPa。图 4 是有引气措施时,压气机在喘振边界点总压沿子午流道的分布图,出口反压为 900 kPa。对比二图左起第 4 根等值线的走向,可见有引气时,第 4 根等值线很快在引气槽附近的壁面上终止;而无引气时,第 4 等值线沿着叶尖间隙一直延伸到更下游的壁面上。说明引气的确是把壁面附近的一部分低能量气体排泄到导风轮轮罩之外去了。阻止了叶尖与轮罩之间的部分低能量气体沿流道与

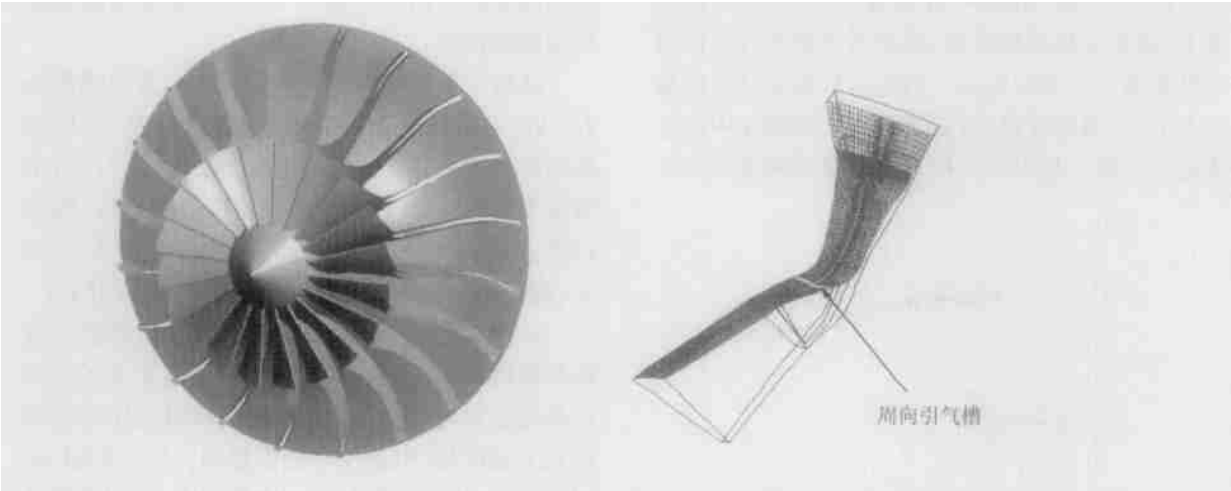


图 6 某 1 级离心叶轮和计算几何构造

Fig 6 A front stage centrifugal impeller and computation configuration

主流区气流的掺混。

2 某第 1 级离心压气机数值计算

图 6 是某 1 级离心压气机的离心叶轮, 该级压气机的进气总压等于环境大气压, 设计点空气流量与前述末级离心压气机相同。导风轮叶尖直径为 172 mm, 轮毂比为 0.348 8, 叶轮外径为 324

mm, 叶尖间隙安当地叶片高度的 2% 设定。宽度为 5 mm 的周向引气槽开在距叶片前缘约 30 mm 的位置。整个计算域的划分与前述末级压气机的相同。计算网格总数为 $109\,593 = (9 \times 41 \times 27) + (81 \times 41 \times 27) + (9 \times 41 \times 27)$, 叶尖间隙中有 6 层网格。同样也分别计算了该级离心压气机在有、无导风轮引气条件下, 其性能的差异。计算结果与末级压气机中的情况很相似。两种等转速特性线的差异如图 7 所示。若该级压气机常用工作点流量为 2.0 kg/s, 压比为 2.92, 喘振边界点的流量为 1.9 kg/s, 压比为 2.98, 则喘振裕度为 7.4%。采取引气措施后, 压气机的喘振边界点移到了流量为 1.56 kg/s, 增压比为 3.034 的点, 喘振裕度扩大到 34%, 比不引气时增加了 3 倍多, 其扩大气动稳定性裕度的效果非常显著。

