

摘要

未来新型航空飞行器以高飞行速度、强机动性能、远航程、低噪音污染为主要发展目标，这就对发动机的主要气动部件—风扇/压气机的气动性能和可靠性提出了更高要求，其中深入的研究先进叶片造型设计技术和叶栅内部流动的非定常效应有着非常重要的意义。在各种叶片造型设计和非定常流动的研究中，弯曲叶片设计和改变压气机内同名叶栅的周向相对位置，即 Clocking 效应是近年发展起来的控制叶栅内部流动状况及叶列间干扰的行之有效的办法。大量的实验与数值模拟都证明，叶片弯曲能够降低占叶栅能量损失主导地位的端壁损失，较好地控制叶栅附面层流动；Clocking 效应则可以有效减小叶列间干扰的负效应和改善机组效率。

本论文对采用直、弯静叶的重复级压气机性能及 Clocking 效应进行了大量、系统的实验研究，利用总压探针及五孔探针详细测量了不同静叶型式及设计参数下压气机总性能及第一级、第二级出口流场，探讨了 Clocking 效应改善压气机内部流动状况的机理及其应用。

实验结果表明，多数工况下，采用弯曲静叶的重复级压气机压比特性基本没有变化，而效率则比直静叶时明显提高，且随流量减小而趋势显著，而且对近喘振点处的小流量工作特性的改善更为显著。

采用直、弯叶片压气机 Clocking 效应的实验研究表明，随着两列静叶周向相对位置的变化，存在具有最低、最高压气机效率的 Clocking 位置；设计工况下，采用弯叶片压气机的最低、最高效率 Clocking 位置为 4/18、12/18 相对节距且差值为 0.59%，而直叶片时的两个 Clocking 位置则为 1/18、12/18 相对节距且差值为 0.56%；综合考虑弯曲叶片造型和 Clocking 效应的影响，压气机效率最高可提高 1.22%，最低提高仅为 0.07%。这意味着在高性能压气机弯曲叶片设计中，如果能够充分利用 Clocking 效应控制叶列间非定常干扰的能力，压气机性能会得到进一步的提升，二者的优势结合是进一步提高压气机性能的一个极具潜力的技术途径。

关键词 压气机；弯叶片；时序效应；非定常

Abstract

As the aero-craft aim at higher speed, strong maneuver performance, long distance voyage and low noise, the requirement towards aerodynamic performance and stability of fan/compressor which is the major of a engine, has become higher. Among the requirements, researches on the unsteady flow within the cascade are very significant. And of all researches on the unsteady flow, the concept of varying relative circumferential position of adjacent stator (or rotor) rows in turbo machinery (i.e. clocking effect) has been developed in recent year to control the blade-row interaction. Abundance of experiments and Numerical simulation has represented that bowed blade can reduce the endwall loss which takes the main position of energy loss and control the flow on the boundary layer. Clocking effect could reduce bad effect of stator-stator interaction and improve overall performance.

Systemic and a lot of experiment research have been taken out on the performance of a double stage compressor using straight and bowed blade. Total pressure probe and five hole probe are used to measure different stator, overall performance of compressor and flow filed of outlet of two stage under designed parameter. Mechanism and application of improvement in the flow field of compress by clocking effect are discussed.

The experiment indicates that, under most conditions, the pressure ratio of compressor using bowed stator blade has no great change, but efficiency has improved obviously compared with straight stator blade, moreover, performance under small flux near stall has improved more notable.

The experiment of clocking effect indicates that, as the circumferential position of the two stators changes, there exists highest and lowest overall efficiency clocking position. Under design condition, the relative clocking position of the highest and lowest efficiency of compressor using bowed blade is 4/18 and 12/18, with 0.59% D-value, compared to relative pitch of 1/18 and 12/18 of compressor using straight blade with 0.56% D-value. Considering the effect of bowed blade and clocking effect, the highest improvement could be 1.22%, and the lowest one is only 0.7%. This indicates that in the bowed blade

design of high performance compressor, the overall performance would be improved further more, if making full use of clocking effect of control unsteady flow between cascades. The combination of the two advantages is a highly potential way to improve performance of compressor.

Keywords Compressor; Bowed blade; Clocking effect; Unsteady flow

第1章 绪论

在航空发动机的发展过程中,对发动机的重要组成部分—压气机的研究始终占有重要的地位,对压气机的研究是航空发动机研发工作的核心。要深入了解压气机中流动的物理过程、验证理论分析方法的实用性、解决工程应用中的实际问题、检验数值模拟的准确性,以及提供有关损失、冲角和落后角等参数之间相互关系的数据,都要求在压气机的研究过程中进行大量的实验研究。因此,压气机的实验研究是研究压气机的基础和必要环节。

在以往的叶轮机气动设计体系中,人们一直采用针对定常流动的设计理论。然而,由于流体的粘性和存在相对旋转的叶片排,即使是在设计工况下,叶轮机内的流动也是高度非定常的。这样,定常气动设计体系就与实际的非定常流动形成了巨大的反差—流动是高度非定常的,而针对非定常流动过程所建立的气动设计工程体系反而是以定常流动基本假设为前提的。因此,国内外叶轮机界专家学者普遍认为,叶轮机气动设计体系从定常向非定常转变是主要发展趋势,非定常蕴含着很大的潜力^[1]。

1.1 叶轮机内的非定常流动

叶轮机械内多排动静叶片交错排列,流动具有强烈的非定常性,叶栅流道中湍流的产生、扩散与耗散,噪声的产生与传播,叶片表面流动的非定常分离,激波与附面层的非定常相互作用,转捩的不稳定型,尾缘的非定常脱落涡,叶片与上下端壁的非定常换热,叶片与气体的非定常作用及引起的叶片振动和颤振等都属于叶轮机械内的非定常流动。这些非定常现象,及其诱发的流体间、流体与固体间的强非线性相互作用,与叶轮机效率、级负荷、机组的可靠性等密切相关。因此,深入理解和研究非定常流动现象,对进一步提高叶轮机械性能具有重要意义^[2,3]。

轴流叶轮机械内的非定常性流动按照起源可划分为动静叶相对转动引起的周期性非定常扰动、叶排对于强迫作用的响应、气-固耦合、失速和喘振、进气畸变等^[4]。根据非定常流动现象尺度与叶片弦长或叶列轴向间隙的比例关系,又可以按照特征尺度分为小、中、大尺度等三种非定常性流动现象^[5]。由于现代叶轮机械设计越来越趋向于尺寸和重量上的减少,势必增加内部流动非定常效应影响的重要性,因此基于非定常流动现象的研究工作逐渐成为热点。

小尺度（如尾迹与边界层的相互作用、湍流、转捩等）和大尺度（颤振、低阶受迫振动、旋转失速、喘振等）的非定常现象对叶轮机械总体性能的影响已经被大量实例验证，而且可以通过某些定性的特征来获知。但是对于中等尺度（叶列间势流干扰、尾迹的传播、径向间隙泄漏涡的干扰等）的非定常现象与发动机总体性能之间的关系尚不清楚，缺乏必要的定量信息进行收益的预估。

当审视现有多级叶轮机的实物和图纸时，可以发现各转子叶排之间、各静子叶排之间在几何上并不存在周向定位。但许多研究者却发现，当动/动或静/静叶片的相对周向位置变动时，其气动性能也产生了变化。这种现象被称为时序效应（Clocking Effect）。按照定常设计体系理论，这种周向位置的不同定位是不会对叶轮机气动性能产生影响的。

现代叶轮机械的发展，在气动性能和可靠性方面提出了更高的要求，其中深入的理解和研究流动的非定常效应有着非常重要的意义。在各种非定常流动的研究中，改变叶轮机械内同名叶栅的周向相对位置，即 Clocking 效应是近年发展起来的控制叶列间干扰的方法之一。

本文的研究对象就是叶轮机内固有的非定常流动现象——叶列间相互干扰引起的周期性非定常流动，它实质上是一种中等尺度的非定常流动现象。作为叶轮机本质的非定常流动，它总是存在的，必须充分考虑到它的影响，从而设计出更好的叶轮机械。

1.2 Clocking 效应的研究现状

1.2.1 国外开展的工作

Walker^[6]发现如果适当调整一个一级半的轴流压气机静子的相对周向位置，测量出的噪声有显著减少(5~6dB)。Walker 的工作还表明，尾迹的周期性扰动会在轴流叶轮机械的叶片表面产生周期性的非定常转捩现象。Capece 是最早指出变动压气机静/静、动/动叶片的相对周向位置可获得潜在的性能效益的研究者之一。对于这些早期的研究，由于计算和测试手段的限制，人们很难取得大的进展，也就不易揭示其内在的物理机制。到了最近十年，计算技术和测试技术都取得了长足的发展，人们在非定常方面的了解逐渐深入，对时序效应也作了很多研究，并得到了一些有意义的结果。

Engel^[7]于 1995 年用数值模拟的方法研究了静子时序效应对拥有一个静子/转子/静子结构的涡轮的影响。文中研究了两种时序效应结构：第一种是第二

级静子与第一级静子对齐,第二种是把第一种情况中第二级静子偏移半个静子栅距,得出结论:在第二级静子的出口处,总压损失系数会有 2~4% 的差别,而且认为这种差别绝大部分是由非定常造成的。

Dorney 和 Sharma 等在 1996 年也研究了时序效应对涡轮性能的影响^[8]。其研究表明当静叶相对周向位置变化时,效率有 0.5% 的变化,并且当第一级静叶的尾迹打在第二级静叶前缘上时出现最高效率,而最低效率出现在第一级静叶的尾迹在第二级静叶通道中央流过时。

Huber 在 1995 年对一个各级叶片数修改至相等的 2.5 级涡轮分别进行了实验^[9]和数值模拟^[10]研究。其研究显示,不论在设计工况下还是在非设计工况下,静子的时序效应都使效率产生了 0.3% 的变化。在设计工况时,对不同径向位置进行了测量,最高的效率变化达到 1%。叶中测得的效率变化在设计转速时达 0.8%,转速更高时可达 1%。文中指出,如果第一级叶片的尾迹能够从叶尖到叶根都调整到与第二级叶片前缘对准,则涡轮性能提高 0.8% 是可能的。数值模拟研究表明前级叶片尾迹打在后级叶片前缘上时出现最高效率,而最低效率发生在前级叶片的尾迹在后级叶片通道中央流过时。N-S 模拟可以说明,静子时序效应使得涡轮效率提高的主要因素是改善了第二级转子的性能,减小第二级叶片表面脉动速度和减少大尺度的非定常流动是可以提高其性能的。

从已发表的文献来看,对涡轮进行的时序效应研究,不论在高速下还是在比较低的速度下,一般都能较明显地测到效率的变化,这说明时序效应对涡轮的性能有一定的影响。

Saren 等从 1994 年开始通过数值计算、理论分析和实验手段对时序效应对压气机性能的影响进行研究,得出结论:时序效应能够用来提高性能和减少叶片的非定常气动负荷;其研究表明改变叶栅相对位置对流场特性的影响^[11]。而 Gundy-Burlet 和 Dorney^[12]利用数值计算的方法研究了静叶相对位置的改变对一台 2-1/2 级压气机性能的影响,得到的数据表明级效率的改变在 0.5-0.8% 之间。目前比较统一的观点是:改变静叶相对位置得到的最高效率对应着第一列静叶尾迹被输运到第二列静叶的前缘附近,最低效率则对应着第一列静叶尾迹被输运到第二列静叶的流道中央。

Hsu 和 Wo^[13]的研究发现,前面转子对后面静子的非定常影响以尾迹的影响为主,势流的影响不大;而后面转子对前面静子的影响以势流影响为主。当前排转子的尾迹正好打在后面静子前缘上时,静子前缘的非定常性最大;当后排转子的前缘和前排静子的尾缘最近时,前排尾缘的非定常性达到最大,过一个微小的时间延迟后,其非定常性达到最小。因此,如果适当布置转子—转子的

相对周向位置,使静子前缘的非定常力达到最大时,尾缘的非定常力达到最小,则可以大幅度减少静子上的非定常负荷,延长静子叶片的使用寿命。Dorney^[14]验证了一个 1.5 级的高速压气机在设计工况下,通过静子的时序效应,效率变化了 0.6~0.7%。Walker^[15]于 1998 年对一个 1.5 级的压气机所作的试验显示,时序效应强烈地影响着下游叶片上的周期性转换现象。

为了更准确地建立压气机分析模型,Dorney^[16]采用 34 个 IGV, 35 个转子叶片, 34 个静子叶片来实现全周向模拟,并与把叶片数简化至相等的模拟进行了比较。结果显示,按实际叶片数建立模拟,对准确地预测与时序效应相关的趋势很有必要。全周向模拟的压力变化比简化模拟中的压力变化更接近试验数据。

对多级轴流压气机时序效应的研究最先出现在对压气机噪声的研究上。Walker^[6]发现,如果适当调整一个一级半的轴流压气机静子的相对周向位置,测量出噪声显著减少(5~6dB)。他们由此得出结论,在相邻两级叶片之间的尾流的干扰可以用来减少这些尾流中的速度亏损,并以次来减少噪声的大小。静子时序效应对声压级的影响同样在 1977 年得到了 Schmidt 和 Okiishi 的证实。他们还进一步指出,在最高和最低噪声状态下,无法测出总压损失和效率的改变。Barankiewicz 和 Hathaway^[17]于 1997 年在 NASA 的一台低速 4 级轴流压气机上进行了时序效应影响实验。结果显示由于静叶相对位置的改变而带来的总体性能的变化仅为 0.2%,第 3 级静子的总压损失系数分别产生了 5%和 10%的变化。Gundy-Burlet 和 Dorney 在一个 2.5 级的压气机中也对静叶时序效应作了数值研究,结果显示效率变化的量级在 0.5~0.8%。

上述压气机的时序效应研究也得到了性能有变化的结论,但只有很少几篇文献显示了在高速压气机中,时序效应导致了效率多于 0.5 个百分点的变化,大部分文献显示效率变化量级与测量误差、装配误差量级相当。

1.2.2 国内研究现状

国内叶列间干扰的非定常研究起步较晚,基本上以数值模拟为主。西工大的周新海教授在跨音速压气机非定常数值模拟方面做了大量卓有成效的工作,相继开发了显式时间推进方法、时间推进的 LU-SGS 隐式迭代法与双时间步法等一系列非定常粘流计算模式。他们发现采用非定常计算模式得到的结果更接近于真实流动,并指出双时间法与 LU-SGS 隐式解法相结合的非定常粘流计算模式可以显著地节省计算时间。

北航的陈矛章院士发展了一种研究叶轮机械内动、静叶间的相互作用的新方法——扰动涡方法：为了计算叶片对扰动场的响应，采用拉格朗日方法追踪扰动涡团的对流流动过程，用确定性涡方法来描述流体的粘性扩散，并计算出轴流叶轮机械内由于动静叶相互作用而引起的非定常流动。模拟的结果与实验数据吻合得相当好，而且相漂移周期性边界条件的使用，将大大节约计算所需要时间。周盛教授阐述了叶轮机械非定常流动研究进展。在 Admaczyk 和 Rhie 的连续界面方法基础上进一步提出了熵通量守恒界面方法。并首次提出了面向工程问题，把时均方程应用于叶轮机械多排时均流动模拟，将叶轮机械非定常干扰（以转/静干扰为代表）时间平均效应纳入设计体系，实现所谓的准四维设计体系。在时间精确解方面，他们也做了大量的工作：从 3D Euler 数值研究方法到使用双时间步法进行 3D N-S 数值研究来得到一台跨音风扇级转/静干扰流动的时间精确解。特别是文献[18]综述了近年来时序效应也就是 Clocking 效应在轴流叶轮机械内的应用。他指出 Clocking 效应在涡轮中比在压气机中所获性能收益更为显著；对于压气机，在高速情况下比在低速情况下所获性能收益更为显著。并给出了一个利用时序效应的初步工程模型。

在工程热物理所，黄伟光研究员从 1998 年开始研究叶轮机械内动静叶的干扰问题。采用基于“H 单通道积迭”的分区算法求解二维 N-S 方程得到非定常流动的时间精确解。随后此方法被应用到静叶周向布局对涡轮叶栅性能的影响研究中，结果证明存在着最佳静叶周向位置使级性能最优，并指出效率改变在 0.26% 左右。西安交通大学的祁明旭使用 NUMECA 软件研究了动静干涉效应对轴流透平级气动性能的影响。结果表明，上游叶片排的尾迹区及二次涡是引发下游叶栅通道流场强非定常特性的最主要因素，引起了脉动速度、型面压力、攻角以及损失的较大变化，从而对透平级性能产生较大影响。

哈尔滨工业大学的杨海涛和黄洪雁^[19]在 2003 年选取某重复级压气机平均半径处的型线，进行平面扩压叶栅非定常数值模拟。发现第二列静叶的气动性能的改善是静叶相对位置改变令整个级效率提高的关键因素，级最高的效率点对应着时均分布的第一列静叶尾迹恰好撞击到第二列静叶的前缘。

1.3 Clocking 效应的应用

Sharma^[20]发现改变涡轮进口导叶与第二列静叶的周向相对位置时，中径附近效率变化达到 1%，总效率变化约为 0.5%（如图 1-1）。

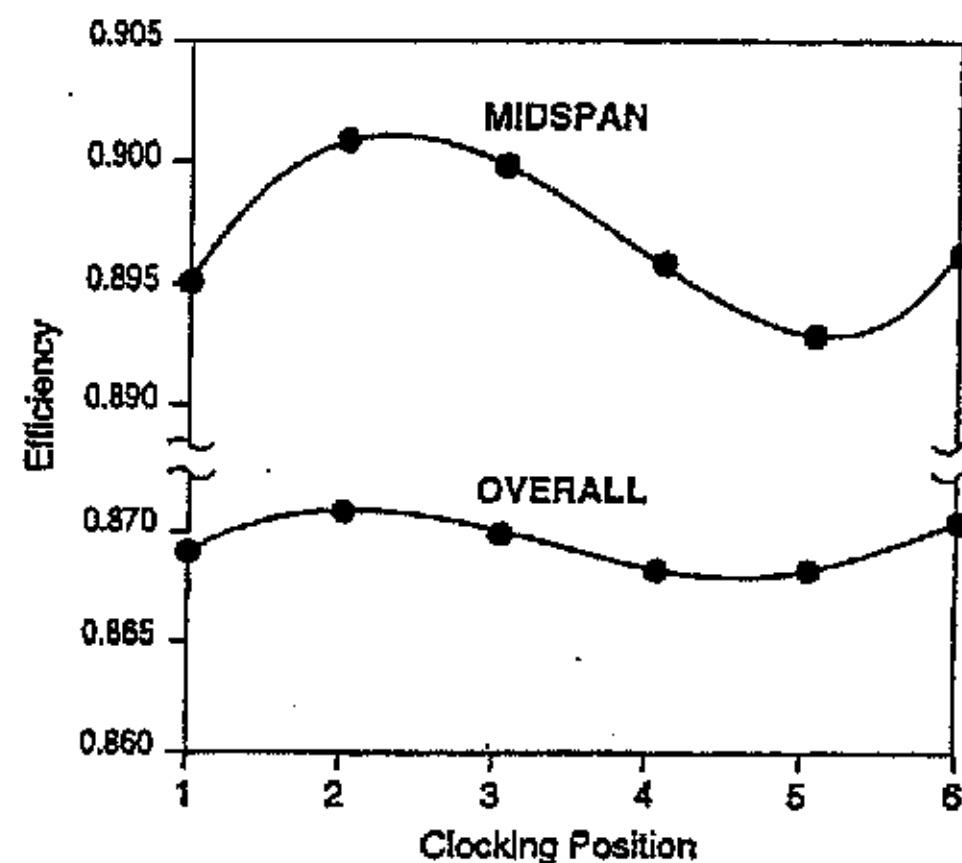


图 1-1 不同 Clocking 位置的涡轮效率

Huber^[9]的实验结果显示不同雷诺数流动条件下，静叶相对位置改变均使机组效率改变 0.5% 的幅度；随叶高变化 S1 截面效率变化曲线不同相，恰当组合第一列静叶时均尾迹从根部到顶部与第二列静叶前缘点相交位置，涡轮效率可能提高 0.8%；最低效率 Clocking 位置时，可观察到第二列静叶附近较强的非定常湍流波动。Griffin^[10]用数值模拟的方法证实了上述发现，指出第二列静叶的性能提升是整个涡轮级效率提高的主要动力。最高效率对应第一列静叶尾迹恰好被输运到第二列静叶前缘附近（图 1-2 a），最低效率对应着第一列静叶尾迹被输运到第二列静叶叶栅流道中部（图 1-2 b）。Eulitz^[21]通过数值模拟方法研究了静叶 Clocking 效应对 1.5 级涡轮性能影响，结果发现第二列静叶出口损失的变化达到 2~4%。

1998 年，Cizmas^[22]首次提出 Fully Clocking 的概念，并在一台三级透平实现了静叶之间，动叶之间同时达到相对位置的最佳配置。结果显示动叶 Clocking 给机组带来的效率波动是静叶 Clocking 的 2 倍，而最终 Fully Clocking 令整机效率提高的程度是单纯调整静叶相对位置后得到收益的 2.45 倍。Arnold^[23]研究了不同雷诺数条件下一台 3 级低压涡轮内 Fully Clocking 效应，结果显示得到了近似相同的效率变化图。但无疑在低雷诺数条件下，Clocking 效果更加明显：效率改变可达到 0.7%。作者认为，低雷诺数条件下流动中的转捩现象是影响 Clocking 效应的重要因素。Dorney^[24]研究 Clocking 效应对一台四级工业透平性能的影响，数值模拟的结果显示了改变静叶相对位置可以给该静叶所在级带来 0.5% 的效率变化，但是上游和下游各级的效率变化就小得多了，整机的效率变化同样保持在很小的尺度。他注意到静叶 Clocking 带来的流场改变导致了动叶尾迹以不同的相对位置进入下游动叶流道，并称之为衍生 Clocking 效应。从时均流场的分析来看，第三列动叶的尾迹与第四列动

叶之间的相对位置是与第二列静叶的尾迹与第三列静叶之间的相对位置是反相的。这个现象的存在使得 Clocking 效应在整机内的体现非常弱，只有约 0.05% 的效率收益。

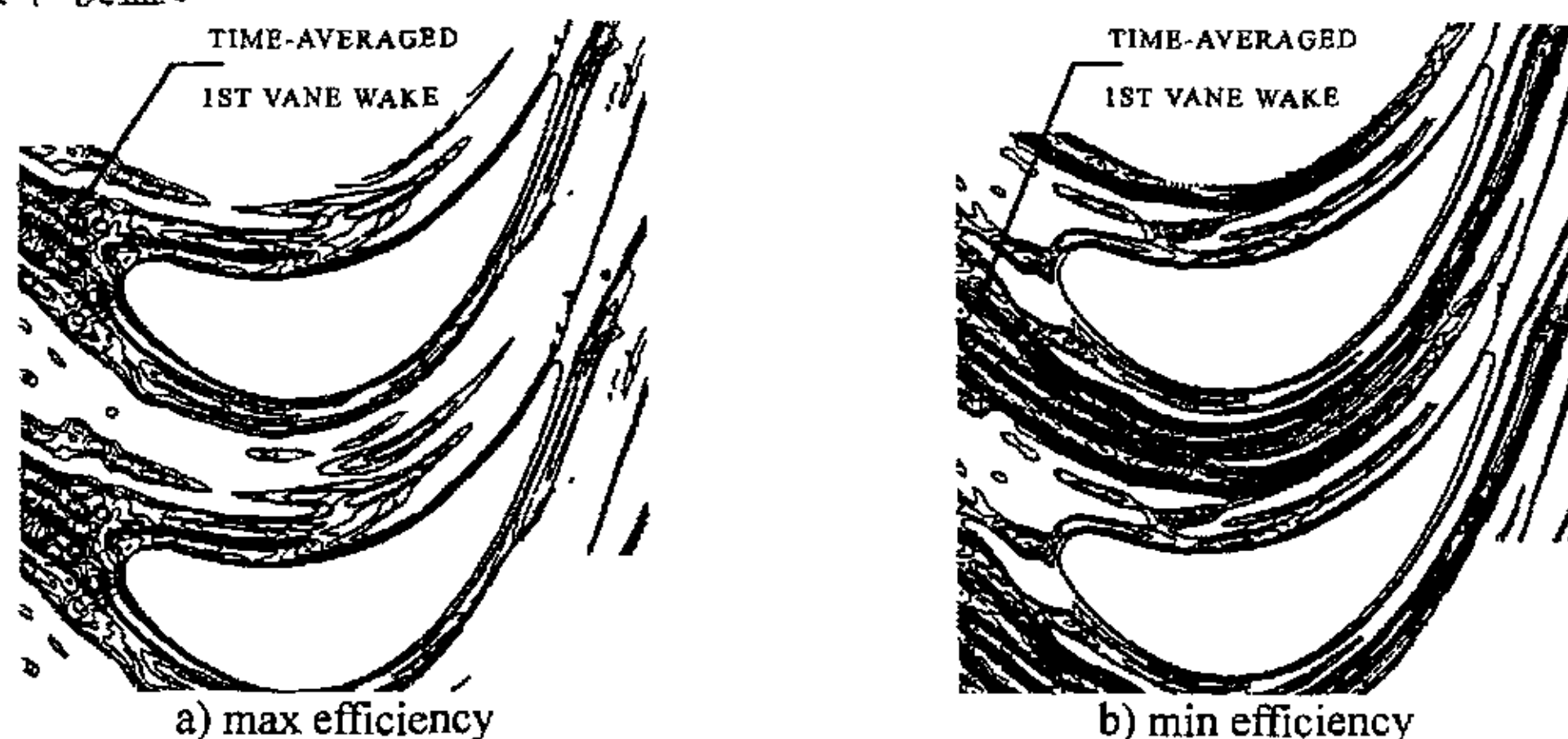


图 1-2 第二列静叶的熵的时均分布^[10]

跨音速条件下，叶栅 Clocking 的作用更多的体现在对非定常叶栅负荷与激波损失的控制上。Sanders^[25]经过理论分析发现：静叶相对位置的改变可以用于控制被动流动诱发的激振，存在着最佳配置可以完全消除非定常升力。Hummel^[26]、Maroncini^[27]的研究表明，上游静叶尾迹的通过将导致动叶尾缘激波在不同周向位置上表现出不同的强度，正确布置第二级静叶周向位置可以削弱动叶激波干扰，数值模拟得到的轴向间隙改变带来的效率变化为 3%，最佳轴向间隙下 Clocking 带来的效率变化也是 3%，不同的轴向间隙时 Clocking 的最高效率和最低效率位置几乎一致，最高效率都对应着被上游静叶尾迹削弱的激波系打到第二列静叶前缘。Clocking 效应对叶型表面非定常扰动的影响显而易见，许多文献都发现效率最低的 Clocking 位置对应着较强的非定常干扰^[9,25,27]。然而，Dorney^[28]和 Cizmas^[29]却发现效率最高的 Clocking 位置伴随着叶型表面更多的非定常干扰。Cizmas 推测最高效率 Clocking 位置，进口导叶增强了下游静叶的压力响应，从而加强了动静叶之间的势流干扰。这种发生在最高效率处的耦合响应（两列静叶之间）无疑提高了叶型表面附面层内低能流体的能量，减少了叶型的损失。

