

Turbocharging and Turbochargers

第三屆國際增壓器和增壓技術 會議論文集

《柴油機》編輯部

1987

鸣 谢

本文集得以翻译出版,供广大柴油机同行阅读参考,多蒙下列单位大力赞助,特致鸣谢!

《柴油机》编辑部

1987年

黎明发动机制造公司增压器厂

该厂成立于1980年,1985年按军民结合、技术改造要求加以扩建,生产550马力以下的车用、电站用、船用小型径流增压器。该厂通过与院所协作,使产品性能和可靠性得到不断提高。该厂还为用户提供配机服务。

产品系列如下:

型号	空气流量 (kg/s)	压比	配机功率 (PS)
J65	0.05~0.25	2.9	60~170
J70	0.1~0.3	3.0	80~200
J80	0.13~0.4	3.2	200~300
J110	0.17~0.5	3.2	220~400
J120	0.20~0.53		
J130	0.25~0.6		

厂址 沈阳市大东

电话 445921×37

电报 4104

上海服务站: 上海

机组

电话 530009×57

电报 5585

上海柴油机厂

该厂是设计、制造及柴油发电机组的专业厂,有135、180两个系列100多种机型,广泛用作工程机械、船舶、油田发电机组和农业机械的

厂址 上海市军工路

电话 483506

无锡动力机厂

该厂有60余年生产历史,技术力量雄厚,工艺先进,测试设备完善。产品有:

涡轮增压器:可匹配70~6000马力的柴油机,产量居全国之首。型号有65J、80J、95J、102J、110J、200J、35ZP、261P、320P、H₁A、H₂A、H₁B、H₂B等,其中261P荣获国家产品质量金质奖。

柴油机:主导产品12V135是目前柴油机发电机组、船用主机的主要机型,也适用于工程机械的配套,其功率为240~420马力,转速为1500r/min。

柴油发电机组:有40~250kW多种规格,适用于油田和各种工程建设的合用,能在10秒钟内起动,广泛应用于铁路、宾馆、医院的理

市南长街720号

电报 6131

专业厂,主要生产640~190系列柴油发电机组,190~700kW普通及应急柴油发电机组,32个品种。

1982年荣获国家质量奖,1984年获石油部质量奖,1985年荣获国家全

“用户第一”的方针,为用户提供优质服务。设有190产品

经销服务部, 为用户提供配件, 代用户安装调试、承担大修业务, 培训操作、修理人员, 进行现场技术服务和技术咨询。

厂址 山东省济南市文化西路3号

电话 45971 电报 2085

福建机器厂

该厂制造发展柴油机有30余年的历史, 产品质量稳定, 性能可靠, 销售全国各地并出口东南亚各国。产品有:

1. E135CB型船用柴油机: 转速750r/min, 功率50、100、150马力; 转速1000r/min, 135、200马力, 适用于船舶, 发电机组及其他动力;

2. 55, 75, 100, 125kW柴油发电机组;

3. 全自动真空封罐机组: CT4B15六头顶封机, CT4B15真空三头封罐机

厂址 福州市帮洲新村一里31号

电话 59910 电报 4121

江津增压器厂

该厂设备齐全, 针对引进专利产品作了设备改造, 产品质量优良, 通过船检和瑞士BBC公司认可。产品有:

VTR 0系列及1系列, 通过船检认可

VTR 454试制成功高效非水冷型

VTR 304, 354

VTC 254

RR 153

该厂还为用户提供优质维修服务

厂址 四川江津200信箱

电话 德感转 电报 江津 6982

凤城汽车增压器厂

该厂是生产汽车增压器的专业厂, 性能稳定, 结构可靠, 产品有: GJ70, GJ75, GJ80, GJ95, GJ120, GJ130, T-46, ST-60, 10ZJ等。

厂址 辽宁奉城

常州兰翔机械厂(常州发动机总厂)

该厂系军工厂设备先进齐全, 现转向为民品服务, 承接精铸、锻、保护气体焊、机加工、电加工等特种工艺。现该厂有民用产品20GP增压器, 而且还正在扩大民品生产范围, 欢迎洽谈各种业务。

厂址 常州龙虎塘

电话 32095, 32097 电报 常州 5048

新中动力机厂

该厂生产增压器已有30余年历史, 已生产各种型号的增压器12种, 累计近4000台, 匹配柴油机面广, 功率范围为400~1600马力, 产品有:

1. 由瑞士BBC公司引进专利生产的增压器VTR501, VTR631, VTR454-11, VTR454-32, VTR564-32, RR153(径流式);

2. 由西德M.A.N公司引进专利生产的径流式增压器NR15, NR20;

3. 由西德M.A.N-B&W引进专利生产的柴油机及柴油-煤气机L+V20/27;

4. 由本厂自行设计生产的TZ系列增压器: TZ25, TZ25B, TZ251C, TZ251Z, TZ252, TZ252Z。

厂址 上海市共和新路2801号

电话 651100/114, 653032 电报 2503

潍坊柴油机厂

该厂已有30余年的历史, 主要产品有:

1. 6160A型柴油机, 功率135~250马力;

2. 6200Z柴油机, 功率450~600马力, 可作发电; 船用、排灌, 农业机械动力;

3. 另有HC250型油压倒顺齿轮箱; 12GJ增压器; 61212A、61415型射油泵; 7200、5400型喷油嘴。还承接柴油机安装、调试、培训操作维修人员、技术咨询、配件供应等。

产品注册商标: 同心牌

厂址 山东省潍坊市民主街16号

电话 4951 电报 2894

前 言

由英国机械工程师学会主持的“第三届涡轮增压器和涡轮增压技术”国际会议于1986年5月6日至8日在伦敦召开。有25个国家、228名代表参加，会议共发表论文35篇，其中一篇来自中国。“涡轮增压器和涡轮增压技术”国际会议每四年召开一次。这次会议主要讨论了1982年第二届会议以来，在涡轮增压方面新的研究成果和发展动向。本译文集包含了这届会议的全部论文。

论文内容较多地涉及到中小功率涡轮增压柴油机性能及径流涡轮增压器，这与近年来车用柴油机不断提高平均有效压力及性能等、特别是提高低工况性能及瞬态特性有关。从涡轮增压器的涡轮方面，涉及到可变几何涡轮的有8篇论文，包括可变几何涡轮的结构设计、控制系统及配合运转特性等。这是解决车用低速大扭矩及瞬态特性的一种很有吸引力的方法，各国都在研究开发。还有为改善车用发动机瞬态特性的陶瓷涡轮转子的研究成果及使用直径小、重量轻、流量大的涡轮转子的气动分析，并对双进口无叶径流涡轮的研究成果等作了介绍。与提高涡轮性能相对应，对提高压气机性能、使具有更宽广的流量范围等作了介绍，如关于压气机可变蜗壳的试验研究，为改善性能测定无叶扩压器中流动特性的研究，以及提高压气机叶轮强度的理论计算与试验研究等。在有些论文中也介绍了新型的涡轮增压器。在增压技术方面，介绍了各种增压系统近期的研究成果，如大功率柴油机中使用动力涡轮的复合增压系统、带有谐振进气的复合涡轮增压、在进气管上装有空气控制装置的气波增压器、采用两个不同尺寸的涡轮增压器和一个脉冲转换器的相继增压系统，以及涡轮增压器与排量式膨胀器相结合的复合增压系统，以改善车用发动机的性能等。总的来说，在内容上是非常丰富的。

