

航空发动机设计手册

第 8 册

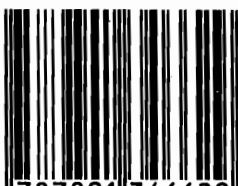
压 气 机

《航空发动机设计手册》总编委会 编

航空工业出版社

2 0 0 0

ISBN 7-80134-662-9



9 787801 346629 >

内 容 提 要

《航空发动机设计手册》共计 19 册,包括涡喷及涡扇发动机总体、涡桨及涡轴发动机总体、进排气装置、风扇及压气机、主燃烧室、涡轮、加力燃烧室、附件传动及润滑系统、减速器、辅助动力装置及起动机、控制及燃油系统、空气系统及传热分析、强度、振动、转子动力学、计算机辅助设计、可靠性及维修性、通用基础、标准及工程制图等,基本覆盖了航空发动机设计技术的各个方面。它是我国第一套较完整、较全面的航空发动机设计用工具书,是我国 40 多年来航空发动机研究、设计经验的总结,是广大从事航空发动机研究、设计人员的集体智慧结晶。

本书为这套手册的第 8 册,除绪论外共计 11 章。主要介绍军用航空发动机轴流压气机的气动与结构设计以及性能试验;对小型航空发动机用轴流压气机、离心压气机、离心及轴流组合压气机的设计和民用航空发动机用压气机的结构设计特点也作了介绍。

本书作为工具书,实用性强,可供航空、航天、民航、空军、海航、陆航以及通用机电行业从事动力装置研制、设计、生产、使用、管理等工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

航空发动机设计手册第 8 册:压气机/《航空发动机设计手册》
总编委会编;钱笃元分册主编. —北京:航空工业出版社,2000.9
ISBN 7-80134-662-9

I. 航… II. 航… III. ①航空发动机—设计—技术手册②航空
发动机—压气机—设计—技术手册 IV. V23-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 32964 号

责任编辑:黄苏桥 技术编辑:王超英 封面设计:霍振源

航空工业出版社出版发行

(北京市安定门外小关东里 14 号 100029)

北京地质印刷厂印刷

2000 年 9 月第 1 版

开本:787×1092 1/16 插页:2 印张:28.5

印数:1—800

2000 年 9 月第 1 次印刷

字数:726 千字

定价:68.00 元

ISBN 7-80134-662-9

V·062

秘密 已降为内部 05.11.19

序

以航空燃气涡轮发动机为动力的飞机自 1939 年首飞以来已有了近 60 年的历史。在这半个多世纪中，已显示出航空燃气涡轮发动机对军事和国民经济建设具有极端的重要性，历来受到主要工业国家的高度重视，其技术发展相当迅速。现在国外使用中较多的是第三代战斗机用的燃气涡轮发动机，其技术已经相当完善了。但是，航空燃气涡轮发动机技术的发展余地，包括性能、安全性、可靠性、耐久性、维修性、适用性、环保以及降低生产、使用费用等方面的潜力仍非常巨大，发展前景异常广阔。用于具有超声速巡航、隐身、高敏捷性为主要特征的第四代战斗机的推重比为 10 的发动机，即将在 2004 年投入使用。比第四代战斗机用的发动机能力倍增的美国“综合高性能涡轮发动机技术计划”（IHPTET），将于 2003 年完成，到那时，整个航空技术将有一次新的飞跃，然而，那也还不是航空燃气涡轮发动机技术的“最后边疆”，比 IHPTET 计划更下一代的技术——“先进概念”发动机计划正在酝酿中。

军用航空燃气涡轮发动机技术的发展，为民用航空燃气涡轮发动机的发展提供了重要的技术基础。民用航空发动机，特别是涡扇发动机的发展，使跨洋直航成为可能。由于民航市场的竞争非常激烈，民用发动机的改进、改型甚至更为频繁。近年来，由于军机市场相对缩小，而民航发动机订货逐年上升，民用航空发动机已在航空发动机产业中占据主导地位。最近，美国 NASA 又提出了今后 10 至 20 年民航发动机的发展目标，要使安全性、可靠性、环保和价格方面有大幅度的改善，民航发动机技术相应地也必然会有巨大的发展。

涡轮发动机在高超声速推进技术中的应用，虽然比原来设想的进度大大推后了，但用于高超声速推进的吸气式发动机，某种形式的组合循环发动机总是要实现的。

航空燃气涡轮发动机技术也正在非航空领域获得广泛应用，已推动了地面燃气轮机的发展。目前，燃气轮机已成为先进水面舰船的主要动力，以燃气轮机为主要动力的主战坦克也在“沙漠风暴”中经受

了实战考验。至于燃气轮机在工业上的应用，除广泛用于机械传动外，在电力工业中早已从以调峰发电为主发展为以基本负荷发电为主。美国现在每年新增的和更新的发电设备中，60%为燃气轮机系统。预计今后10年中全球新增的发电设备中，36%将为燃气轮机系统。不言而喻，当新一代航空燃气涡轮发动机技术诞生之后，对非航空方面的影响将会更加巨大。这是主要工业发达国家特别重视航空发动机技术发展的主要原因之一。

我国航空燃气涡轮发动机工业创建于1951年。从修理开始，第一台国产的涡轮喷气发动机于1956年试制成功。此后共生产了50000余台航空发动机，装备了我国的空、海军和民航，并出口到了许多国家。我国的第一个航空发动机设计机构成立于1956年。第一台自行设计的航空发动机——“喷发-1A”于1958年7月装在“歼教1”飞机上首飞上天。在此后的40多年中，我国在航空发动机自行研制方面克服重重困难，艰苦奋斗，取得了不小的成绩。不少改进、改型的型号投入了使用，对国防建设发挥了良好的作用；几种自行研制的型号获得了良好进展，离投入使用已经为期不远；航空发动机的预研也已取得了丰硕的成果；科研设备的建设有了一定的基础，建成了包括高空模拟试车台在内的初步配套的试验设施。

在40多年的生产、科研实践中，特别是在攻克无数技术难关的过程中，我们的研究、设计队伍得到了锻炼，逐步成长起来了。我们积累了较丰富的经验，各设计研究单位也都有了自己的一套工作程序，有了专业基本配套的理论体系和工作方法。诚然，由于我们过去的实践范围还不是很广，技术水平还不高，与航空先进国家相比，经验还不是很完整，工作方法、设计计算手段还不是很先进，还有很大差距。但是，首先，我们积累的经验和方法是在我们国家的社会、经济条件下的实践中产生的，是有中国特色的，是别的任何国家的经验所代替不了的。其次，别国的经验和方法，虽然我们要积极地去学习、消化和借鉴，但是，我们能看到的国外的东西只是比较一般性的，核心的、关键的内容我们看不到，因此，我们自己的经验和方法就显得非常宝贵。

由于历史的原因，我们的技术队伍在年龄方面有一个很大的断层。我国航空发动机研究设计队伍当前的骨干力量是60年代毕业的技术人员，他们大多数已到了或即将到退休年龄。他们积累的经验

方法，除了一些单篇的技术总结、报告外，有相当一部分还保存在他们的笔记本上和脑子里。把这些经验与方法汇总和整理出来，使之成为比较系统的工具书，将是一笔宝贵的财富。由中国航空工业总公司决策，发动机局主持开展的《航空发动机设计手册》的编撰工作，意义重大，也是非常必要和及时的。中国航空工业总公司在航空动[1994] 192 号文件中指出：“《航空发动机设计手册》的编写出版将是我国航空发动机行业四十余年来航空发动机设计技术领域的技术总结。它对于振兴航空发动机行业，做好承上启下，把我国航空发动机技术水平推向一个新高度，具有重要意义。”

《航空发动机设计手册》是一套供工程技术人员在航空发动机设计和研究工作中参考和查阅的工具书，它既不同于以理论阐述和推导为主的教科书，也不同于一般的设计规范。

在本手册的编写过程中，我们力求具有实用性、先进性、科学性、通用性、系统性和完整性。当然，要真正满足这些要求是相当困难的。编、撰、校、审过程中虽然对此进行了认真的探索，但结果仍难以令人满意。

本手册涉及的发动机类型为涡扇、涡喷、涡轴和涡桨发动机，不涉及活塞式、冲压式和一次性使用的发动机。技术内容集中在设计方面及设计需要的有关材料和工艺问题。试验研究是发动机及其部件研究、设计工作的重要组成部分，但为了节省篇幅，本手册中只涉及试验任务书的编制和试验件的设计。

本手册共分 19 册，分别由中国航空工业总公司沈阳航空发动机研究所、株洲航空动力机械研究所、燃气涡轮研究院、中国航空综合技术研究所、无锡航空发动机研究所和北京航空航天大学为主编单位，并由主编单位推荐的专业人员担任主编。参加撰、校、审稿的人员 400 余人，来自发动机行业内外的 27 个单位。

当前，我国航空发动机技术研究和产品开发方面的形势是比较好的，在型号研制和预研方面都有较好的进展。但是，与国外相比，我们在军、民用航空发动机技术水平方面的差距还相当大，远远不能满足我国国防建设和民航发展的需要。考虑到国外下一代发动机即将投入使用，IHPTET 技术水平的发动机将陆续出现，更下一代的技术又在酝酿中，我们面临着在航空发动机技术方面的差距更加拉大的危险，今后的形势将更为严峻。对于今后的发展，虽然我们不应提一些

不切实际的目标，但我们毕竟是个大国，是个社会主义的大国，没有自己的航空工业不行，没有自己的航空发动机工业也不行。对于未来，我们是充满信心的。在“科教兴国”的方针指引下，随着国家经济实力的增强，相信今后国家必然会有条件以更多的财力投入到航空发动机这个高投入、高风险、高附加值的高技术行业上来。此外，在改革开放的大好形势下，我们已经有了一个较好的国际合作环境，也有条件更好地引进和借鉴国外的先进技术。通过全行业职工的坚持不懈的奋斗，我们一定会在世界航空发动机领域占有一席之地。《航空发动机设计手册》的出版，必将在这一奋斗过程中做出应有的贡献。

由于我们的经验和水平有限，可供参考的国外资料也很少，又是初次编写，在内容和文字各方面的问题和错漏在所难免，敬请读者批评指正，以便在再版时进一步修订和补充。

《航空发动机设计手册》 总编委会

1998 年 4 月

《航空发动机设计手册》

总编委会及办公室组成人员

主 任：张洪飏

常务副主任：李志广（兼总编） 陈 浚 张 池
吴大观 刘大响

副 主 任：（以姓氏笔画为序）

马恒儒 王国祥 石 川 叶金福
刘孝安 何恽晋 海宜德 顾永根
焦天佑

委 员：（以姓氏笔画为序）

王 欣	王华阁	王清辉	尹泽勇	冯大庸
付才高	孙 慈	刘光浩	刘泽均	刘泽秋
江和甫	华 清	朱明俊	任源博	怀寿章
严成忠	杨 锐	杨士杰	杨开田	杨善发
肖国树	陈 光	陈大光	林继红	林基恕
孟昭川	张世桢	张光星	张恩和	张皖南
胡正义	唐智明	钱笃元	章永锋	龚良慈
崔之华				

办公室主任：唐智明

副 主 任：朱明俊 林继红

成 员：王 强 郑永成 范 健 黄苏桥

《航空发动机设计手册》各册名称

- | | |
|--------|--------------|
| 第 1 册 | 通用基础 |
| 第 2 册 | 工程制图及标准 |
| 第 3 册 | 可靠性及维修性 |
| 第 4 册 | 计算机辅助设计 |
| 第 5 册 | 涡喷及涡扇发动机总体 |
| 第 6 册 | 涡桨及涡轴发动机总体 |
| 第 7 册 | 进排气装置 |
| 第 8 册 | 压气机 |
| 第 9 册 | 主燃烧室 |
| 第 10 册 | 涡轮 |
| 第 11 册 | 加力燃烧室 |
| 第 12 册 | 传动及润滑系统 |
| 第 13 册 | 减速器 |
| 第 14 册 | 辅助动力装置及起动机 |
| 第 15 册 | 控制及燃油系统 |
| 第 16 册 | 空气系统及传热分析 |
| 第 17 册 | 载荷及机匣承力件强度分析 |
| 第 18 册 | 叶片轮盘及主轴强度分析 |
| 第 19 册 | 转子动力学及整机振动 |

《航空发动机设计手册》第 8 册

压气机

编委会和审委会组成人员

主 编：钱笃元

副主编：周拜豪

编 委：(以姓氏笔画为序)

尹红顺 沈培英 程荣辉 鲍秀珍 黎 亮

撰稿人：(以姓氏笔画为序)

王永明 邓家琛 尹红顺 兰发祥 石建成

仲永兴 吴国钊 沈培英 苏廷铭 张秀英

周拜豪 钱笃元 殷作民 陶德平 程荣辉

鲍秀珍 黎 亮

主 审：周新海

副主审：江和甫

审 委：(以姓氏笔画为序)