Reinmüller^[30]研究了 Clocking 效应对具有强烈的三维特征流动的影响。结果显示，不同的 Clocking 位置时，来流静叶尾迹与下游静叶的相互作用，将引起下游静叶后湍流强度和绝对速度分布的改变，并导致下游静叶后二次流动的显著变化。当径向弯曲的上游静叶尾迹区与下游静叶前缘碰撞时，近似达到最优的 Clocking 位置。实验得到的效率变化约 1%，而数值模拟的结果为

0.7%。Gombert^[31]发现从根部到顶部,不同 S1 截面的效率随 Clocking 位置变化的趋势是不同相的,而且各参考叶高处的效率变化幅度大致相同(图 1-3)。作者推测适当的调整前两级静叶之间的径向排列位置将可能给总效率带来显著的提高,这与文献^[32]的观点一致。Jouini^[77]研究结果显示从根部到顶部,不同 S1 截面效率随 Clocking 位置变化的趋势基本同相,而且效率的波幅也基本一致,但顶部端区的二次流动和顶部的泄漏流动将会影响该处 Clocking 的效果(图 1-4)。

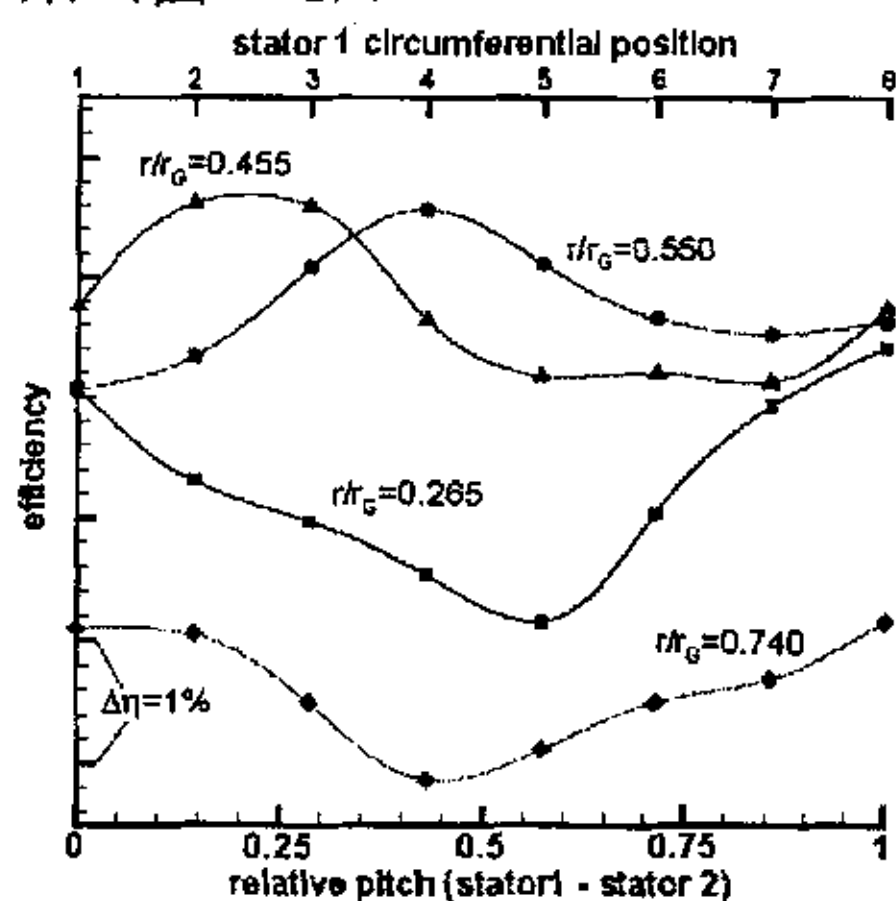


图 1-3 不同叶高处的 Clocking 效应

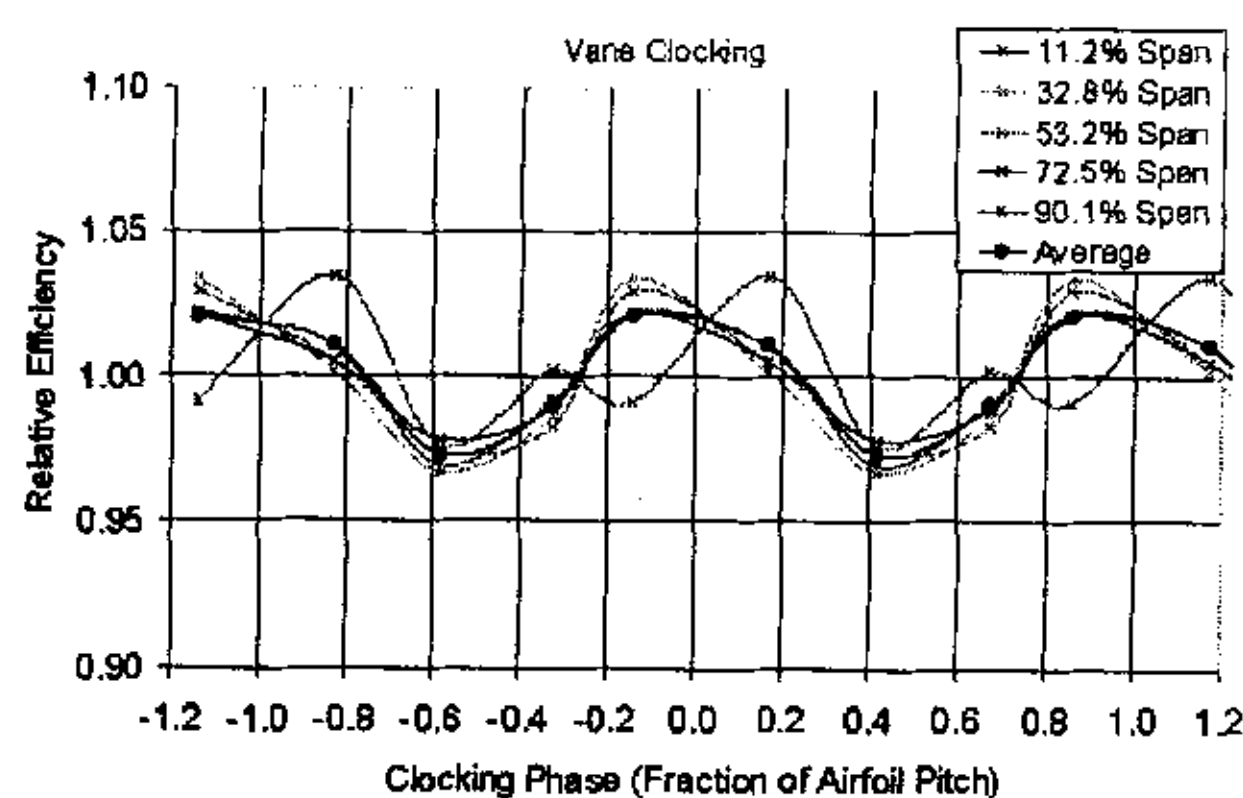


图 1-4 不同叶高处的 Clocking 效应

叶栅相对位置改变对压气机性能的影响,最初侧重于非定常效应控制多级压气机气动噪声。Walker^[33,34]发现正确配置静叶的相对位置可以降低气动噪声 5-6 分贝,相邻叶列尾迹之间相互干扰可以降低尾迹中的速度亏损,进而减少噪声的产生。Saren^[35-38]的研究发现改变叶栅相对位置可以提高机组运行性能并减少叶型的非定常气动力负荷。Hsu^[39]的实验研究证实,适当调整动叶间的相对位置将大幅度降低下游静叶的非定常负荷。从效率收益的角度来衡量 Clocking 效应的话,涡轮中显然更加明显,特别采用了 Fully Clocking 技术之后。但在压气机中却存在着两种不同的观点:一种观点认为 Clocking 效应对压气机的性能的影响比较小(特别是低速压气机),量级上可与制造和装配误差相比^[17,40]。Walker^[40]实验研究了进口导叶 Clocking 对下游静叶边界层的和损失影响,并认为损失变化在量级上可以与实验的不确定性相比。Barankiewicz^[17]在一台四级的轴流压气机上进行静叶 Clocking 实验,结果表明静叶相对位置改变带来的机组性能的变化仅有 0.2%左右(图 1-5),第三列静叶总压损失变化约 10%(图 1-6),他认为叶型负荷加大的话,这些影响会相应增加,即静叶 Clocking 效应给机组运行带来的最大收益依赖于机组运行工况。另一种观点认为 Clocking 效应在压气机中有一定效果。Gundy-Burlet^[41,42]

利用数值模拟方法研究了静叶相对位置改变对一台 2.5 级压气机性能的影响, 结果表明级效率改变在 0.5-0.8% 之间, 且静叶上被诱导出来的非定常干扰振幅越大, 带来的效率增益也越大, 这和文献[28, 29]中的结论是类似的。

He^[43]对一台 2.5 级跨音速压气机的数值实验表明: 静叶 Clocking 带来的效率变化低于 0.1%, 而动叶 Clocking 带来的效率变化近乎于 0.7%。亚音速和跨音速的条件下, 动叶 Clocking 的效果完全相反。首先是不同 Clocking 位置的效率变化曲线完全异相。其次对于最高效率和最低效率, 时均的流场信息也不同。亚音速条件下最低效率对应时均的上游动叶尾迹通过下游动叶流道中央, 最高效率对应时均的上游动叶尾迹撞击到下游动叶前缘, 并与其附面层作用。跨音速条件下, 由于动叶通道激波的作用, 最高效率对应时均的上游动叶尾迹与下游动叶的通道激波干扰并通过流道中央, 最低效率对应时均的上游动叶尾迹与下游动叶的通道激波干扰, 并紧贴吸力面通过叶栅流道。

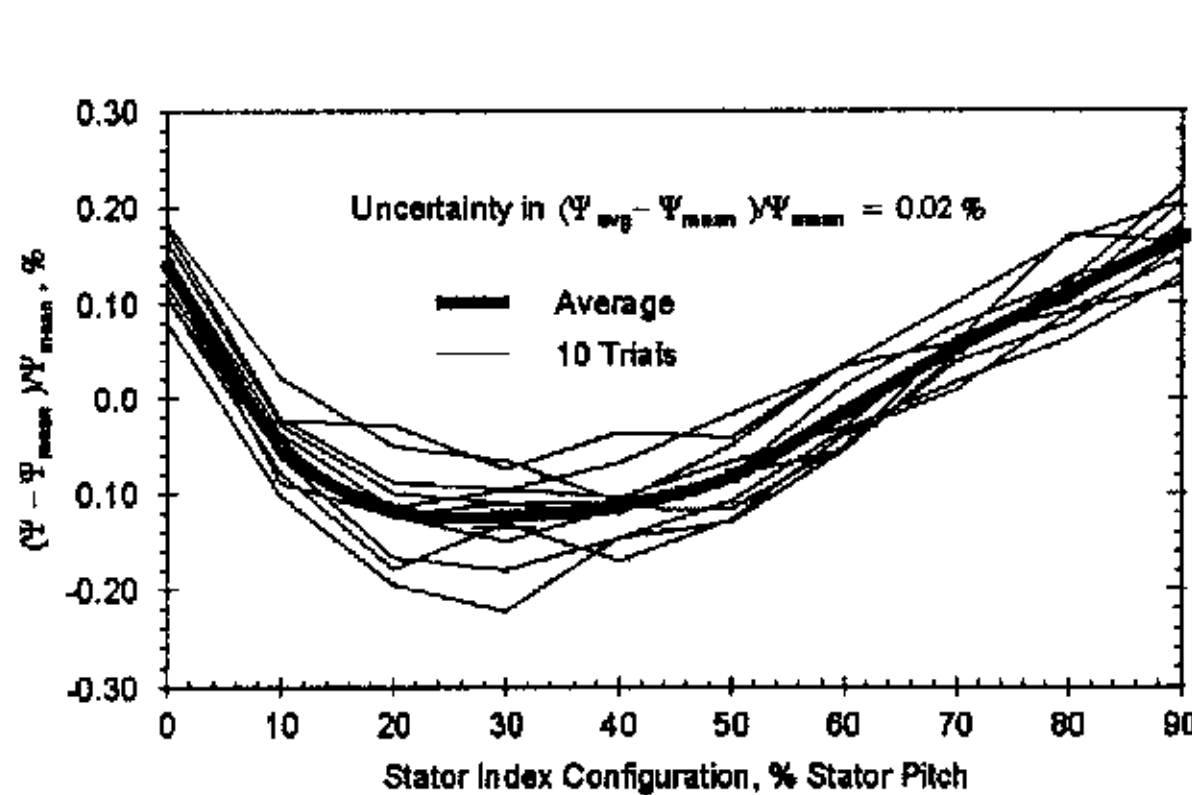


图 1-5 不同 Clocking 位置对应的压气机效率

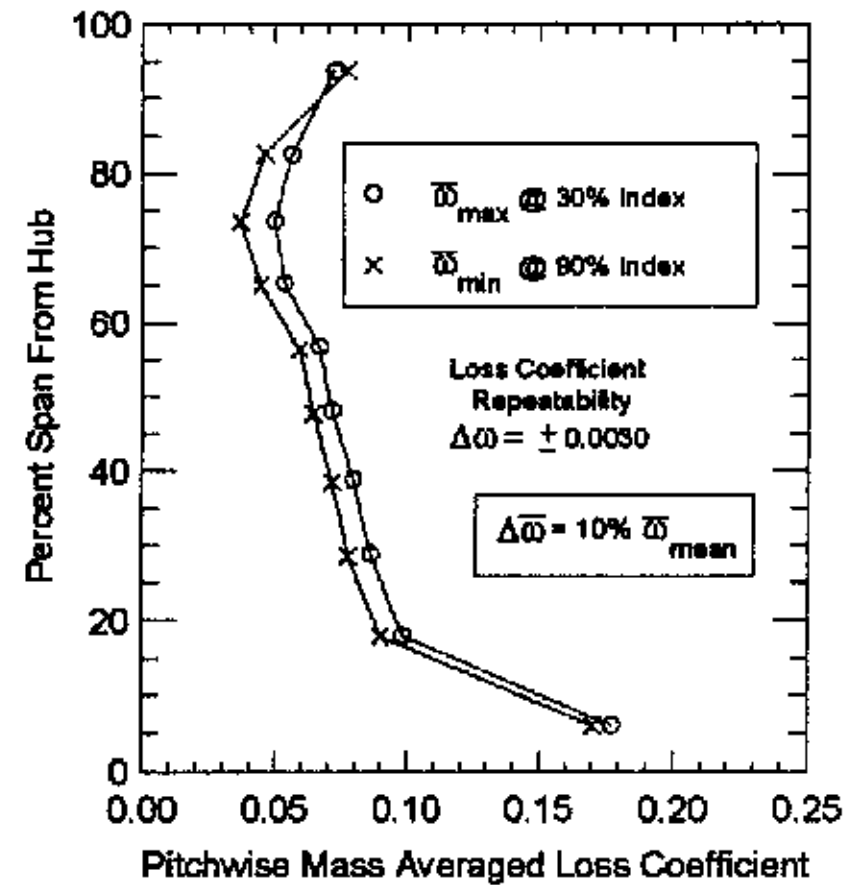


图 1-6 不同 Clocking 位置对应的静叶 3rd 总压损失

势流的相互作用完全是由叶列相对运动产生的压力变化所引起的, 尾迹的相互作用是指上游叶列脱落尾迹与下游叶列及其尾迹之间的相互作用, 它是作用在叶片上非定常力的主要组成部分。当叶轮机械的级数增加时, 尾迹传输的积累效应将使尾迹与尾迹和尾迹与叶片的作用变得十分复杂。众多的研究表明, 同名叶栅相对周向位置的变化可以影响来自上游叶列的尾迹和不稳定压力场与下游叶列的相互作用, 进而对整个机组的运行效能产生显著的影响。为了解释 Clocking 效应改变机组性能的原因, 人们发展了适用于二维环境的尾迹/前缘的干扰理论, 但不同的文献有着不同的观点:

(1) 上游叶列尾迹被输运到下游同名叶列的前缘附近时, 效率达到最高; 上游叶列尾迹被输运到下游同名叶列流道中央的时, 效率最低^[9,10,23,43]。

(2) 最高效率点对应着上游叶列尾迹环绕下游同名叶列的前缘, 然后迁移到叶型吸力面; 最低效率点则同于(1)中的描述。

(3) 最高效率点对应着上游叶列的尾迹碰到下游同名叶列的前缘, 但略有向叶型压力面迁移的趋势^[22]; 最低效率点则同于(1)中的描述。

(4) 上游叶列尾迹被输运到下游同名叶列的压力面附近, 效率达到最高; 上游叶列的尾迹被输运到下游同名叶列的吸力面附近, 效率最低^[17,41,42]。

上述尾迹/前缘干扰理论是一种时均意义上分析手段, 它关注的是时均流场表现, 本质上剔除了流动非定常性的影响。然而 Clocking 效应作为控制叶列间非定常干扰的一种手段, 决定了其必然与非定常流动存在着联系, 由于非定常流动现象的复杂性和极其丰富的内涵, 人们甚至还没有形成一个系统的研究体系对其进行分析和研究, 迄今为止尚未有一个成型的理论可以用来准确描述 Clocking 效应的非定常机理。

1.4 弯叶片在叶轮机内的应用

弯曲叶片是在王仲奇院士在 60 年代提出的, 这种叶片的提出开创了叶轮机理论研究的新领域。经过三十多年的气动实验、理论分析和数值计算等方面的研究, 这一代新型叶片成功地应用于航空发动机、蒸汽轮机、燃气轮机上, 推动了热力叶轮机的发展。近十几年来叶轮机弯曲叶片的研究取得了丰硕的成果。“反动度均化理论”^[44]和“附面层径向迁移”^[45]揭示了弯曲叶片降低损失的机理, “侧型面”的提出^[46], 为叶轮机设计者增加了一个新的自由度, 确立了叶片的“弯”“扭”联合气动成型的新的设计方法。大量理论和实验研究发现了叶片弯曲导致静压和气流落后角沿叶高呈“C”型分布的规律^[45,46], 为控制附面层分离和变冲角特性提供了理论依据, 近年来又出现了叶片的弯曲方向(正弯曲还是反弯曲)取决于流向压力梯度的思想^[47], 这些新思想、新概念和新方法得到了国内外同行的认可。而 IHPTET 计划中将弯曲叶片作为提高发动机气动性能的主要措施之一^[48], 这也是弯曲叶片具有良好发展前景的一个很好的例证。

弯扭联合气动成型理论, 也称为附面层迁移理论, 是王仲奇院士在 1981 年首次提出的^[45]。文献[45]指出, 决定叶栅内能量损失的主要因素不是反力度沿叶高的分布, 而是叶栅流道内, 尤其是喉部以后静压沿叶高的分布。并进而通过数值计算结果表明, 在正弯曲叶栅内(即叶片压力面与端壁成锐角的弯曲

叶片叶栅)可以获得在叶栅流道根部区域内为负压力梯度,而在顶部区域为正压力梯度的静压分布规律,即所谓的“C”型静压分布准则。在此种压力梯度下,叶栅两端的附面层被吸入到主气流中,并被主流带走,从而降低了两端区的能量损失。这就是附面层迁移理论的主要内容。这种“C”型压力分布被许多实验结果所证实。为了使反力度沿叶高显著地发生变化,从而提高间隙根部的压力,同时降低间隙顶部的压力,以达到改善动叶根部区的流动状况,减少动叶顶部径向间隙漏气损失的目的,除叶片弯曲外,还应将叶片进行反扭曲,使得间隙内造成的流线反曲率可以导致反力度沿叶高的均化。这种将叶片的弯曲和扭曲合理地匹配成型的方法,就称之为“叶片的弯扭联合气动成型”。这种高性能叶片的出现,使得叶轮机叶片的发展进入了第三个阶段,即从直叶片——扭叶片——弯扭叶片^[49]。此后,以王仲奇院士为首的课题组在哈尔滨工业大学进行了大量的、卓有成效的研究工作,在弯扭叶片研究领域占领了国内的制高点。其中,韩万金教授^[46]致力于弯曲叶片在涡轮叶栅中应用的实验研究,并结合拓扑分析,对叶栅中的漩涡结构进行深入的描绘,为研究具有弯扭叶片的环形叶栅中漩涡结构的演化奠定了理论与实验基础。

采用弯曲叶片可有效控制膨胀叶栅和导向叶栅二次流,大大改善级特性^[47],从理论上讲也应该是减少压气机叶栅端部损失,消除壁角分离的一条重要途径,但由于压气机叶栅中气流的减速扩压流动,沿流向的正压力梯度,使得附面层迅速增厚并易于分离,所以弯曲叶片有效地控制涡轮叶栅内部二次流动并不意味着将其经过简单技术移植,对扩压叶栅就能奏效,因为这是两类性质不同的流动。苏杰先教授^[50]指出,在压气机叶栅中气流折转角小,因而气流的离心力小,由它产生的径向压力梯度小,吸收端壁附面层的效应也小;另外由于压气机中是扩压叶栅,叶型损失比较大,低能流体吸到主流后还会影响到主流区的流动,所有这些因素使得在压气机中采用弯曲叶片的效果可能不如透平中明显。

国内外学者在压气机叶栅中采用倾斜和弯曲叶片的实验研究方面已取得了一定的成果。通过研究发现,对导向叶栅和扩压叶栅,采用正弯曲叶片对中部损失的影响取决于叶型中部吸力面上沿流向的压力梯度,以及边界层是否分离,如果分离不严重或可以控制,在这两类叶栅中采用正弯曲叶栅是有利的。否则对中部有严重边界层分离的扩压叶栅和导向叶栅,采用反弯曲叶栅对降低总能量损失将会有利。虽然采用反弯曲叶片的利弊尚需进一步的研究和探讨,但无论是正弯还是反弯,都可以有效的控制叶栅流道内的径向压力梯度和横向压差,而叶栅中的能量损失主要由流道内的三维压力场(径向、横向和流向的

压力变化) 决定, 所以采用弯扭叶片控制三维流场中的静压分布, 是降低叶栅能量损失, 完善其气动性能的强有力的手段。

俄罗斯 Bogod 等人^[51]利用多级压气机中典型的中亚音速级, 研究了六种不同弯曲型式的出口导叶栅。级的实验显示出对所有五种弯曲叶片级, 总的气动特性有所改善, 在优化的工况范围内, 级效率提高 1.0%~1.5%; 采用反弯曲叶片的级的效率提高的最大值为 2.0~3.0%, 正弯曲叶栅在平均半径处变得相对过载, 顶部的速度分布得到改善, 而反弯曲叶栅则相反; 导叶弯曲不仅影响此排叶栅的功而且也改变了前一排动叶的特性; 叶片尾迹由于导叶弯曲所引起的不均匀流, 流动特性会发生变化; 反弯曲叶片叶栅的损失降低是最大的。

Weingold^[52] 等人通过对三级实验压气机的计算和实验研究, 考察了弯曲静叶对端壁损失的影响。结果表明, 弯曲静叶在流场中产生的径向力减少了吸力面角区的扩散速率, 进而延缓和消除角区分离的形成。角区分离的消除可以使端壁区域中的静子叶片在没有过早分离的条件下工作, 这样可以使损失降低, 减少阻塞和使气流得到更大的转折。由角区分离的消除所带来的总的压气机效率的提高可达 1% 或者更多一点。3-D N-S 方程计算也证实了上述结论。

钟兢军教授的研究结果表明^[53], 采用正弯曲叶片可延缓或消除叶片吸力面/端壁角区的分离, 但叶栅中部的流动恶化; 而采用反弯曲叶片在降低叶栅中部流动损失的同时, 却加剧了叶片吸力面/端壁角区的分离, 如果能够有效的控制和分割由于叶片弯曲附加的叶片力的径向分量造成的低能流体的径向窜流, 就会合理的构造叶栅的旋涡和二次流结构, 延缓和消除附面层的分离。这些都说明: 在压气机叶栅中采用弯曲叶片是一个非常复杂的研究课题, 不同的叶片积迭线形式、不同的叶片弯曲角及在不同的叶栅几何和气动参数下, 采用弯曲叶片对叶栅损失和二次流以及叶栅流场结构的影响是不相同的。另外, 在压气机叶栅中采用弯曲叶片不仅要注重叶栅气动性能的改进, 作为压气机重要特性的喘振裕度的提高也应该是一个不可忽略的问题。

弯叶片在压气机的设计中初步采用。美国 GE 公司在其最先进的 E³ 发动机中采用了后掠倾斜叶片^[54], 改善了高、低压压气机中间过渡段的气动性能。美国普惠公司研制的 PW4084 发动机静子导流叶片采用弯曲叶片, 经实验证明, 壁面的扩散损失减小, 推力由 322KN 提高到 397KN。由此可见采用弯叶片效果是明显的^[55]。由美、英、德、日、意等 5 国合作研发的涡扇发动机 V2500 是国际航空发动机公司 (IAC) 的先进产品, 其压气机叶片设计采用了端部弯转的可控扩散叶型。叶片端部弯转的叶型适于低速环形附面层气流, 可以减弱二次流并控制涡系的形成。实验表明, 效率提高 1%, 高压压气机的喘振边界

提高了 6%^[56,57]。弯扭叶片除上述的应用领域外，还应用在轴流泵和轴流风机上。这类机械中应用弯叶片技术，提高了机器气动效率，降低了噪音。

尽管研究者进行了大量的关于弯叶片的研究，但受到实验手段的限制，目前关于弯叶片的实验研究大多是基于单列叶栅而进行的。同样的问题也存在于数值模拟中，由于计算资源的限制，对弯叶片的绝大部分数值模拟研究仍然基于定常假设，从而人为地阻断了叶栅弯曲的影响向下游传播。真实的叶轮机械必定具有多排叶栅，而一系列叶栅（弯曲之后带来的）几何条件和流动状况的变化也必定会影响其他叶栅内的流动，这种影响必定是通过叶列间的非定常干扰来实现的，反过来想，叶栅的弯曲也必定会改变叶列间的非定常干扰。王松涛教授^[59]的研究已经证实，叶片弯曲将影响尾迹在下游叶栅内的输运。就 Clocking 效应而言，它作为一种控制叶列间非定常干扰的手段，也必定会受到叶栅弯曲的影响，然而直到目前，尚未发现有相关的文献对这一问题进行研究。