本译文集的译校与出版工作是由上海交通大学动力工程系与《柴油机》编辑部共同组织有关工程技术人员译校、并由《柴油机》编辑部承担编辑出版工作。由于时间比较仓促，故在译校过程中，难免会存在错误，敬请读者批评指正。

中国造船学会轮机学术委员会主任委员
上海市内燃机学会副理事长 顾宏中
上海交通大学动力工程系主任、教授

1987年5月

目次

车用发动机涡轮增压的回顾与展望(C115/86)	(1)
涡轮增压器改型压气机蜗壳中的流体动力试验研究(C100/86)	(5)
蜗壳前无叶扩压器中的流动评价(C102/86)	(12)
重载柴油机用涡轮增压器有叶扩压器压气机的发展(C108/86)	(17)
离心式压气机的未来性能设计可能性和目标(C101/86)	(25)
用激光测速仪测量涡轮增压器压气机内流动(C95/86)	(45)
汽车用增压器高比转速小型径流向心涡轮的发展(C122/86)	(51)
带无叶扩压器的增压器的涡轮特性(C110/86)	(57)
陶瓷转子涡轮增压器的研究(C106/86)	(67)
论涡轮增压器离心式压气机叶轮的强度(C120/86)	(71)
涡轮增压器的效率及其他参数对低速二冲程发动机性能的影响(C117/86)	(76)
涡轮复合式柴油机的新发展(C123/86)	(82)
高速柴油机用 RR151 涡轮增压器的经验(C99/86)	(90)
MET-ST 增压器研制(C114/86)	(96)
带正排量式膨胀机的车用柴油机(C96/86)	(101)
不同的废气涡轮增压方式在 Porsche 发动机上的比较(C112/86)	(106)
更替 2.0 升自吸式的 1.3 升涡轮增压汽油机的驾驶性能、油耗及排放(C118/86)	(112)
客车用高过渡性能涡轮增压器的最新发展(C107/86)	(124)
可变几何涡轮和气波增压器的进展(C109/86)	(132)
客车柴油机的全自动调节气波增压器(C124/86)	(143)
对一台商用柴油用可变几何涡轮增压器的评价(C104/86)	(149)
可变几何涡轮增压器的发展情况(C111/86)	(157)
采用可变几何涡轮增压器的高功率车用柴油机的性能(C103/86)	(163)
装有可变几何涡轮增压器的高平均有效压力的柴油机(C119/86)	(171)
可变几何涡轮增压在稳态条件下的优化与控制(C97/86)	(178)
可变几何涡轮增压是过渡工况下的控制(C98/86)	(185)
可变几何涡轮增压器的现场试验(C121/86)	(192)
采用不同规格增压器脉冲转换器的开关增压高功率载重车用柴油性能优化的一些特点(C105/86)	(200)
大功率柴油机水冷式空气冷却器(C116/86)	(208)
车用柴油机紧凑排气管的详细研究(C113/86)	(215)
用计算机模拟来预测低排热的复合涡轮柴油机的工作特性	(224)
大型涡轮增压器涡轮叶片振动激振	(233)
大型涡轮增压器涡轮叶片的气动设计	(244)
1.3 升高性能汽油机用 VW-G 型增压器的发展	(252)
谐振进气系统模拟和结构参数分析	(260)

车用发动机涡轮增压器的回顾与展望

[美] H.Egli*

1 引言

约在 1950 年,用于交通车辆、建材或泥土运输、农业设备的发动机的增压,和应用于工业、船舶、航空上的小型发动机的增压,已有了良好的开端。

那时,船舶、工业和机车的大型发动机的增压,首先是由于比功率的增加以及其次对油耗的改善,早已较为完善。这些大型发动机涡轮增压器的设计特点为:

- a. 离心式压气机;
- b. 带有单进口或多进口进气壳的轴流涡轮;
- c. 水冷的受热部件;
- d. 绝大部分为支持两个叶轮的外置式轴承布置;
- e. 大部分自身带有润滑系统;
- f. 滚动轴承或平轴承。

涡轮增压器的系列复盖各种柴油机的需要,从大约 600kW 直至最大的船用柴油机。这些涡轮增压器由发动机制造公司和很少数产量较小的独立制造厂进行研制和生产。

1950 年左右,一些车辆制造者预见到更高功率发动机的需求,并得出了一个重要的结论:增压是达到这个目的的一种手段。他们所生产的发动机中,有一部分是用机械驱动的罗茨鼓风机进行增压。他们在涡轮机械方面的经验,就大多数情况而论,仅局限于水泵和液力传动领域。对现有机型和能源的评价,促使他们为开发和制造更适合于车辆市场的新机型设计寻找新能源。

下面,将首先回顾一下用于商业柴油机市场的车用涡轮增压器的设计;然后,谈谈在客车上的应用;最后,展望未来。

2 商用车辆发动机的涡轮增压器设计

早期,开发车用涡轮增压器的主要目的是增加比功率,降低油耗。一些作开拓工作的发动机公司和一些先驱者,在涡轮增压器方面进行了密切而又非常有利的合作,交流他们的才能,非常快地完成了以下的设计思想:

- a. 双悬臂叶轮的轴承布置,轴承和密封装置都装在一个中间壳体内;
- b. 压气机和涡轮的叶轮均为径流式;
- c. 平轴承,由发动机的滑油系统作压力润滑;
- d. 无水冷。

这些设计思想为涡轮增压器达到外形尺寸小、重量轻、成本低的目标提供了保证,并使增压器所必需具备的空气动力学性能、机械强度、寿命和可靠性具有更大的发展潜力。

这些早期的设计准则看来已成为良好的决策。因为 30 年后的今天,这些准则仍然在使用。其他陆续出现的一些准则,虽然也曾得到不同程度的运用,但如今已不用了,或是从未达到能用于生产的水平。

按上述这种设计思想的模式,车用涡轮增压器发展成一种非常简单的,但却是制造商们经历激烈竞争后的高级产品,也是代表着一门学科的先进技术的高级产品。这些成效与其说是努力多年取得的某些突破性进展,还不如说是许多具体先进技术的叠加。

2.1 径流向心式涡轮

虽然 1950 年以前的一段很长的时间内,径

*Garratt Automofioe Products Companies
California, USA

流机械已用于泵、压气机和水轮机，但是令人惊奇的是，用于可压缩流体的径流涡轮一直停留在无人照管的状态，直至 40 年代末，被引用到小型的燃气轮机上时，才真正显示出它们的能力。上述技术是车用涡轮增压器取得成功的关键。这是由于它们的坚固耐用且能保持高效率，也因为它们的叶轮能用失蜡浇注法作较经济的单体铸造生产。单体设计可避免主要应力集中，而且可使用变形很小的高温铸造合金。这就是那几天我所听说的：一个好的涡轮增压器的涡轮必须具备能使活塞环或活塞环槽脊的碎片顺利通过的能力。