王永明 仲永兴 汤 萍 殷作民 魏玉冰

前 言

本手册为航空发动机压气机设计人员提供了有关压气机的设计方法、设计要考虑的主要问题和压气机设计实例,还为压气机设计人员提供了编写性能试验任务书方面的内容。手册在内容上强调实用、完整、准确并有一定的先进性,在表述形式上尽可能以公式、技术数据、图形和曲线为主,文字阐述简明扼要,力求能使手册为广大航空发动机压气机的设计人员提供有指导作用和参考价值的工具书。也可供相关专业的技术人员、教师与学生作参考。

航空发动机压气机设计是在继承和实践的基础上,不断开拓与发展的。压气机设计与国家的材料科学、机械制造工艺技术的发展水平密切相关,并与压气机的科学研究的进展联系在一起。压气机设计本身又是千变万化的,手册难以面面俱到,也难以与当今压气机设计水准相衔接。为了使本手册能成为一个可供操作的工具,在有些章节中,对并非可以作出唯一选择的内容,我们就各种压气机设计的方法进行了归纳,为设计者提供一种或几种可能的设计途径,供设计者分析、借鉴。

本手册着重于军用航空发动机轴流压气机和小发动机离心压气机的气动性能与结构设计,对其他类型的压气机设计仅叙述其设计特点。

本手册中引用的各种标准,均仅列出标准号,省略了年代号,所以在利用这些标准时应了解该标准的最新版本,以避免设计出现差错。

本手册中给出的结构设计图例是部分的,它仅示出了与手册所述内容有关的部分。结构设计时还应参阅有关发动机机种的设计图样。

本手册撰稿人:绪论钱笃元;第1章周拜豪;第2章周拜豪,尹红顺2.5节,程荣辉2.6节、2.11节,吴国钊2.7节;第3章兰发祥;第4章王永明,陶德平4.4节;第5章石建成;第6章钱笃元,张秀英6.6节;第7章苏廷铭;第8章邓家琛;第9章邓家琛,鲍秀珍;第10章黎亮;第11章沈培英,仲永兴11.5节、11.8节,殷作民11.4节、11.7节。第1、2、3、4、5章由周拜豪统编。

对周盛教授、王同庆教授、王旭东高级工程师和曾经积极支持、帮助本手册编撰工作的领导、专家、教授表示由衷的感谢。

由于编者的水平和能力有限,手册中错误和不足之处在所难免,恳请提出批评指正。

《航空发动机设计手册》第8册编委会

1999年9月

目 录

绪论	(1)	2.5.2 基元叶型中弧线	(115)
第1章 轴流压气机准三维气动计算		2.5.3 基元叶型厚度分布	(118)
1.1 准三维理论及设计过程	(1)	2.5.4 设计算例	(119)
1.1.1 叶轮机械气体流动的一般方程	(1)	2.6 可控扩散叶型	(121)
1.1.2 求解的简化	(2)	2.6.1 造型方法	(121)
1.1.3 设计过程	(4)	2.6.2 初始叶型设计及其表面速度分布 求解	(122)
1.2 S_2 流面简介	(4)	2.6.3 叶型表面速度分布修正	(124)
1.2.1 S_2 流面方程及主要参数计算	(4)	2.6.4 叶型反问题设计	(124)
1.2.2 S_2 流面主方程数值求解的方法和 步骤	(11)	2.6.5 叶型表面边界层转捩点和分离点 计算	(125)
1.2.3 压气机流道及主要级参数的初步 确定	(19)	2.7 串列叶栅	(127)
1.2.4 S_2 流面计算	(27)	2.7.1 串列叶栅几何参数选择	(127)
1.2.5 S_2 流面计算已知条件及输入参数 ..	(29)	2.7.2 串列叶栅设计方法	(129)
1.2.6 S_2 流面计算结果	(31)	2.8 攻角选择	(132)
1.2.7 设计控制参数的调整和分析	(32)	2.8.1 亚声速叶型攻角选择	(132)
1.2.8 S_2 流面计算算例	(33)	2.8.2 超声速叶型攻角选择	(134)
1.3 S_1 流面计算	(95)	2.9 落后角计算	(134)
1.3.1 S_1 流面的气动方程	(95)	2.10 叶片最小喉道面积计算	(134)
1.3.2 S_1 流面计算程序	(97)	2.10.1 激波损失计算	(135)
第2章 轴流压气机叶片造型		2.10.2 叶栅槽道喉道面积比计算	(135)
2.1 C4 系列叶型	(106)	2.11 叶片积叠	(136)
2.1.1 C4 系列叶型中弧线	(106)	2.11.1 基元叶型坐标	(136)
2.1.2 C4 系列原始叶型厚度分布	(107)	2.11.2 积叠线	(137)
2.2 BC6 叶型	(107)	2.11.3 生产坐标	(139)
2.2.1 BC6 叶型中弧线	(107)	第3章 轴流压气机全三维气动计算	
2.2.2 BC6 叶型厚度分布	(108)	3.1 全三维计算方法介绍	(141)
2.3 65 系列叶型	(108)	3.1.1 控制方程	(141)
2.4 锥面展开面上模拟多圆弧叶型	(109)	3.1.2 紊流模型	(142)
2.4.1 锥面展开面上模拟多圆弧叶型造 型方法	(109)	3.1.3 数值计算方法	(145)
2.4.2 前后两段圆弧参数选择	(113)	3.1.4 边界条件和初场	(146)
2.4.3 叶型最大厚度选择	(113)	3.2 多级压气机粘性全三维正问题计算 程序	(147)
2.5 任意多项式叶型	(114)	3.2.1 控制方程	(148)
2.5.1 造型方法	(114)	3.2.2 程序中使用的紊流模型	(148)
		3.2.3 网格和数值计算格式	(149)
		3.2.4 全三维计算输入参数	(151)

3.3 全三维计算结果分析·····	(155)	第6章 轴流压气机结构设计	
3.3.1 定性分析·····	(155)	6.1 压气机总体结构设计的要求·····	(257)
3.3.2 定量分析·····	(164)	6.1.1 发动机总体性能的要求·····	(257)
第4章 非设计性能计算、扩稳设计与叶片 颤振分析		6.1.2 发动机总体结构的要求·····	(257)
4.1 非设计点性能计算·····	(168)	6.1.3 压气机气动的设计要求·····	(257)
4.1.1 统计法·····	(168)	6.2 结构方案设计中应考虑的问题·····	(257)
4.1.2 一维计算方法·····	(170)	6.2.1 转子支承与承力系统·····	(258)
4.1.3 二维轴对称计算方法·····	(176)	6.2.2 联轴器设计·····	(258)
4.1.4 喘振边界计算·····	(182)	6.2.3 静子与转子结构形式选择·····	(263)
4.2 压气机性能优化·····	(185)	6.2.4 系统安排·····	(265)
4.2.1 非设计性能优化·····	(185)	6.2.5 构件间定位与(安装)防错设计·····	(268)
4.2.2 优化目标及约束条件·····	(185)	6.2.6 构件抗腐蚀抗湿热抗霉菌(三防) 设计·····	(271)
4.2.3 优化计算方法·····	(186)	6.2.7 主要零件材料与制造工艺选择·····	(272)
4.2.4 举例·····	(186)	6.3 压气机结构技术设计·····	(272)
4.3 扩稳设计·····	(186)	6.3.1 构件结构尺寸的确定·····	(273)
4.3.1 扩稳方法·····	(187)	6.3.2 部件划分·····	(274)
4.3.2 机匣处理·····	(187)	6.3.3 部件组件装拆工艺性·····	(276)
4.3.3 级间放气·····	(189)	6.3.4 转子平衡·····	(277)
4.3.4 可变弯度进口导流叶片·····	(189)	6.3.5 组件打样图的主要技术条件·····	(277)
4.3.5 角度可调叶片·····	(189)	6.4 间隙计算与选择·····	(278)
4.3.6 多转子·····	(190)	6.4.1 径向间隙计算与选择·····	(278)
4.4 叶片颤振分析·····	(191)	6.4.2 轴向间隙计算与选择·····	(282)
4.4.1 叶片颤振分类·····	(191)	6.5 材料选择及举例·····	(283)
4.4.2 叶片设计的颤振分析与抑制·····	(192)	6.5.1 材料选择·····	(283)
4.4.3 叶片颤振预估方法·····	(193)	6.5.2 材料选择举例·····	(285)
4.4.4 算例分析·····	(199)	6.6 小发动机轴流压气机结构设计·····	(286)
第5章 离心及组合压气机气动设计		6.7 民机用发动机压气机结构设计·····	(287)
5.1 离心压气机设计·····	(201)	6.7.1 降低噪声的设计措施·····	(287)
5.1.1 气动设计参数选择·····	(201)	6.7.2 防止外来物吸入的设计措施·····	(287)
5.1.2 气动设计参数优化·····	(216)	6.7.3 风扇机匣包容结构设计措施·····	(288)
5.1.3 准三维设计体系·····	(217)	第7章 轴流压气机静子结构设计	
5.1.4 全三维气动计算·····	(232)	7.1 静子结构设计要求·····	(290)
5.1.5 离心压气机非设计点气动参数 计算·····	(233)	7.2 机匣设计·····	(290)
5.1.6 离心压气机扩稳措施·····	(235)	7.2.1 机匣内流路设计·····	(290)
5.1.7 多级离心压气机气动设计·····	(236)	7.2.2 机匣的周向安装边设计·····	(292)
5.2 组合压气机设计·····	(241)	7.2.3 机匣的纵向安装边设计·····	(295)
5.2.1 组合压气机设计特点·····	(241)	7.2.4 机匣引气孔设计·····	(297)
5.2.2 组合压气机匹配设计·····	(244)	7.2.5 机匣观察孔设计·····	(298)
5.2.3 非设计点性能计算·····	(244)	7.3 整流器设计·····	(299)
5.3 设计举例·····	(246)	7.3.1 结构形式·····	(299)

7.3.2 静子叶片轴颈、缘板与机匣安装孔、 槽的配合尺寸及形位公差·····	(301)
7.4 静子叶片角度操纵系统设计·····	(303)
7.4.1 机构设计的主要要求·····	(304)
7.4.2 操纵机构设计流程·····	(304)
7.4.3 机构设计·····	(304)
7.4.4 设计计算·····	(309)
7.4.5 操纵系统构件设计·····	(312)
7.5 处理机匣设计·····	(321)
7.5.1 处理机匣结构形式·····	(321)
7.5.2 处理机匣驻室和扰流片设计·····	(322)
7.6 转子叶片外环或机匣内表面设计·····	(323)
7.6.1 转子叶片外环及机匣表面的结构 形式·····	(323)
7.6.2 机匣内表面的涂层段设计·····	(323)
7.7 静子封严阻尼构件设计·····	(324)
7.8 典型构件设计举例·····	(326)

第8章 轴流压气机转子结构设计

8.1 压气机转子结构设计的要求·····	(327)
8.2 转子结构设计·····	(327)
8.2.1 设计依据·····	(327)
8.2.2 转子的设计基准·····	(331)
8.2.3 转子零件、组合件的划分和组合 加工·····	(331)
8.2.4 盘和鼓筒、轴、轴颈的连接和配合·····	(331)
8.2.5 叶片的安装和固定·····	(334)
8.2.6 转子上其他零件的设计·····	(339)
8.2.7 平衡校正面及平衡构件·····	(339)
8.3 盘鼓转子的设计·····	(340)
8.3.1 基准的设置·····	(340)
8.3.2 盘和鼓筒的设计·····	(341)
8.3.3 榫槽的设计·····	(342)
8.3.4 盘鼓连接结构设计·····	(346)
8.3.5 封严篦齿·····	(348)
8.3.6 盘鼓零件的材质要求·····	(348)
8.3.7 表面处理·····	(349)
8.4 轴、轴颈设计·····	(351)
8.4.1 轴、轴颈的功用·····	(351)
8.4.2 轴的设计·····	(351)
8.4.3 轴颈的设计·····	(352)
8.4.4 轴、轴颈的材质要求·····	(353)
8.4.5 表面处理·····	(353)
8.5 轴流压气机转子的平衡·····	(353)

8.5.1 刚性转子和柔性转子·····	(353)
8.5.2 刚性转子的平衡·····	(354)
8.5.3 刚性转子允许剩余不平衡量的 计算·····	(356)
8.5.4 准刚性转子的平衡要求·····	(357)

第9章 轴流压气机叶片结构设计

9.1 压气机叶片设计的基本要求·····	(360)
9.2 静子叶片结构设计·····	(360)
9.2.1 静子叶片设计的基本要点·····	(360)
9.2.2 可变弯度进口导流叶片设计·····	(363)
9.2.3 安装角可调静子叶片设计·····	(365)
9.2.4 带安装板静子叶片的设计·····	(367)
9.2.5 无安装板基体的静子叶片·····	(370)
9.3 转子叶片结构设计·····	(370)
9.3.1 转子叶片设计的基本要点·····	(370)
9.3.2 转子叶片榫头设计·····	(378)
9.3.3 压气机转子叶片的伸根和内缘 板的设计·····	(384)
9.3.4 阻尼台设计·····	(388)
9.3.5 精密毛坯工艺叶片的设计特点·····	(390)
9.3.6 叶盘结构设计·····	(390)
9.3.7 转子叶片减振设计·····	(391)