1.5 本课题主要研究的内容

众多研究表明，Clocking 效应改变了来自上游叶列的尾迹和不稳定压力场与下游叶列的相互作用，并导致了叶型上不同的非定常气动力和不同的压气机（或涡轮）效率，进而对整个机组的运行效能产生显著影响。Clocking 效应的应用体现在不对机组进行任何改型设计的前提下，仅仅通过改变同名叶栅周向相对位置就可以达到减小叶列间干扰的负效应和提高机组在设计工况下运行性能的目的。这实质上改变了长期以来发动机装配过程中的随意性，提出了各个同名叶栅间存在周向位置的最优匹配，进而达到整个机组的最优匹配。本课题主要研究的内容就是通过实验手段，获得 Clocking 效应在低速压气机上的规律。

1.5.1 数字信号处理

实验采用电气化设备进行研究，各个气动参数都由传感器输出，再经过数据采集卡将其转换为数字信号。传感器输出的模拟信号不可避免的受到各种外界干扰，数据采集卡的采集转换过程也将产生量化误差，如果不对其进行处理，将直接影响到所得气动参数的准确性和可信性，进而影响实验结果。因此，在进行实验前，首先研究在工业控制计算机端的数字信号处理问题显得尤为重要。通过离散数字信号处理，实验中各个参数精度、平稳性都将大大提

高, 为得出正确的实验结论打下良好的基础。

本课题着重采用模拟滤波器预处理模拟信号、数字信号处理等技术解决离散数字信号的处理问题。利用非参数法谱估计即经典谱估计方法对原始采样信号进行谱估计, 即根据信号和噪声经快速傅立叶变换后在频率域的不同特征, 应用脉冲响应不变法, 将模拟巴特沃兹滤波器转换为离散时间滤波器, 设计出一种针对本实验数据特征的数字滤波器。研究数字滤波器的设计过程, 设计方法及其实现。

1.5.2 直、弯静叶的压气机总性能及其时均流场结构

研究应用直、弯静叶的压气机总性能及其时均流场结构, 揭示应用弯曲静叶后的多级压气机内部流动模式、气动参数级间匹配、附面层流体再分配等的物理机制, 建立压气机内部气动热力学流动模型。

弯曲叶片的提出到现在已有近四十年, 但有关压气机叶栅中采用弯曲叶片控制二次流、降低损失的机理研究所作的工作不够充分也不够完善, 还没有形成完备的和公认的阐述。解决上述问题的关键就是在获得详尽的压气机叶栅内部三维流场动态空间气动参数分布定量信息的基础上, 分析近壁面处及尾迹区内分离流动的统计特性、结构形态和动力学机制, 诸如旋涡的形成、发展和破裂, 流动之间的相互作用等, 研究叶片端部弯曲抑制压气机栅内二次流发展和附面层分离的物理机制, 及其对马蹄涡、通道涡、壁角涡等各种集中涡系的生成位置、强度、尺度的影响。

1.5.3 直、弯静叶的压气机 Clocking 效应

深入研究不同静叶型式下多级压气机中尾迹传输的积累效应, 探索应用 Clocking 效应控制叶列间干扰、降低叶栅气动损失的物理机制, 完善尾迹/前缘干扰理论在三维环境下的适用性。

尾迹干扰是上游叶列脱落的尾迹与下游叶列及其尾迹之间的相互作用, 它是作用在叶片上非定常力的主要组成部分。多级环境下尾迹传输的积累效应将使尾迹与尾迹和尾迹与叶片的作用变得十分复杂。众多研究表明, Clocking 效应改变了来自上游叶列的尾迹和不稳定压力场与下游叶列的相互作用, 并导致了叶型上不同的非定常气动力和不同的压气机效率, 进而对整个机组运行效能产生显著影响。将这种叶列间干扰控制方式与叶片弯曲造型技术相结合, 综合二者的优势, 将是进一步提高压气机性能的一个极具潜力的技术途径。因此,

在深入研究应用弯曲叶片造型的多级压气机中复杂流场结构及其气动性能基础上,探索 Clocking 效应控制叶列间干扰、降低叶栅气动损失的物理机制,进一步完善尾迹/前缘干扰理论在多级、三维环境下的适用性是本研究领域的新课题。

上述研究成果将为高负荷压气机中应用弯曲叶片设计技术积累可靠的实验数据和理论依据,为大幅度提高未来先进航空发动机的重要气动部件—压气机的气动负荷、效率和喘振裕度奠定基础。

针对上述目的,本项目主要进行以下几个方面的工作:

(1)安装并调试采用常规直静叶、正弯静叶的重复级压气机实验装置,并完成部分实验台改造工作;

(2)在设计转速下,采用气动总压探针获取不同静叶造型的压气机效率-流量、压比-流量等总性能参数,并利用五孔探针详细测量设计点、近喘点等不同工况下压气机第一、第二级出口流场各气动参数分布;

(3)设计多种静叶 Clocking 实验方案,得到不同方案下压气机的总性能参数,在此基础上,选取具有典型效果的静叶 Clocking 方案,测量不同工况下压气机第一、第二级出口流场气动参数分布;

(4)通过对测量数据的整理,给出总性能参数及第一、第二级出口的总压损失系数、节距平均损失系数、叶栅出口气流角沿叶高方向分布等综合气动参数,基于数据处理得到的各种参数,分析不同静叶造型、不同静叶 Clocking 方案下的重复级压气机气动性能。

第2章 实验装置及测试系统

在航空发动机的发展过程中,对发动机的重要组成部分—压气机的研究始终占有重要的地位,对压气机的研究是航空发动机研发工作的核心。要深入了解压气机叶栅中流动的物理过程、验证理论分析方法的实用性、解决工程应用中的实际问题、检验数值模拟的准确性,以及提供有关时序效应对压气机性能的影响,都要求在压气机的研究过程中进行大量的实验研究。可以说,压气机的实验研究是研究压气机的基础和必要环节。

Clocking 效应关注的是上游动/静叶栅产生的尾迹对下游动/静叶栅的冲击会对下游动/静叶栅的气动性能产生何种影响。那么,叶列间的非定常干扰及其传播就成为 Clocking 效应研究中的关键问题。传统的平面叶栅实验无法满足这样的要求,因此必须进行多级状态下机组的动态实验研究。本文所研究的低速压气机的 Clocking 效应就是首先在哈尔滨工业大学推进理论及技术研究所的低速重复级压气机动态试验台上完成的实验研究。

多级状态下机组的动态实验研究是一种客观评定压气机性能的重要方法。作为真实发动机的某种简化形式,压气机动态实验的结果不但可以作为性能分析的依据,而且将作为 CFD 仿真程序的标定数据库。

此外,实验台还采用了现代化的测试手段,摒弃了以前使用水柱来测量压力,温度计测量温度的方式,改为使用电气化设备,如压力变送器,温度传感器,并将这些电气化设备的输出与计算机相连,通过计算机的运算能够得到各种实时的实验参数,而以往,这些数据往往都要在实验结束后才能得到。

2.1 双级轴流低速压气机实验台

实验研究是在哈尔滨工业大学发动机研究中心双级轴流低速压气机实验台上完成的。本实验台由如下三大部分组成:机械部分、电气部分以及计算机数据处理部分。其中,机械部分主要为实验双级轴流低速压气机,以及一些机械传动装置,这些传动装置是为实现不同的时序角度,出气筒开口大小,调整探针位置等而设置的。电气部分包括用以转动动静叶栅的步进电机,用以改变出气筒开口大小的步进电机,用以调整探针方位的步进电机,测量扭矩的扭矩仪以及给压气机提供动力的电机,输出气压的压力变送器,输出各处温度的温度

传感器。计算机数据处理与控制部分包括工业控制计算机，数据采集卡，运行于控制计算机上的数据采集软件部分，实现数据处理的软件部分，实现数据分析的软件部分，控制动力电机转速的软件部分，控制步进电机的控制卡。

压气机尾部装有可调速直流发动机，由其驱动转子运动，旋转速度可在 0r/m 到 3300r/m 间变化，压气机设计转速为 3000r/m 。发动机与压气机之间装有扭矩测量装置。在第二级静叶下游离其尾缘中部 0.32 轴向弦长处设置头部直径为 2.1mm 的五孔测针进行气动参数测量，探针可沿径向移动和沿自身轴向转动。

实验台示意图如图 2-1 所示。

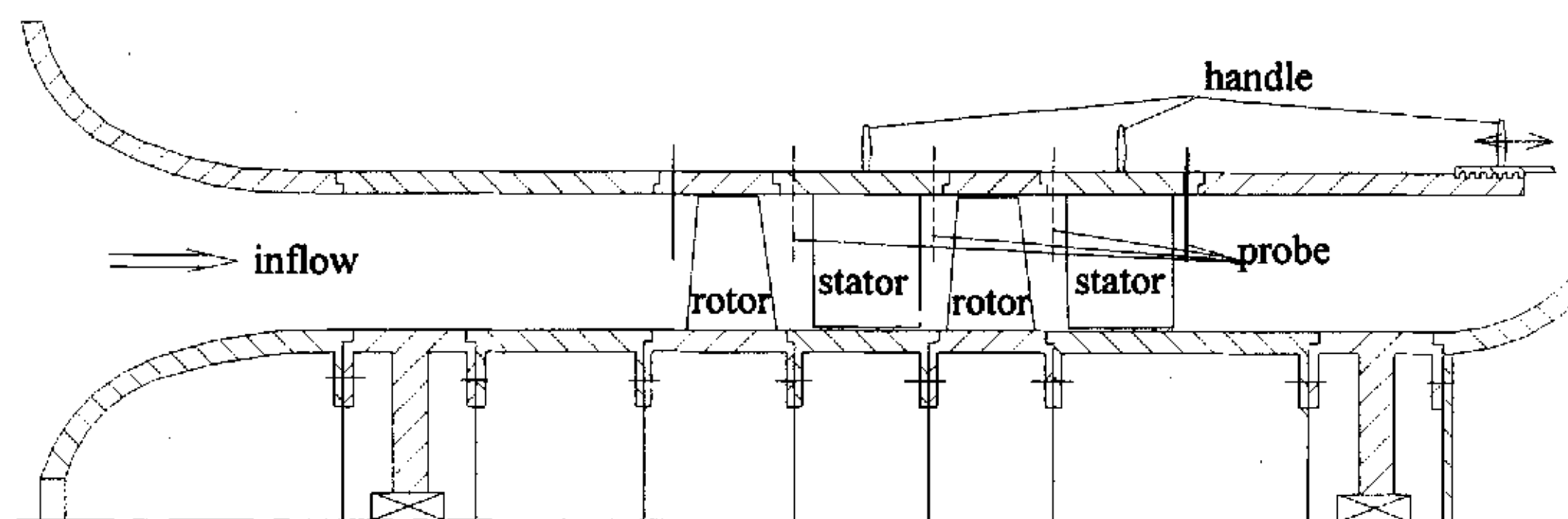


图 2-1 实验装置示意图

动静叶压缩系统内，第一、第二级的静叶叶型和动叶叶型分别相同，每个环形叶列的叶片数都是 20 片。叶型型线见图 2-2，静叶沿径向在尾缘处进行积叠，动叶沿径向在重心处进行积叠。其他级和参数为：轮毂比 0.6667 ，顶部半径 300mm ，静叶中部稠度为 1.018 ，详细的几何参数参见表 2-1（其中，各气流角取切向夹角，并取锐角）。测量采用常规的全压探针和五孔测针（图 2-3），它们可以测出非定常流动的时均特性。

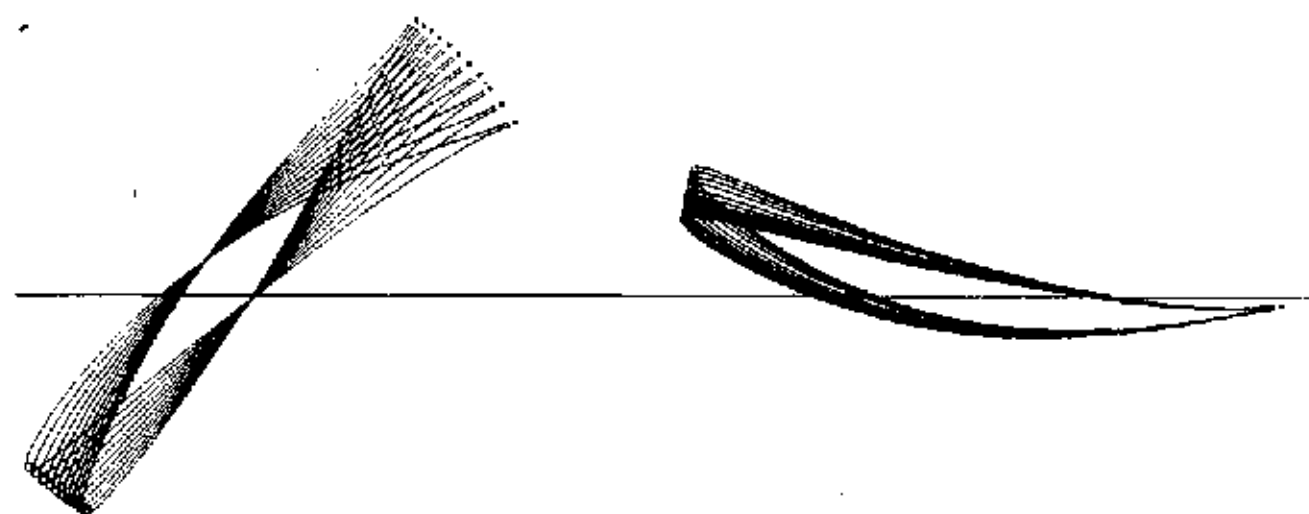


图 2-2 动静叶型线

我们知道第一列静叶脱落的尾迹被下一级动叶阻断成脉动流。当将这一流场时均化，这些脉动流就可视为连续流进入第二列静叶。因此采用常规探针研究叶列转位对压气机性能的影响只能是时均特性。测量时，径向布置了 22 个测量站，测量范围覆盖了 2.5% 到 97.5% 叶高，并在此范围内将测点向两端加密；周向测量了一个流道，有 23 个测点，在尾缘附近沿周向进行了加密，测点间距为 0.5° ，流道中部为 1.0° 。测点示意图参考图 2-4。

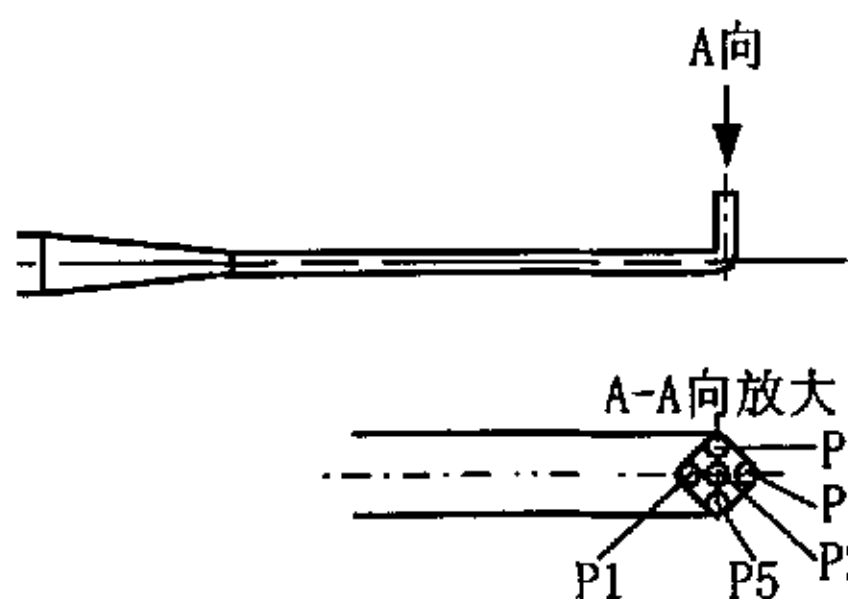


图 2-3 五孔探针

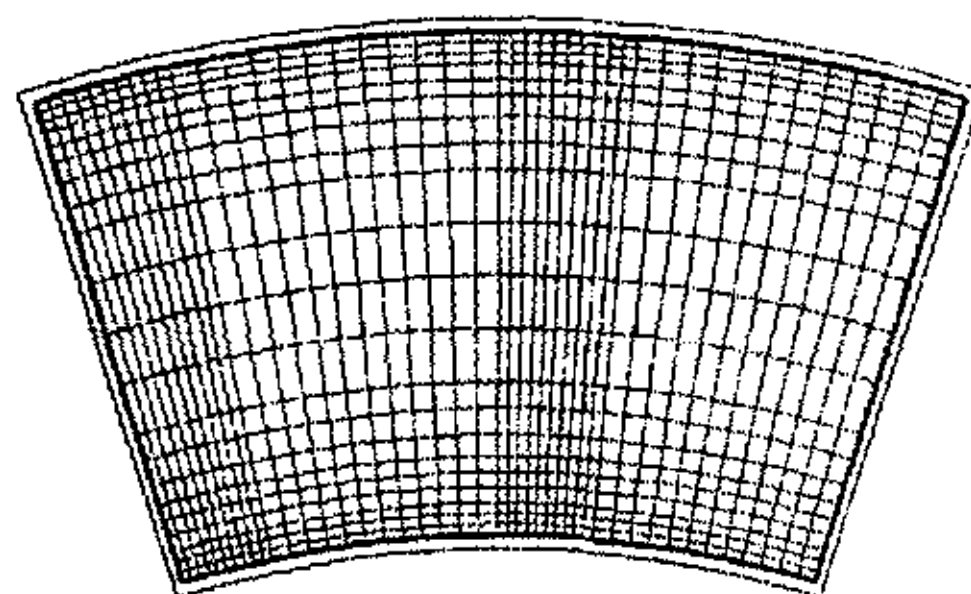


图 2-4 测量截面上的测点分布示意图

表 2-1 低速重复级压气机的设计参数

旋转速度	3000 rpm
进口轴向速度	48 m/s
质量流量	9.173 kg/s
压比	1.044
外环半径	300 mm
内环半径	200 mm
动叶展弦比	1.25
静叶展弦比	1.27
动叶轴向弦长	52.90 mm
静叶轴向弦长	78.76 mm
动叶中径处几何进气角	36.41°
静叶中径处几何进气角	61.79°
动叶中径处几何出气角	40.98°
静叶中径处几何出气角	81.36°
动叶叶片数	20
静叶叶片数	20
中径处轴向间隙	30 mm
间隙相对叶高的比值	$\tau/h=0.0075$

2.2 实验台工作过程

首先将控制动静叶位置的滚筒和出气口开口调至初始位置，电机启动，带动动叶旋转。待动叶旋转稳定，气流流经压气机内。此时，扭矩仪、压力变送器、温度传感器等设备也已开始工作，并且将数据实时的传给数据采集卡。计算机使这些电压信号通过软滤波模块并最终转换为相应物理值。随后由处理数

据模块形成或图，或表，或文本的各项性能指标。

2.3 探针及校准

实验过程中，采用 π 形五孔束状探针来测量静叶后的气流参数，五孔探针所采集的时均气流参数对三维流场的研究具有非常重要的意义。

五孔探针技术是一种测量气流时均特性参数（指流速大小和方向、总压和静压）的最基本和最为常用的方法这种方法具有测量原理简单、使用方便并且探针不易损坏、便于维护等优点，目前仍然是测量三维时均流场的主要测量设备之一。

实验采用的五孔探针束状探针头的直径为 2.6mm。测量时根据压孔感受到的压力值以及压力和速度的关系，得到测量点处的气流总压 P^* 、静压 P_s 、空间速度 C 的大小和气流的方向（偏转角 α 和俯仰角 β ）。束状探针测压孔位置和气流方向角的定义如图 2-5 所示。

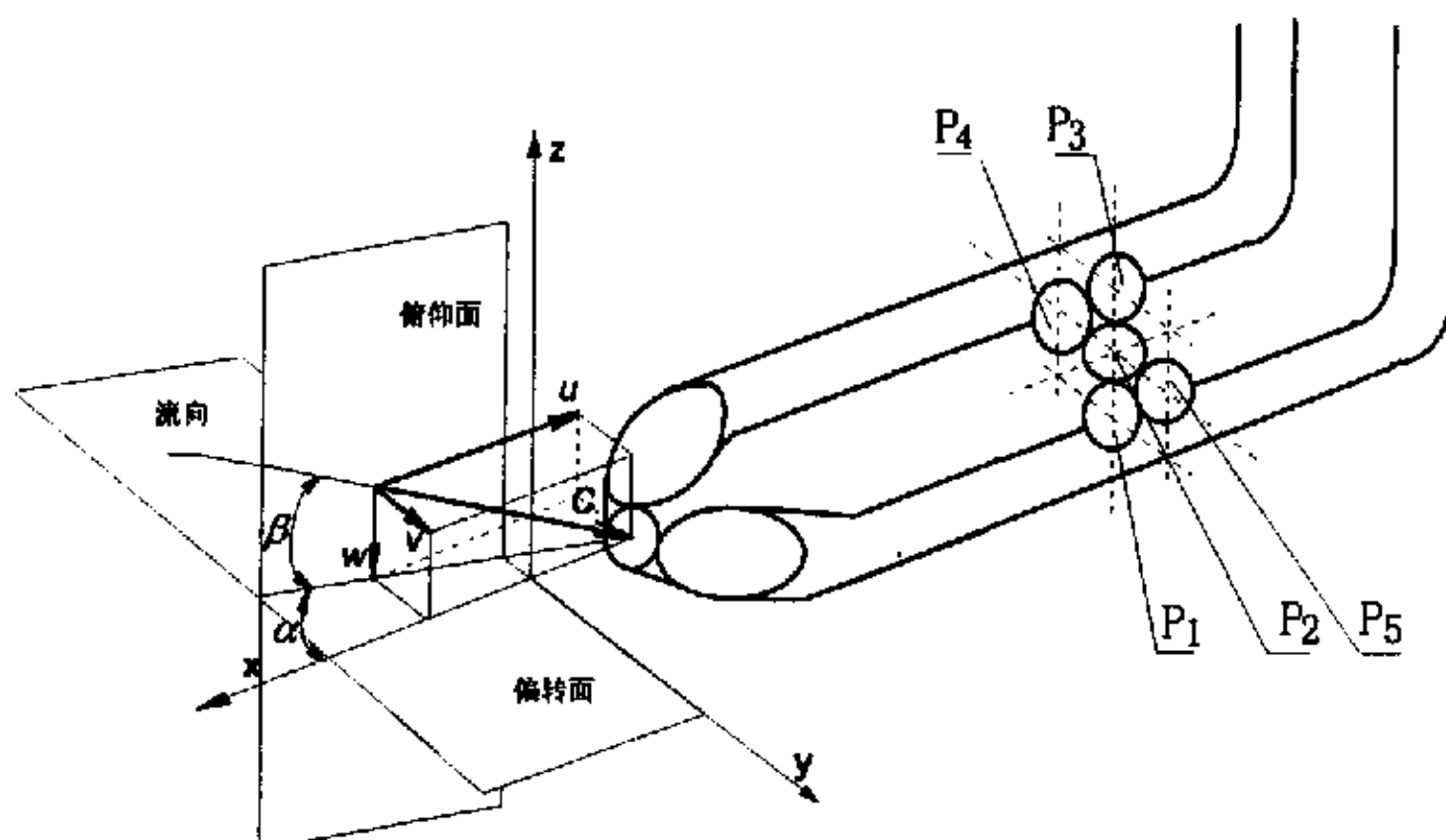


图 2-5 五孔束状探针测压孔位置和气流方向角的定义

五孔探针测量三维流场有三种方法：（1）对向测量法；（2）半对向测量法；（3）非对向测量法。

对向测量法是在两个相互垂直的平面 S_α 和 S_β 内（图 2-6），绕探针的中心轮流转动探针，即绕 y 轴和 z 轴，使 1、3 和 4、5 两对测压孔所感受到的压力分别相等，然后根据坐标架上记录的角度值，分别读出 β 和 α 的数值。但是这种方法要在两个平面内转动探针，测量时需要复杂的转动机构并花费大量的时间寻找 1、3 和 4、5 两对孔的平衡，而且在测量叶栅内部流道时无法应用，因而在实际测量中基本不采用这种方法。

半对向测量只要求在一个平面 S_α 内转动探针，即绕探针杆轴 (z 轴)，调节 4、5 两孔的压力值相等，由坐标架系统读出 α ，然后根据 1、2、3 测压孔得到的压力值，利用探针的校准曲线求出 β 值，再通过计算求出气流的总压 P^* 和静压 P_s 。这种方法由于在求取 α 时采用对向测量方式，所以对 (x, y) 平面内气流偏转角的大小没有角度值读取范围的限制。

非对向测量是直接将探针头放入流场中，使探针气动中心方向和气流轴线方向一致。首先根据五个测压孔的压力值和探针的非对向校准曲线 (K_α - K_β 曲线) 求出 α 和 β ，然后根据 α 和 β ，通过 $\alpha \sim C_{pt}$ 和 $\alpha \sim C_{ps}$ 曲线和计算公式得到总压 P^* 和静压 P_s ，从而得到所测气流速度的大小和方向。这种方法在实际测量时操作简单，测量时探针无需调节直接采集数据，测量时间大大缩短。但是这种方法的探针校准和处理数据的工作量比其他两种方法要大。一般来说，五孔探针的测量角度范围在 $\pm 40^\circ$ 以内，否则探针读数波动较大，测量精度下降，采集的数据已不可信。因此本论文应用非对向测量方法时，探针校准时 α 和 β 的范围变化应取在 $\pm 30^\circ$ 以内，这基本上可满足一般流场的测量。在本实验压气机叶栅流场的测量过程中，采用了非对向测量方法。探针校准风洞出口直径 100mm。