涡轮工作轮的早期设计完全是半开式的。它们逐渐被淘汰而演变成为开式的、或是星形的，这能降低工作轮的瞬态热应力和惯性矩。

将涡轮工作轮连结到轴上去的摩擦焊已成为一种几乎是普遍使用的方法。它取代了早期使用的机械的、烧焊的、或电子束焊的连接。

涡轮喷嘴 早期传统的叶片式喷嘴大部分被无叶蜗壳所逐渐取代。后者在高比转速时对效率的降低不大。其结果导致蜗壳直径小、重量轻，并削减了有叶喷嘴环的费用。无叶蜗壳设计改变了对工作轮叶片的激振频率，提高了激振强度。它要求叶片有更好的刚度，特别是对高比转速的工作轮。

分管式排气系统 早期的涡轮增压车用发动机的排气系统是不分管的，因而涡轮进气壳也是单管的。分管式排气系统的优点是：形成有利于气缸内废气和空气交换的脉动间隔；以及脉动能量的转换和在涡轮中的利用，提高了发动机低速时的增压压力并改善了涡轮增压器的加速性。这些优点对发动机的设计者来说，是显而易见的。为此，进气壳也必须做成分管式的。通常应用在大型轴流涡轮增压器上，进气壳的分管首先是做成多扇块的（按 Bachi），然而，对于径流涡轮，沿子午面分隔成二个独立的 360° 的进气壳更为有效。至少对于四缸和六缸的发动机，这种分管方式已成为工业标准设计。

涡轮控制 早期的涡轮增压器和发动机性能的匹配研究揭示了，要在高速时避免产生太高的增压压力和过高的爆发压力，得到所希望的车用发动机的扭矩-速度特性是困难的。这是涡轮的流动特性相对于容积排量式发动机的流动特性并不理想所导致的必然结果。为解决这种内在的不协调，早期曾采用了众所周知的（用在水轮机上）可旋转喷嘴叶片，但没有成功。而在此之前，没有其他良策。在涡轮增压器方面，尚有一些相当重要的问题需要首先给予解决。在诸如航空发动机和天然气发动机等的某些应用中，对涡轮的控制有一定的要求。热效率较低、但机械上很简单的涡轮旁通阀或废气旁通已成为能得到可变的涡轮通流特性的公认的解决方法。

不采用涡轮旁通而能达到同样效果的许多其他方法已发明出来，但未必能为商用车辆带来足够的利益。同样，想用控制压气机的方法来得到类似的效果，是注定要失败的。因为它们未触及到问题的本质。

通常，车辆、发动机和涡轮增压器的工程师们已学会了对这种情况的处理。学会了在发动机低速时，选择最佳的涡轮增压器特性，使损失降到最小；在发动机高速时，采用减小涡轮增压器效率的方法。只是在最近，废气旁通也被引用到一些卡车上。

2.2 压气机

早期的车用涡轮增压器压气机叶轮为后弯式叶片。这种叶轮具有较宽的运行范围，且效率高，但轮缘速度受到限制。当发动机制造者力求取得较高的增压压力时，后弯叶片就被应力较低的 90° 叶片所代替。

橡胶-石膏模铝叶轮铸造工艺的引用和开发是发展涡轮增压器的重大贡献之一。用此方法，得到了低成本、高精度、具有良好的铸造型面（包括进口缘）的叶轮。材料和技术的发展，连同有限元应力分析技术，在一定程度上，使得重新引用后弯叶轮的设计成为可能。但是，尽管已取得进展，铸铝压气机叶轮的轮

盘、轮毂的疲劳强度仍然是最高增压压力下承受周期性负荷的一个限制因素。

扩压器 除了某些特殊场合下使用有叶扩压器以外, 主要使用与压气机蜗壳相连的无叶扩压器。因为它的流量范围较宽, 而且可以降低高频气动噪声。

性能 由于受燃气轮机工业促进而出现的先进计算机模块的开发大大改善了气动性能。用于硬件开发的新颖的能节省时间和成本的数控加工方法也为迅速地用实验方法评价气动和应力设计方案作出了贡献。

2.3 轴承和转子动力

虽然滚动轴承已成功地在小型燃气轮机上, 但它们的成本还没有竞争能力, 而且在车用涡轮增压器工作的环境条件下, 寿命和可靠性也不够。采用发动机滑油进行压力润滑平面轴承已成为典型的方法。大多数平轴承设计成为具有双油膜的浮动或半浮动的轴瓦。许多构思聪明的方法, 其中有许多还仅仅是试验性的, 它们与发动机的润滑油系统结合, 组成了具有令人满意的寿命、可靠性和工作特性的、完善的轴承和润滑油系统。

它们的高承载能力可省去传统上使用的转子总装平衡工序。从而大大简化了工厂和维修站的涡轮增压器装配。它能使涡轮增压器的机体尺寸减小到能适用于较小的车辆发动机, 并能达到目前平衡设备业的技术水准所能做到的平衡精度以内。

不论如何, 回到机组来分析, 依然可得出这样的结论: 取得进一步的发展是有可能的。

2.4 发动机瞬态扭矩响应

涡轮增压器有一种很好的特征, 那就是: 在某种程度上, 不需要任何控制即能达到自调节。在稳态部分负荷平均有效压力时, 它不会像发动机传动式增压器那样, 让发动机过高地增压。作为这种特征的后果, 必然是在发动机低速时出现明显的“涡轮滞后”。发动机的额定功率越大, “涡轮滞后”的现象就越严重。人们寻求各种途径力求减弱这种影响。

减小涡轮增压器转子的惯性矩, 或更确切地说, 减小转动动能, 可以由利用高比转速的设计来实现(小直径的叶轮)。这种在小型燃气轮机上普遍使用的方法是以稍稍降低部分效率作为代价的。充分利用叶轮每一部分材料的叶轮应力优化设计, 为这方面作出了进一步的贡献。

分管式排气系统的引用, 正如前面已阐述的那样, 明显地改善了发动机的扭矩响应, 并成了一种工业标准设计。在联用动力涡轮时, 用作低压膨胀级的动力涡轮也大大减少了涡轮滞后, 并使得全负荷时的增压压力-速度曲线变得平缓。涡轮流量控制的开发和利用尚处在初始阶段。

已设想出可以称之为效率传递系统的许多其他的系统, 并对此作了尝试。它们使用发动机废气能量之外的能量, 使之直接或间接地帮助涡轮增压器加速, 和(或)提高发动机稳态低速时的最低增压压力。想象是可以没有边界的, 一部分设想将以试验为基础继续探索下去。当然, 最简捷的方法是: 采用使发动机旁通并使涡轮增压器带有自己的燃烧室, 犹如燃气轮机一样的方式运行。