第10章 离心压气机结构设计

10.1 概述·····	(393)
10.2 间隙计算和确定·····	(396)
10.3 叶轮设计·····	(396)
10.3.1 叶轮设计要求·····	(396)
10.3.2 叶轮与转子上其他构件的连接·····	(396)
10.3.3 叶轮设计·····	(397)
10.3.4 叶轮设计举例·····	(402)
10.4 叶轮罩壳的设计·····	(402)
10.4.1 设计要求·····	(402)
10.4.2 罩壳设计·····	(402)
10.4.3 叶轮罩壳设计举例·····	(404)
10.5 扩压器设计·····	(405)
10.5.1 设计要求·····	(405)
10.5.2 叶片式扩压器设计·····	(406)
10.5.3 叶片式扩压器设计举例·····	(408)
10.5.4 管式扩压器设计·····	(408)
10.5.5 管式扩压器设计举例·····	(412)

第11章 压气机气动性能试验

11.1 试验类型与任务	(413)	11.5 叶栅试验	(422)
11.1.1 叶栅性能试验	(413)	11.5.1 试验目的	(422)
11.1.2 压气机性能试验	(413)	11.5.2 试验内容要求	(422)
11.2 压气机试验	(413)	11.5.3 测试要求	(423)
11.2.1 试验目的	(413)	11.6 低速大尺寸模型压气机试验	(425)
11.2.2 试验内容要求	(414)	11.6.1 试验目的	(425)
11.2.3 测试要求	(416)	11.6.2 试验内容要求	(425)
11.3 进气畸变试验	(419)	11.6.3 测试要求	(426)
11.3.1 试验目的	(419)	11.7 风扇双涵道试验	(426)
11.3.2 试验内容要求	(420)	11.7.1 试验目的	(426)
11.3.3 测试要求	(421)	11.7.2 试验内容要求	(426)
11.4 级间引气对压气机性能的影响试验	(421)	11.7.3 测试要求	(427)
11.4.1 试验目的	(421)	11.8 试验件设计	(427)
11.4.2 试验内容要求	(421)	11.8.1 平面叶栅吹风试验件设计	(427)
11.4.3 测试要求	(422)	11.8.2 环形叶栅吹风试验件设计	(430)
		11.8.3 压气机试验件设计	(431)
		参考文献	(433)

绪 论

内容与范围 本设计手册阐述了航空发动机压气机组件的气动设计、结构设计和性能试验三部分的内容。与压气机设计密切相关的强度计算、振动特性分析、可靠性分析、润滑和封严装置设计等在此不作叙述,可参阅有关组件、系统或专业的设计手册。

气动设计部分由设计点气动计算,叶片造型,非设计点气动计算三大部分组成。

结构设计部分由总体结构设计,静子结构设计,转子结构设计,叶片结构设计和离心压气机结构设计五大部分组成。

性能试验部分仅阐述了性能试验的目的、试验内容与试验要求。试验件(结构)设计只是说明与前述的结构设计不同部分的内容。

功能 压气机是燃气涡轮喷气发动机的主要组件之一,它是用来对进入发动机的工质—空气增压,使空气的压力达到预定的值,作为发动机中压气机后续组件(主燃烧室)的气源。

分类及用途 根据压气机的结构形式和空气的流动特点,它可以分为轴流式、离心式(或称径流式)以及轴流—离心组合(混流)式三大类。

按空气进入压气机转子叶片前缘的相对气流速度的不同,又可分为亚声速压气机与超(跨)声速压气机。

按(发动机)转子的数目,压气机组件可分为单转子、双转子和三转子三种。双转子压气机中分成低压和高压压气机两部分;三转子压气机中分成低压、中压和高压压气机三部分。在涡轮风扇双转子发动机中,低压压气机常被称作风扇,风扇出口的气流被在其后方的中间(界)机匣分成两股分别排入内、外涵流道。在民用大涵道比的涡扇发动机中,风扇往往是单级的,并在风扇后面的内涵流道中还设有增压级,它由若干级组成,此风扇和增压级与低压涡轮构成发动机的一个低压转子。压气机的分类如图 1 所示。

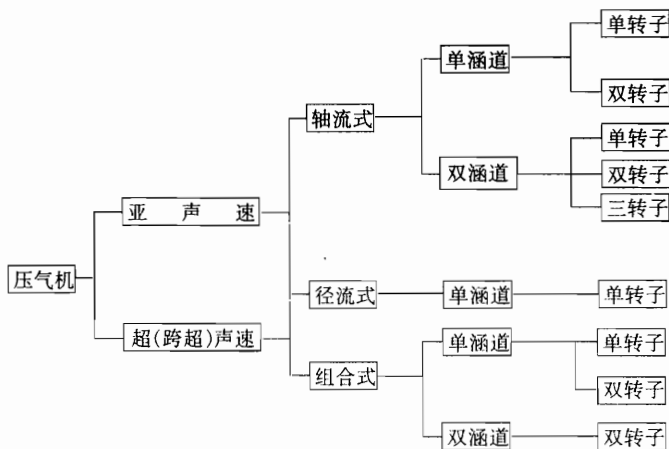


图 1 压气机分类示意图

原理与构成 压气机是一种利用旋转机械能向流过它的空气做功,以提高空气的压力的叶轮机械装置。

图 2 所示的轴流压气机是多级的, 每一个级均由一转子叶片排和一静子叶片排构成。空气流经顺序排列的各个级, 在压气机的出口处空气的压力提高到预定的值, 即实现给定的增压比值, 同时空气的温度也有相应的提高。

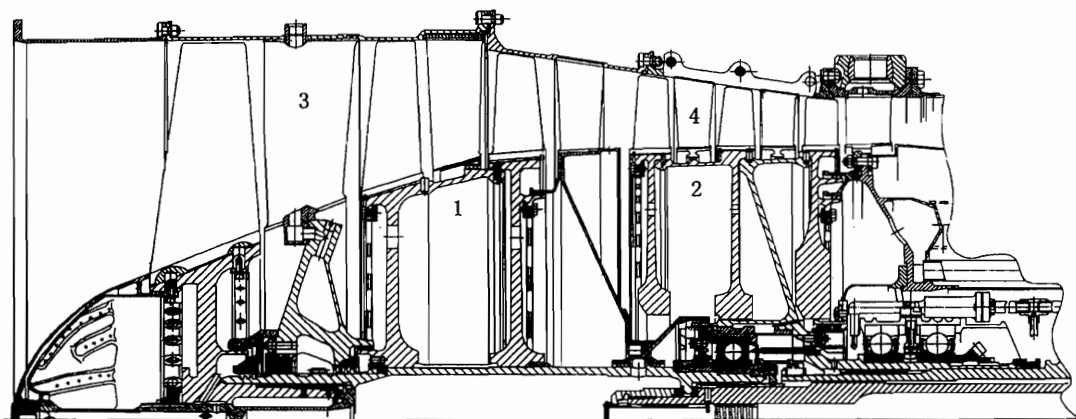


图 2 双转子发动机的轴流压气机

1, 2—转子; 3, 4—静子

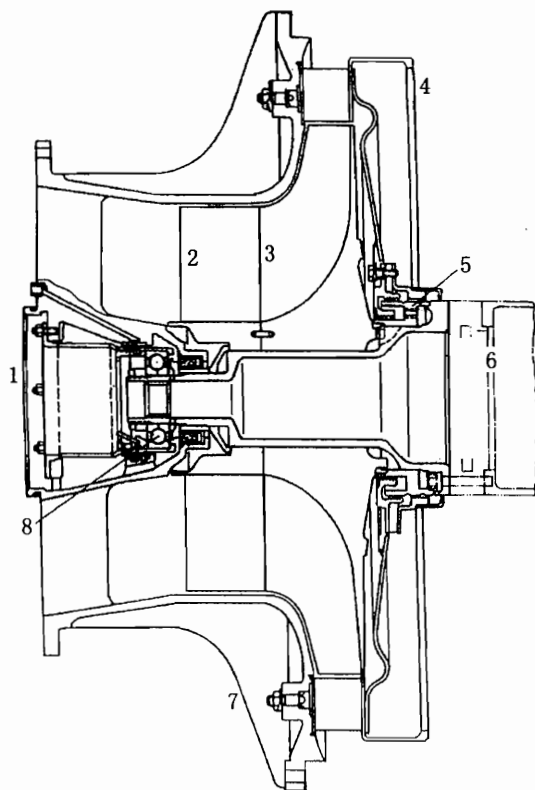


图 3 离心压气机示意图

1—弹性支座; 2—导风轮; 3—离心叶轮; 4—径向扩压器;

5—大支承环; 6—叶轮轴; 7—机匣; 8—轴承

轴流压气机组件主要由转子、静子和一些功能(如叶片角度调节、引气、防冰等)系统组成。转子由转子叶片、盘、轴颈及连接件等构成。静子由(整流或称导向)叶片、机匣和内环、封严环等组成。

图3是离心压气机的示意图,空气沿进气(导流)装置,流入工作(叶)轮,接着它进入静止的径向扩压器(无叶片的和有叶片的),由扩压器排出的气流再进入燃烧室。它由进气装置、叶轮、扩压器以及机匣等组成。在进气装置中有时设置可调节角度的导流叶片。

设计的任务与要求 压气机设计是指从压气机设计方案的论证及确认开始,到技术设计和工程图设计三个阶段的全过程,还包括设计过程中的制造工艺、冶金部门的评审(含对设计图纸和设计技术文件的会签),以及设计各阶段对设计质量的评审活动。完成研制生产压气机所需要的全部生产用图及与其相配套的各种设计技术文件。

压气机设计的依据是设计任务书及有关的指令性文件。

对压气机设计的技术要求主要有:

(1)在规定的空气流量下,以尽可能少的级数实现规定的增压比,设计与非设计工作状态下具有高的效率;

(2)气动稳定性好,稳定工作裕度符合规定要求;

(3)结构简单,维护方便,制造与维护成本低;

(4)单位迎面流量大,长度短,重量轻;

(5)工作寿命长,可靠性高;

(6)性能衰减慢;

(7)符合国家、军方(使用方)和行业的各种规范、标准、大纲、准则及技术条件的要求。

压气机的目前水平与发展趋势 压气机技术发展很快,目前有代表性的压气机技术数据见表1、表2。小型发动机压气机的技术数据见第10章表10-1。

表1 推重比8发动机用风扇主要技术数据(供参考)

机种	单位迎面流量 (kg/s·m ²)	增压比/级	效率	裕度 (%)	一级叶尖切线 速度(m/s)	长度 ^① /进口 直径(mm)	进口级转子 叶片展弦比	注
某发动机	179	3.78/3	0.85	17	475	406.5/764 (0.53)	≥2	转子叶片无凸台,带 进口可调导流叶片
RB199	182	2.7/3	0.83			0.44		
F404-GE-400	163.5	≥3.7/3	0.83			706 (0.48)		
F110-GE	173	3.1/3	0.825		440			
AL31Φ	180	3.6/4	0.81	14.9	475	/890		$\bar{d}_1$ 0.416
PD33	169.3	3.15/4	0.86			/762		
F100-PW-229		3.2/3	0.81	22				
F100-PW-100		3.1/3	0.81	22				
E ³ GE	209 (起飞)187	1.65~1.67/1	~0.9		412	/2108		$\bar{d}_1$ 0.342, M_{w_1} 1.41
E ³ PW	209.9	1.56~1.74/1	0.863	15	365.2			
低噪声风扇 A	201.7	1.5~1.32/1	0.865		354	/1863	2.32	$\bar{d}_1$ 0.465, M_{w_1} 1.2
B	201.7	1.5~1.43/1	0.87		354	/1863	1.71	$\bar{d}_1$ 0.465, M_{w_1} 1.2
C	201.7	1.6~1.49/1	0.842		472	/1735	2.09	$\bar{d}_1$ 0.36, M_{w_1} 1.2
HYPR 计划		2.6/2	0.875	16.1	450	/790		$\bar{d}_1$ 0.43, M_{w_1} 1.5

①不计进口导流叶片的风扇长度。

注: $\bar{d}_1$ ——进口轮毂比;

M_{w_1} ——进口叶尖相对马赫数。

表 2 推重比 8 发动机用(高压)压气机主要技术数据(供参考)

机种	换算流量 (kg/s)	增压比/级	效率	裕度 (%)	一级叶尖线 速度(m/s)	长度 ^① /进口 直径(mm)	进口级转子 叶片展弦比	注
某发动机	20	7.02/7	0.84	22				0 级和 1 级 导流叶片可调
RB199		/6						
F404-GE-400		/7						
AA31Φ	24.9	7/9	0.845	25.8	354	/600 不变		
PD33		6.49/9						0 级和 1 级 导流叶片可调
P100-PW-229		/10						
E ³ GE	53.5	22.6/10		25	456	516/583 (0.885)	1.87(平均各级)	$\bar{d}_1$ 0.503
E ³ PW	40	/8	0.879		465		1.51	
AMAC ^②	36.5	23/10	0.86	18	469		1.72(平均)	$\bar{d}_1$ 0.469