2.3.1 半对向测量时探针校准系数

(1) 方向校准系数

$$K_\beta = \frac{P_3 - P_1}{P_2 - P_4} = f_1(\beta) \quad (2-1)$$

与速度无关

$$K_{131} = \frac{P_3 - P_1}{P_0^*} = f_2(\beta) \quad (2-2)$$

(2) 总压校准系数

$$K_2 = \frac{P_2}{P_0^*} = f_3(\beta) \quad (2-3)$$

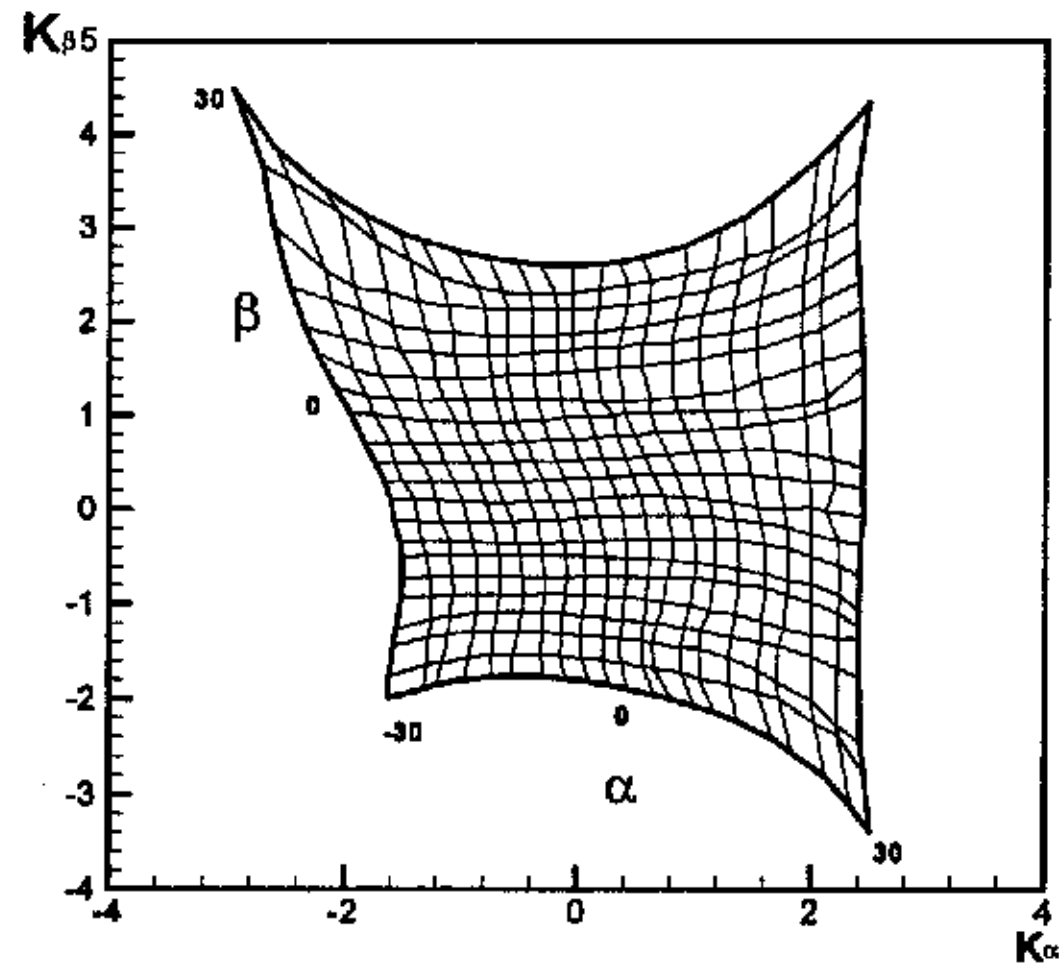
(3) 动压校准系数

$$K_{24} = \frac{P_2 - P_4}{P_0^*} = f_4(\beta) \quad (2-4)$$

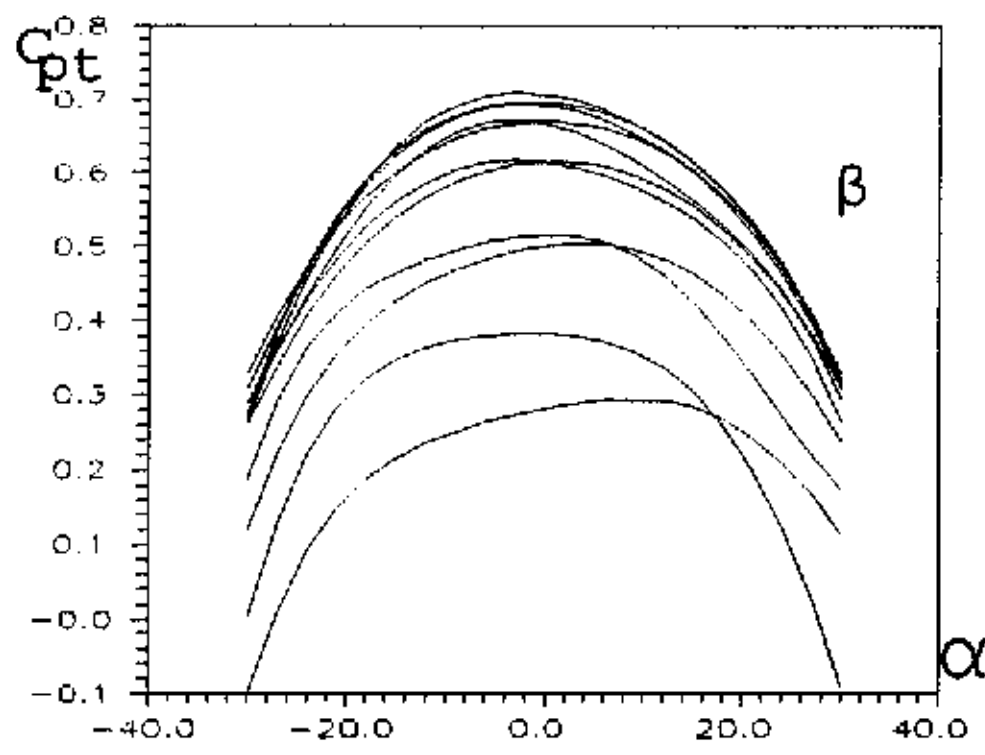
当测量没有误差时，可得

$$\frac{P_{31}}{K_{31}} = -\frac{P_{24}}{K_{24}} \quad (2-5)$$

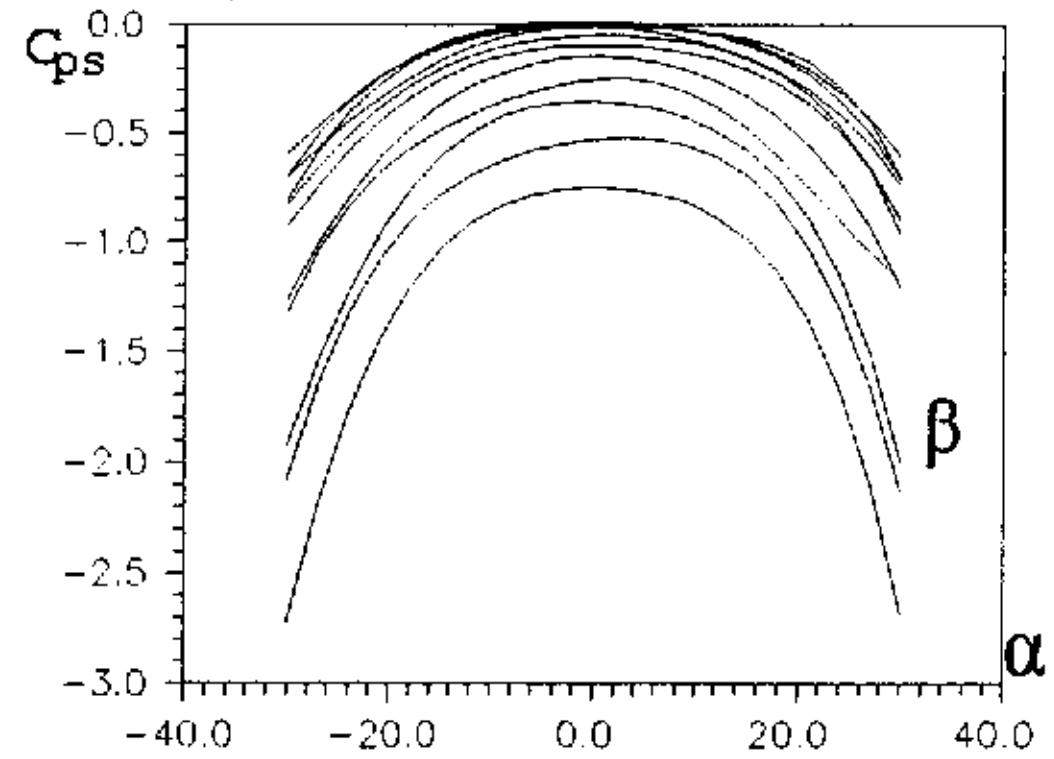
当误差 $\leq 2\% \sim 3\%$ 时，用速度 V 两端的平均值计算 V ；若误差 $>3\%$ 时，则需重新测量。



a) 方向校准系数



b) 总压校准系数



c) 静压校准系数

图 2-6 五孔探针非对向校准曲线

2.3.2 非对向测量时探针校准系数

(1) 方向校准系数

α 方向校准系数:

$$K_{\alpha} = \frac{P_4 - P_5}{P_2 - \bar{P}} \quad (2-6)$$

β 方向校准系数:

$$K_{\alpha} = \frac{P_3 - P_1}{P_2 - \bar{P}} \quad (2-7)$$

(2) 总压校准系数:

$$C_{pt} = \frac{P_2 - P_t}{P_2 - \bar{P}} \quad (2-8)$$

(3) 静压校准系数:

$$C_{ps} = \frac{\bar{P} - P_s}{P_2 - \bar{P}} \quad (2-9)$$

其中, P_t 为当地总压, P_s 为当地静压, 对实验中采用的射流式校准风洞, P_t 为大气压力, P_s 为零。非对向测量时探针的校准曲线如图 2-6 所示。

2.4 测点布置和数据采集系统

2.4.1 测点布置

在进行压气机总体性能实验测量时, 在压气机入口处, 布置两个总压探针, 总压探针按等环量设计方法, 在沿叶高三个不同高度分别测量总压, 并取其二者平均为入口总压。入口静压测量取入口流量管端壁静压。出口 II 级静叶后类似入口处布置两个总压探针。在出口总压探针中部设置一个静压测孔以测量压气机出口静压。在各级静叶后截面气动参数测量时, 五孔探针的测量布点如图 2-4 所示, 选取一个流道, 测量范围向流道两边分别扩展 1° 和 2° 。在节距方向布点共 39 列, 根据流场变化状况列于列间不等距; 在径向布点 30 行, 其行与行间亦为不等距分布; 最靠近端壁的测点距端壁 0.5mm。此外, 共布置 4 个温度传感器分别位于压气机进气室, I 级动叶前, I、II 级静叶后。

2.4.2 数据采集系统

本文实验中的压气机流场气动参数测量及五孔探针校准, 均由自动测试系统完成。该自动测试系统硬件方面包括: 温度压力传感器, 工业控制计算机, 数据采集卡; 运行于工业控制计算机上的软件由 VB 编制。

实验过程中, 传感器将采集的模拟电压信号传输给数据采集卡, 然后由数据采集卡上的 D/A 转换器将模拟电压信号转化为工业控制计算机可以识别的数字电压信号, 运行于工业控制计算机上的软件将数字信号转换为相对应的电压

和温度值，并动态的显示当前实验的各种性能参数。由于在数据采集过程中，不可避免的受到各种不同的干扰，例如工频干扰，使得所采集的信号误差较大。所以本自动测试系统的软件部分包括一个数字滤波器模块，使得所得到的数字信号能较真实的反映实验中的各物理量。

第3章 关于提高实验精度的研究

在以往的压气机试验中，实验人员需要在恶劣的环境下进行读水柱，改变压气机状态等操作。一方面，人工读取水柱值误差较大；另一方面由于人工操作缓慢，且精度不高，使得实验时间延长，时间一长，压气机入口条件可能变化较大，不利于正确的实验结论的得出。针对上述问题，我们开发了一套重复级低速压气机实验自动检测控制系统。在保证测量精度的同时，大大减少了实验时间。此外，由于本测试系统基于高性能工业控制计算机，使得系统能够实时的离散时间信号处理，并能够实时计算出各项气动参数，减少实验后处理数据的工作量。

3.1 实验检测设备的选择

3.1.1 传感器

为了提高实验精度，首先需要选择适合的各类传感器，使之在一定成本下满足精度要求。在本实验研究中，选用了 Honeywell 公司的经济型压力传感器 40PC，如图 3-1 所示。完全校整和温度补偿，是霍尼韦尔压力产品中最坚固、适用温度最宽的传感器。另外，40PC 可与很大范围的介质兼容，从干燥空气和水到冷却液和机油。40PC 提供模拟放大信号输出，传感器利用了独创的单硅片的设计，把所有温度补偿、输出零点/满量程校整、放大功能集中在一块硅片中。6 针 DIP 设计适合传统的 PCB 安装，传感器一侧的三针为供电、接地和输出，另外一侧的三针用于固定。当需要传感器压力口水平于 PCB 时，可拿去三个固定脚。

新购买的传感器是不能直接使用的，需要经过校准方能应用。以压力传感器为例，为了得到每个传感器输出电压与对应压力的线性关系式，在将检测系统构建完后，利用三通，将水排与压力传感器连接在一起，改变气压，记录此气压值及其对应的输出电压，最后，通过最小二乘法进行拟合得到所需方程。在实际操作中，对这个电压需要进行数字信号处理，否则，得到的数据将失真，然后编程将电压记录于计算机内。

最后得出的校准结果按公式： $p = V \times p_1^2 + V \times p_2 + p_3$ 给出，其中输出 p 单位为帕斯卡。 V 为采集数据后所得电压值，其单位为伏特， p_1, p_2, p_3 分别为

系数。12 个压力传感器系数如下表所示：

表 3-1 压力传感器系数

	P1	P2	P3
压力传感器 1	1.0605606	330.61794	-839.3172
压力传感器 2	1.4363435	327.96211	-835.9556
压力传感器 3	1.2370711	328.05172	-842.1761
压力传感器 4	1.4871370	325.81813	-839.5811
压力传感器 5	1.5837634	326.75744	-841.3735
压力传感器 6	1.6195705	323.73451	-836.6096
压力传感器 7	1.4398675	325.97258	-840.2634
压力传感器 8	1.4800354	325.15770	-837.2638
压力传感器 9	2.0169285	322.24727	-834.9606
压力传感器 10	2.2444354	322.10176	-833.5209
压力传感器 11	1.5538722	327.12165	-822.2336
压力传感器 12	1.4215150	324.62763	-840.0852

温度传感器校准后的输出公式为： $t = V \times p1 + p2$ ，输出 t 的单位为摄氏度， $p1, p2$ 分别为系数。经过校准，发现 4 个传感器系数都极为接近， $p1 = 12.5$ ， $p2 = 50$ 。

表3-2 压力变送器详细规格

压力范围	-50 到 +50mmHg	
	0 到 15psi	
	0 到 100 psi	
	0 到 150 psi	
	0 到 250 psi	
过压	50mmHg	±170mmHg max.
	0 到 15psi	45 psi
	0 到 100psi	200psi
	0 到 150psi	300 psi
	0 到 250 psi	500 psi
	0 到 500psi	1000psi
供电电压	全部	5VDC
供电电流	全部	10 mA max
输出源电流	全部	0.5 mA max
输出沉电流	全部	1.0 mA max
工作温度	全部	-45 到 +125°C(-49 到 +257°F)
储存温度	全部	-55 到 +125°C(-67 到 +257°F)
介质兼容性	仅限于那些不腐蚀因钢、黄铜、硅、不锈钢、玻璃和焊接点等物质的介质	

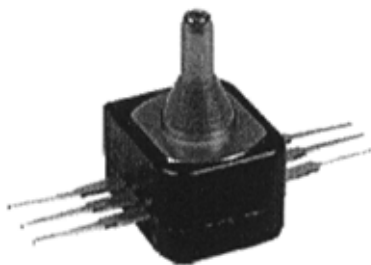


图 3-1 单硅片压力传感器

3.1.2 压气机状态控制

根据实验内容和现有条件，需要由检测系统控制压气机状态有：

- (1) 压气机转速
- (2) 压气机流量
- (3) 压气机静叶周向位置

除了压气机状态之外，检测系统还需负责控制五孔探针的运动。

压气机转速由西门子 6RA23 直流调速器控制，而直流调速器则通过一个 RS232 串口连接工业控制计算机，由工控机控制其转速，转速范围控制在 0~3300rpm。压气机的流量和静叶位置通过一块步进电机控制卡控制。电机控制卡选用研华 PCL-839 控制卡，它可对三个步进电机进行独立或同时控制，高达 16 Kpps 的步进速率，很好的满足了实验控制的需求。控制卡连接步进电机驱动器，而步进电机驱动器驱动步进电机控制机械执行机构，最终达到控制流量和静叶位置的目的。此外，由于截面实验的需要，使用一块 PCL-839 控制卡控制五孔探针，其机械执行机构采用 Parker 公司的高精度线性马达驱动的工作台，其重复精度高达 1 微米。

3.1.3 数据采集

一个多通道多参量测量系统如图 3-2 所示。该测量系统由两大部分构成：传感器及其调理电路和硬件平台。

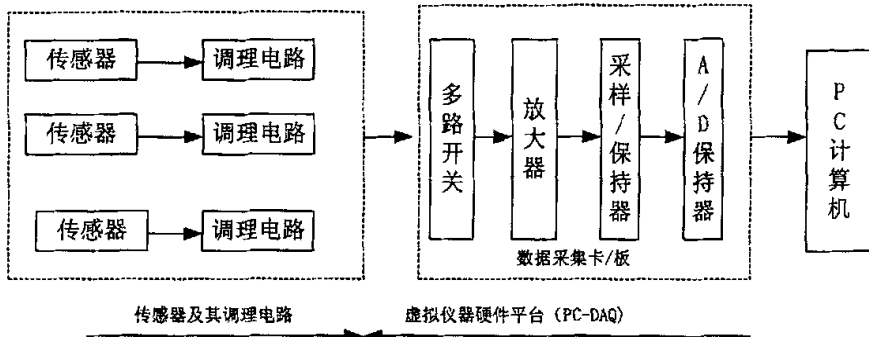


图 3-2 多参量多通道 PC-DAQ/PCI 虚拟仪器测量系统

● 数据采集卡的安装

数据采集卡通常都是插卡式结构，在使用前要进行硬件安装和软件设置。硬件安装就是将 DAQ 卡插入 PC 机的相应标准的总线扩展插槽内，因此采用 PC 计算机本身的 PCI 总线或 ISA 总线，故称由它组成的虚拟仪器为 PC-DAQ/PCI 插卡式虚拟仪器。

实现数据采集卡软件驱动前的参数设置

要使数据采集卡正确地实现数据采集的功能，必须根据实际测量的需要对一些参数进行正确设置，这就是数据采集卡的软件驱动问题。待设置的参数主要有采集卡的设备号、地址码，此外还有如下设置

● 模拟信号输入部分

1. 设置信号的输入方式 单端输入还是双端输入，单极性信号还是双极性信号等
2. 选择增益 根据输入信号幅值范围和分辨率的要求进行增益选择
3. 选择量程 一般根据输入信号是单极性还是双极性，相应选择合适量程

● A/D 转换部分

1. 设定信号输入通道号
2. 设定采样点数
3. 设定采样速率
4. 采样结果的输出方式 采样结果可放在一个数组中，也可放在某一缓冲区中。
5. 采样触发方式 一般分外触发、定时触发、软件触发等。

● D/A 转换部分

- (1) 模拟信号的输出通道号

- (2) 模拟信号的输出幅值 此参数应设置在标称满量程范围内。
- (3) 刷新速率 该参数决定所产生的模拟信号波形的“光滑度”，最快刷新速率的倒数即为响应时间。

以上为驱动一个数据采集卡所需的一般参数。但并不是任何情况下，所有参数都必须设置。有的简单的数据采集卡就不具备某些功能，如国产的 HY-1232 型数据采集卡，不提供定时采集的功能，相应的就没有采样速率设置要求，且采样触发方式只提供软件触发方式一种，使用者无法选择其它的触发方式。与此相反，对于功能较丰富的数据采集卡，可能仅仅设置以上参数还是不够的（如美国 NI 公司 Lab-PC-1200），使用者还需设置其他参数，从而可以更灵活地实现一个复杂的数据采集任务。

本检测系统中数据采集卡采用研华高速数据采集卡 PCL-1800 以及 PCL-813。其中 PCL-1800 具有 16 路模拟输入通道，分辨率为 12bit，最高采样频率在采用 DMA 方式时为 200KHz，采用 FIFO 方式时为 330KHz。采用该卡进行气压信号采集，该采集卡量程范围有 -5~5 V, -2.5~2.5 V, -1.25~1.25 V, -0.625~0.625 V, 0~10 V, 0~5 V, 0~2.5 V, 0~1.25 V, -10~10V 可供选择。由于采用的压力传感器的输出为 0~5 V，因此，选用 0~5 V 量程以保证采样精度。PCL-813 采集卡具有 32 路模拟输入通道，分辨率为 12bit，可编程模拟输入量程为 -5~5V, -2.5~2.5V, -1.25~1.25V, -0.625~0.625V, 0~10V, 0~5V, 0~2.5V, 0~1.25V。支持软件触发。由于其可编程采样频率不高，故使用它来对温度传感器采样。

3.2 信号检测及处理

作为本课题的一个重点，信号的检测及处理对于提高实验精度的作用是不言而喻的。

信号检测在现代科技中处处可见，我们被不同形式的各种信号所包围，某些信号来自自然，是自若那的信号，它带给人类一种自然美；而大部分的信号是人为制造的有用信号，这些信号在传输过程中会受到许多不受欢迎的活不需要的信号的干扰；有的信号是必须的如语言，有些信号是令人愉快的，如音乐。从一大堆信号中检测出有用的信号是人类必须的，也是现代科技中必不可缺的环节。因此，信号的检测概括的定义就是：从带有噪声的信号中得到有用的信号的特征，如频率，幅值等；通过信号的特征来了解信号。信息探测，传输系统，如各类科技实验系统、雷达、声纳、导航、通信、地震勘探、医疗检

查和天文等都要通过信号检测来得到有用的信息。

信息的传输是依靠信号这个载体，对信号的处理可以得到人们所需的信息。信号可用于人类的沟通或者人与机器的交互。信号检测可用于我们周围环境并揭示出那些不易观察到的状态和构造细节；日常应用的信号如：语音，图像等，为了便于存储、传输和机器识别，都需要进行处理。普遍的说，信号处理是设计用来提取、增强、存储和传输有用信号的一种运算，也就是说从一大堆混杂的信息中提取活增强有用的信息，然后进行存储以备他用，它的目的在于分析并利用信号的特征。

3.2.1 谱估计

一般分析的信号可分为确定性信号和随机信号，确定信号可以用明确的数学关系式或者数据、表格来描述，而随机信号则不能，也无法预测其未来信号的精确值，一般只能用概率密度函数或者概率分布函数活统计平均来描述。对于确定性信号其时域表示是确定的，信号的特征量是确定的，那么其频域表示也是确定的，可以用傅立叶变换来分析，从频谱可进一步求出信号的频率值。随机信号在时间轴的分布是无限的，它的能量是无限的，因而不满足傅立叶变换的可积条件，其傅立叶变换不存在。这样，我们需要研究随机信号的功率在频域上的分布，即功率谱密度或功率谱。我们实际中得到的信号的长度是有限的，在估计过程中用有限的信号长度得到的功率谱来代替无限的信号的功率谱，这就是所谓的谱估计或谱分析。

频率分析是数字信号处理的一个重要分支，它与数字滤波之间有着密切的关系。信号可以在时域也可以在频域进行分析，而频域分析的抗干扰性能比时域分析更为优越，因而频域分析包含了信号的频率特征，“谱”就是信号的某些特征在幅值随概率的分布。

利用给定的 N 个样本数据估计一个随机信号的功率谱密度叫做谱估计，功率谱密度定义为相关函数的傅立叶变换，谱估计方法分为两类：参数化方法和非参数化方法。非参数化方法又称为经典谱估计，其主要缺点是频率分辨率的；参数化谱估计又叫做现代谱估计，它具有频率分辨率高的有点，因此，又是又把现代谱估计称为高分辨率谱估计。

经典谱估计的方法离不开 FFT(Fast Fourier Transformer)，即快速傅立叶变换，经典谱估计的发展也就是 FFT 算法改进、完善的过程。傅立叶变换已经提出 100 多年，并已经知道频域分析比时域分析更加优越，不仅简单，且易于分

析复杂信号,但用 DFT(Discrete Fourier Transformer)进行谱估计的分析是不切实际的。因为 DFT 的运算量太大,知道 1965 年提出了 FFT,频域分析才开始被逐渐采用。

FFT 是由图吉(J. W. Turkey)和库利(J. W. Cooley)最早提出的。1965 年他们在《计算数学》杂志上发表了著名的“机器计算傅立叶级数的一种算法”的文章。人们对他们的算法进行了改进,从而很快发展和完善了一套高效算法,这就是现在所说的 FFT 算法。经过数十年的发展,经典谱估计已经是一个非常完善和成熟的信号分析方法。在工程中有广泛的应用。

频谱的泄漏现象在经典谱估计中是不可避免的,这是被分析的信号序列经加窗后的结果,而序列与窗函数相乘就意味这序列的变换与窗函数的卷积,如果一个信号的功率集中在一个窄的频带内,此卷积运算将把这个窄带功率扩展到临近的范围,这就是频谱泄漏现象,这种现象是经典谱中固有的,为了减少这种现象,要对用到的算法进行研究,研究理想抽样间隔与实际抽样间隔的关系,可以减少频谱泄漏也是经典谱估计理论中的一个重要内容。

现代谱估计主要有 AR 模型谱估计,ARMA 模型谱估计,最大似然谱估计和空间谱估计。AR 和 ARMA 谱估计是一种建模方法,即通过对平稳线性信号建模来估计频率谱密度;空间谱估计包含了 Pisarenko 谐波分解法、Prony 法、MUSIC 法。ESPRIT 法。

经典谱估计是基于 FFT 的谱估计,它有两种基本方法:直接法和间接法。

直接法又称周期图法,它是把随机信号 $x(n)$ 的 N 点观察数据 $x_N(n)$ 视为一能量有限的信号,直接对 $x_N(n)$ 进行 FFT,得到 $x_N(n)$ 的频谱的估计值,如果想得到功率谱的估计值,就取的幅值的平方,并除以 N 。以表示用周期图法估计的功率谱,则

$$P(e^{j\omega}) = \frac{1}{N} |X_N(\omega)|^2 \quad (3-1)$$

这种算法是由 Schuster 于 1899 年首先提出来的,当时由于计算量太大无法运用,直到 1965 年 FFT 问世,此方法才成为谱估计中常用的方法,因为它是直接由傅里叶变换得到的,所以习惯上称为直接法。

间接法的理论基础是维纳——辛钦定理,1958 年 Blackman 和 Tukey 给出了这一方法的具体实现,即先由 $x_N(n)$ 估计出自相关函数 $\hat{\gamma}(m)$,由于相关函数

与功率谱是一对傅里叶变换(维纳——辛钦定理), 对 $\hat{y}(m)$ 求傅里叶变换, 便得到 $x_N(n)$ 的功率谱。表达式为:

$$P(e^{j\omega}) = \sum_{m=-M}^M \hat{y}(m) e^{-j\omega m} \quad (3-2)$$

由于这种方法是通过自相关函数间接得到的, 所以称为间接法, 又称自相关法。

这两种方法本质是一样的, 都是把有限时段的数据看作是无限抽样序列的开窗截取后的结果, 这样不论直接数据开窗还是自相关函数开窗, 都会在频域内出现两个问题, 一是频率分辨率的极限取决于抽样数据的长度;二是发生频谱“泄漏”现象。