2.5 有竞争力的系统

在商用柴油机市场, 涡轮增压已成为增加功率的唯一工业标准方案。我常认为, 气波增压器拥有能成为有力的竞争者的潜力。这种信念可能是由于我参加工作的最初几年是在气波增压器的诞生地度过的缘故, 也由于我对它的气动原理构思之巧妙而深感兴趣的缘故。

3 客车用涡轮增压器

1961~1962年前后, 由于对汽油机和柴油机汽车生产的限制, 涡轮增压在70年代后期就变得十分重要, 它标志着一个重要的里程碑。最初是因为美国的汽车耗油法迫使汽车制造商减少大型往复式发动机的生产, 为了保持市场上商品的高性能, 引入了涡轮增压。

用于客车的涡轮增压需增加一些新的要求

(问题), 主要有:

- a. 最高排气温度达 1000°C ;
- b. 流量范围较宽;
- c. 发动机对最高压力更加敏感, 要求得到控制;
- d. 扭矩响应的要求较高;
- e. 涡轮机械的小型化;
- f. 负载指标较低;
- g. 噪声较小;
- h. 装配紧凑;
- i. 产量较大;
- j. 成本较低;
- k. 买方市场;
- l. 对运行中的操作、维修和保养可以更加马虎。

为满足以上这些要求, 我们已取得了很大的进展。现在, 我仅谈一些主要的。

高温废气的利用要求采用非常昂贵的合金作为蜗壳。在某些场合, 需用热屏蔽, 甚至对轴承壳体水冷。

利用废气旁通阀控制流入涡轮蜗壳的流量, 这时由压气机的出口压力的气动传感作用来控制的方法, 已成为限制增压压力的常规方法。发动机控制与涡轮控制理论相结合的综合利用已在某些应用中得到了实现。

控制增压压力的更有效的方法正在用试验的方法进行探索, 进步是来之不易的。

致力于陶瓷叶轮研制有两个主要原因。第一, 进一步减小涡轮滞后; 第二, 减轻重量, 因而当叶轮突然损坏时由于对蜗壳包容性的要求较低, 由此减少了因叶轮破坏而损耗高级合金蜗壳的费用。我们期望着所作的这些努力能在近年内收到成效。

涡轮增压器产生的噪声 这种现象是不希望出现的, 由此引起了工业界的关注。这种噪声不是通常的涡轮机械气动噪声, 而来自转子的动力学领域。已证明这是一种性质相当顽固的噪声。这种噪声频谱的主频率与涡轮增压器的旋转速度一致。在人们的耳朵中, 它的特征

性噪声非常突出地从汽车的基频混浊噪声中显现出来。虽然涡轮增压器壳体的强迫振动的振幅很小, 但它们将振动传播到动力装置和汽车的其他部件去的同时, 也传播噪声, 所以, 它就成了噪声的发射体。工业界已设法将此问题在很大的程度上给予解决, 但是, 要能在生产中百分之一百地获得成功, 依然是一件头痛的事情。

竞争系统 工业界已经而且仍继续在为达到降低成本、提高稳态和瞬态时的最低扭矩的目标而进行研究和开发。气波增压器和机械驱动的增压器是主要竞争者。排量式增压器和它们的传统装置已有许多设计概念, 不幸的是它们必需受到控制, 它们各有自己的问题, 因而至今尚未能在市场上具有影响。

客车涡轮增压的最为明显的后果之一是, 更多的涡轮增压器制造厂的涌现和从事产品制造的工程师人数的惊人增加。他们中的大多数致力于车用发动机的涡轮增压和机械增压技术的发展。

4 展 望

涡轮增压, 从更广泛的意义上来说, 内燃机的供气系统, 不仅对致力于许多学科的专业工程师们, 而且更多的是对那些部署对策和指挥当时最适当的项目的业务经理们来说, 仍然是一项吸引人的任务。法规的制定、文明进化的发展和主要的新技术开发等与发动机和传动系统两者之间均互有影响, 后者包括驱动端和供气系统端在内。它们之间的紧密配合有利于保持必要的竞争能力, 并能得到最好的整体系统。

我谈谈我们所期待解决或将积极设法解决的一些问题。

a. 由于发动机内间歇性的流动特性, 涡轮增压器专门的气动技术应进一步发展, 以解决脉动和经常性的非设计工况点的瞬态运行;

b. 在这些小型高速发动机中, 依靠油膜供给系统的平轴承, 瞬时或局部地处于两相形

涡轮增压器改型压气机蜗壳 中的流体动力试验研究

[英] D.V.Roberts, A.Whitfield*

涡轮增压器压气机扩压系统,通常由三个部件组成,即无叶扩压器、集气蜗壳和出口锥形扩压管。通常的做法是在无叶扩压器中充分扩压,而蜗壳仅起集气作用。特别是当考虑那些可以用来扩大压气机稳定工作范围的技术时,这种配置尤其难以改变。

已经设计和制造了两种无叶扩压器和集气蜗壳,以替代原型配置。第一个设计把部分扩压过程转移到蜗壳下游的锥形扩压管,而第二个设计让扩压在集气蜗壳里进行。试验结果表示为这系统中的详细的压力测量,并表示为压气机总特性,以便比较这两种可供选择的设计的性能。尽管无叶扩压器半径比明显地减少了和在新的蜗壳中使用了未切割的完整的蜗舌,这种样机蜗壳的总性能与一般性设计的对比,还是有利的。

1 引言

目前,拖拉机和卡车柴油机装置中,涡轮增压器的研制已使用可变几何涡轮。正如[1,2]所指出,通过运用可变几何,可调整涡轮通流能力,于是在发动机的整个运行范围内,可以获得具有低转速扭矩回升,瞬态响应和低燃油消耗率的最佳涡轮增压器匹配。然而,也已指出,如果要实现这些发展的全部潜力,就必须研制相关的压气机,以便能给出满意的喘振边界和宽的流动范围。

为了改善涡轮增压器的运行范围和效率,过去十年,在涡轮增压器叶轮的设计上已作出

了富有成效的努力,而通常由带集气蜗壳的无叶扩压器组成的扩压系统基本上保持未变。

离心压气机径向无叶扩压器中的扩压过程,基本上不同于直锥扩压管的扩压过程。由于扩压器进口处有极强的涡流又加剧了这种差异。因角动量守恒,切向分速度随半径的增加而成正比地减少,又由切向分速度的减少获得了扩压。因此,扩压器的半径比越大,理论上可达到的压力恢复就越高。Brown 和 Bradshaw [3]指出,半径比从 1.8 增加到 3.0 就不能获得性能上的改善,因为流过扩压器的对数线流程太长,导致了大的摩擦损失。用增加无叶扩压器横截面积来直接减少径向分速度,只能对

*Department of Engineering, University of Bath, Avon.