①不计进口导向叶片的长度。

②Advanced Multistage Axial Core Compressor。

压气机设计的发展趋势是：

- (1)更高的级负荷,更少的级数;
- (2)更先进更完善的气动与叶型设计计算分析方法;
- (3)更高的组件效率和适量的稳定工作裕度;
- (4)选用更先进的高比强材料;
- (5)采用新结构与新的制造工艺技术,结构更简单,零件数量更少。

设计流程 压气机设计分为方案设计、技术设计和工程图(施工图)设计三个阶段进行,参看图 4。压气机气动设计和结构设计的流程可分别参看图 5 和图 6。气动设计的全部工作应在结构的技术设计阶段完成,并为结构的工程图设计提供充分与必要的和正式的数据文件资料。

(1)方案设计阶段,它又可以分为方案论证与方案设计两部分。方案论证(方案选择)主要是根据发动机总体和其他组件及系统提出的设计要求、设计指标和协调的需要,对压气机方案的可行性、经济性与研制周期作论证,论证一般是在两个或若干个方案的基础上进行的,并与发动机总体及其他组件、系统的方案多次协调,同步并行进行的。

方案设计是在方案论证,而且是在选定(或经批准)实施方案的前提下,设计工作进一步深化的过程。

方案论证内容主要有：

- a. 压气机设计点和指定工作状态工作点性能,主要是空气流量、总增压比、绝热效率等设计指标,在给定设计要求如转速、直径和长度尺寸等条件下实现的可行性;
- b. 压气机非设计点性能计算,评估方案的适用性;
- c. 压气机结构方案、采用三新技术(新材料、新结构和新工艺技术)的可行性分析;
- d. 结构重量和典型构件强度评估;
- e. 验证试验的项目及试验内容、经费估算、预计研制周期等综合的经济可行性;
- f. 对民用压气机,特别是风扇组件的噪声水平与降噪技术措施作分析评估,降噪技术措施的可行性。

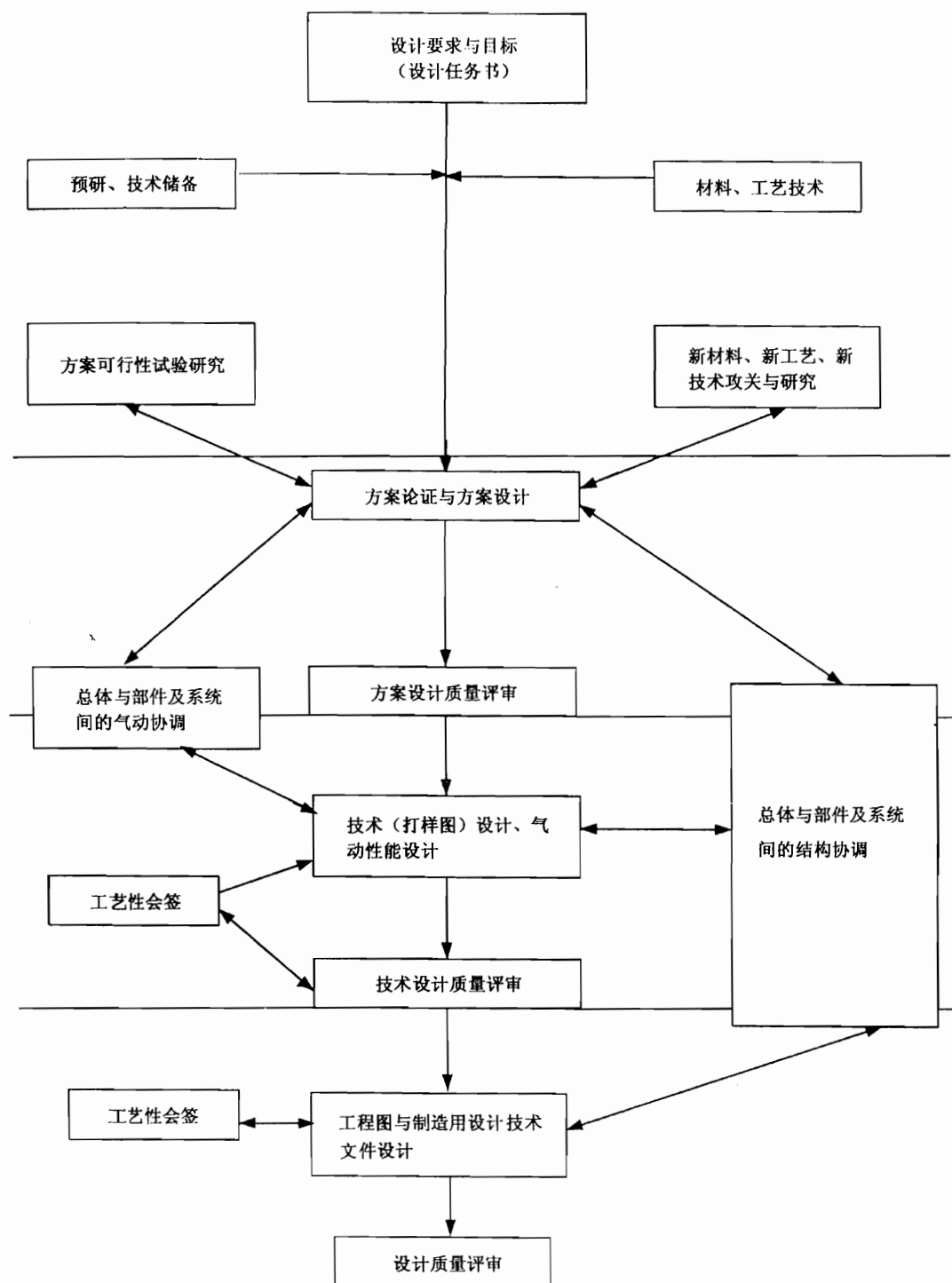


图4 设计阶段划分图

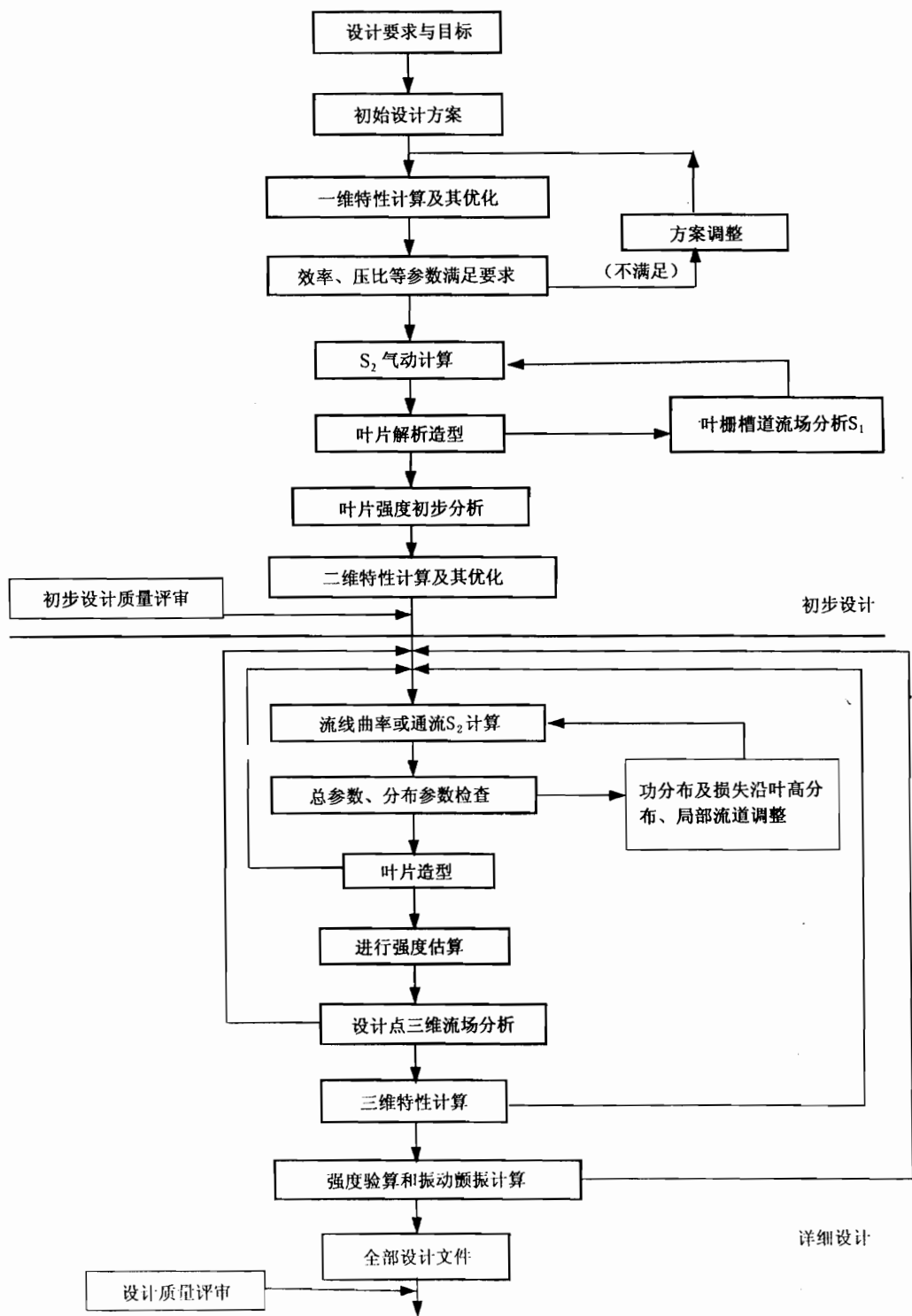


图5 气动设计流程图

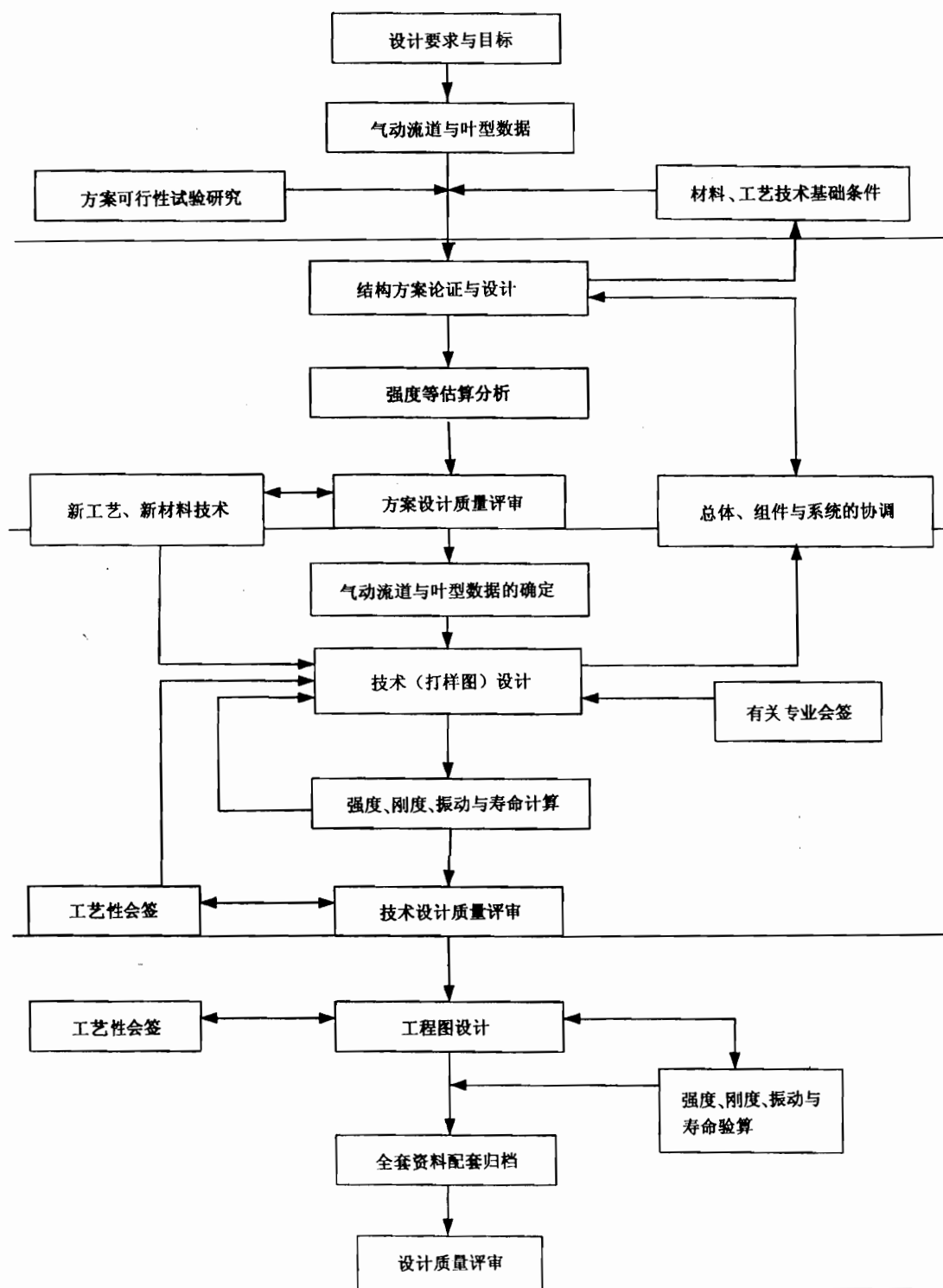


图6 结构设计流程图

方案设计阶段应完成的工作主要有:

- a. 一维气动方案计算,确定级负荷、损失、流道形式,进行特性和稳定工作裕度预估;
- b. S_2 气动计算和叶型设计;
- c. S_1 流场计算;
- d. 二维非设计点性能(含稳定工作裕度)计算及优化;
- e. 稳定性裕度保障措施的选择及效果分析,如压气机静子叶片安装角调节方案分析计算;
- f. 发动机总体确定的强度计算点、发动机内流系统计算和飞机引气等所需的压气机气动参数数据估算;
- g. 压气机结构方案设计;
- h. 典型构件,如机匣、轮盘、轴(轴颈)和叶片等强度估算用气动、结构数据计算,以进行强度、振动和寿命估算分析;
- i. 压气机组件重量和重心估算,转子的转动惯量估算;
- j. 压气机气动和结构方案设计报告(含方案的工艺性、维护性评估);
- k. 压气机方案设计阶段评审用报告(含经济性评估)。

(2) 技术设计阶段,本阶段气动设计方面要完成图 5 设计流程中详细设计的全部工作任务,为与气动设计并行进行的结构技术设计提供正式的压气机流道尺寸、转速、叶型数据,以及强度计算和结构设计需用气动数据;结构设计方面要进行结构技术设计(打样图设计并绘制打样图),为下一阶段工程图设计提供依据与设计要求。在本阶段应完成的工作主要有:

- a. 进一步对设计气动参数(包括引气)、叶型及叶栅参数等作调整、协调、优化后,完成气动、叶型设计、流场计算分析;
- b. 全三维气动验算及气动参数进一步优化设计;
- c. 颤振分析计算;
- d. 非设计点气动性能(特性)计算,含静子叶片角度调节规律、进气畸变等对气动性能与特性影响的分析计算;
- e. 强度设计计算、飞机引气和发动机内流系统计算用压气机气动参数数据的计算;
- f. 主要零、部件强度、振动和寿命分析计算;
- g. 重量、重心、转动惯量估算;
- h. 零、部、组件目录与明细表(初稿)或清单;
- i. 关键件、重要件目录(初稿)或清单;
- j. 锻、铸件目录(初稿)或清单;
- k. 生产制造用主要设计技术文件目录与文件编制或选用(全部工作可与工程图设计同时完成);
- l. 关键材料、主要工艺与制造技术清单;
- m. 结构技术设计,完成打样图,其中风扇和压气机组件内的单元体(含中介机匣)划分按发动机总体的规定或组件与总体协商确定;
- n. 气动设计和结构设计技术文件;
- o. 技术设计阶段设计评审用文件。

(3) 工程图(详细)设计阶段,本阶段的主要任务是完成压气机生产用整套工程图的设计工作和生产用各种目录、明细表及设计技术文件的编制。主要工作有:

- a. 设计所有生产用零件图、部件图、组件图以及功能图(安装图、轮廓图、测量系统图等);

b. 提供对零、部和组件强度、振动及寿命验算分析用的数据文件,并对结构作强度振动与寿命验算,注意设计图与强度验算文件(报告)的一致性;

c. 编制生产用各种目录和明细表,即零、部、组件目录和明细表,关键件、重要件目录,锻、铸件目录,按标准样件验收的零、部件目录等;

d. 生产用的所有设计技术文件;

e. 组件尺寸链计算和装配间隙计算分析与选择;

f. 组件重量、重心和转子转动惯量计算;

g. 组件结构设计说明书;

h. 工程图设计阶段设计评审用文件;

i. 生产用图纸和技术文件发出后,对设计图和设计文件的复查,确保设计图和文件的协调性和正确性。

在上述三个设计阶段的演进过程中,有时其中的具体工作项目是交叉进行的,而且压气机组件与总体、其他组件及系统之间、气动设计与结构设计、强度计算之间还需要进行多次反复协调,故在设计阶段必须要有一个与之相适应的严谨的管理制度,以保证三个设计阶段能有序、协调和正确地展开,保证设计的速度与高质量。

第1章 轴流压气机准三维气动计算

气体在轴流压气机叶片排通道中的运动是三维粘性可压缩和非定常的。描绘三维流动的基本方程数目(一个连续方程、三个速度分量的动量方程、一个能量方程和一个状态方程)与待求的未知数(三个速度分量、压力、温度和密度)是相等的。如果加上相应的初始条件和边界条件即可求解。但是,要解这一组非线性四维方程(加时间项)需要大容量、高速度计算机。因此需要作某些简化,使方程既可以求解,又使计算结果尽可能真实地反映实际流动的主要特征和规律,在较短的时间内选择较优的压气机气动方案。在压气机中,把三维问题简化为准三维问题通常有两种方法,其中一种是轴对称假设,另一种是通过采用两类相对流面的理论,求出叶片流道内的气流参数。这两种方法在国际上均被普遍采用。对于轴对称假设所提出的径向平衡方程只能计算叶片排间隙中的气流参数,而两类流面理论的方法可以计算叶片通道中的气流参数。国内普遍采用第二种方法设计轴流压气机和风扇。

1.1 准三维理论及设计过程

1.1.1 叶轮机机械气体流动的一般方程

在绝对圆柱坐标系下用 (r, θ, z) 来叙述。考虑到气流的非定常性,气体的任一参量一般是坐标 (r, θ, z) 和时间 t 的函数。

在三个坐标方向的运动方程分别是:

$$-\left(\frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r}\right) + \text{粘性力项} = \left\{ \frac{\partial V_r}{\partial t} - \frac{V_\theta}{r} \left[\frac{\partial(V_\theta r)}{\partial r} - \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] + V_z \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \right\} \quad (1-1a)$$

$$-\frac{1}{r} \left(\frac{\partial H}{\partial \theta} - T \frac{\partial S}{\partial \theta} \right) + \text{粘性力项} = \left\{ \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + \frac{V_r}{r} \left[\frac{\partial(V_\theta r)}{\partial r} - \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] - V_z \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} - \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \right\} \quad (1-1b)$$

$$-\left(\frac{\partial H}{\partial z} - T \frac{\partial S}{\partial z}\right) + \text{粘性力项} = \left\{ \frac{\partial V_z}{\partial t} - V_r \left[\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right] + V_\theta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} - \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \right\} \quad (1-1c)$$

在绝对坐标系下的能量方程

$$\frac{dH}{dt} = Q + \frac{1}{J} \times \frac{1}{\rho} \times \frac{\partial p}{\partial t} + \text{粘性项} \quad (1-2)$$

若假设气体为定常、无粘、绝热,则式(1-2)变为:

$$\frac{dH}{dt} = 0 \quad (1-3)$$

流量连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial r}(\rho V_r) + \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho V_\theta) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z) = 0 \quad (1-4)$$

气体的状态方程

$$p = \rho RT \quad (1-5)$$

对于转动叶片通道内外的相对气流,使用相对圆柱坐标 (r, φ, z) 来叙述。

气体在三个坐标方向的相对运动方程分别是:

$$-\left(\frac{\partial I}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r}\right) + \text{粘性力项} = \left[\frac{\partial W_r}{\partial t} - \frac{W_\varphi}{r} \left(\frac{\partial(V_\theta r)}{\partial r} - \frac{\partial W_r}{\partial \varphi}\right) + W_z \left(\frac{\partial W_r}{\partial z} - \frac{\partial W_z}{\partial r}\right)\right] \quad (1-6a)$$

$$-\frac{1}{r} \left(\frac{\partial I}{\partial \varphi} - T \frac{\partial S}{\partial \varphi}\right) + \text{粘性力项} = \left[\frac{\partial W_\varphi}{\partial t} + \frac{W_r}{r} \left(\frac{\partial(V_\theta r)}{\partial r} - \frac{\partial W_r}{\partial \varphi}\right) - W_z \left(\frac{1}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial W_\varphi}{\partial z}\right)\right] \quad (1-6b)$$

$$-\left(\frac{\partial I}{\partial z} - T \frac{\partial S}{\partial z}\right) + \text{粘性力项} = \left[\frac{\partial W_z}{\partial t} - W_r \left(\frac{\partial W_r}{\partial z} - \frac{\partial W_z}{\partial r}\right) + W_\varphi \left(\frac{1}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial W_\varphi}{\partial z}\right)\right] \quad (1-6c)$$

沿流线能量方程(无粘、绝热、定常)

$$\frac{dI}{dt} = 0 \quad (1-7)$$

式中: I ——转焓, $I = i + \frac{W^2}{2} - \frac{\gamma^2 \omega^2}{2}$ 。 (1-8)

熵 S 通过效率、温度或总压恢复系数计算。

轴流压气机子午面上, 流线投影及叶列间隙站 a、b、c、d 见图 1-1。

连续方程写为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial r}(r \rho W_r) + \frac{\partial}{\partial \varphi}(\rho W_\varphi) + \frac{\partial(\rho W_z)}{\partial z} = 0 \quad (1-9)$$

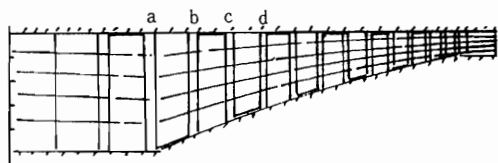


图 1-1 轴流式压气机子午面上流线投影及叶列间隙站

由绝对坐标系中(1-1a), (1-1b), (1-1c), (1-2), (1-4)和(1-5)组成的方程组是封闭的, 以及由相对坐标系中(1-6a), (1-6b), (1-6c), (1-8), (1-9)和(1-5)分别组成的方程组也是封闭的。它们各有 6 个方程, 包含速度的三个分量及密度 ρ 、熵 S 和焓 H (或转焓 I) 共 6 个未知物理量。在目前计算机条件下作为正问题是可以直接解这三维问题, 但需要大量的机时, 使设计周期变得遥遥无期, 这在工程设计中是不允许的。到目前为止, 国内外对压气机三维反问题设计在数学上还没有成熟的方法。为此, 有必要作出合理的简化, 使得问题可能求解, 不但尽量好地反映出流动的主要特征和规律, 而且又符合工程设计的实用性。

1.1.2 求解的简化

为了使问题便于求解, 假设气流为无粘、定常和绝热流动。可以假设粘性力项等于零, $\frac{\partial}{\partial t} = 0$, 传热项 $Q = 0$ 。在这种假设条件下, 方程组是一个三维定常问题。为了使求解更简单, 最有效的方法之一是设法把方程组降维, 使偏微分方程的自变量数目减少。在可能的条件下把三维问题简化为二维问题, 方程的求解就容易得多。

1.1.2.1 轴对称理论

在实际压气机设计中, 轴对称理论是将计算站安排在叶片排前后缘、不计算叶列内的气流参数的方法, 在叶片排间隙中, 假设气体参数在周向是均匀的, 即

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \equiv 0 \quad (1-10)$$

这种流动模型称为轴对称理论。

在绝对坐标系下,方程(1-4),(1-1a),(1-1b),(1-1c)变为:

$$\text{连续方程} \quad \frac{1}{r} \times \frac{\partial(r\rho V_r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (1-11)$$

运动方程

$$V_z \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) - \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial r} + \left(\frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} \right) = 0 \quad (1-12a)$$

$$V_r \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial r} + V_z \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial z} = 0 \quad (1-12b)$$

$$V_r \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} - \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) - \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial z} + \left(\frac{\partial H}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial z} \right) = 0 \quad (1-12c)$$

方程(1-12a)称为径向平衡方程。

在上述方程中没有叶片力项,所以不能计算叶片排内的气流参数,只能计算叶片排前后间隙站上的气流参数。

为了求解上述方程组引进熵函数方程

$$S_d - S_c = \ln(P_{td}/P_{tc}) \quad (1-13)$$

在实际计算中,流量连续方程采用如下形式:

$$2\pi \int_{RH}^{RT} \rho V_z r dr = K_G \cdot G \quad (1-14)$$

式中, K_G 为流量堵塞系数。

绝对坐标系下气流参数通常由方程(1-12a)、(1-14)、(1-5)、(1-13)、(1-3)联立求解得到 ρ 、 V_r 、 V_z 、 H 、 S 。

通过速度三角形计算,可以算出各叶片排进出口的气流角度,以便进行叶片造型。

在相对坐标下,流量连续方程

$$\frac{1}{r} \times \frac{\partial(\rho W_r r)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho W_z)}{\partial z} = 0 \quad (1-15)$$