功率谱估计时数据加窗是不可避免的, 如有限长的 $0-(N-1)$ 的序列可视为无限长随机序列经加矩形窗后的结果, 当然有此窗函数所产生的加在自相关函数上的延迟窗也是不可避免的, 序列被一个窗函数相乘就意味着总的变换是所期望的变换与窗函数变换的卷积。

如果一个信号真正的功率集中在一个窄的频带内, 此卷积运算将把这个窄带功率扩展到邻近的范围, 这种现象也就是常说的泄漏, 泄漏现象将给功率谱估计带来一定的影响, 数据的加窗也是决定经典谱估计分辨率高低的主要原因, 谱估计的谱峰分辨率指的是能分辨真实功率谱中两个靠的很近的谱峰的能力。

窗的变换与实际信号变换的卷积, 意味着使信号的主瓣变宽, 对于矩形窗其傅里叶变换的主瓣的宽度近似等于观察时间的倒数, 对于其它窗的作用, 分辨率也常是正比于观察时间的倒数, 所以对于短观察序列, 其功率谱估计的分辨率是不高的。

下面, 利用前面提到的理论, 对本实验中采用的某传感器输出的原始信号进行频谱分析。下图为所采集的原始信号, 其采样频率为 1000Hz, 采样时间为 3 秒。

由于 FFT 算法的要求, 选取 2048 个点, 即 2^{11} 个点进行快速傅立叶变换。由频谱图可以看出频谱密度主要集中于 0 附近, 噪声是由分布于各个频率的类似于白噪声的信号构成。所需要做的就是由本图的分析得到所需滤波器的参数, 通过下面的滤波器设计方法设计出滤波器。

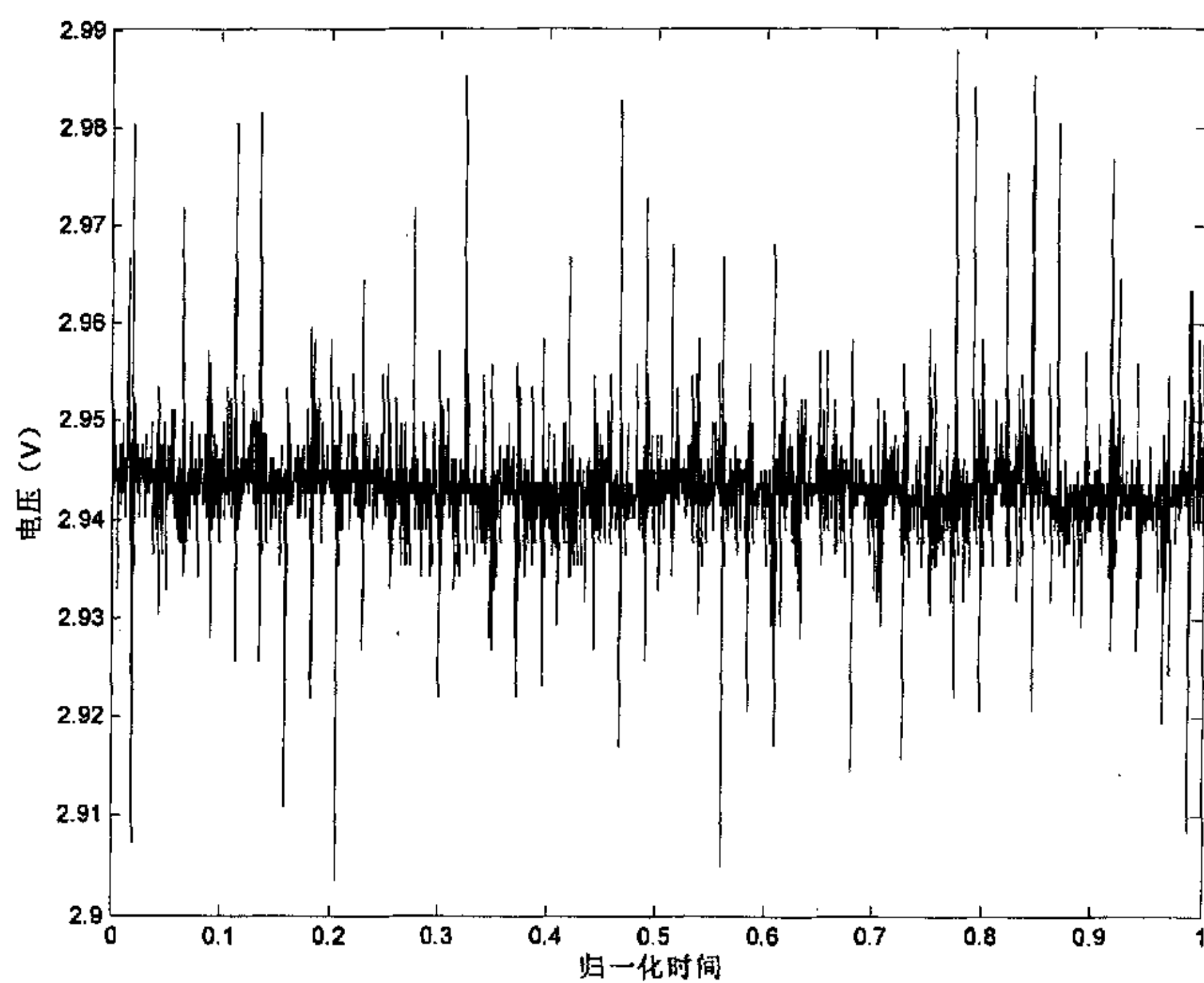


图 3-3 原始电压信号

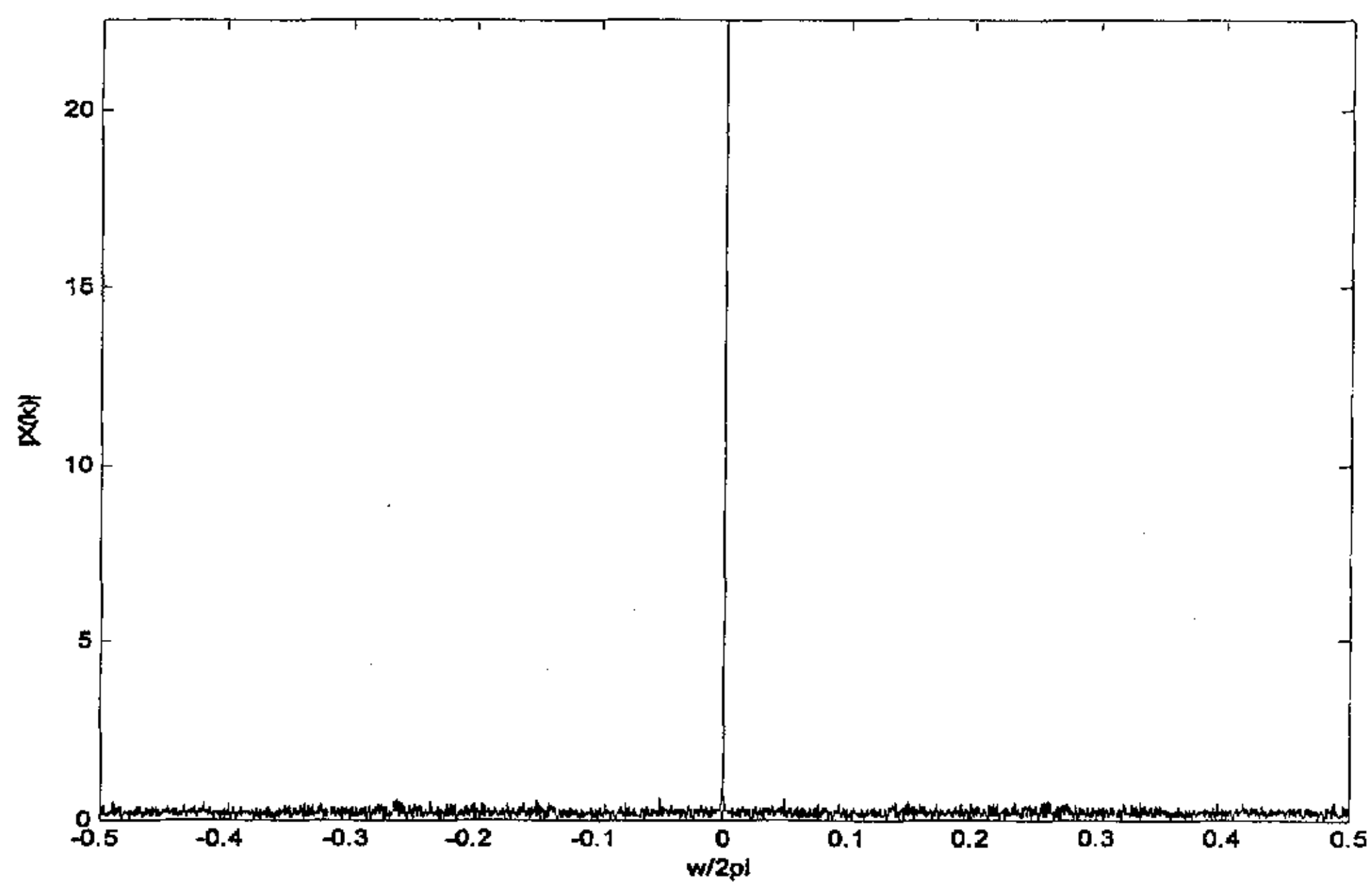


图 3-4 原始电压频谱图

3.2.2 滤波器的设计

滤波器是一种特别重要的线性时不变系统。严格的讲，选频滤波这一术语表示一个能让某些频率分量通过而完全拒绝其他频率成分的系统。但是从广义上来说，任何能对某些频率的进行修正的系统也被称为滤波器。尽管再许多场合并不限制设计的滤波器一定时因果的，但是在本章中我们还是着重讨论因果滤波器的设计。一般来说，对因果滤波器作一些修正就可以设计和实现非因果滤波器。

滤波器的设计涉及一下步骤：（1）给出系统所要求的特性的技术指标；（2）用因果离散时间系统逼近这些技术指标；（3）实现该系统。虽然这三个步骤不是完全独立的，但是我们的注意力主要集中在（2）上，步骤（1）取决于上面的谱估计。而步骤（3）则取决于时下滤波器所应用的技术、在实际的应用中，所需要的滤波器往往通过数字计算法实现，并用于对于连续信号经周期采样并接着作 A/D 转换而得到的信号进行滤波。正是这个原因，尽管基本的设计方法往往只与系统和信号的离散时间特性有关，但是人们仍然常常把离散时间滤波器成为数字滤波器。

当某一离散时间滤波器要使用如图所示的系统对连续时间进行离散时间处理时，往往（但并不总是）给出离散时间滤波器和有效的连续时间滤波器在频域的技术指标，尤其对于像低通、带通和高通滤波器之类的选频滤波器。如果一个线性时不变离散时间系统如图所示，而输入又是带限的，且采样频率足够高，可避免混叠，则整个系统可以看作是一个线性时不变连续系统，其频率响应为：

$$H_{eff}(j\Omega) = \begin{cases} H(e^{j\Omega T}), & |\Omega| < \pi/T \\ 0, & |\Omega| > \pi/T \end{cases} \quad (3-3)$$

这种情况下，可以通过关系式 $\omega = \Omega T$ 直接讲有效连续时间滤波器的指标转化为离散时间滤波器的指标。这就是说， $H(e^{j\omega})$ 在一个周期上的特性可以由下式规定：

$$H(e^{j\omega}) = H_{eff}(j\omega/T), |\omega| < \pi \quad (3-4)$$

线性时不变离散时间系统可分为无限脉冲响应滤波器（IIR）和有限脉冲响应滤波器（FIR）。人们自然会提出这样一些问题：什么样的系统式最好的？

是 IIR 还是 FIR? 设计方法为什么这么多? 那一种方法能得到最好的结果? 正如在任何一个工程设计问题中一样, 一般不可能回答什么是最好的。选取 IIR 和 FIR 滤波器取决于每种类型滤波器的特点在设计问题中的重要性。例如 IIR 滤波器具有可以用完整的设计公式来设计各种选频滤波器的优点。这就是说, 一旦选定了用哪种已知的逼近方法, 则可以直接将技术指标带入一组设计方程来计算满足技术条件的阶次, 并得出数字滤波器的稀疏。这种简便的设计方法使得人们可以很容易的通过人工计算来设计 IIR 滤波器。并且直接得出 IIR 滤波器的非迭代计算程序。这些方法只限于设计选频滤波器, 并只允许用于规定了幅度响应的场合。如果要得到其他形状的幅度响应, 或需要逼近预定的相位响应或群延迟响应, 则需要用算法设计法。

与此相反, FIR 滤波器可以有精确的线性相位, 但是对于 FIR 滤波器不存在完整的设计方程。虽然可以直接用窗函数法, 但是为了满足预定的技术指标有可能需要进行一些迭代。与窗函数相比, Parks-McClellan 算法可以得出较低阶的滤波器, 这两种方法都可以在个人计算机和工作站上实现。而且, 窗函数法和大多数算法设计法都有可能逼近比较任意的频率响应特性, 但所遇到的困难要比在低通滤波器设计中遇到的大一些。此外, FIR 滤波器的设计问题要比 IIR 设计问题有更多的可控之处, 因为对于 FIR 滤波器有适用与各种实际情况的最佳理论。

最后, 实现数字滤波器是要考虑经济问题。通常将硬件的复杂性、芯片的面积或计算速度等作为衡量经济问题的因素。这些因素或多或少的直接与满足给定指标所需的滤波器阶次有关。如果不考虑相位问题, 一般来说用 IIR 滤波器就能最有效的满足给定的幅度响应技术指标。

因此, 在设计数字滤波器时必须权衡考虑许多因素。显然, 应从工程应用的角度来考虑问题, 如技术指标的计算公式、实现设计的方法、完成设计所用的计算设备和设计软件等。通盘考虑上述因素, 在我们的实验中我们选用的是 IIR 滤波器。下面将具体的讨论 IIR 滤波器的设计问题。

设计离散时间 IIR 滤波器的传统方法时将连续时间滤波器转换成满足预定指标的离散时间滤波器。这是一个合理的方法, 其理由如下:

连续时间 IIR 滤波器的设计技巧十分成熟, 并且已经取得许多有用的成果, 因此可以方便的利用这些为连续时间滤波器推导出的设计方法。

许多有用的连续时间 IIR 滤波器设计方法有比较简单的完整的设计公式。因此, 以这种标准的连续时间 IIR 滤波器设计公式为基础的离散时间 IIR 滤波器的设计方法实现起来十分简单。下面将介绍本课题中所使用的脉冲响应不变

法滤波器设计。

把连续时间滤波器变换成离散时间滤波器的脉冲响应不变法中, 选取与连续时间滤波器脉冲响应成正比的等间隔样本作为离散时间滤波器的脉冲响应, 即

$$h[n] = T_d h_c(nT_d) \quad (3-5)$$

式中, $h[n]$ 表示所求离散时间滤波器, T_d 表示采样间隔, $h_c(t)$ 表示连续时间滤波器。我们将看到滤波器的设计首先用到离散时间滤波器的技术指标, 所以无论设计过程中或是再所得出的离散时间滤波器中, (3-5) 式中的参数 T_d 事实上都不起作用。但是, 因为在规定的步骤中习惯上都包含了这个参数, 所以在以下的讨论中仍然将用到该参数。

当使用脉冲响应不变法作为设计具有给定频率响应的离散时间滤波器的方法时, 我们应该特别注意离散实际那滤波器的频率响应和连续时间滤波器的频率响应之间的关系。推导如下:

首先考虑通过周期冲激串 $s(t)$ 调制由 $h_c(t)$ 到 $h_s(t)$ 的转换:

$$s(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(t - nT) \quad (3-6)$$

$$\begin{aligned} h_s(t) &= h_c(t)s(t) \\ &= h_c(t) \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(t - nT) \end{aligned} \quad (3-7)$$

通过冲激函数的“筛选性质”, $h_s(t)$ 可以表示为:

$$h_s(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(t - nT) h_c(t) \quad (3-8)$$

对上式进行傅立叶变换可得:

$$H_s(j\Omega) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} h_c(nT) e^{-j\Omega nT} \quad (3-9)$$

$$\text{且: } H_s(j\Omega) = \frac{1}{T} \sum_{k=-\infty}^{\infty} H_c(j\Omega - k\Omega_s) \quad (3-10)$$

因为

$$h[n] = T_d h_c(nT_d) \quad (3-11)$$

$$\text{和} \quad H(e^{j\omega}) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} h[n]e^{-j\omega n} \quad (3-12)$$

可以得

$$T_d H_s(j\Omega) = H(e^{j\omega}) \Big|_{\omega=\Omega T_d} = H(e^{j\Omega T_d}) \quad (3-13)$$

由(3-10)式和(3-13)式, 结果为:

$$H(e^{j\omega}) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} H_c(j\Omega - k\Omega_s) \quad (3-14)$$

或等效为

$$H(e^{j\omega}) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} H_c(j\frac{\omega}{T_d} - jk\frac{2\pi k}{T_d}) \quad (3-15)$$

如果连续时间滤波器是带限的, 则

$$H_c(j\Omega) = 0, \quad |\Omega| \geq \pi/T_d \quad (3-16)$$

而且

$$H(e^{j\omega}) = H_c(j\frac{\omega}{T_d}), \quad |\omega| \leq \pi \quad (3-17)$$

也就是说, 离散时间频率响应和连续时间频率响应之间由一个频率轴的线性比例因子联系在一起, 即 $|\omega| \leq \pi$ 时 $\omega = \Omega T_d$ 。可惜任何实际的连续时间滤波器都不能是完全带限的, 因此就会发生了(3-15)式中相邻项之间的干扰, 引起混叠。但是, 如果连续时间滤波器在高频部分趋于零, 可以忽略, 并且可以通过对连续时间滤波器脉冲响应的采样得到有用的离散滤波器。

在脉冲响应不变法设计中, 首先利用(3-17)式将离散时间滤波器的技术指标转换为连续时间滤波器的技术指标。假若由 $H_c(j\Omega)$ 到 $H(e^{j\omega})$ 的转换中所产生的混叠可以忽略, 则我们利用关系式

$$\Omega = \omega/T_d \quad (3-18)$$

可以求出 $H_c(j\Omega)$ 的技术指标, 从而由 $H(e^{j\omega})$ 的技术指标得到连续实际那滤波器技术指标。得出适合于这些技术指标的连续时间滤波器之后, 就把系统函数为 $H_c(S)$ 的连续时间滤波器变换为所需的系统函数为 $H(Z)$ 的离散时间滤波

器。下面给出从 $H_c(s)$ 到 $H(z)$ 变换的代数运算细节。当变换回到离散时间频率时, $H(e^{j\omega})$ 将通过(3-15)式与 $H_c(j\Omega)$ 联系在一起, (3-18)式的变换还是频率轴之间的变换, 因此, 采样的参数 T_d 不能用来控制混叠。因为基本的技术指标军使用离散时间频率, 若采样率增加 (T_d 减小) 则连续实际那滤波器的截止频率必须成比例的增高。在实际中, 为了补偿从 $H_c(s)$ 到 $H(z)$ 的变换可能产生的混叠, 有可能会超标设计连续时间滤波器, 即所设计的滤波器超出技术指标, 尤其在阻带中更为突出。

虽然在脉冲响应中从连续时间到离散时间的变换是用时域采样来定义的, 但是对系统函数的变换也很容易实现。下面我们用部分分式展开表示的连续时间滤波器的系统函数, 有

$$H_c(s) = \sum_{k=1}^N \frac{A_k}{s - s_k} \quad (3-19)$$

所对应的脉冲响应式

$$h_c(t) = \begin{cases} \sum_{k=1}^N A_k e^{s_k t}, & t \geq 0 \\ 0, & t < 0 \end{cases} \quad (3-20)$$

对 $T_d h_c(t)$ 采样得到的离散时间滤波器的脉冲响应是

$$h[n] = T_d h_c(nT_d) = \sum_{k=1}^N T_d A_k e^{s_k n T_d} u[n] = \sum_{k=1}^N T_d A_k (e^{s_k T_d})^n u[n] \quad (3-21)$$

因此离散时间滤波器的系统函数为

$$H(z) = \sum_{k=1}^N \frac{T_d A_k}{1 - e^{s_k T_d} z^{-1}} \quad (3-22)$$

比较(3-19)式和(3-22)式可以看出, s 平面中在 $s = s_k$ 处的机电变换成 z 平面中在 $z = e^{s_k T_d}$ 处的极点, 并且, 在 $H_c(s)$ 和 $H(z)$ 的部分分式展开式中的系数

除了一个比例系数 T_d 外完全相同。如果连续时间滤波器是稳定的，相当于 s_k 的实部小于零，则 $e^{s_k T_d}$ 将 s 平面的极点映射为 z 平面的极点，但是脉冲响应不变法并不相当于按照该关系式进行 s 平面到 z 平面的简单映射。特别实离散时间系统函数中的零点实部分分式展开式中的极点和系数 $T_d A_k$ 的函数，通常他们并部按照与极点映射相同的方式进行映射。下面我们结合实验中的实际数据应用脉冲响应不变法设计滤波器。

前面已经提到，需要选择一个合适的连续时间滤波器，在这里选择的是巴特沃兹滤波器。离散时间滤波器的技术指标为

$$\begin{aligned} 0.99 \leq |H(e^{j\omega})| \leq 1, & \quad 0 \leq |\omega| \leq 0.01\pi, \\ |H(e^{j\omega})| \leq 0.001, & \quad 0.04\pi \leq |\omega| \leq \pi, \end{aligned} \quad (3-23)$$

即，最大通带增益为 $20\log_{10}(1.01) = 0.086\text{dB}$

最大阻带增益为 $20\log_{10}(0.001) = -60\text{dB}$

截止频率为 $\frac{0.01\pi \times f_s}{2\pi} = 5\text{Hz}$

阻带截止频率为 $\frac{0.04\pi \times f_s}{2\pi} = 20\text{Hz}$ ，其中 f_s 为采样频率，在本实验中为 1000Hz 。

因为在脉冲响应不变法的设计过程中可以将参数 T_d 抵消掉，所以我们可以选取 $T_d = 1$ ，因此 $\omega = \Omega$ 。首先将离散时间信号系统的参数转化为连续时间系统参数，接下来我们需要设计一个连续时间巴特沃兹滤波器，其幅度函数满足

$$\begin{aligned} 0.99 \leq |H_c(j\Omega)| \leq 1, & \quad 0 \leq |\Omega| \leq 0.01\pi, \\ |H_c(j\Omega)| \leq 0.001, & \quad 0.04\pi \leq |\Omega| \leq \pi, \end{aligned} \quad (3-24)$$

因为模拟巴特沃兹滤波器的幅度相应是频率的单调函数，则要满足(3-24)式，需

$$|H_c(j0.01\pi)| \geq 0.99 \quad (3-25)$$

和

$$|H_c(j0.04\pi)| \leq 0.001 \quad (3-26)$$

具体说, 巴特沃兹滤波器的幅平方函数为

$$|H_c(j\Omega)|^2 = \frac{1}{1 + (\Omega/\Omega_c)^{2N}} \quad (3-27)$$

因此滤波器的设计过程所需技术指标的参数 N 和 Ω_c 。将(3-27)式带入(3-26)式和(3-25)式并取等号, 可得方程式

$$1 + \left(\frac{0.01\pi}{\Omega_c} \right)^{2N} = \left(\frac{1}{0.99} \right)^2 \quad (3-28a)$$

和

$$1 + \left(\frac{0.04\pi}{\Omega_c} \right)^{2N} = \left(\frac{1}{0.001} \right)^2 \quad (3-28b)$$

N 的解是 $N=6.3884$ 。但是参数 N 必须为整数, 因此, 为了满足和超过该技术指标我们将 N 近似取为整数, 取 $N=7$ 。由于我们将 N 取整为相邻的最大整数, 则滤波器不能同时完全满足(3-28)两式。 $N=7$ 时, 可以选择滤波器参数 Ω_c , 使得阻带或通带或者两者的指标都超过所预定的要求。若改变 Ω_c 值, 应在超过阻带指标和通带指标的数量之间这种选取。如果将 $N=7$ 带入(3-28a)式, 得 $\Omega_c = 0.1073\pi$ 。若取此值, 则完全可以(连续时间滤波器)通带指标并超过(连续时间滤波器)阻带指标。这就给离散时间滤波器的混叠留有一些余地。取 $\Omega_c = 0.1073\pi$ 和 $N=7$, 则幅度平方函数 $H_c(s)H_c(-s) = \frac{1}{[1 + (s/j\Omega_c)^{2N}]}$ 的 14 个极点均匀分布在半径为 Ω_c 的圆周上, 如图所示, 因此 $H_c(s)$ 极点是 s 平面左半部分上的 7 个极点。

如果把 $H_c(s)$ 表示成一个部分分式展开式并进行(3-22)式的变换, 然后将诸共轭对结合在一起, 则最终得出离散时间滤波器的系统函数:

$$H(z) =$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{1+z^{-1}}{1-0.954170722683997z^{-1}} \times \frac{1+2z^{-1}+z^{-2}}{1-1.91684173091677z^{-1}+0.918951408999545z^{-2}} \\
 & \times \frac{1+2z^{-1}+z^{-2}}{1-1.94106744225969z^{-1}+0.943203783186579z^{-2}} \\
 & \times \frac{1+2z^{-1}+z^{-2}}{1-1.97717649974511z^{-1}+0.97935258233973z^{-2}}
 \end{aligned} \quad (3-29)$$