式下运行(空气或废气和全部是滑油)。更好地掌握这些物理机理有利于得到寿命长、摩擦小、噪声低的轴承、转子动力系统;

c. 鉴于先进技术或新技术的发展或环境的改变,对那些设想过、试验过、但已废弃了的概念重新进行考核可能是有益的;

d. 减小制造公差和精确地除去或加上少量的平衡材料,有利于涡轮机械的小型化;

e. 为制造业的进一步自动化而进行的小型铸造工艺技术和设计的改革可降低成本;

f. 采用先进的设计、先进的压气机叶轮材料和工艺技术,有利于商用发动机获得更高的增压压力。

总之,我觉得商用柴油机的涡轮增压将继续增强它所处的地位,而涡轮增压和传动增压将为它们在客车和小功率商用车辆市场上取得各自的地位而进行竞争。这种竞争在很大程度上受到燃油价格、法规和新技术的影响。

陈安琪译

吴铭岚校

总的扩压过程起很小的影响。使用通常用于直锥形扩压管中的技术,即抽吸边界层或增加能量吹除边界层,以保证充分利用有效的面积比的方法,去改善扩压器性能也只能得到一些有限的提高。

因此,通常用来改善圆锥形和矩形扩压器性能的技巧,对于无叶扩压器是极不适用的。为了探求扩压器性能的改善和流动的稳定性,促使我们去研究,由无叶扩压器,集气蜗壳和出口锥形扩压管组成的整个的扩压系统。由于无叶扩压器性能适应性极差,因而将研究引向把部分扩压过程从无叶扩压器转移到集气蜗壳和/或出口锥形扩压管中去。因之将产生的主要问题是在锥形扩压管扩压之前,蜗壳能否有效地汇集高速气体,或者如果允许在蜗壳中扩压,则是绕叶轮周围的压力将呈不均匀的梯度。另一方面,Abdelhamid [4]已指出,扩压器流动的稳定性可由减少无叶扩压器半径比来改善。他还指出,在无叶扩压器出口采用节流圈也能改善流动的稳定性。因此,通过适当的无叶扩压器和蜗壳设计也有可能获得类似的改善。

有关蜗壳性能方面,公开的资料是很有限的。Brown 和 Bradshaw [3]研究了一系列带有混流式叶轮的扩压器蜗壳,但发现蜗壳几何尺寸和表面状态的改变,对压气机性能的影响是微不足道的。可是,现在的蜗壳设计与 Brown 和 Bradshaw 试验的那些不一样。

Stiefed [5]研究了叶轮,无叶扩压器和蜗壳的优化,并发现减少蜗壳尺寸直到 30%,还可以获得高压比下的稳定运行。

2 两种改型蜗壳设计

对原型涡轮增压器无叶扩压器和蜗壳,另外设计和制造了两种改型的扩压器和蜗壳。这个设计过程基本上是用计算机辅助设计程序包‘DUCT’辅助完成的几何设计,它最终提供了机加工所需的数控带。研究目标是要把部分扩压转移到集气蜗壳或者出口锥形扩压管中,

因而把无叶扩压器的出口半径,从半径比 1.625 人为地减少到 1.4。

第一种改型扩压器和蜗壳(P1)不允许在蜗壳中有任何扩压,扩压是在出口锥形扩压管中进行。第二种改型蜗壳(P2)允许在蜗壳中扩压,最终的出口面积与原型蜗壳的出口面积相同。对于这两种改型蜗壳,无叶扩压器的出口半径允许随方位角而增加到原型无叶扩压器的全半径。于是,在蜗壳中随方位角的压力升高则与绕无叶扩压器的压力升高相适应。每一种蜗壳面积中心半径和面积的变化,分别表示在图 1 和图 2 上。原型蜗壳在方位角 60°有蜗舌,零度方位角的定义见图 1,它造成回流面积约 200mm²。对于改型蜗壳,蜗舌于零方位角的位置上开始,因而不会有回流面积,这样做的意图是要为以后作切割蜗舌的试验。

所用的下游锥形扩压管,锥角在原型和

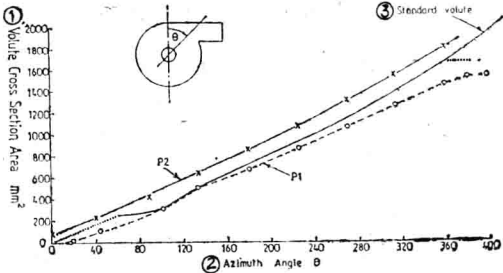


图 1 原型和改型蜗壳通道面积的变化
①蜗壳截面积 ②方位角 ③原型蜗壳

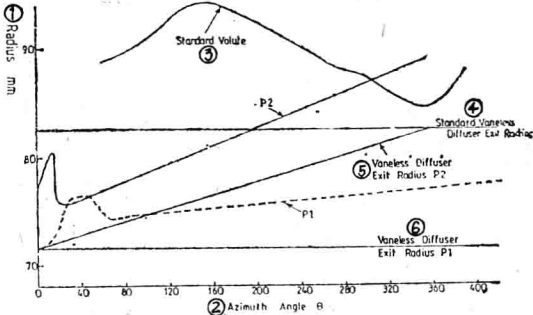


图 2 原型和改型蜗壳截面形心半径的变化
①半径 ②方位角 ③原型蜗壳 ④原型无叶扩压器出口半径 ⑤P2 无叶扩压器出口半径 ⑥P1 无叶扩压器出口半径

P2 蜗壳后为 6.3° ，在 P1 蜗壳后为 11° ，它们都逐渐扩到出口管面积 5000mm^2 。在叶轮出口处（半径为 50.4mm ）无叶扩压器宽度为 5.16mm ，从 12.5° 收敛到 5.1mm ，从这里到扩压器出口是平行壁。

3 试验用的测试设备

对这两种蜗壳改型设计的评价是通过与原型蜗壳比较它们的压气机总性能而实现的。通过在蜗壳和无叶扩压器中详细测量压力，研究了每一种改型设计对无叶扩压器和蜗壳中静压力分布的影响。既然研究的一个重要部分是将下游扩压转移到锥形扩压管中去，以期改善由于蜗壳所产生的涡流恶化的扩压器性能，那就必然要对锥形扩压管上游和下游两者的流道作扫描测量。

本研究使用两种不同的叶轮，两者有相同的盖面型线和外径，这样在试验台上可以完全互换。其中之一为径向叶轮，它有六片长叶和六片短叶，另一为后弯叶轮，其叶片出口角为 15° ，有八片长叶和八片短叶。

试验压气机是原型增压器总成的部件。径流涡轮直接与试验压气机连接，它由往复式压缩机提供的压缩空气驱动，再排到大气中去。试验压气机从大气中吸入空气，经节流阀和测量孔口，再把空气在开放回路中送回大气。除非另有说明，所表示出的性能结果是对径向叶轮测得的。

压力测量接头，沿蜗壳和穿过大部分无叶扩压器，每隔 18° 方位角设置一个。为了更好地了解绕蜗舌处无叶扩压器中的压力分布图形，在 72° 截面范围内，每隔 9° 设一个测点。这扇面位置可以通过轴承壳体相对于蜗壳的转动来调整，使它能与被试的特定蜗壳的蜗舌位置相配合。