径向平衡方程

$$W_z \left(\frac{\partial W_r}{\partial z} - \frac{\partial W_z}{\partial r} \right) - \frac{W_\theta}{r} \frac{\partial(W_\theta r)}{\partial r} + \left(\frac{\partial I}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} \right) = 0 \quad (1-16)$$

$$W_r \frac{\partial I}{\partial r} + W_z \frac{\partial I}{\partial z} = 0 \quad (1-17)$$

熵函数方程

$$S_c - S_b = R \left\{ \frac{\gamma}{\gamma - 1} \ln \left[\frac{T_{tc} - T_{tb}}{1 + \eta_{Rad} \left(\frac{T_{tc}}{T_{tb}} - 1 \right)} \right] \right\} \quad (1-18)$$

通过方程(1-15)、(1-16)、(1-17)、(1-18)、(1-5)联立求解得出转子叶片排前后间隙中的气流参数。

1.1.2.2 两类相对流面理论

为了避免上述计算中的轴对称假设并且进一步全面得出从根部到尖部,从一个叶片表面到另一个相邻叶片表面间的气流参数的全部变化,提出了两类相对流面(见图1-2)的理论。主要的考虑是对于从根部到尖部的气体流动由过去的轴对称流动发展到沿着某一个 S_2 流面上的流动,从一个叶片到另一个叶片间的流动由过去的圆柱面或径向面上的流动发展到沿着某一个 S_1 流面上的流动。通过 S_1 、 S_2 流面进行反复迭代计算,就可以得到叶片排内的三维流动。在实际

压气机设计中,只进行平均 S_2 流面计算和沿叶高典型截面的 S_1 流面计算,不做 S_1 和 S_2 流面间的迭代计算。

1.1.3 设计过程

准三维设计过程大致可分为两个阶段进行。第一阶段:方案设计阶段,第二阶段:详细设计阶段。

(1) 方案设计阶段

根据发动机总体要求的空气流量、总压比、绝热效率和喘振裕度来设计压气机。设计人员是根据以往的经验,先选取进口轮毂比 $\bar{a}_1$ 、出口轮毂比 $\bar{a}_2$ 、各级进出口轴向速度、转速、各级压比、转子叶片效率、静子总压恢复系数的轴向分布和叶片厚度等于零,进行一维气动方案计算和特性计算后,再做 S_2 流面计算。根据计算结果分析,对于不合理的参数进行修改。在 S_2 流面计算结果基本合理后,进行叶片造型和 S_1 流面计算,并将各计算结点上的叶片厚度输入到 S_2 流面计算程序中,重新做 S_2 流面计算,在分析计算结果的基础上对给定的原始参数作一定的修改,直到满意为止。根据 S_2 流面方案计算结果,进行一维特性估算。经过反复修改,使非设计点性能满足要求。设计框图见绪论图 5。

(2) 详细设计阶段

由方案设计阶段的最终设计结果,进一步调整叶片通道中的加功量分布规律,仔细调整攻角和落后角,设计新的叶型,由全三维粘性计算程序对准三维设计结果进行验算,根据计算结果,修改准三维设计,再进行全三维验算。同时,对叶片进行强度和振动计算分析,对于风扇叶片和高压压气机的进口级还要进行颤振计算,如不满足要求则返回准三维计算,进行新一轮设计,这样反复进行若干次,直到满意为止。设计框图见绪论图 5。

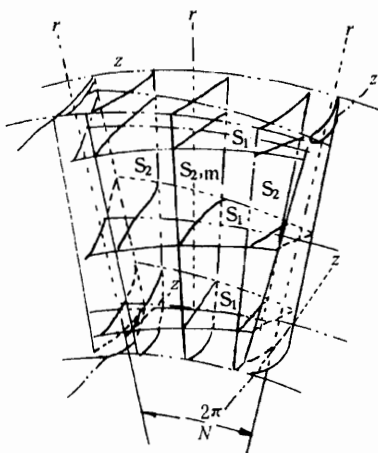


图 1-2 S_1 和 S_2 相对流面

1.2 S_2 流面简介

1.2.1 S_2 流面方程及主要参数计算

在叶片前方流道中任取一根径向线,在该径向线上各气体质点流经叶片通道的轨迹连成一个翘曲的面,该面称为 S_2 流面,在一个叶片通道中可以有无数的 S_2 流面。

沿着某一个特定的 S_2 流面流动时,流面上的气流参量 q 可以看作是 r 和 z 的函数

$$q = q[r, z, \varphi(r, z)] = q(r, z) \quad (1-19)$$

沿流面的偏导数为:

$$\frac{\partial q}{\partial r} = \frac{\partial q}{\partial r} - \frac{n_r}{rn_\varphi} \frac{\partial q}{\partial \varphi} \quad (1-20)$$

同样地

$$\frac{\partial q}{\partial z} = \frac{\partial q}{\partial z} - \frac{n_z}{rn_\varphi} \frac{\partial q}{\partial \varphi} \quad (1-21)$$

式中, n_φ 和 n_r 是单位法向量 $\vec{n}$ 的切向和径向分量。

使用了沿流面偏导数(1-20),(1-21)后,连续方程和径向平衡方程就成为:

$$\frac{\partial (rB\rho W_r)}{\partial r} + \frac{\partial (rB\rho W_z)}{\partial z} = 0 \quad (1-22)$$

$$W_z \frac{\partial W_z}{\partial r} = -\frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial r} + \frac{\partial I}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} + W_z \frac{\partial W_r}{\partial z} - F_r \quad (1-23)$$

式(1-22)中 B 是在推导中得出的,它是若干个 S_2 流面中的中间流面的一个薄流片的角厚度(rB 就是流面的切向厚度)。 F_r 是由下式决定的:

$$F_r = -\frac{1}{n\varphi_r} \left(\frac{\partial H}{\partial \varphi} - T \frac{\partial S}{\partial \varphi} \right) n_r = -\frac{1}{n\varphi_r} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \varphi} n_r \quad (1-24)$$

从式(1-24)可以看出 F_r 代表了流片附近的气流由于压强在切向的梯度加在流片上的力。所以,式(1-23)与式(1-16)比较,除了 F_r 项外,其余各项偏导数在形式上是一样的,但偏导数的含义是不同的。流量连续方程(1-22)比式(1-15)多了一个参量, rB 是流片的切向厚度,它的变化就反映了叶片切向厚度的影响。

上面介绍的 S_2 流面方程的计算站是一条径向线,但目前压气机叶片在子午面上的投影是一条任意弯的曲线,计算站也应该是弯曲为好。为此,有两种处理方法,一种方法把圆柱坐标系下的方程形式变换一下,把曲线计算站与圆柱坐标(r, z)线之间夹角增加到径向平衡方程;第二种办法采用非正交曲线坐标系推导径向平衡方程。

1.2.1.1 在子午面上沿任一曲线 l 导出的 S_2 流面主要方程

在子午面内任一曲线计算站 l 与子午流线见图 1-3,图中 j 为计算站数。

运动方程: l 向方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_m}{\partial l} = \frac{1}{W_m} \left[\frac{\partial I}{\partial l} - T \left(\frac{\partial S}{\partial l} - St \cdot \frac{dS}{dz} \sin \lambda \right) - \frac{rV_\theta - \omega r^2}{r^2} \left(\frac{\partial rV_\theta}{\partial l} - St \cdot \frac{drV_\theta}{dz} \sin \lambda \right) \right] \\ - \frac{St \cdot F_r \cos(\varphi + \lambda)}{W_m \cos \varphi} + W_m \left[\frac{dW_m \sin(\varphi + \lambda) \cos \varphi}{dz W_m} - \frac{\cos(\varphi + \lambda)}{R_m} \right] \end{aligned} \quad (1-25)$$

式中: $St = \begin{cases} 0 & \text{叶片排内不设计算站法} \\ 1 & \text{叶片排内设计算站法} \end{cases}$

$\omega = \begin{cases} 0 & \text{静子} \\ \text{角速度} & \text{转子} \end{cases}$

θ 向有:

$$rF_\theta = \frac{drV_\theta}{dz} W_m \cos \varphi \quad (1-26)$$

由 F_r, F_z, F_θ 的正交条件知:

$$F_r W_r + F_\theta W_\theta + F_z W_z = 0 \quad (1-27)$$

$$\text{即 } f_z = -\operatorname{tg} \varphi f_r - \frac{1}{W_m \cos \varphi} \left(\frac{V_\theta r}{r^2} - \omega \right) \quad (1-28)$$

由积分条件得

$$\frac{\partial (f_r)}{\partial z} = \frac{\partial f_z}{\partial r}; \quad f_r = \frac{F_r}{rF_\theta}; \quad f_z = \frac{F_z}{rF_\theta}$$

即

$$\frac{df_r}{dz} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \lambda} \frac{\partial f_r}{\partial l} + \frac{1}{\cos \lambda} \frac{\partial f_z}{\partial l} - \operatorname{tg} \lambda \frac{df_z}{dz} \quad (1-29)$$

流量连续方程

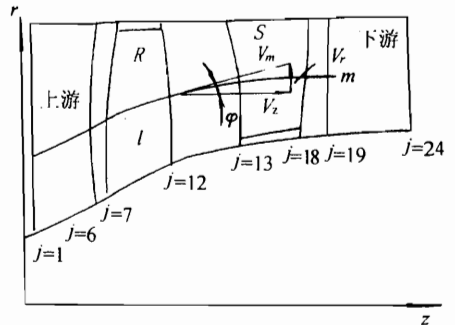


图 1-3 曲线计算站 l 与子午流线 m 示意图

$$\frac{\partial G_B}{\partial l} = 2\pi r B \rho W_m \cos(\varphi + \lambda) \quad (1-30)$$

1.2.1.2 非正交曲线坐标下的 S_2 的主要方程

在子午面上取适合于压气机的非正交曲线坐标 (x^1, x^2) (参见图 1-4), 并且在这两个方向取速度分量 W^1 和 W^2 。

沿 S_2 流面运动方程

$$\begin{aligned} \frac{W^2}{\sqrt{g_{22}}} \left[\frac{\partial(\sqrt{g_{22}} W_2)}{\partial x^1} - \frac{\partial(\sqrt{g_{11}} W_1)}{\partial x^2} \right] + \frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial x^1} \\ = \frac{\partial I}{\partial x^1} - T \frac{\partial S}{\partial x^1} - f_1 \end{aligned} \quad (1-31a)$$

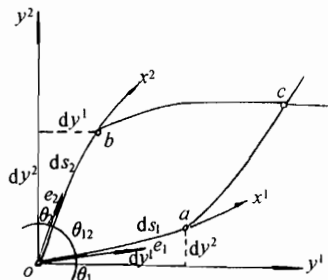


图 1-4 非正交曲线坐标系

$$\begin{aligned} \frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial x^2} - \frac{W^1}{\sqrt{g_{11}}} \left[\frac{\partial(\sqrt{g_{22}} W_2)}{\partial x^1} - \frac{\partial(\sqrt{g_{11}} W_1)}{\partial x^2} \right] = \frac{\partial I}{\partial x^2} - T \frac{\partial S}{\partial x^2} - f_2 \end{aligned} \quad (1-31b)$$

$$\frac{W^1}{\sqrt{g_{11}}} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial x^1} + \frac{W^2}{\sqrt{g_{22}}} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial x^2} = f_3 \quad (1-31c)$$

叶片力项

$$\vec{F} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \frac{1}{r N_3} (N_1 u^1 + N_2 u^2 + N_3 u^3) \quad (1-32)$$

式中, N_1, N_2, N_3 是 S_2 流面上的单位法向量的协变物理分量(对应单位基底向量的直角分量), 即

$$\vec{n} = N_1 u^1 + N_2 u^2 + N_3 u^3 \quad (1-33)$$

则

$$\vec{F} = -\frac{1}{r N_3} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \vec{n} \quad (1-34)$$

连续方程

$$\frac{\partial(\sqrt{g_{22}} \sin \theta_{12} \tau \rho W^1)}{\partial x^1} + \frac{\partial(\sqrt{g_{11}} \sin \theta_{12} \tau \rho W^2)}{\partial x^2} = 0 \quad (1-35)$$

在求解时通常引进流函数方程, 连续方程(1-35)存在流函数 Ψ 充分和必要的条件。

$$\frac{\partial \Psi}{\partial x^2} = \tau \rho W^1 \sqrt{g_{22}} \sin \theta_{12} \quad (1-36)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial x^1} = -\tau \rho W^2 \sqrt{g_{11}} \sin \theta_{12} \quad (1-37)$$