离散时间系统的频率响应函数表示于下面的图中。

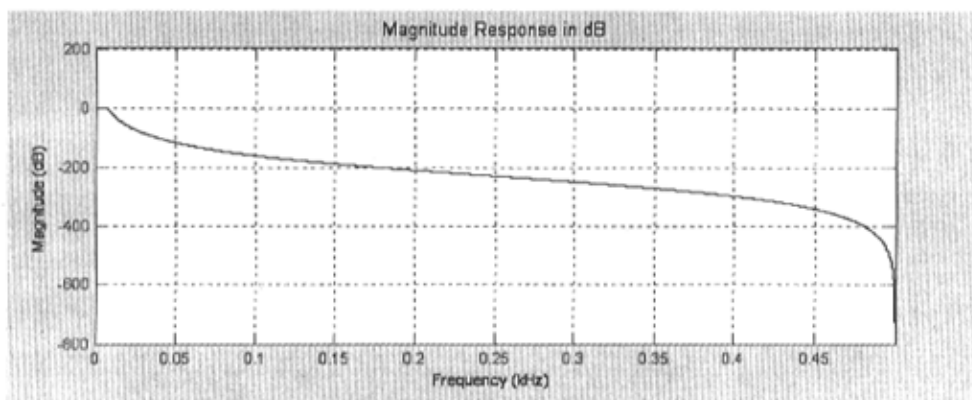


图 3-5 滤波器对数幅频响应

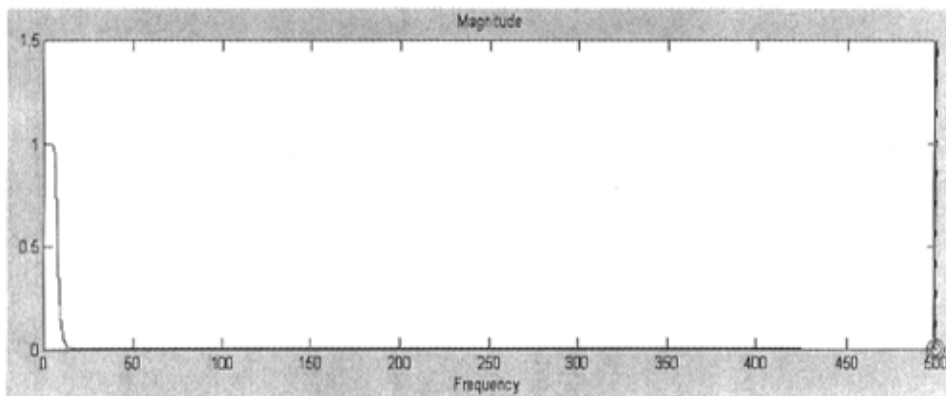


图 3-6 滤波器幅频响应

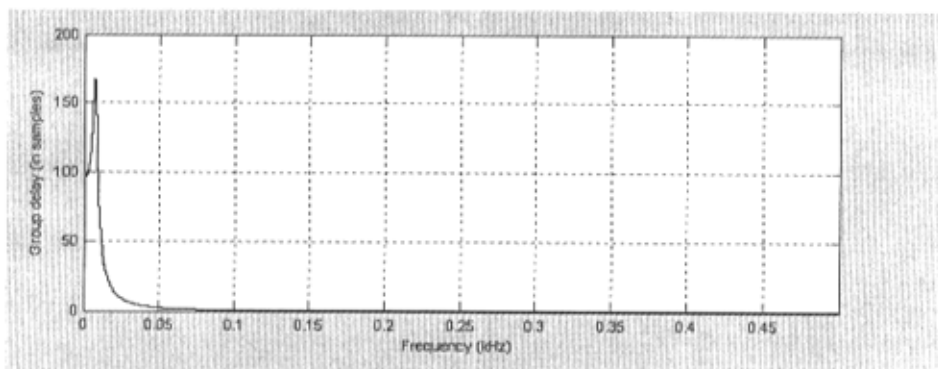


图 3-7 滤波器群延迟

3.3 本章小结

本章主要讨论了关于提高实验精度的方法。从实验设备的选择、信号的检测与处理方面系统的研究了提高实验精度的一系列方法与步骤。

(1) 针对以往人工读取水柱值误差较大，操作缓慢，且精度不高，使得实验时间延长的问题，开发了一套适用于低速压气机实验台的自动检测系统。

(2) 在开发检测系统中，对数据采集，电机控制有一定研究。同时，考虑成本以及实验要求，选择了 Honeywell 公司的经济型压力传感器 40PC，并对传感器进行校正。

(3) 通过自动检测系统采集的信号噪声较大，讨论并设计了针对实验台特定条件下的信号的无限冲激响应数字滤波器 (IIR)。滤波器传递函数为：
 $H(z) =$

$$\begin{aligned}
 & \frac{1+z^{-1}}{1-0.954170722683997z^{-1}} \times \frac{1+2z^{-1}+z^{-2}}{1-1.91684173091677z^{-1}+0.918951408999545z^{-2}} \\
 & \times \frac{1+2z^{-1}+z^{-2}}{1-1.94106744225969z^{-1}+0.943203783186579z^{-2}} \\
 & \times \frac{1+2z^{-1}+z^{-2}}{1-1.97717649974511z^{-1}+0.97935258233973z^{-2}}
 \end{aligned}$$

(3-30)

第4章 低速压气机静叶 Clocking 的实验研究

4.1 引言

随着透平机械设计的继续发展,人们开始追求在保持或者提高效率的情况下,以更少的级得到更大的压升。这就要求对多级流动机理有更好的理解,以及更好的模型仿真。有这样一种透平设计被适时提出来了:通过改变静叶叶片圆周相对位置,即静叶 Clocking 位置,是否存在更大的提高多级性能的潜能,它关注的是上游静叶/动叶的对下游叶片性能的影响。

Clocking 效应是从尾迹管理发展起来的一种控制叶列间非定常干扰的手段。本文所研究的低速重复级压气机,转速比较低,气流折转角较小,相应的二次流动也比较弱。Clocking 效应对端区二次流动的控制并不显著,它主要通过尾迹的管理来影响压气机的性能。王松涛教授^[58]的研究显示,叶片弯曲后将改变尾迹的空间形状,并影响尾迹在静叶与动叶流道内的扩散。一旦上游尾迹发生了形状和强度的变化,势必会影响到它与下游叶列之间的干扰,这样的变化到底是加强还是削弱了 Clocking 效应仍是一个未知数。因此,本节将借助实验手段研究静叶弯曲对低速重复级压气机中 Clocking 效应的影响。作为对比,对于直叶片的研究也是必不可少的。

4.2 实验方案设计

直、弯实验叶片及静叶环如图 4-1 所示,不同叶片型式重复级压气机实验台如图 4-2。通过大量数值模拟确定叶片弯曲设计方案如下:弯曲叶片为非对称正弯曲型式,顶部、根部弯高均为 10%叶高,顶部、根部弯曲角度分别为 18° 和 24° 。

两级静叶分别安装在自己的静叶外环上,通过静叶外环沿周向转动带动静叶转动,相对位置由机匣上的游标尺确定,可实现静叶相对位置的改变和出口截面一个或数个节距的测量,静叶相对位置的改变每次为 $1/18$ 节距,相对转动的方向与动叶旋转的方向相反。

图 4-3 给出了具体的几个不同静叶相对位置。对每一个相对位置,都在出口截面测量一个节距内的时均气流参数。测量时,选择压气机工作在设计状

态，此时压气机效率最高。考虑到进气条件为大气环境，是无法控制的，因此选择每天在固定的时刻作实验，每次实验都保证尽可能快的结束，所有的实验都在一个月之内完成，那么认为在这期间，大气环境没有发生太大的变化，这样就确保整个实验的过程中进气条件近似不变。

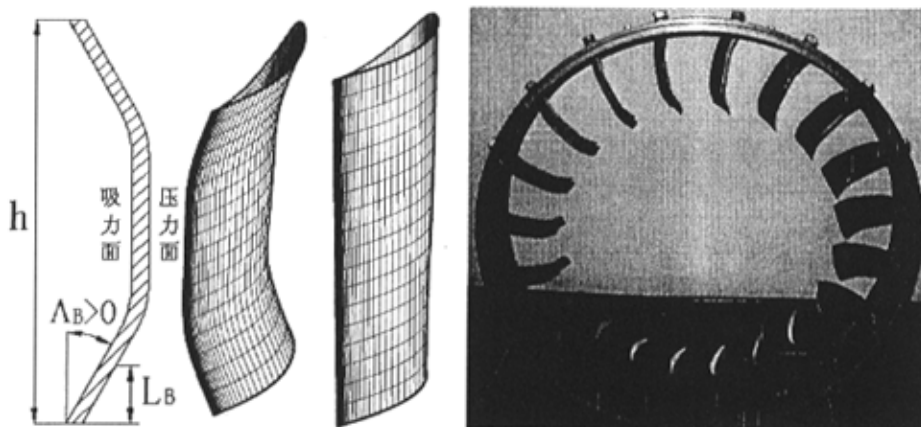


图 4-1 直、弯实验叶片及静叶环

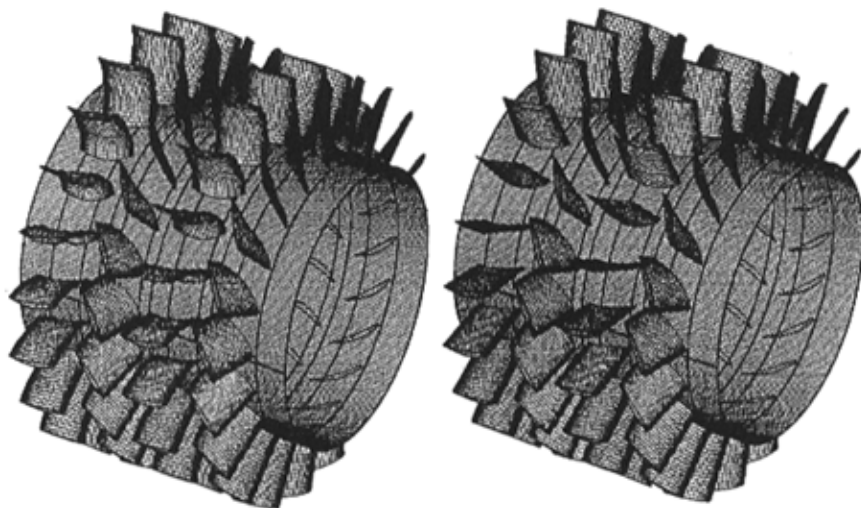


图 4-2 不同叶片型式的重复级压气机实验台示意图

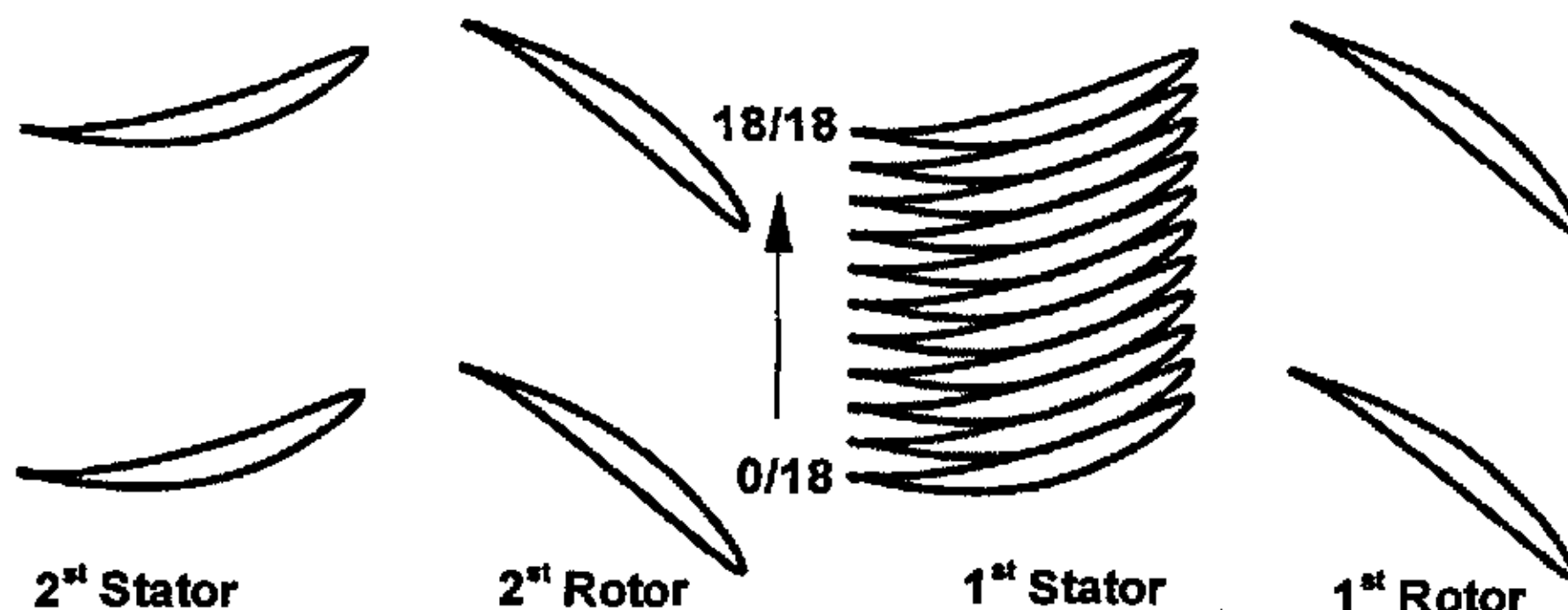


图 4-3 静叶 Clocking 位置示意图

同时考虑到实验测量过程中的不确定性，那么对于每一个 Clocking 位置，实验都重复作 3~4 次，结果显示实验有着良好的复现性。最后采用时间平均的办法就得到了每一个 Clocking 位置的时均的测量结果，并以此作为最终的数据。

4.3 测量方法与数据处理方法

整个压气机本体由其尾部的直流可调速电动机趋动，在压气机与电动机之间设有扭矩测量装置，可测出驱动压气机转动所需的扭矩 M ，压气机转速由装在电动机上的编码器测出，这些参数及其相应的五孔探针、壁面静压孔压力参数由 A-D 板转换为数据信息存放在测试系统的电脑中。众所周知，工质工作状态点的确定需要两个相互独立的热力参数，但由于具体实验条件的限制，实验中，在出口截面能测得具体测点上的压力参数和中径处的温度，得不到中径以外具体测点上的温度值，即测量空间同一测点的两个热力参数值不能通过测试方法得到，因而难以像单列叶栅静态吹风实验那样通过气动参数直接将当地损失值计算出来。由于驱动压气机转动的输入扭矩 M 可以测出，压气机旋转速度 n_r 已知，则考虑机械摩擦效率 η_m 在内的压气机总功率为：

$$P = M \cdot \frac{2\pi n_r}{60} \cdot \eta_m \quad (4-1)$$

压气机出口测量截面的滞止压力 P_{0u}^* 可以测出，入口为吸气式，入口滞止压力即为大气压 P_0^* ，入口温度为 T_0^* ，则压气机后具体测点上的滞止等熵比焓

升为：

$$H_s^* = \frac{k}{k-1} RT_a^* \left[\left(\frac{P_{out}^*}{P_a^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (4-2)$$

通过下式可以得到质量平均后的滞止等熵比焓升：

$$\overline{H_s^*} = \frac{\sum_{i=1}^n H_{si}^* \cdot q_i}{\sum_{i=1}^n q_i} \quad (4-3)$$

则压气机的滞止等熵效率为：

$$\eta^* = \overline{H_s^*} \cdot q_m / P \quad (4-4)$$

此外，定义总压系数为总压的表压值与叶尖速度平方的比值：

$$\overline{P^*} = \frac{P^* - P_a}{0.5 \rho u^2} \quad (4-5)$$

定义近似总压损失系数为测量截面每一测点总压与该截面最大总压之间的差值与叶尖速度平方的比值：

$$\overline{P_a^*} = \frac{P_{\max} - P^*}{0.5 \rho u^2} \quad (4-6)$$

定义 Clocking 位置系数 ϕ 为第二列静叶相对于第一列静叶的周向角度与叶栅周向节距角的比值。

4.4 实验结果讨论

4.4.1 采用直、弯静叶的压气机总性能及各级出口截面参数分布

图 4-4 为采用直、弯静叶的重复级压气机效率-流量系数和压比-流量的特性线分布情况。从图中可以看出，除大流量条件下，采用弯叶片的压气机效率明显高于直叶片情况，在设计点处效率约提高 0.7%；随流量减少，效率提高的幅度越来越大，在近端点处效率提高大于 3.5%。从压比-流量分布看，多数工况下，采用直叶片和弯叶片的压气机特性线基本重合，但近端点处则有所不同，应用弯曲叶片的压气机压比要大于直叶片情况。此外，采用不同叶片造型的压气机稳定工作范围，即高效率区大致相同。这说明弯曲叶片的应用对于压

气机性能的改善作用比较显著, 尤其在小流量工况下, 采用弯曲叶片的压气机效率、压比均比直叶片情况有明显提高, 而且从图中还可以看出弯叶片的应用将为压气机喘振裕度增加做出贡献, 这无疑为现代高性能压气机设计提供了有益的设计思路。

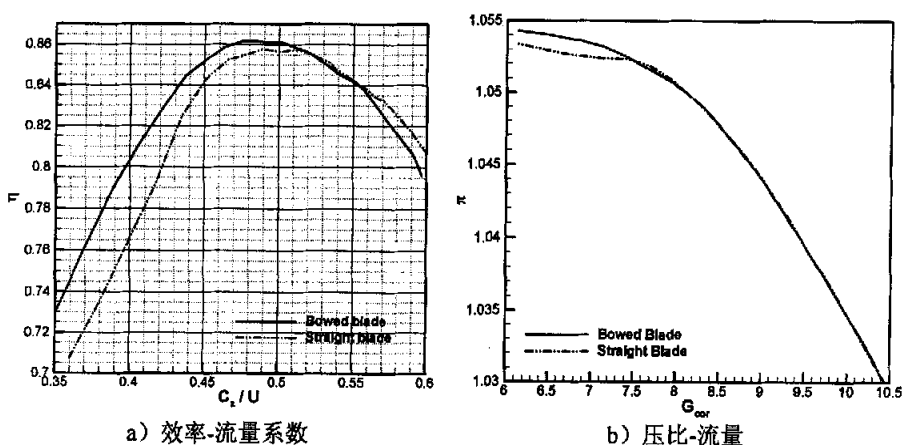


图 4-4 不同叶片型式的重复级压气机特性

下面从近端点、设计点和最大流量点具体流场结构分析采用直叶片和弯叶片的压气机性能变化的原因。图 4-5、图 4-6 给出了重复级压气机第一、二级出口总压系数等值线的分布情况, 图中深颜色区域代表当地较低的总压系数, 也就意味着该区域的总压损失较高。可以看出, 在近端点工况下, 不同叶片型式的流道中分离区范围虽然均较大, 但应用弯叶片的压气机第一、二级出口较低的总压系数表征的分离区却体现出了三个的特点, 其一是叶片顶部、根部附近高损失区比直叶片时的小, 且顶部尤为明显, 形成一个由根部向顶部逐渐向吸力面倾斜的趋势, 流道中承担扩压作用的主流区面积显著增加; 其二是叶片中部的分离区范围比直叶片时略有增加; 其三是上、下端壁与叶片吸力面形成的角区内低能流体集中程度减弱。上述三个特点表明, 压气机采用弯曲叶片设计后形成的“C”型压力梯度分布有效地控制了叶片角区内低能流体的径向分布, 降低了端壁附近区域的损失, 从而提高压气机的总性能。值得注意的是, 弯曲叶片在流道中出现较大分离区 (如近端点处) 且有固定端壁 (如上端壁) 的时候, 其降低损失、改善流动的能力更强, 这也说明应用弯曲叶片将显著提

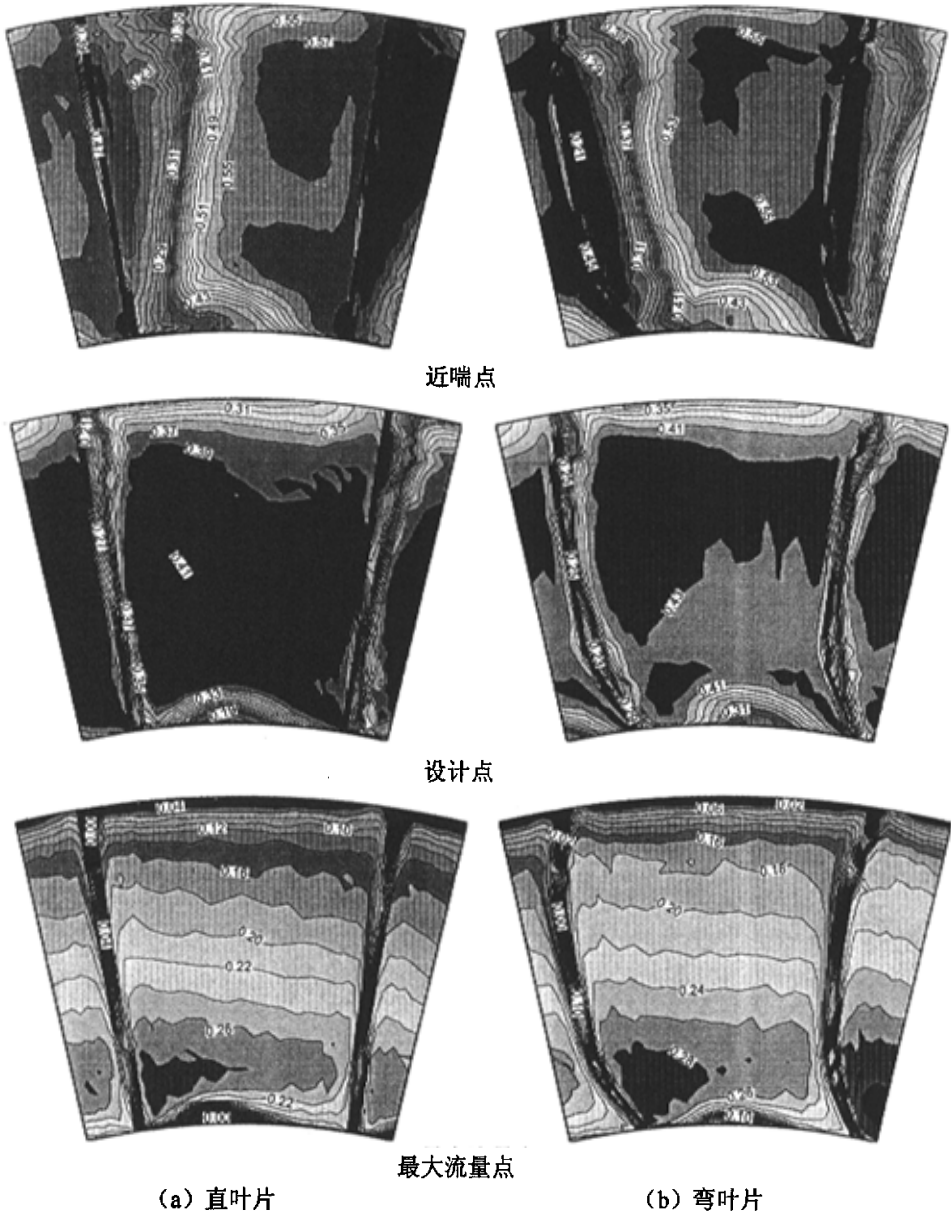
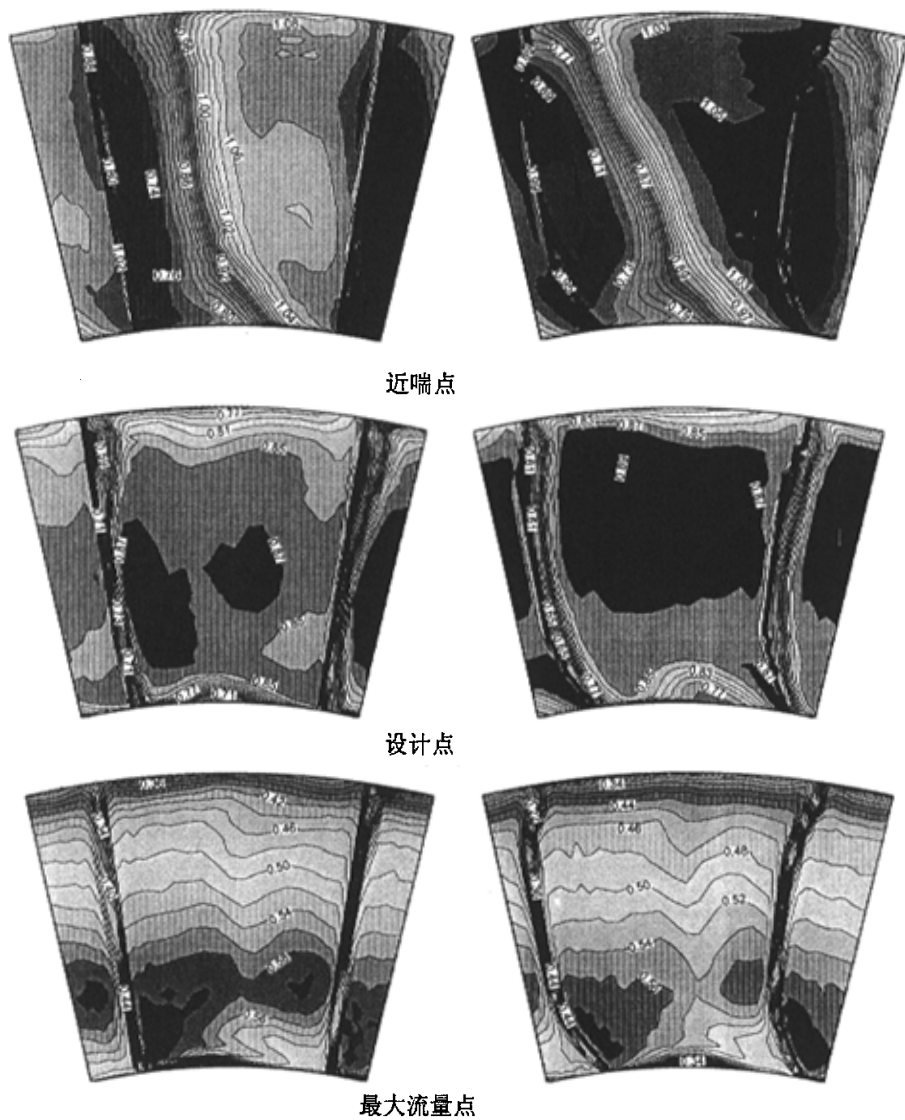


图 4-5 不同叶片型式的压气机第一级出口总压系数等值线

高压气机的抗喘振、分离的能力或具有承担较高负荷的特性。

设计点处（最高效率）总压系数分布表明，采用直静叶时，从叶片展向看



a) 直叶片 b) 弯叶片
图 4-6 不同叶片型式的压气机第二级出口总压系数等值线

的话，至少 70%流道（10%-80%叶高）范围内的流动近乎于无粘势流流动，即核心区域具有势流性质；从图中可以清晰的分辨出静叶尾迹，即横贯整个叶展的高损失区域。除此之外，顶部区域附近（80%-100%叶高）存在一个从吸力

面角区延展至压力面的、几乎横贯整个流道的高损失区域，是由于二次流动造成的低能流体积聚所产生，根部损失核心居于 10%叶高处流道的中央，来源于二次流动和根部间隙的泄漏流动形成的低能流体积聚。当采用正弯叶片时，叶片中部的负荷和气动损失有所增加，第一、二级静叶端部的低速区则由于端部负荷减轻而得到有效控制，尤其是顶部区域附近。图中可以明显看出，不但吸力面角区的流动分离有所减弱，而且采用直静叶时出现的几乎横贯整个流道的低能流体聚集现象得到极大缓解，这表明弯曲叶片在设计状态下也能够通过促使端部区域低能流体向叶片中径的迁移而显著降低端壁附近区域的损失。

从图中还可以发现，弯叶片应用导致的端部区域，尤其是上端部区域内低能流体的减少，使得流道中总压系数较高的主流区面积加大，且有向上部偏移的趋势。应该注意的是，设计工况下弯叶片根部中间区域的高损失区要明显大于比直叶片时的情况，这是由于叶片弯曲后导致根部负荷减小，降低了由压力面指向吸力面的压力梯度，横向二次流动减弱，轮毂处积聚的较多低能流体与叶片根部隙里存在的压力侧到吸力侧泄漏流动造成的低能流体在转子的旋转作用下形成了较高损失，这种情况可以通过减小根部弯曲角度或增加围带加以缓解。