在无叶扩压器和蜗壳流动中，为考察自由涡流假设的适用性，沿半径方向上设置了适当的探测范围，以致在无叶扩压器上设置三到五个环道的压力接头（取决于用何种蜗壳），在蜗

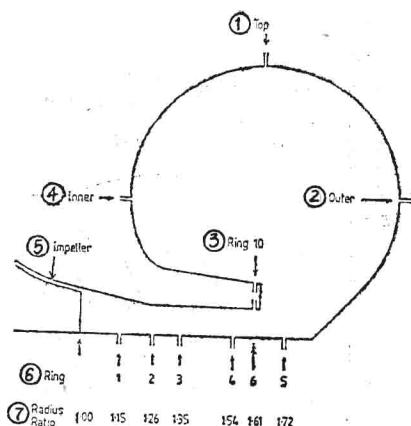


图 3 穿过无叶扩压器和在蜗壳中的（内环、顶环和外环，适于所有蜗壳、环 6 和环 10 只适于原型蜗壳）壁面静压接头位置

①顶环 ②外环 ③环 10 ④内环 ⑤叶轮 ⑥环 ⑦半径比

壳中则在蜗壳横截面的外端、顶端、内端等极限位置设置测点（见图 3）。此外，在原型蜗壳上还可以将压力接头装设在扩压器出口边缘的任何一侧（图 3 中的 6 和 10）环。

用铂电阻温度计测量温度，并在计算机的控制下，通过温度计的顺序开关接到参数放大器测取读数。仍在计算机的控制下，用一个单个压力传感器和扫描阀来读取静压力。在每一工作循环中，对压力和温度记录值两者都作一次标定值校正。未试图测量涉及失速和系统喘振的压力波动。

4 结果的说明和讨论

由原型和两种改型蜗壳所得的结果以总性能图的形式表示在图 4 和图 5 上。从图 4，5 中，显而易见，与原型蜗壳比较，P1 蜗壳在压头和大质量流量性能上有严重不足，级的最大效率从 76.9% 减少到 75.6% 。在所试验的最大效率线的整个长度范围内，这个效率减少不断地（顺着转速增加的方向）发展。相对于原型蜗壳，压比的不足也呈现出与速度相关，从 $40\,000\text{r/min}$ 时低 0.01 变化到 $70\,000\text{r/min}$ 时低大约 0.1 。在超出等效率线 70% 时，这些不足的差值随流量增大而迅速增加，这样就使

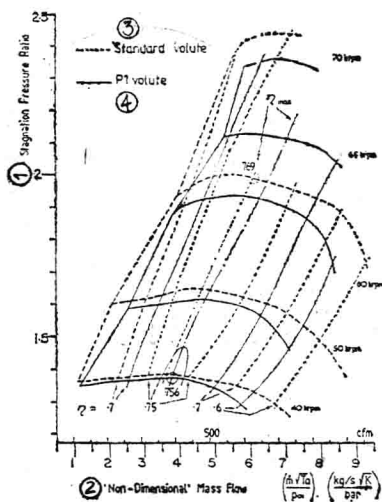


图 4 P1 蜗壳和原型蜗壳——径向叶轮的压气机性能

- ①滞止压力比 ②无因次流量 ③原型蜗壳
④P1 蜗壳

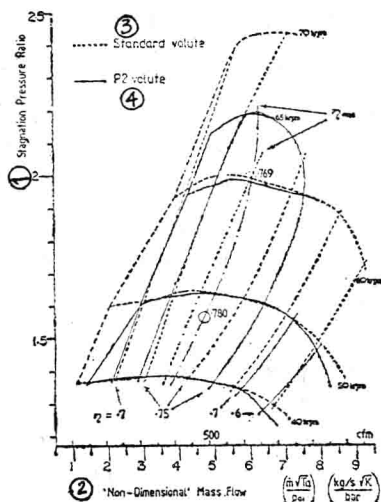


图 5 P2 蜗壳和原型蜗壳——径向叶轮的压气机性能

- ①②③同上图 ④P2 蜗壳

得压气机运行范围减小。

这种与质量流量和叶轮速度成比例地下降的压比，可以说明 P1 蜗壳的摩擦损失超过了原型蜗壳，这是由于在减小了的无叶扩压器出口半径上集气，因而造成较高的集气气流速度。沿最大效率线上的效率变化规律也改变了，这

进一步证实了上述结论。喘振线和最大效率线两者移向大流量，进一步丧失了运行范围。

配径向叶轮的 P2 蜗壳，在性能上有些改善，见图 5，然而用后弯叶轮却无显著变化。等效率线呈现较宽的工作范围而且在较低的转速下其最大效率仍比配径向叶轮的原型蜗壳的高 1.1%。

P2 蜗壳得到的压比具有 P1 蜗壳的某些特征，与原型蜗壳比较，两种叶轮在大流量一边的 75% 的等效率线均缩小，但在喘振一边的缩小却伴有叶轮转速的增大。在这性能图的中心部位和在转速为 40 000r/min 的低流量段，70% 的等效率线范围内的这两种蜗壳的压比线是相近的。当用 P1 蜗壳时，在大流量段的压比下降，但不怎么剧烈。

原型蜗壳的喘振特性较好。P2 蜗壳用径向叶轮在 50 000r/min 时，出现 0.85 的最大流量范围丧失，而后弯叶轮在 63 000r/min 时，有 0.651 的流量范围丧失。对于其它转速，这种丧失在 0.1 和 0.3 之间。

为了更好地评价流过扩压和集气区域的静压分布特性和它们与压气机运行的关系，扩压器中相对静压（静压升高对级静压升高之比，它沿方位角而变）的标准偏差等值线，表示在图 6, 7 和 8 的性能图上。标准偏差的关系式是由 Bryant[6] 给出的公式导出的，它用以从无限的总体中取有限的试样来估计标准偏差

$$\frac{\sum_{i=1}^n \Delta\theta_i P_i - \left(\sum_{i=1}^n \Delta\theta_i \cdot P_i \right)^2 / \sum_{i=1}^n \Delta\theta_i}{\frac{n-1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta\theta_i}$$

在接头之间方位角间隔不变的情况下（如在蜗壳中，或在原型蜗壳的环 6 和环 10 上），该式简化成

$$\frac{\sum_{i=1}^n P_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n P_i \right)^2 / n}{(n-1)}$$