由此得

$$W^1 = \frac{\frac{\partial \Psi}{\partial x^2}}{\tau \rho \sqrt{g_{22}} \sin \theta_{12}} \quad (1-38)$$

$$W^2 = \frac{\frac{\partial \Psi}{\partial x^1}}{\tau \rho \sqrt{g_{11}} \sin \theta_{12}} \quad (1-39)$$

$$\tau = 2\pi r \left(1 - \frac{N \cdot T}{2\pi r} \right) / X \quad (1-40)$$

式中: N ——叶片数目;

T ——在 S_1 流面上沿周向的叶片厚度;

R ——半径;

X ——从 S_1 流面解中得出的校正系数(目前压气机设计中通常取 1.0)。

用流函数表示的 S_2 流面的运动方程为:

$$A_1 \frac{\partial^2 \Psi}{\partial (x^2)^2} + A_2 \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^1 \partial x^2} + A_3 \frac{\partial^2 \Psi}{\partial (x^1)^2} + A_4 \frac{\partial \Psi}{\partial x^2} + A_5 \frac{\partial \Psi}{\partial x^1} = A + B \quad (1-41)$$

$$\text{式中: } A_1 = \frac{\sqrt{g_{11}}}{\rho \cdot \tau \sqrt{g_{22}}}$$

$$A_2 = -2 \frac{\cos \theta_{12}}{\rho \tau}$$

$$A_3 = \frac{\sqrt{g_{22}}}{\rho \tau \sin \theta_{12} \sqrt{g_{11}}}$$

$$A_4 = \frac{\partial}{\partial x^2} \left[\frac{\sqrt{g_{11}}}{\rho \tau \sin \theta_{12} \sqrt{g_{22}}} \right] - \frac{\partial}{\partial x^2} \left(\frac{\cos \theta_{12}}{\rho \tau \sin \theta_{12}} \right)$$

$$A_5 = \frac{\partial}{\partial x^1} \left[\frac{\sqrt{g_{22}}}{\rho \tau \sin \theta_{12} \sqrt{g_{11}}} \right] - \frac{\partial}{\partial x^2} \left(\frac{\cos \theta_{12}}{\rho \tau \sin \theta_{12}} \right)$$

$$A = \frac{\sqrt{g_{11}}}{W^1} \left[-\frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial x^2} + \frac{\partial I}{\partial x^2} - T \frac{\partial S}{\partial x^2} \right]$$

$$B = \left[\frac{\partial (V_\theta r)}{\partial x^1} + \frac{\sqrt{g_{11}}}{\sqrt{g_{22}}} \frac{W^2}{W^1} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial x^2} \right] \frac{\partial \varphi}{\partial x^2}$$

1.2.1.3 能量方程

能量方程的形式与式(1-3)和式(1-7)一样。

气体通过静子叶片时,同一根流线上的熵增为:

$$\Delta S = \ln \frac{1}{P_{t2}/P_{t1}} \quad (1-42)$$

对于转子

$$\Delta S = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \ln \left(\frac{H_1 + \Delta V_\theta r}{H_1 + \eta_{CR} \Delta V_\theta r} \right) \quad (1-43)$$

1.2.1.4 流动损失和效率

在实际压气机中,流动损失不仅决定于叶栅的叶型损失,而且也决定于流动的三元效应所引起的损失,其中包括壁面附面层所产生的二次流、叶片径向间隙以及总能量的径向掺混引起的损失,对超声速流动存在激波损失。由于压气机损失起因的复杂性,到目前为止,还很难通过理论计算来可靠地计算这些损失。

常用的方法是将气流流经叶片排的损失简单分为叶型损失和激波损失两部分。在大量的平面叶栅试验和压气机试验的基础上,建立的扩散因子与基元叶片损失相关联的半经验方法,至今仍有一定的实用价值,常常用它来估算高亚声速甚至跨声速压气机基元叶片除激波以外

的流动损失。

(1) 根据 NASA65 系列叶片和双圆弧叶片试验数据整理的总压损失系数和扩散因子的关系曲线如图 1-5 所示。

在同一根流线上, 若以 1, 2 分别表示转子进出口, 以 3, 4 分别表示静子进出口状态, 则扩散因子 D 用下式表示。

$$\text{转子 } D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{|r_2 W_{\varphi 2} - r_1 W_{\varphi 1}|}{(r_1 + r_2)(b/t)W_1} \quad (1-44)$$

$$\text{静子 } D = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{|r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1}|}{(r_1 + r_2)(b/t)V_1} \quad (1-45)$$

总压损失系数

$$\text{转子 } \overline{\omega}_P' = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)_{\text{ad}} \left\{ \frac{1 - \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)}{\left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)_{\text{ad}}} \right\} \quad (1-46)$$

$$1 - \left[\frac{1}{1 + \frac{\gamma+1}{2} (M'_{w1})^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\text{静子 } \overline{\omega}_P = \frac{P_{t2} - P_{t3}}{P_{t3} - P_{t2}} = \frac{1 - \frac{P_{t3}}{P_{t2}}}{1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (1-47)$$

(2) 对于跨声速压气机, 基元叶型总的损失还应包括激波损失。在准三维计算中采用简化的激波模型来计算这一部分损失, 即认为激波损失是由基元叶型进口区的一道正激波引起的。正激波的位置如图 1-6 所示。叶型前缘点 A 作槽道中心线的垂线, 交于相邻叶型叶背上的 S 点, AS 就是用以计算激波损失的正激波。波前的平均马赫数 M_{av} 是:

$$M_{av} = \frac{1}{2} (M_{w1} + M_s) \quad (1-48)$$

其中 M_s 是叶背 S 点处波前的马赫数, 其值可以根据前缘到 S 点气流转折角 $\Delta\nu$, 由 Prandtl-Meyer 公式计算。只要知道 S 点的角度, 则 $\Delta\nu = \beta_s - \beta_1$ 。

激波损失系数 $\overline{\omega}_s$ 定义是:

$$\overline{\omega}_s = \frac{P_{tinf} - P_{tbeh}}{P_{tinf} - P_{sinf}} \quad (1-49)$$

式中: P_{tinf} ——波前总压;

P_{tbeh} ——波后总压。

假设波前的总压和静压与叶片前缘处的值相同, 则有:

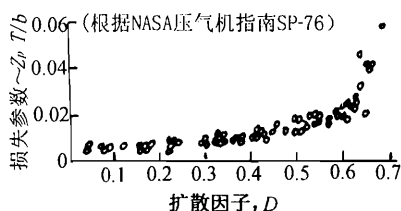


图 1-5 扩散因子和损失系数的关系曲线

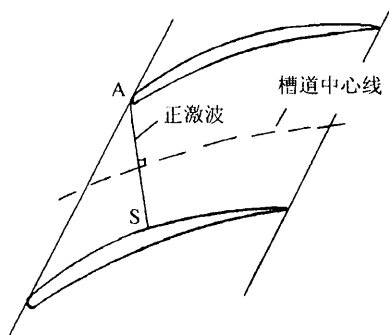


图 1-6 叶型槽道正激波位置

$$\bar{\omega}_s = \frac{1 - \left[\frac{(\gamma + 1)M_{av}^2}{(\gamma - 1)M_{av}^2 + 2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[\frac{\gamma + 1}{2\gamma M_{av}^2 - (\gamma - 1)} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}}}{1 - \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{w1}^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (1-50)$$

对于转子基元叶型总损失系数:

$$\bar{\omega}_s' = \bar{\omega}_p' + \bar{\omega}_s \quad (1-51)$$

完全类似地,可以得到静子基元叶型的总的损失系数的计算公式。

静子叶片总压损失系数:

$$\sigma = 1 - \bar{\omega}_s \left[1 - \left(1 + \frac{\gamma + 1}{2} M_{v1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right] \quad (1-52)$$

(3)效率计算

转子叶片的等熵效率:

$$\eta_{R,ad} = \frac{\left[\left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)_R \left(\frac{T_{t2}}{T_{t1}} \right)_R^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{T_{t2}}{T_{t1}} \right)_R - 1} \quad (1-53)$$

式中:

$$\left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)_R = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)_{ad} - \bar{\omega}_s' \left\{ 1 - \left[\frac{1}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} (M_1)^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right\} \quad (1-54)$$

$$\left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)_{ad} = \left\{ 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_T^2 \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1-55)$$

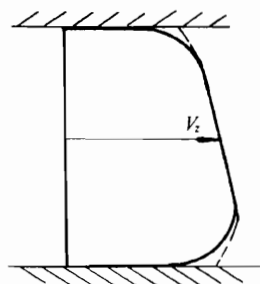
1.2.1.5 壁面边界层堵塞影响的修正

实际的粘性气体流过叶轮机内部时,在内外环形壁面上形成边界。在准三维设计中,对于边界区域也略去粘性力但包括 $\partial S / \partial r$ 项,将得到如图 1-7 中虚线表示的速度分布在内外边界处不等于零,因此在计算中使用的总流量必须大于实际通过的流量才能使主流区的计算速度不小于实际速度,必须接近略大于 1.0 的流量系数 K_G 。 K_G 沿压气机轴向变化参见 1.2.6。

1.2.1.6 比热计算

在早期压气机设计中,比热比 γ 取为常数。这对于进口温度较低,总压比不高的压气机是可以的,但随着压气机的总压比和进口温度的不断提高,比热比仍作为常数来处理会引起较大误差。为了使压气机的气动计算更精确,采用变比热计算。

由空气的热力性质决定,空气的压力小于 40 个大气压,空气的定压比热通常是温度的函数。在气体热力表中列出了气体在不同温度下的 C_p 值。为了计算的方便,假定 C_p 是温度的六次多项式,即:



实线——实际的变化;
虚线——计算中的变化(略去粘性力包括熵的径向速度)
图 1-7 计算站上轴向速度 V_z 沿径向的变化

$$C_p = C_{p0} + b_1 T + b_2 T^2 + b_3 T^3 + b_4 T^4 + b_5 T^5 + b_6 T^6 \quad (1-56)$$

式中: $C_{p0} = 0.239111645$

$$b_1 = -1.3877943E-05$$

$$b_2 = 1.305071516E-07$$

$$b_3 = -5.499968112E-10$$

$$b_4 = 1.390879692E-12$$

$$b_5 = -1.45325748E-15$$

$$b_6 = 5.290596006E-19$$

此系数适用于温度 223.1~1000K。

平均比热比 $\bar{\gamma}$ 的确定,在状态 1 与 2 之间的平均比热比的定义为:

$$\bar{\gamma}_{12} = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p(T)}{T} dT}{\int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p(T)}{T} dT - AR \ln \frac{T_2}{T_1}} \quad (1-57)$$

将式(1-56)代入式(1-57),并积分得:

$$\bar{\gamma}_{12} = \frac{C_T}{C_T - AR \ln \frac{T_2}{T_1}}$$

$$\begin{aligned} \text{式中: } C_T = & C_{p0} \ln \frac{T_2}{T_1} + b_1 (T_2 - T_1) + \frac{b_2}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{b_3}{3} (T_2^3 - T_1^3) \\ & + \frac{b_4}{4} (T_2^4 - T_1^4) + \frac{b_5}{5} (T_2^5 - T_1^5) + \frac{b_6}{6} (T_2^6 - T_1^6) \end{aligned} \quad (1-58)$$

P 、 ρ 和 T 之间有以下关系:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\bar{\gamma}_{12}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\bar{\gamma}_{12}}{\bar{\gamma}_{12}-1}} \quad (1-59)$$

在反问题计算中,转子叶片进出口的环量是给定的,即 $(V_{\theta r})_1$ 、 $(V_{\theta r})_2$ 均已知,则:

$$\Delta H = gJ [(V_{\theta r})_2 - (V_{\theta r})_1] = \int_{T_{i1}}^{T_{i2}} C_p(T) dT \quad (1-60)$$

由上式求出 T_{i2} 。

在反问题计算中转子的效率 η_R 是给定的,转子叶片出口的等熵总温可以根据下式确定:

$$\int_{T_{i1}}^{T_{i2\text{ad}}} C_p(T) dT = \eta_R \int_{T_{i1}}^{T_{i2}} C_p(T) dT \quad (1-61)$$

将式(1-56)代入式(1-61),积分后可以求出转子叶片出口的等熵总温 $T_{i2\text{ad}}$ 。

由转子进口总温和出口等熵总温求出转子压比:

$$\pi_R = \left(\frac{P_{i2}}{P_{i1}}\right)_R = \exp\left[\int_{T_{i1}}^{T_{i2\text{ad}}} \frac{C_p(T)}{T} dT\right] \quad (1-62)$$

当给定静子叶片的总压恢复系数 σ 后,可以计算级总压比 π_{st} 。

$$\pi_{\text{st}} = \pi_R \sigma$$

压气机的总压比由各级总压比相乘而得,即:

$$\pi_c = \pi_{st1} \pi_{st2} \pi_{st3} \cdots \pi_{stN} \quad (1-63)$$

压气机出口等熵总温 T_{t2nd} 由下式计算:

$$\ln \pi_c = \frac{1}{R} \int_{T_{t1}}^{T_{t2nd}} \frac{C_p(T)}{T} dt \quad (1-64)$$