图 4-7 给出了设计工况下压气机第二级出口部分气动参数的分布情况，从总压损失系数径向分布可以发现，在 0-8%叶高范围内的下端壁附近，由于叶片弯曲导致的低能流体向中径方向的迁移，使得压气机气动损失有所下降；而在 50%-100%叶高范围内，损失下降的更为剧烈。这是由于在压气机环型静叶栅流道内原本就存在着正的径向压力梯度，叶片的正弯曲设计在顶部区域进一步加强了这种正压力梯度，从而为低能流体的径向迁移提供了更大的推动力。因此，从上、下端区迁移而来的低能流体在下半叶高汇集，并导致了该区域损失数值的略有增加。根、中、顶不同叶高处总压系数周向分布情况表明压气级性能的改善主要体现在端部区域叶片吸力面附近以及高损失的尾迹区内扩压能力的提高，而中径处尾迹区的范围及损失则相应增加。从出口气流角和密流的径向分布可以看出，采用弯曲叶片的压气机流道通流能力在 10%-90%叶高范围

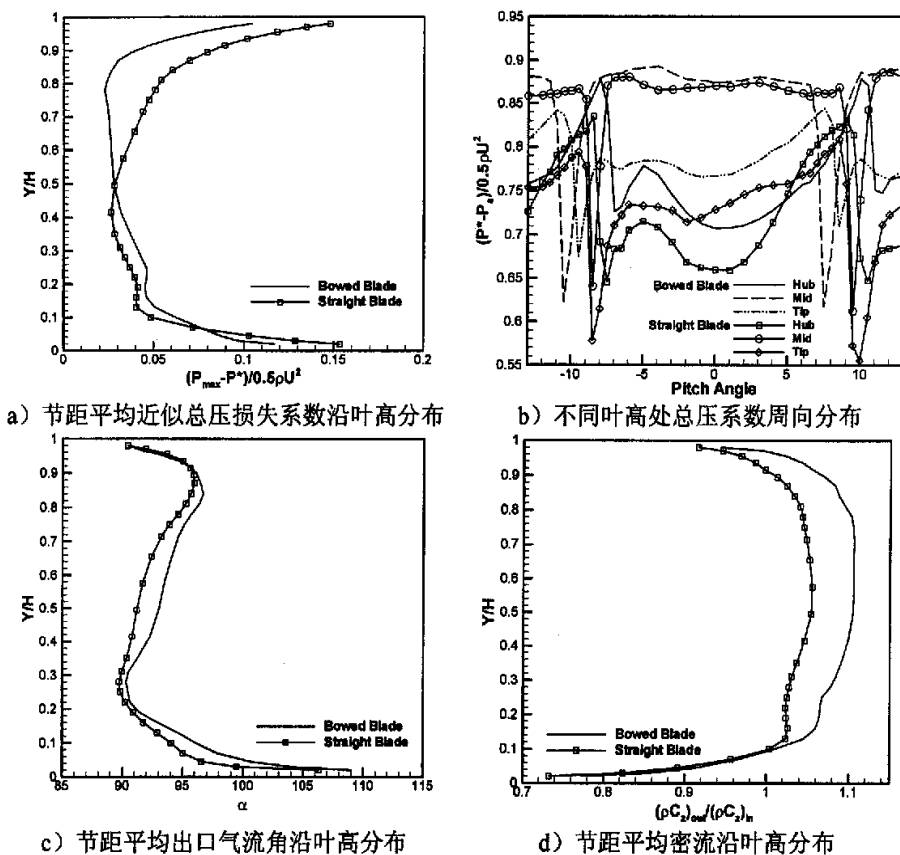


图 4-7 不同叶片型式的压气机设计工况下第二级出口气动参数分布

内明显增加，这主要应来源于流道内分离区的有效减小，同时由于通流能力的加强，弯曲叶栅内气流的折转能力则有所减弱，落后角加大，但是需要指出的是，由于叶片根部隙里存在压力侧到吸力侧的泄漏流动，而且根部端壁（实际上是轴的表面）的旋转，也加强了泄漏流动，这势必会削弱离心力产生的指向吸力侧压力梯度，从而减少气流的偏转程度，越靠近根部端壁，气流落后程度越显著，而且叶片弯曲对这种现象似乎并没有改善的能力。

4.4.2 采用直、弯静叶的压气机 Clocking 效应研究

多级叶轮机具有内在的非定常性，它涵盖了动静叶之间的非定常干扰。这些干扰被分为粘性干扰和无粘干扰两个方面。无粘干扰主要指的是势流干

扰, 它由动静叶间的相对移动导致的压力交变引起, 主要影响与其相邻的叶列。粘性干扰则较为复杂, 上游一列或者多列叶栅的尾迹脱落, 然后被输运到下游, 并与下游几列叶栅以及其它叶栅的尾迹相互干扰, 同时引起非定常效应。如果叶轮机械轴向间隙较大, 那么势流干扰的影响将可以被忽略, 而尾迹的干扰则成为叶片上非定常力产生的主要原因。多级环境中尾迹与叶列、尾迹与尾迹之间的干扰实际上就是上游流动的周向不均匀性在下游叶栅内的传播, 并显著的影响着下游叶栅的气动性能。近二十年来, 国内外学者发现调整下游同名叶栅的周向相对位置可以有效的控制周向不均匀来流对本列叶栅产生的影响, 这也被称为 Clocking 效应, 对流动的非定常性进行控制也是 Clocking 效应的目的之一。将这种叶列间干扰控制方式与叶片弯曲造型技术相结合, 综合二者的优势, 将是进一步提高压气机性能的一个极具潜力的技术途径。因此, 在深入研究应用弯曲叶片造型的多级压气机中复杂流场结构及其气动性能基础上, 探索 Clocking 效应控制叶列间干扰、降低叶栅气动损失的物理机制, 进一步完善尾迹/前缘干扰理论在多级、三维环境下的适用性是本研究领域的热点课题。

图 4-8 为不同 Clocking 位置处采用直、弯静叶的重复级压气机效率-流量系数和压升系数-流量系数的特性线分布情况, 其中角度值为第二列静叶相对于第一列静叶周向角度差。从图中可以看出, 不同叶片造型下, 在最大流量处不同 Clocking 位置处压气机效率最大差别约达到 2.0%, 在设计工况附近该差值为 0.5%-0.6%左右, 然后效率差值逐渐减小, 在近喘点工况处不同 Clocking 位置下效率几乎没有什么差别; 与此同时, 应用弯曲静叶的压气机压升系数特性线基本重合, 而直叶片时则略有区别。

对图中曲线的进一步分析可以得到两个结论, 其一是在设计点附近, 应用弯曲静叶的压气机对 Clocking 效应的敏感程度要比直叶片时的高, 具有强化 Clocking 效应的效果, 当同样采用弯曲叶片的下游叶栅中流动状况得以明显改善的前提下, 上游叶列中尾迹的干扰导致了整个下游流场呈现出相对较强的扰动强度和损失分布沿周向的不均化, 显著加强 Clocking 效应, 这表明采用弯叶片设计的压气机与 Clocking 效应的结合将是非常必要的; 其二是当压气机中流动的非定常性随工况变化逐渐增强时, 测量得到的非定常流动时均特性表明 Clocking 效应并没有带来压气机性能的特别变化, 这是由于此种条件下压气机中非定常流动的主体将是本列叶栅中的流动分离, 叶列间干扰与此相比不占据主要地位, 因此作为控制叶列间干扰手段的 Clocking 效应对压气机性能的影响变得较为微弱。当然, 也存在这样的可能性, 即当压气机流道中出现较为剧烈

的三维非定常分离时, Clocking 效应与机组性能的关联无法利用非定常流动时均特性测量分辨, 只有通过高精度、高频响的流场非定常测量或经过校核的全三维非定常计算才能确定。

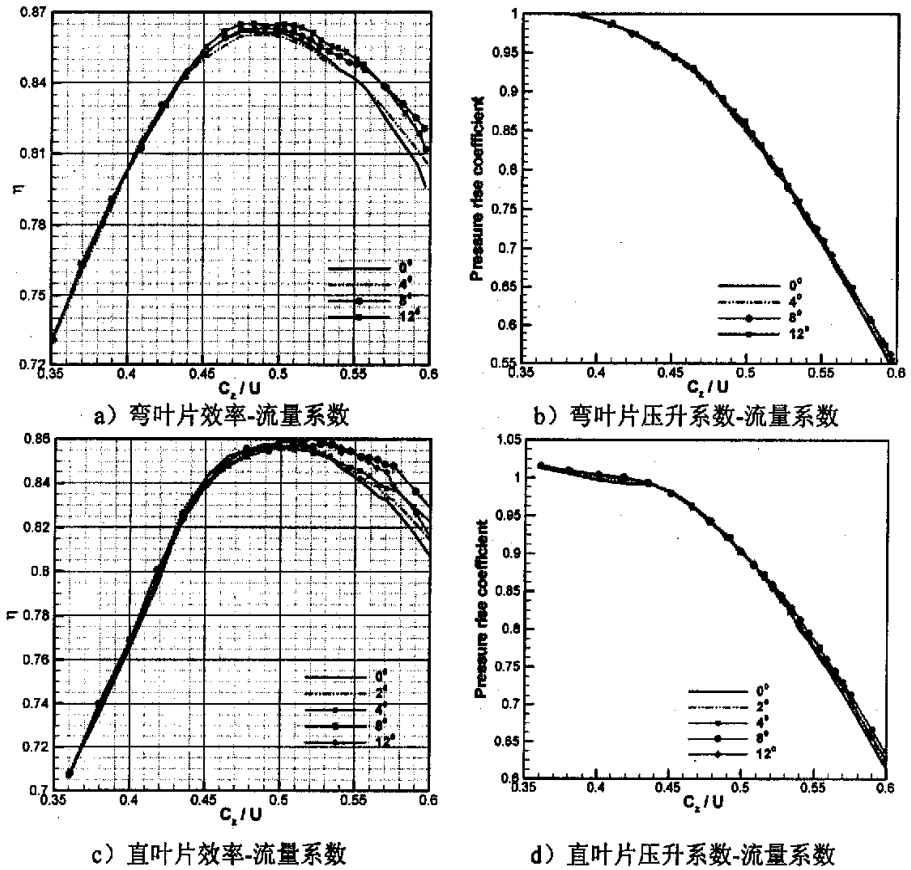


图 4-8 不同 Clocking 位置处采用直、弯叶片的压气机特性

图 4-9 给出了设计工况下采用直、弯叶片的压气机效率随 Clocking 位置的变化, 可以明显看出两列静叶周向相对位置不同时 Clocking 效应对压气机性能的影响。图中表明, 在整个叶距范围内, 随着两列静叶相对位置的变化, 压气机效率也在不断变化之中, 存在具有最低和最高压气机效率的 Clocking 位置, 即压气机内的非定常流动特性是一个不可忽略的因素。

表 4-1 设计工况下压气机不同

Clocking 位置处效率分布

Clocking 位置	弯曲静片效率	直静片效率	效率差值
0/18	0.8621	0.8539	0.82%
1/18	0.8616	0.8536	0.8%
2/18	0.8609	0.8538	0.71%
3/18	0.8602	0.8541	0.61%
4/18	0.8599	0.8544	0.55%
5/18	0.8601	0.8547	0.54%
6/18	0.8608	0.8552	0.56%
7/18	0.8619	0.8560	0.59%
8/18	0.8632	0.8569	0.63%
9/18	0.8644	0.8579	0.65%
10/18	0.8653	0.8587	0.66%
11/18	0.8658	0.8592	0.66%
12/18	0.8658	0.8592	0.66%
13/18	0.8653	0.8587	0.66%
14/18	0.8646	0.8580	0.66%
15/18	0.8640	0.8572	0.68%
16/18	0.8635	0.8564	0.71%
17/18	0.8635	0.8554	0.81%

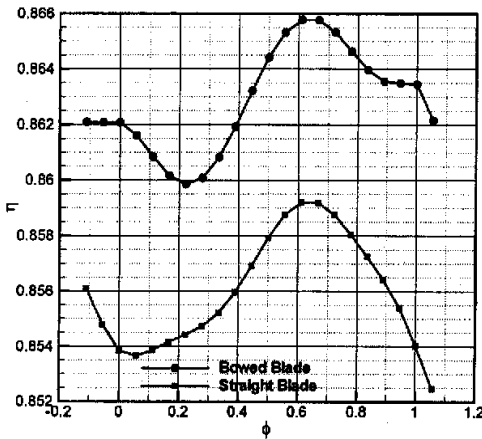


图 4-9 设计工况下压气机不同
Clocking 位置处效率分布

实验结果显示,采用弯叶片的压气机最低效率发生在 4° Clocking 位置处 (4/18 相对节距处),最高效率发生在 12° Clocking 位置处 (12/18 相对节距处),效率最大差值为 0.6%左右;直叶片时最低效率的 Clocking 位置相位有所提前,约为 1/18 相对节距处,而最高效率发生位置仍为 12/18 相对节距处,效率最大差值为也约为 0.6%。在两列静叶周向相对位置相同时,采用弯叶片的压气机效率比直叶片时的升高 0.82%-0.54%,如果考虑到 Clocking 效应对压气机性能的影响,效率最高可提高 1.22%,最低提高约为 0.07%。上述分析表明,在高性能压气机设计中,通过三维叶片弯曲造型控制角区内低能流体的径向分布,降低端壁附近区域的损失,进而达到提高压气机性能的目的是一个极为有效的方法,与此同时,同名叶列周向相对位置的安排也对机组的运行特性具有明显的影响,如果能够充分利用 Clocking 效应控制叶列间非定常干扰的能力,则压气机性能会得到进一步的提升,二者的优势结合是进一步提高压气机性能的一个极具潜力的技术途径。相反,如果忽略 Clocking 效应对压气机特性影响的话,极端情况下,叶片弯曲带来的性能改善就有可能被叶列间的非定常

干扰所抵消，甚至造成性能的下降，这有可能是国内外部分有关弯曲叶片在压气机中应用的研究成果中没有发现机组性能有明显改善的原因之一。

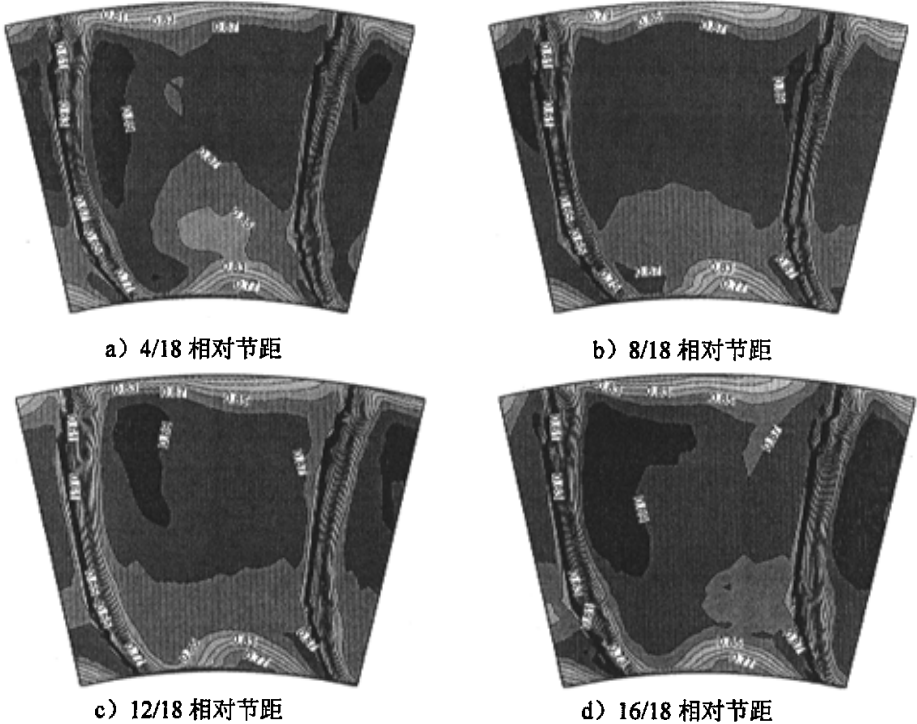


图 4-10 不同 Clocking 位置下采用弯曲叶片的压气机第二级出口总压系数等值线

下面主要从设计工况下采用直、弯叶片的压气机具体流场结构随 Clocking 位置变化分析 Clocking 效应控制多级环境中尾迹与叶列、尾迹与尾迹之间干扰的物理机制。图 4-10、图 4-11 给出了应用不同叶片造型的重复级压气机第二级出口总压系数等值线的分布情况，除了尾迹区和两端区存在着高损失区域外，还可以发现随着两列静叶 Clocking 位置的变化，通道中间区域的总压系数出现了较为明显的变化，存在着一个额外的损失区域，这表明上游叶列的低能尾迹在该区域有掺混现象，并导致总压损失增加。以图 4-10 为例，当 Clocking 位置为 4/18 相对节距时，在第二级出口流道中略偏向于吸力面一侧出现了明显的附加高损失区，尤其在上、下端壁处最为显著；当 Clocking 位置为 8/18 相对节距时，附加高损失区有所减弱，且有远离于吸力面侧的趋势；随着 Clocking 位置的继续变化，位于 12/18 相对节距时，流道中上、下端壁附近的额外高损失区基本消失，但叶片尾迹区加大了，即额外损失叠加到了叶型损失

当中；当 Clocking 位置为 8/18 相对节距时，附加高损失区出现在流道中略偏向于压力侧面。从不同 Clocking 位置下采用直叶片的压气机第二级出口总压系数等值线的分布也可得出类似的结论。

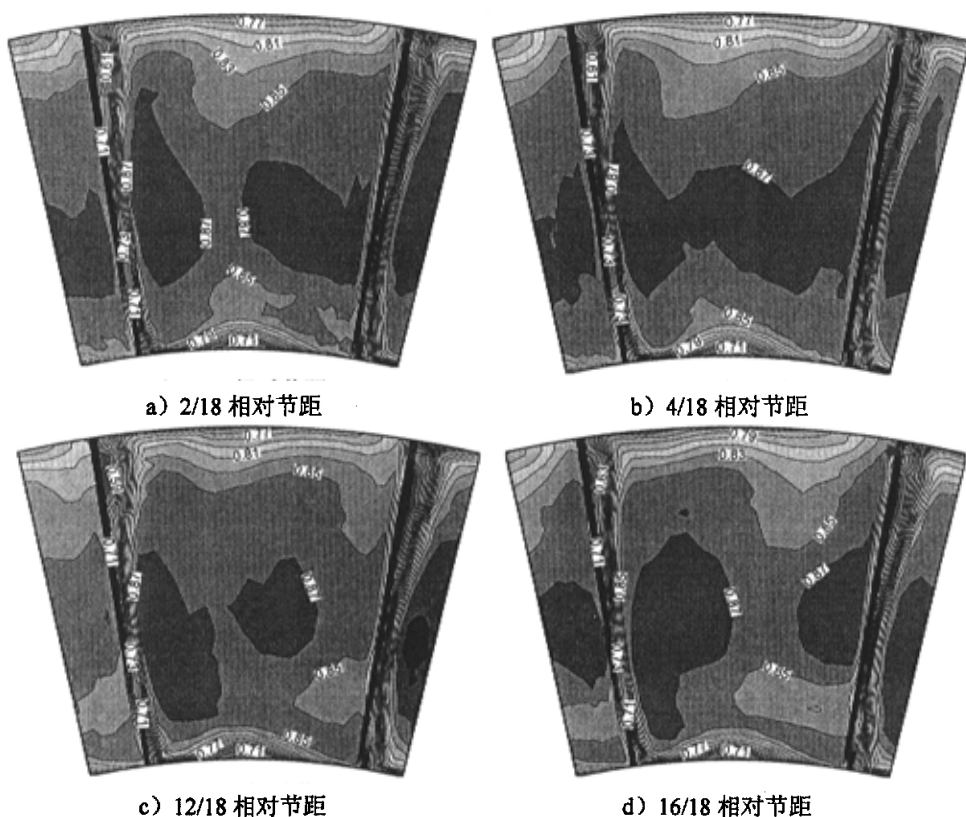


图 4-11 不同 Clocking 位置下采用直叶片的压气机第二级出口总压系数等值线

根据对上述流场结构的分析，笔者给出了不同 Clocking 角度下第一列静叶尾迹穿过下游动叶到达位置的示意图（见图 4-12），并应用尾迹/前缘干扰理论给出如下解释：

(1) 掺混损失的变化：当上游静叶尾迹被输运到下游叶列流道中央时，掺混效应明显，并增加了当地掺混损失，尤其在同样是低能流体聚集的端部区域附近体现强烈，因此恶化了主流区的流动；而当尾迹撞击到叶列前缘附近时，低能流体主要耗散到叶片表面的附面层里面，掺混效应变得不明显，对主流区

域的流体影响也不大。

(2)边界层摩擦力损失的变化：上游尾迹被输运到叶列流道中央时，与未被其扰动的主流流体共同进入到下游叶栅流道中时，形成了较大的速度梯度分布，速度梯度大小正比于剪切应力，因此边界层摩擦力损失将增加。

(3)叶型损失的变化：假定耗散系数为常数，那么叶型损失正比于 c^3 (c 为叶型表面等熵速度)。主流流体通过下游叶片表面时，叶型损失必然增加。

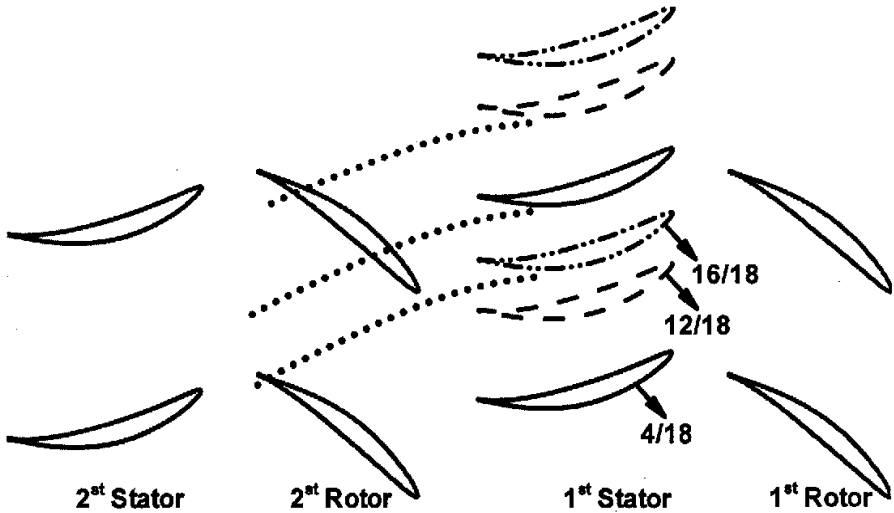


图 4-12 不同 Clocking 角度下第一列静叶尾迹穿过下游动叶到达位置示意图

图 4-13 给出了设计工况下不同轴向位置处压气机出口中径处总压系数随 Clocking 位置的变化趋势，图中曲线分布验证了图 4-13 所示的 Clocking 位置改变时上游尾迹对第二列静叶栅中流动的扰动情况。以应用弯叶片时的总压系数分布为例，当上游静叶位于最低效率的 Clocking 位置（4/18 相对节距）时，第二级静叶出口总压系数在流道中间略偏向吸力面侧出现了明显的“波谷”，这显然表征第一级静叶尾迹被输运到了下游叶列流道中央，造成了较大的尾迹掺混效应，气动损失增加，主流区流动恶化最为严重；随 Clocking 角度增加，以总压“波谷”为表征的上游尾迹逐渐向吸力面侧靠近（8/18 相对节距），并在 12/18 相对节距位置处撞击到第二级静叶前缘附近，低能流体主要耗散到叶片表面的附近，效率达到最高值，其特点就是第二级静叶的尾迹亏损明显加大，尾迹区变宽，但主流区中间总压保持了较高水平，上游 Clocking 角度继续变