对于标准偏差等值线，所有试验结果的一般趋向是构成有规则的，稍有弯曲或不弯曲的

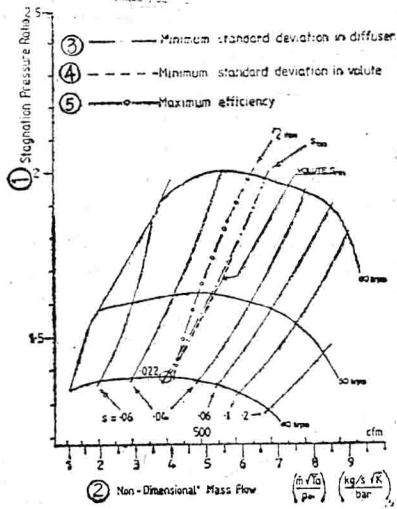


图 6 使用径向叶轮和原蜗壳的压气机性能——
绘有扩压器相对静压标准偏差等值线
①、②同上图 ③扩压器中最小标准偏差 ④蜗壳
中最小标准偏差 ⑤最大效率

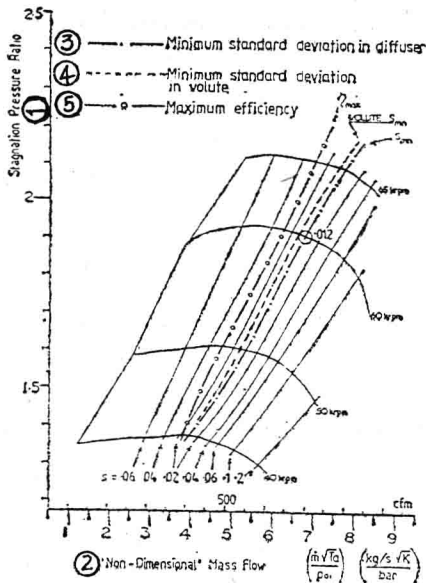


图 7 使用径向叶轮和P1蜗壳的压气机性能——
绘有扩压器中相对静压标准偏差等值线
①、②、③、④、⑤均同图 6

光滑放射形线条。标准偏差曲线朝阻塞流量方向发展的变化梯度明显地比朝喘振方向发展的大，而沿最小标准偏差线(图上用 S_{min} 标记)则其梯度可以忽略，亦即增大转速但沿 S_{min} 线时，随方位角变化的相对静压分布保持不变。

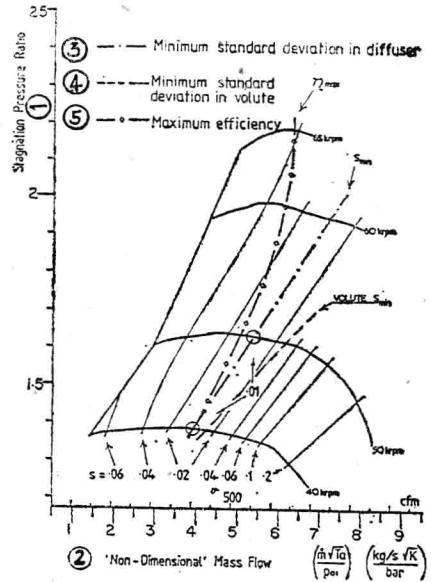


图 8 使用径向叶轮和P2蜗壳的压气机性能——
绘有扩中压器中相对静压标准偏差等值线
①、②、③、④、⑤均同图 6

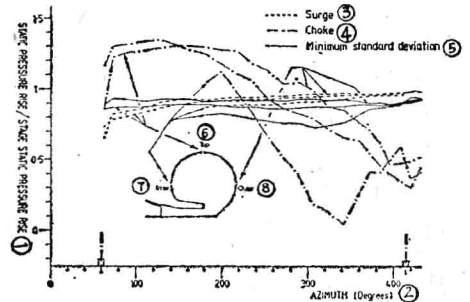


图 9 径向叶轮在 50 000r/min 时在三种工况下
沿原型蜗壳的压力分布

①静压力升高/级压力升高 ②方位角(°) ③喘振
④阻塞 ⑤最小标准偏差 ⑥顶环 ⑦内环 ⑧外环

尽管存在压力分布不规则的严重性，但是由标准偏差数值来表示的等值线，在各图之间几乎是平行的，且随结构不同而改变。后弯叶轮显示出在最小标准偏差与最大效率轨迹线的配合上，比径向叶轮要好，这是与使用后弯叶轮能获得较好的总性能相一致的。比较每张图上标准偏差的最小值(靠近 S_{min} 线上圆圈旁所标的数字，或箭头指向 S_{min} 线上圆圈的数字)表明，P2 蜗壳有最小值 0.010，而 P1 和原型蜗壳相应为 0.012 和 0.022。P1 蜗壳等值线间

隔较密,与原型和 P2 蜗壳的间隔较宽不一样,并反映了它们相对的流量范围。

蜗壳顶环中的压力最小标准偏差线也表示在图 3 中,这些线条离开 P2 蜗壳的扩压器 S 最小值线的发散程度是该蜗壳在其蜗壳通道中,实行扩压的图示说明。

对于 P2 蜗壳,当扩压器中给定半径上静压力沿方位角不变时(S_{min}),蜗壳中的压力将随方位角增加,因为在蜗壳通道中出现扩压。这样,在蜗壳通道中压力标准偏差就不是最小了。一般地讲,在蜗壳和扩压器两者中,当流量增加时,沿方位角的压力梯度趋向于负的(见图 9)。因此,对于 P2 蜗壳的蜗壳压力最小标准偏差,在移向较大流量时,由于蜗壳中扩压引起的正梯度即被抵消。

5 蜗壳中测出的静压力分布

图 9、10 和 11 表示了三种蜗壳在外环,顶环和内环处的压力分布,表示了对于径向叶轮为 50 000r/min 时,和对于后弯叶轮为 52 000r/min 时的阻塞, S_{min} 和喘振工况下的情况。引人注意的是原型蜗壳在阻塞时,其外环、顶环和内环上的压力,在 150°方位角处出现重合(尽管原型蜗壳的内环压力接头只在 180°方位角上开始)。对于那些改型蜗壳,相应的曲线表明,内环与外环之间在整个蜗壳通道轴线弯曲部分,有明显的压力差,而顶环和外环压力在 60°方位角上却相重合。

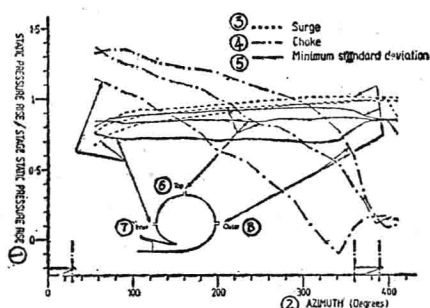


图 10 后弯叶轮在 52 000r/min 时在三种工况下沿 P1 蜗壳的压力分布

①、②、③、④、⑤、⑥、⑦、⑧均同图 9

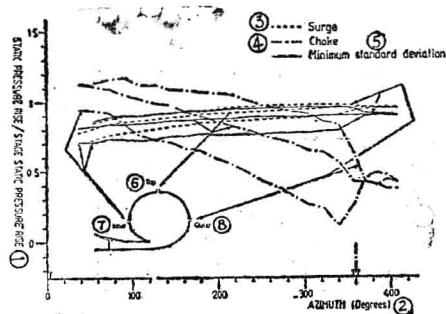


图 11 径向叶轮在 50 000r/min 时在三种工况下沿 P2 蜗壳的压力分布

①、②、③、④、⑤、⑥、⑦、⑧均同图 9

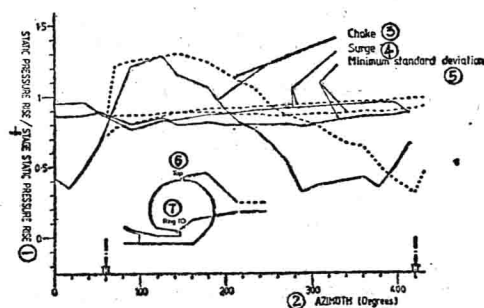


图 12 径向叶轮在 50 000r/min 时在三种工况下沿原型蜗壳在环 10 和顶环(虚线)处的压力分布

①、②、⑤、⑥均同图 9 ③阻塞 ④喘振 ⑦环 10

在原型蜗壳中,在扩压器出口附近,既在盖面也在蜗壳和扩压器流动正好会合的上游处(见图 3),附设了一些壁面压力接头。图 12,在三种不同的压气机工况下,比较了原型蜗壳中环 10(扩压器出口边背后)和环 8(蜗壳的顶环部)处的压力。出口边后的压力低于顶部的压力,尤其是在大流量时,并且非常类似于内环的情况,如图 9。