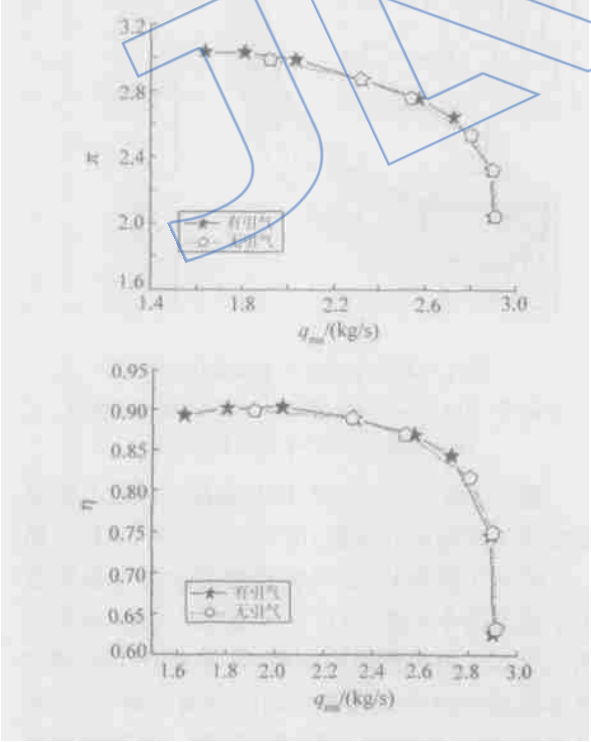


图 7 以压气机以进口流量为横坐标绘制的特性线图

Fig 7 The characteristic line of the compressors using inlet mass flow as horizontal coordinate

3 两点说明

实际上, 第 1 级压气机引气槽处的气流方向可能会随压气机的工作点而变化, 如果引气槽外的静压为环境大气压, 当压气机的工作点较低, 反压较低的时候, 在引气槽处的气流静压低于外界压力时会把外界的空气吸入到压气机内流道中, 其效果是增加压气机出口的流量; 当反压较高时, 流道内的气流可能通过引气槽, 流到导风轮之外去。而在数值模拟中, 只设置了单向流动, 即从内向外的流动, 这是本数值模拟的局限所在。实际压气机在低压反压工况时的特性线可能与图 7 中所描述的情况不同, 即在有导风轮引气时, 离心压气机进、出口的空气流量比不引气时要大一些。当然,

在末级压气机中, 压气机各处的静压都大于外界压力, 气流只能单向的从压气机内流到导风轮轮罩之外。

另一方面, 实际离心叶轮与轮罩之间的间隙不可能随当地叶片高度的变化而变化, 实际叶尖间隙不可能随着叶片高度的变小而成比例的缩小。本数值模拟中叶尖间隙随叶片高度而变的设定方式在实际上很难实现, 这样处理会对计算结果会有一定程度的影响。

4 结 论

(1) 在离心压气机导风轮轮罩上开引气槽引气的基本机理是吸除了叶轮罩壁面上的附面层, 避免了这股低能量气体与主流区高能量气体的掺混, 改善了叶轮流道内的流动。

(2) 不论是末级离心压气机还是第 1 级离心压气机, 导风轮引气措施对其性能都有改善作用。第一, 该措施可以较大幅度地扩大离心压气机的喘振裕度; 第二, 导风轮合理的引气对离心压气机的增压比和效率不产生负面影响; 第三, 采取导风轮引气之后, (只要引气量控制适当) 不会减少离心压气机出口的空气流量, 但会增加前级压气机进口的空气流量。

(3) 引气槽的最佳位置可通过数值模拟来寻找。因为在数值模拟中, 引气槽的位置可在计算前任意设定, 通过对比计算结果, 可以找到最佳开槽

位置。

(4) 最佳引气量也可以通过数值试验来确定, 应以最大程度地改进压气机性能而不产生任何明显的能量损失为原则。上述两个压气机的引气量都控制在压气机总流量的 2.5% 以内。

数值模拟是对客观流动现象的一种近似而不是对流动现象的照相。如果上述数值模拟能用离心压气机台架性能试验的方式来验证, 就可得出更具说服力的结论。

致谢 在本研究工作的过程中, 得到了陈懋章老师的指导, 谨表示诚挚的感谢。

参考文献

- [1] Palmer D L, Wateman W F. Design And Development of An Advanced Two-stage Centrifugal Compressor [R]. The Hague Netherlands, ASME Paper 94- GT - 202 1994
- [2] Rodgers C. The Centrifugal Compressor Inducer [R]. Stockholm Sweden: ASME Paper 98- GT - 32 1998
- [3] Cousins W T, Dalton K K, Andersen T T. Pressure And Temperature Distortion Testing of A Two-Stage Centrifugal Compressor [R]. Cincinnati USA: ASME Paper 93- GT - 118, 1993
- [4] 陈懋章. 叶轮机气动力学研究及其发展趋势[A]. 中国航空学会航空百年学术论坛动力分论坛论文集(一)[C]. 北京: 中国航空学会动力专业分会, 2003