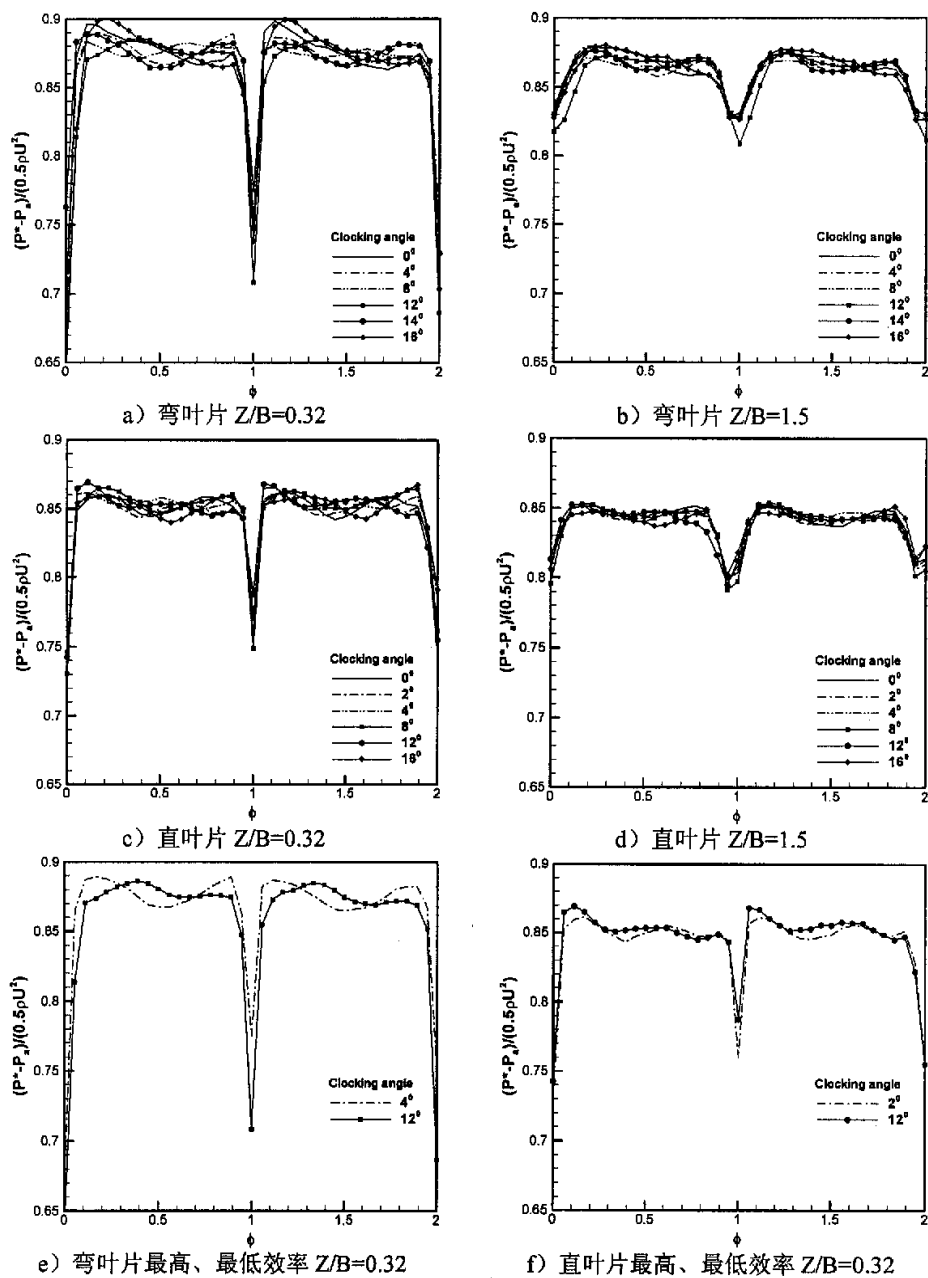


图 4-13 不同 Clocking 位置下压气机出口中径处总压系数随周向位置变化

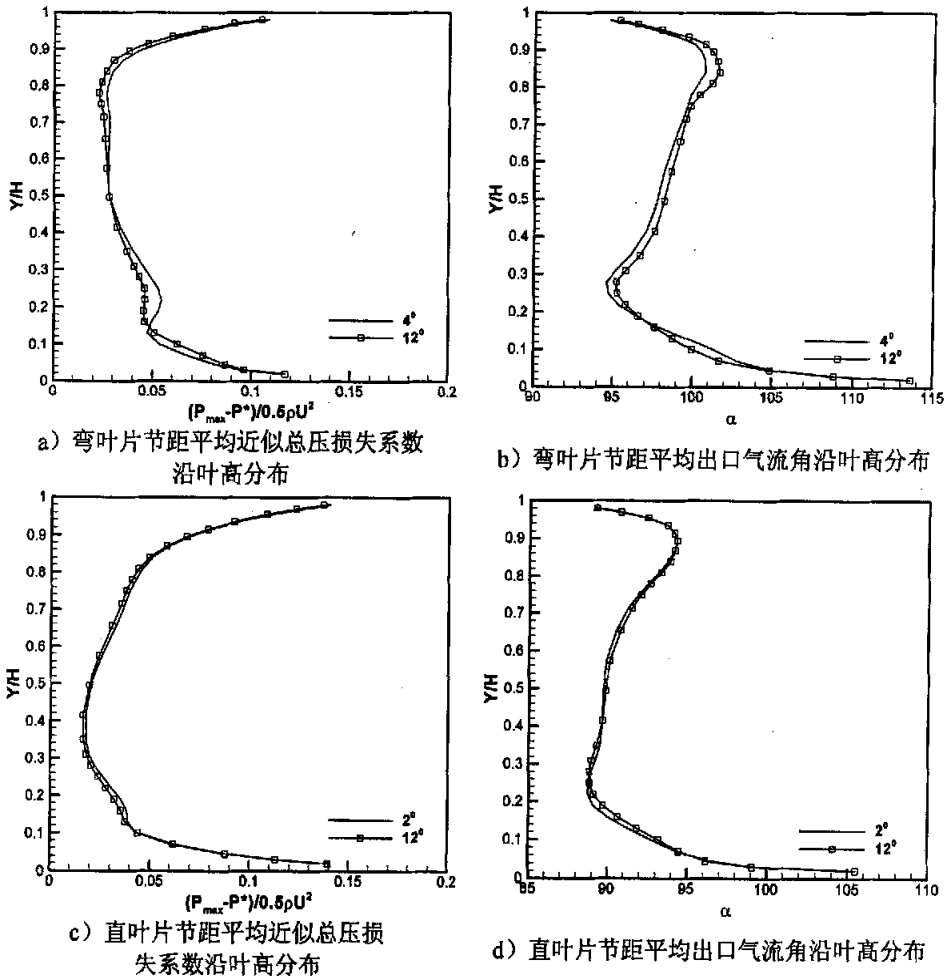


图 4-14 压气机设计点处第二级出口气动参数随 Clocking 位置变化

化，总压“波谷”重又出现，并开始向压力面侧靠近（14/18 和 16/18 相对节距）。此外，通过比较不同叶片造型时的总压系数变化幅度可以发现，应用弯曲静叶的压气机性能变化对 Clocking 效应的敏感程度的确要比直叶片时的高一些，其原因如上文所述，由于应用了弯曲叶片，下游叶栅中尾迹区和主流区内的流动均得以明显改善，上游叶列尾迹的干扰对这种根据设计工况优化后流型的影响要比应用直叶片时的情况大一些，因此采用弯曲叶片设计的压气机尤其应该注意叶列间非定常干扰对机组性能的影响，如果设计得当的话，将进一步

提升叶轮机械的总体指标。

图 4-14 为设计工况下最高、最低效率时压气机第二级出口部分气动参数的分布情况,从总压损失系数径向分布可以发现,正如前面分析的那样,当第一级静叶尾迹被输运到下游叶列流道中央时,上游尾迹与本列叶栅端部区域低能流体的掺混效应是导致气动损失增加、流动恶化的主要原因;而当上游尾迹撞击到第二级静叶前缘附近时,低能流体耗散在叶片表面附近,除中径处外总损失并没有明显的增加。

4.5 本章小结

本章系统的研究了三维叶片弯曲造型及 Clocking 效应在低速重复级压气机上的应用。在深入研究应用弯曲叶片造型的多级压气机中复杂流场结构及其气动性能基础上,探索了 Clocking 效应控制叶列间干扰、降低叶栅气动损失的物理机制,进一步完善了尾迹/前缘干扰理论在多级、三维环境下的适用性。在本项目研究条件下,得到了如下结论:

(1)近喘点工况下弯叶片顶部、根部处高损失区比直叶片时小,且顶部尤为明显,形成由根部向顶部逐渐向吸力面倾斜形式,承担扩压作用的主流区面积显著增加,提高了压气机抗喘振、分离的能力,设计工况下叶片端部低速区和吸力面角区流动分离由于弯叶片端部负荷减轻而减弱,横贯整个流道的上端壁处低能流体聚集现象得到极大缓解,主流区面积加大且略向上部偏移,压气机通流能力在 10%-90%叶高范围内明显增加,但轮毂处泄漏流动引起的损失并没有得到衰减;

(2)多数工况下,采用弯曲静叶的重复级压气机压比特性基本没有变化,而效率则比直静叶时明显提高,且随流量减小而趋势显著,设计工况下效率提高约为 0.7%,近喘振点处效率提高大于 3.5%,压比也有所提升;

(3)弯曲叶片通过有效控制端部负荷的径向迁移、减少吸力面角区流动分离达到显著降低端壁附近区域气动损失、增加流道中承担扩压作用主流区面积的目的,不但可明显提高压气机设计工况下的气动性能,而且对近喘振点处的小流量工作特性的改善更为显著;

(4)应用直、弯叶片的压气机效率均随两列静叶周向相对位置的不同而变化,最大流量工况时不同 Clocking 位置压气机效率最大差别约为 2.0%,设计点附近差值为 0.5%-0.6%左右,然后效率差值逐渐减小,近喘点处几乎没有重

合，压升系数特性线则基本重合；

(5)设计工况下，采用弯叶片压气机的最低、最高效率 Clocking 位置为 4/18、12/18 相对节距且差值为 0.59%，而直叶片时的 Clocking 位置则为 1/18、12/18 相对节距且差值为 0.56%；综合考虑弯曲叶片造型和 Clocking 效应的影响，压气机效率最高可提高 1.22%，最低提高仅为 0.07%；

(6)上游静叶尾迹被输运到下游叶列流道的不同周向位置并与该列叶栅中不同区域的低能流体掺混是导致压气机性能随 Clocking 位置不同而变化的主要原因。当第一级静叶尾迹被输运到了下游叶列流道中央时，尾迹掺混主要发生在主流区中且较为剧烈，气动损失增加明显，而当上游尾迹撞击到下游静叶前缘附近时，低能流体主要耗散在叶片表面附近，尽管尾迹亏损加大，尾迹区变宽，但主流区的总压保持了较高水平，效率达到最高值；

(7)由于应用弯曲叶片后的下游叶栅中尾迹区和主流区内的流动已经明显改善，上游叶列尾迹的干扰对优化后流型的影响要比应用直叶片时的情况大一些，即应用弯曲静叶的压气机对 Clocking 效应较为敏感，因此采用弯曲叶片设计的压气机尤其应该注意叶列间非定常干扰对机组性能的影响；

(8)在高性能压气机弯曲叶片设计中，如果能够充分利用 Clocking 效应控制叶列间非定常干扰的能力，压气机性能会得到进一步提升，二者的优势结合是进一步提高压气机性能的一个极具潜力的技术途径，如果忽略 Clocking 效应对压气机特性的影响，极端情况下，叶片弯曲带来的性能改善就有可能被叶列间的非定常干扰所抵消，甚至造成性能的下降。

结论

本论文系统的研究了应用电气设备的条件下, 提高实验精度的研究以及三维叶片弯曲造型及 Clocking 效应在低速重复级压气机上的应用。

从实验设备的选择、信号的检测与处理方面系统的研究了提高实验精度的一系列方法与步骤。

(1) 针对以往人工读取水柱值误差较大, 操作缓慢, 且精度不高, 使得实验时间延长的问题, 开发了一套适用于低速压气机实验台的自动检测系统。

(2) 在开发检测系统中, 对数据采集, 电机控制有一定研究。同时, 考虑成本以及实验要求, 选择了 Honeywell 公司的经济型压力传感器 40PC, 并对传感器进行校正。

(3) 通过自动检测系统采集的信号噪声较大, 讨论并设计了针对实验台特定条件下的信号的无限冲激响应数字滤波器 (IIR)。

在深入研究应用弯曲叶片造型的多级压气机中复杂流场结构及其气动性能基础上, 探索了 Clocking 效应控制叶列间干扰、降低叶栅气动损失的物理机制, 进一步完善了尾迹/前缘干扰理论在多级、三维环境下的适用性。在本项目研究条件下, 得到了如下结论:

(1) 近喘点工况下弯叶片顶部、根部处高损失区比直叶片时小, 且顶部尤为明显, 形成由根部向顶部逐渐向吸力面倾斜形式, 承担扩压作用的主流区面积显著增加, 提高了压气机抗喘振、分离的能力, 设计工况下叶片端部低速区和吸力面角区流动分离由于弯叶片端部负荷减轻而减弱, 横贯整个流道的上端壁处低能流体聚集现象得到极大缓解, 主流区面积加大且略向上部偏移, 压气机通流能力在 10%-90% 叶高范围内明显增加, 但轮毂处泄漏流动引起的损失并没有得到衰减;

(2) 多数工况下, 采用弯曲静叶的重复级压气机压比特性基本没有变化, 而效率则比直静叶时明显提高, 且随流量减小而趋势显著, 设计工况下效率提高约为 0.7%, 近喘振点处效率提高大于 3.5%, 压比也有所提升;

(3) 弯曲叶片通过有效控制端部负荷的径向迁移、减少吸力面角区流动分离达到显著降低端壁附近区域气动损失、增加流道中承担扩压作用主流区面积的目的, 不但可明显提高压气机设计工况下的气动性能, 而且对近喘振点处的小流量工作特性的改善更为显著;

(4) 应用直、弯叶片的压气机效率均随两列静叶周向相对位置的不同而变

化,最大流量工况时不同 Clocking 位置压气机效率最大差别约为 2.0%,设计点附近差值为 0.5%-0.6%左右,然后效率差值逐渐减小,近喘点处几乎没有重合,压升系数特性线则基本重合;

(5)设计工况下,采用弯叶片压气机的最低、最高效率 Clocking 位置为 4/18、12/18 相对节距且差值为 0.59%,而直叶片时的 Clocking 位置则为 1/18、12/18 相对节距且差值为 0.56%;综合考虑弯曲叶片造型和 Clocking 效应的影响,压气机效率最高可提高 1.22%,最低提高仅为 0.07%;

(6)上游静叶尾迹被输运到下游叶列流道的不同周向位置并与该列叶栅中不同区域的低能流体掺混是导致压气机性能随 Clocking 位置不同而变化的主要原因。当第一级静叶尾迹被输运到了下游叶列流道中央时,尾迹掺混主要发生在主流区中且较为剧烈,气动损失增加明显,而当上游尾迹撞击到下游静叶前缘附近时,低能流体主要耗散在叶片表面附近,尽管尾迹亏损加大,尾迹区变宽,但主流区的总压保持了较高水平,效率达到最高值;

(7)由于应用弯曲叶片后的下游叶栅中尾迹区和主流区内的流动已经明显改善,上游叶列尾迹的干扰对优化后流型的影响要比应用直叶片时的情况大一些,即应用弯曲静叶的压气机对 Clocking 效应较为敏感,因此采用弯曲叶片设计的压气机尤其应该注意叶列间非定常干扰对机组性能的影响;

(8)在高性能压气机弯曲叶片设计中,如果能够充分利用 Clocking 效应控制叶列间非定常干扰的能力,压气机性能会得到进一步提升,二者的优势结合是进一步提高压气机性能的一个极具潜力的技术途径,如果忽略 Clocking 效应对压气机特性的影响,极端情况下,叶片弯曲带来的性能改善就有可能被叶列间的非定常干扰所抵消,甚至造成性能的下降。

参考文献

- 1 T. H. Fransson. Preface in Proc Of 8th International Symp Of Unsteady Aerodynamics & Aeroelasticity of Turbo-machinery[R]. Stockholm, Sept.1997.
- 2 徐建中. 叶轮机械气动热力学的回顾与展望. 西安交通大学学报. 1999, 33(9): 1-4
- 3 邹正平, 徐力平. 双重时间步方法在非定常流场模拟中的应用. 航空学报. 2000, 21(4): 318-321
- 4 陈矛章. 风扇/压气机技术发展和对今后工作的建议. 航空动力学报. 2002, 17(1): 1-15
- 5 E. M. Greizer, C. S. Tan, D. C. Wisler, J. J. Adamczyk, A. J. Srazisr. Unsteady Flow in Turbomachines. AD-Vol.40, ASME CP Unsteady Flows in Aeropropulsion, 1994
- 6 G. J. Walker, A. R. Oliver. The Effect of Interaction Between Wakes From Blade Rows in an Axial Flow Compressor on the Noise Generated by Blade Interaction[R]. ASME Paper No.72-GT-15, 1972
- 7 Engel, K. Numerische Simulation der instationären Strömung in Turbomaschinenkomponenten. Dissertation Universität GH Essen, 1995, auch DLR-Forschungsbericht 97-19, 1997
- 8 D. J. Dorney, O. P. Sharma. A Study of Turbine Performance Increases Through Airfoil Clocking. AIAA 96-2816, 1996
- 9 F. W. Huber, P.D. Johnson, O.P. Sharma, J.B. Staubach, and S.W. Gaddis, Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 1- Experimental Investigation. ASME Journal of Turbomachinery, 1996. 118: p. 630-635
- 10 F. W. Huber, P.D. Johnson, O.P. Sharma, J.B. Staubach, and S.W. Gaddis, Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 2- Numerical Simulation. ASME Journal of Turbomachinery, 1996. 118: p. 636-642
- 11 V. E. Saren, N.M. Savin, D. J. Dorney, R. M. Zacharias. Experimental and Numerical Investigation of Unsteady Rotor-Stator Interaction on Axial Compressor stage (With IGV) performance[R]. Stockholm, Sweden: 8th International Symposium on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, September 14-18, 1997
- 12 D. J. Dorney, K. Gundy-Burlet, Hot-Streak Clocking Effects in a 1-1/2 Stage

- Turbine. ASME, 1995(Paper No. 95-GT-202)
- 13 S. T. Hsu, A. M. Wo. Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 13(2): 10-16
- 14 D. J. Dorney, O. P. Sharma, K. L. Gundy-Burlet. Physics of Airfoil Clocking of High-Speed Axial Compressor[R]. ASME Paper No. 98-GT-82
- 15 G. J. Walker, J. D. Hughes. Solomon Periodic Transition on an Axial Compressor Stator-Incidence and Clocking Effects Part-Experimental Data[R]. ASME Paper No. 98-GT-363, 1998
- 16 D.J. Dorney, D. J. Sondak. Full – Annulus Simulations of Air-foil Clocking in a 1-1/2 Stage Axial Compressor[R].ASME Paper No.99-GT-23,1999
- 17 W. S. Barankiewicz, M.D. Hathaway. Effects of Stator Index-ing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor[R]. Orlando, FL: ASME Paper No. 97-GT-496, June, 1997
- 18 侯安平, 周盛. 轴流式叶轮时序效应的机理探讨. 航空动力学报. 2003, 18(1): 197-202
- 19 杨海涛, 黄洪雁, 冯国泰, 苏杰先, 王仲奇. 平面扩压叶栅静叶相对位置改变对流动的影响. 工程热物理学报. 2003, 24(6): 951-953
- 20 O. P. Sharma, R. H. Ni, S. Tanrikut. Unsteady Flows in Turbines-Impact on Design Procedure. AGARD lecture series 195. 1994
- 21 F. Eulitz, K. Engel, H. Gebing. Numerical Investigation of the Clocking Effects in a Multistage Turbine. ASME Paper 96-GT-26. Birmingham, 1996
- 22 P. G. Cizmas, D. J. Dorney. Parallel Computation of Turbine Blade Clocking. AIAA Paper 98-3598. Cleveland, 1998
- 23 A. Arnone, M. Marconcini, R. Pacciani, C. Schipani, E. Spano. Numerical Investigation of Airfoil Clocking in a Three-Stage Low Pressure Turbine. ASME Paper 2001-GT-0303. New Orleans, 2001
- 24 D. J. Dorney, R. R. Croft, D. L. Sondak, U. E. Stang, C. Z. Twardochleb. Computational Study of Clocking an Embedded Stage in a 4-Stage Industrial Turbine. ASME Paper 2001-GT-0509. New Orleans, 2001.
- 25 A. Sandes, S. Fleeter. Vane Row Indexing for Passive Vibration Control of Axial Flow Turbomachines Rotors. AIAA Paper 95-2656. San Diego, 1995
- 26 F. Hummel. Wake-Wake Interactions and its Potential for Clocking in a Transonic High Pressure Turbine. ASME Paper 2001-GT-0302. New Orleans, 2001
- 27 M. Maroncini, R. Pacciani, Numerical Investigation of Wake-Shock Interactions and Clocking in a Transonic HP Turbine. ASME Paper GT-2003-

38401. Atlanta, 2003
- 28 D. J. Dorney, O. P. Sharma. A Study of Turbine Performance Increases Through Airfoil Clocking. AIAA Paper 96-2816. Lake Buena Vista, 1996
- 29 P. G. Cizmas, D. J. Dorney. The Influence of Clocking on Unsteady Forces of Compressor and Turbine Blades. ISABE 99-7231. Florence, 1999
- 30 U. Reinmöller, B. Stephan, S. Schmidt, R. Niehuis. Clocking Effects in a 1.5 Stage Axial Turbine - Steady and Unsteady Experimental Investigations Supported by Numerical Simulations. ASME Paper 2001-GT-0304. New Orleans, 2001
- 31 R. Gombert, W. Hohn. Unsteady Aerodynamical Blade Row Interaction in a New Multistage Research Turbine - Part 1: Experimental Investigation. ASME Paper 2001-GT-0306. New Orleans, 2001
- 32 D. B. M. Jouini, D. Little, E. Bancalari, M. Dunn, C. Haldeman, P. D. Johnson. Experimental Investigation of Airfoil Wake Clocking Impacts on Aerodynamic Performance in a Two Stage Turbine Test Rig. ASME Paper GT-2003-38872. Atlanta, 2003
- 33 G. J. Walker. Effect of Wake-Wake Interactions on the Generation of Noise in Axial-Flow Turbomachinery. Proceedings of the 1st International Symposium on Air Breathing Engines. Paper No. A73-14129. 1972
- 34 G. J. Walker, A. R. Oliver. The Effect of Interaction between Wakes from Blade Rows in an Axial flow Compressors on the Noise Generated by Blade Interaction. ASME Paper 72-GT-15, Cleveland, 1972
- 35 V. E. Saren. Some Ways of Reducing Unsteady Loads Due to Blade Row Hydrodynamic Interaction in Axial Flow Turbomachines. Second International Conference EAHE. Pilsen, Czech Republic, 1994: 160-165
- 36 V. E. Saren. Relative Position of Two Rows of an Axial Turbomachine and Effects on the Aerodynamics in a Row Placed Between Them. Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, Elsevier. 1995, (4): 421-425
- 37 V. E. Saren, N. M. Savin, D. J. Dorney, R. M. Zacharias. Experimental and Numerical Investigation of Unsteady Rotor-Stator Interaction on Axial Compressor Stage (with IGV) Performance. 8th International Symposium on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines. Stockholm, 1997
- 38 V. E. Saren, N. M. Savin, D. J. Dorney, D. L. Sondak. Experimental and Numerical Investigation of Airfoil Clocking and Inter-Blade-row Effects on Axial Compressor Stage Performance. AIAA 98-3413. 1998
- 39 S. T. Hsu, A. M. Wo. Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use

- of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking. ASME Paper 97-GT-86. Orlando, 1997
- 40 G. J. Walker, J. D. Hughes, I. Kohler, W. J. Solomon. The Influence of Wake-Wake Interactions on Loss Fluctuations of a Downstream Axial Compressor Blade Row. ASME Paper 97-GT-444. Orlando, 1997
- 41 K. L. Gundy-Burlet, D. J. Dorney. Physics of Airfoil Clocking in Axial Compressors. ASME Paper 97-GT-44. Orlando, 1997
- 42 K. L. Gundy-Burlet, D. J. Dorney. Investigation of Airfoil Clocking and Inter-Blade-Row Gaps in Axial Compressors. AIAA Paper 97-3008. Seattle, 1997
- 43 L. I. He, T. Chen. Analysis of Rotor-Rotor and Stator-Stator Interferences in Multi-Stage Turbomachines. ASME Paper 2002-GT-30355. Amsterdam, 2002
- 44 G. A. Fillipov, Wang Zhongqi. The Effect of Flow Twisting on the Characteristics of Guide Rows. Teploenergetika. 1964, 5: 24~28
- 45 Wang Zhongqi, Lai Shengkai, Xu Wenyuan. Aerodynamics Calculation of Turbine Stator Cascades with Curvilinear Leaned Blades and Some Experimental Results. Symposium Paper of 5-th ISABE, India, 1981
- 46 Han Wanjin, Wang Zhongqi. Relationships Between Static Pressure Distribution on Walls and Secondary Flow Losses in Rectangular Turbine Stator Cascades with Leaned and Curvilinear Blade at Different Incidences. INTERFLUID 1st International Congress on Fluid Handling Systems. Germany, 1990
- 47 王仲奇, 苏杰先, 钟兢军. 弯曲叶片栅内减少能量损失机理研究的新进展. 工程热物理学报. 1994,15(2): 147~152
- 48 蒋洪德. 美国航空发动机和计算流体力学发展情况介绍. 工程热物理能源利用学科, 气动热力学发展战略研讨会专题报告汇编. 北京, 1989: 29~36
- 49 K. Kobayashi, M. Honjo, H. Tashiro, T. Nagayama. Verification of Flow Pattern for Three-Dimensional-Designed Blades. ImechE 1991, C425/015
- 50 苏杰先, 冯国泰, 闻洁, 王仲奇. 弯曲叶片在压气机中的应用. 工程热物理学报. 1990,11(4): 404~407
- 51 A. Duden, I. Raab L. Fottner. Controlling the Secondary Flow in a Turbine Cascade by 3D Airfoil Design and Endwall Controlling. ASME Paper 98-GT-72. Stockholm, 1998
- 52 H. D. Weingold, et al. Reduction of Compressor Stator Endwall Losses through the Use of Bowed Stators. ASME Paper 95-GT-380. Houston, 1995
- 53 钟兢军. 弯曲叶片控制扩压叶栅二次流动的实验研究. 哈尔滨工业大学工学博士学位论文. 1995
- 54 F. A. E. Breugelmans, et al. Influence of Dihedral on the Secondary Flow in a Two-Dimensional Compressor Cascade. ASME Journal of Engineering for Gas

- Turbine and Power. 1984, 106(3): 578~584
- 55 肖柳. 系列化发展的 PW4084 型发动机. 国际航空. 1992 (6): 21~23
- 56 横跨三大洲的国际合作计划—V2500 涡扇发动机. 国外航空技术. 1986(1): 23~29
- 57 H. Tubbs, A. Rea. Aerodynamic Development of the High Pressure Compressor for the IAE V2500 Aeroengine. ImechE C425/023, 1991
- 58 王松涛, 王仲奇, 冯国泰, 孙玺淼. 非定常条件下叶片弯曲对流场参数的影响. 航空动力学报. 2002, 17(3): 314-318

攻读学位期间发表的学术论文

- 1 陈浮, 顾忠华, 谢海义, 王仲奇. 弯曲静叶时序效应对压气机性能的影响.
中国工程热物理学会热机气动热力学 2005 年学术会议. 2005

哈尔滨工业大学硕士学位论文原创性声明

本人郑重声明：此处所提交的硕士学位论文《采用弯叶片的重复级轴流压气机时序效应实验研》，是本人在导师指导下，在哈尔滨工业大学攻读硕士学位期间独立进行研究工作所取得的成果。据本人所知，论文中除已注明部分外不包含他人已发表或撰写过的研究成果。对本文的研究工作做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式注明。本声明的法律结果将完全由本人承担。

作者签字 谢海义

日期：2005年7月1日

哈尔滨工业大学硕士学位论文使用授权书

《采用弯叶片的重复级轴流压气机时序效应实验研》系本人在哈尔滨工业大学攻读硕士学位期间在导师指导下完成的硕士学位论文。本论文的研究成果归哈尔滨工业大学所有，本论文的研究内容不得以其它单位的名义发表。本人完全了解哈尔滨工业大学关于保存、使用学位论文的规定，同意学校保留并向有关部门送交论文的复印件和电子版本，允许论文被查阅和借阅。本人授权哈尔滨工业大学，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文，可以公布论文的全部或部分内容。

保密口，在 年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名：谢海义

日期：2005年7月1日

导师签名：宋彦萍

日期：2005年7月1日

致谢

本文是在宋彦萍副教授和陈浮教授、顾忠华老师的悉心指导下完成的。衷心地感谢宋彦萍副教授以及陈浮教授、顾忠华老师的培养和指导。三位老师严谨的学风、渊博的知识、科学的思维方法和孜孜不倦的治学精神给我留下了深刻的印象。

感谢陆华伟、刘军和杨俊同学在课题完成期间给予的极大帮助，提出很多建设性的意见，在此表达作者深深的感谢。

感谢实验室的同学们，祝同学们以后学业、事业都发达，生活更加多姿多彩。