改型蜗壳的同类曲线图表明,在蜗壳顶环和扩压器壳面类似的半径位置之间,并没有这样大的压力差。图 13 比较了 P1 蜗壳顶环与环 4 之间的压力。在该情况下,环 4 处离机器轴线的半径比顶环处的半径大,其结果是环 4 有较高的压力。

图 14,比较了蜗壳 P2 的顶环与环 5 的压力,并表明在整个方位角范围内环 5 有稍高的压力。直到 300°方位角处环 5 的半径均比顶

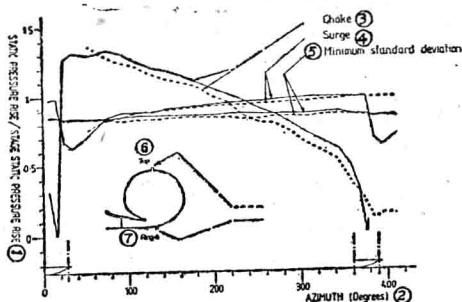


图 13 后弯叶轮在 52 500r/min 时在三种工况下沿原型蜗壳在环 4 和顶环(虚线)处的压力分布
①、②、③、④、⑤、⑥均同图 12 ⑦环 4

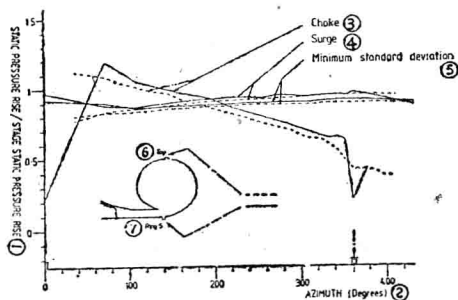


图 14 径向叶轮在 50 000r/min 时在三种工况下沿 P2 蜗壳在环 5 和顶环(虚线)处的压力分布
①、②、③、④、⑤、⑥均同图 12 ⑦环 5

环的大, 在此之后, 由于该蜗壳通道中心线的螺旋形, 使顶环处于较大的半径上。

6 结 论

本文把两种改型扩压器-蜗壳系统的涡轮

增压器压气机性能, 与原型蜗壳系统涡轮增压器的性能进行了比较。这两种改型蜗壳较之原型设计有了实质性的改进, 它明显地减少了无叶扩压器的半径比, 而在第二种改型中, 还允许在蜗壳通道中实行扩压。

本文论证了 P2 蜗壳中, 把扩压从无叶扩压器成功地转移到了蜗壳中, 而在 P1 蜗壳中, 把它成功地转移到下游锥形扩压管中去。这两种转移本身没有导致任何性能恶化的后果。然而, 在较小的扩压器出口半径上集气, 会导致损失的增加, 可以认为它是因蜗壳流速太高加剧了摩擦效应引起的。在最高效率处, 这些效应在 P1 蜗壳中的影响总计约 1%, 但是在大量下, 这两种改型蜗壳较之原型蜗壳, 更增大了此效应的敏感性。虽然, 从压比和喘振裕度来看, 性能没有改善, 但是同原型设计相比大幅度地改变蜗壳设计, 特别是 P2 蜗壳还是有希望的。所设计的改型蜗壳, 具有可防止蜗壳通道中产生任何回流的蜗舌。相反, 在原型蜗壳中切短了蜗舌, 因而允许有明显的回流区域。蜗舌对沿方位角的压力变化的影响已被验证, 还打算进一步试验切短蜗舌的那些改型蜗壳。这种改型蜗壳制成为三个部分, 因此能容易地进行设计修改。

游添渊译
边 济校

蜗壳前无叶扩压器中的流动评价

[比利时] M Sideris* 等

本文报道增压器无叶扩压器不同周向位置上的流动图象与详细测量值(静压、速度及流动方向),它们可用以计算下游蜗壳对扩压器内部与叶轮出口流动的影响。为此使用目前的一种理论模型,并与实验数据作了比较。

1 引言

增压器设计中的一个重要任务是提高非设计工况的性能。

在非设计工况条件下的一个基本问题是离心式压气机无叶扩压器下游蜗壳形集流器对周向压力分布激起的畸变,这一畸变会传播到上游,造成扩压器中的非均匀流动和叶轮出口的周期性流动状态。

叶轮中的不稳定流会显著地影响压气机的性能,因为它增加了额外的损失,并波及喘振界限[1, 2, 3, 4]。

稳态计算不能预测诸如文献[2]中所提到的必要扭矩值。

目前文献中还较少看到有关扩压器和叶轮受到这种下游压力畸变影响的数据。在文献[5][6]中计算过离心式叶轮中非设计工况下的不可压缩流动。

本文的目的是提供必要的的数据以便更好地理解这些现象,并评价一种预测方法。

2 代号

A ——截面面积 B ——扩压器宽度

EL ——有效长度

h ——扩压器自由流截面宽度

l ——沿流线的长度

P ——静压 R ——半径

t ——时间

U ——周向速度 V ——绝对速度

W ——相对速度

α ——与径向所成的绝对气流角

β ——与径向所成的相对气流角

ξ ——旋度

θ ——圆周角

下标:

1——叶轮进口

2——叶轮出口或扩压器进口

3——扩压器出口

b_1 ——叶片值

R ——径向分量

T ——切向分量

上标:

0——总值

———平均值

3 实验设备与仪器

所有的测量是在 Von Karman 研究所的 T2 增压器试验台上进行的(图1),这一台开环设备是专为压气机试验而设计的。

涡轮用空气-丙烷燃烧室的排气来驱动。

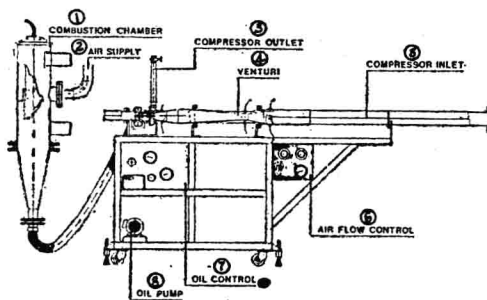


图1 增压器试验平台

①燃烧室 ②空气供给 ③压气机出口 ④文士里管 ⑤压气机进口 ⑥空气流量控制 ⑦滑油控制 ⑧油泵

* Von Karman Institut for Fluid Dynamics,
Rhode-Saint-Genese, Belgium