压气机的等熵绝热效率由下式计算:

$$\eta_R = \frac{\int_{T_{t1}}^{T_{t2nd}} C_p(T) dt}{\int_{T_{t1}}^{T_{t2}} C_p(T) dt} \quad (1-65)$$

1.2.2 S_2 流面主方程数值求解的方法和步骤

主要介绍流线曲率法和矩阵通流法两种。

1.2.2.1 流线曲率法

以解方程(1-25)为例,讨论流线曲率法。

(1)已知条件

设计点的空气流量	G_B (kg/s)
进口总温(沿叶高可以是变化的)	T_t (K)
进口总压(沿叶高可以是变化的)	P_t (Pa)
转速	n (r/min)
压气机总压比	π_C
压气机绝热效率	η_C

(2)给定条件

子午面流道的形状;

各级叶片前后缘在子午面上投影线的形状;压气机进口熵函数 σ , 环量 $V_\theta r$ 沿径向的分布;

各叶片排后缘计算站上 $V_\theta r$ 的分布(或者对于转子叶片给定压比的分布);

转子效率 η_R 和静子叶片的总压恢复系数 σ_{CA} 的径向分布(或给定总压损失和扩散因子的关系)。

(3)选定参数

流量堵塞系数	K_G
气体常数	R
比热比(定值)	γ

(4)解法与步骤

确定计算站和流线数目,将计算站设置在叶片前后缘的子午面投影线上,压气机进、出口部分要向外延伸,并设置若干个计算站。于是由流线和计算站构成计算网格,任一网格点以 (i, j) 表示,则 $i = 1, 2, \cdots, M, j = 1, 2, \cdots, K$ 。其中 M 是流线数目, K 是计算站数。

假定初始流线形状:开始计算时,流线形状是未知的。第一次迭代可以认为对应的等分通道节点的连线是流线,即环形通道等分为 $M-1$ 份,于是每个计算站上得到 M 个点,各计算站上 $i = \text{常数}$ 点的连线为流线。

确定每个计算点的 z 坐标、 λ 角、曲线长度 l :通常以给定叶片前后缘的子午面投影线上

N 个坐标点 $(r_{i,j}, z_{i,j}) (i=1, 2, \dots, N)$ 的方程式, 来给出曲线计算站的形状。根据这个列表函数, 可以用插值法求得 $z_{i,j} (i=1, 2, \dots, N)$ 。

由各计算点的 $r_{i,j}, z_{i,j}$ 作数值微分得:

$$\frac{dz}{dr} = f_z(r)$$

$$\text{则} \quad \lambda_{i,j} = \text{tg}^{-1}[f_z(r_{ij}, z_{i,j})] \quad (1-66)$$

计算站上的曲线长度 $l_{i,j}$ 为:

$$l_{i,j} = l_{i-1,j} + \int_{r_{i-1,j}}^{r_{i,j}} [1 + f_z^2(r)]^{\frac{1}{2}} dr \quad (1-67)$$

一般令 $l_{1,j}=0$, 对式(1-67)作数值积分, 可得曲线长度 $l_{i,j}$ 。

计算流线的倾角 φ 、曲率半径 R_m : 用样条函数拟合 $i = \text{常数}$ 的各网格点 $(r_{i,j}, z_{i,j}) (i=1, 2, \dots, K)$, 得到 $r = f_s(z)$, 则有:

$$\varphi_{i,j} = \text{tg}^{-1}\left(\frac{df_s}{dz}\right)_{i,j} \quad (1-68)$$

$$-\left(\frac{1}{R_m}\right)_{i,j} = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial m}\right)_{i,j} = \frac{\left(\frac{d^2 f_s}{dz^2}\right)_{i,j}}{\left[1 + \left(\frac{df_s}{dz}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} \quad (1-69)$$

计算各网格点的 $V_\theta r, T_t, P_t, \sigma$ 及其 l 向的导数:

进口段、出口段及叶片排间隙中

$$(V_\theta r)_{i,j} = (V_\theta r)_{i,j-1}$$

$$P_{t,i,j} = P_{t,i,j-1}$$

$$T_{t,i,j} = T_{t,i,j-1}$$

$$\sigma_{ti,j} = 1.0$$

在叶片排中

$$V_\theta r_{i,j} = (V_\theta r_{i,j} - V_\theta r_{i,j2}) \times \sin^\alpha \left(\frac{\pi}{2} \times \frac{z_{i,j} - z_{i,j1}}{z_{i,j2} - z_{i,j2}} \right) \quad (1-70)$$

式中: $j1$ ——叶片排进口计算站数;

$j2$ ——叶片排出口计算站数;

$$\alpha = 3/2。$$

在转子叶片排后缘站, 有:

$$T_{t,i,j} = T_{t,i,j-1} \frac{\gamma-1}{\gamma g R} \omega [(r V_\theta)_{i,j} - (r V_\theta)_{i,j-1}] \quad (1-71)$$

$$\sigma_{l,i,j} = 1 - \frac{\overline{\omega_{i,j}} \left\{ 1 - \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{wi,j-1}^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right\}}{\left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{r_{i,j}^2 \omega^2}{r g R T_{wi,j-1}} \left(1 - \frac{r_{i,j-1}^2}{r_{i,j}^2} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (1-72)$$

$$P_{t,i,j} = P_{t,i,j-1} \sigma_{l,i,j} \left(\frac{T_{t,i,j}}{T_{t,i,j-1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1-73)$$

静子叶片排后缘站

$$T_{t,i,j} = T_{t,i,j-1} \quad (1-74)$$

$$\sigma_{Li,j} = 1 - \omega \left[1 - \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{Vi,j-1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad (1-75)$$

$$P_{t,i,j} = P_{t,i,j-1} \sigma_{Li,j} \quad (1-76)$$

各网格点上的 $\sigma_{i,j}$ 计算, 求出各网格点 $\sigma_{i,j}$ 后, 则:

$$\sigma_{i,j} = \sigma_{Li,1} \cdot \sigma_{Li,2} \cdot \cdots \cdot \sigma_{Li,j-1} \cdot \sigma_{Li,j} \quad (1-77)$$

l 向导数的计算:

已知各网格点的 $l_{i,j}$ 以及 $T_{t,i,j}$, $P_{t,i,j}$, $(V_{\theta}r)_{i,j}$, $\sigma_{i,j}$, 可用数值微分方法求它们的 l 向导数。通常采用拉格朗日三点数值微分公式, 则:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial T_t}{\partial l} \right)_{i,j} &= \frac{2l_{i-1,j} - l_{i,j} - l_{i+1,j}}{(l_{i-1,j} - l_{i,j})(l_{i-1,j} - l_{i+1,j})} T_{t,i-1,j} \\ &+ \frac{2l_{i,j} - l_{i-1,j} - l_{i+1,j}}{(l_{i,j} - l_{i-1,j})(l_{i,j} - l_{i+1,j})} T_{t,i,j} \\ &+ \frac{2l_{i+1,j} - l_{i-1,j} - l_{i,j}}{(l_{i+1,j} - l_{i,j})(l_{i+1,j} - l_{i-1,j})} T_{t,i+1,j} \end{aligned} \quad (1-78)$$

类似地可以得到 P_t 、 $V_{\theta}r$ 、 σ 等参数的 l 向导数计算公式。解主方程式(1-25)和流函数方程

$$\frac{\partial \Psi}{\partial l} = g(l, V_m) \quad (1-79)$$

组成常微分方程组。

未知函数是 $V_m(l)$ 和 $\Psi(l)$ 。方程用数值法求解, 例如用龙格-库塔方法。

F_r 计算:

由式(1-29)积分, 起始位置为积叠线, 由 j 站向前后积分。

$$\begin{aligned} f_{r,j+1} &= f_{r,j} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\text{tg} \varphi}{\cos \lambda} \cdot \frac{\partial f_r}{\partial l} \right)_j + \left(\frac{\text{tg} \varphi}{\cos \lambda} \cdot \frac{\partial f_r}{\partial l} \right)_{j+1} \right] (Z_{j+1} - Z_j) \\ &+ \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{\cos \lambda} \frac{\partial f_z}{\partial l} \right)_j + \left(\frac{1}{\cos \lambda} \frac{\partial f_z}{\partial l} \right)_{j+1} \right] (Z_{j+1} - Z_j) \\ &- \frac{1}{2} (\text{tg} \lambda_j + \text{tg} \lambda_{j+1}) (f_{z,j+1} - f_{z,j}) \end{aligned} \quad (1-80)$$

由式(1-29)得:

$$f_z = -\text{tg} \varphi \cdot f_r - \frac{1}{W_m \cos \varphi} \left(\frac{V_{\theta} r}{r^2} - \omega \right) \quad (1-81)$$

由式(1-28)得:

$$F_r = f_r \cdot r F_{\theta} = f_r \frac{dr V_{\theta}}{dz} W_m \cos \varphi \quad (1-82)$$

由式(1-79)计算, 在积叠线上 f_r 是已知的(通常积叠线为径向线时, $F_r = 0$),

$$f_{rj} = \frac{\text{tg} \gamma_i}{r_j} \quad (1-83)$$

式中: γ_i ——积叠线与径向线的夹角。

在计算中, 第一次迭代, 全量场 $f_r = 0$, 求出速度场后, 用式(1-81)计算 f_z , 用式(1-80)

计算 f_r , 用式(1-82)计算 F_r 。

边界条件: 在内壁处, 令:

$$\Psi_{i,j} = 0,$$

在机匣壁面处

$$\Psi_{m,j} = \Psi_{m,p} = \frac{G_{B,P}}{2\pi g K_{bK}} \quad (1-84)$$

式中, 下角标 P 代表壁面, K_{bK} 为流量堵塞系数, $G_{B,P}$ 代表外壁处的流量。

求解主方程的具体步骤如下:

(a) 对应计算站 j 给定内壁处的 $V_{m1,j}$ 。

(b) 由 $i=1$ 到 M , 计算 $V_{m1,j}$ 和 $\Psi_{i,j}$, 得到 j 站上 V_m 和 Ψ 的分布。

(c) 将计算得到的 $\Psi_{m,j}$ 和 $\Psi_{m,p}$ 进行比较, 若不满足条件

$$\left| \frac{\Psi_{m,j} - \Psi_{m,p}}{\Psi_{m,p}} \right| < \epsilon \quad (1-85)$$

$\epsilon = 10^{-3} \sim 10^{-4}$ 。则改变 $V_{m1,j}$ 的值, 重复上述计算。式(1-85)的意义在于检验计算的 $\psi_{m,j}$ 是否满足边界条件。

确定流线的新位置:

由 $i=1$ 到 K 逐站求解主方程后, 称为完成了一次迭代计算。这时, 求出了各站 V_m 和 ψ 的分布, 于是在各站上可以找到流量等分量的 $r_{i,j}$ 坐标, 这就是新的流线位置。比较相邻两次迭代所得到的 $r_{i,j}$, 若不满足条件

$$\left| \frac{r_{i,j}^{(n)} - r_{i,j}^{(n-1)}}{r_{i,j}^{(n-1)}} \right| < \epsilon_r \quad (1-86)$$

式中, n 表示迭代次数, 则新的 $r_{i,j}$ 坐标为:

$$r_{i,j} = r_{i,j}^{(n-1)} + \alpha (r_{i,j}^{(n)} - r_{i,j}^{(n-1)}) \quad (1-87)$$

直至满足式(1-86)为止。式中的 α 称为松弛因子。若 $\alpha=1$, 相当于直接用新算出的 $r_{i,j}^{(n)}$ 作为第 n 次迭代的 $r_{i,j}$ 。 α 的值小于 1, 它的作用是促使迭代过程收敛, 若 α 值选不合适, 迭代中引起发散, 解方程失败。若 α 值选得比较合适, 则可以减少迭代次数, 缩短计算时间。

计算最终的气流参数:

迭代计算中若(1-86)得到满足, 说明解主方程已经收敛, 最后计算出设计所需要的各种气流参数, 如气流速度、气流角度以及质量平均温比、压比及效率等。

1.2.2.2 矩阵通流法非正交坐标系下 S_2 流面方程求解

具体解法步骤与流线曲率法大致相同。

利用三点差分公式, 将微分方程(1-41)变成差分方程后进行数值求解。

式(1-41)中流函数在某个计算站上的某个计算结点上对坐标 x^2 的一阶偏导数和二阶偏导数可按下式求得:

$$\left(\frac{\partial \Psi}{\partial x^2} \right)_{i,k} = b_{k-1}^k k \Psi_{i,k-1} + b_k^k k \Psi_{i,k} + b_{k+1}^k k \Psi_{i,k+1} \quad (1-88)$$

$$\left[\frac{\partial^2 \Psi}{\partial (x^2)^2} \right]_{i,k} = c_{k-1}^k k \Psi_{i,k-1} + c_k^k k \Psi_{i,k} + c_{k+1}^k k \Psi_{i,k+1} \quad (1-89)$$

式中, $b_{k-1}^k, b_{k+1}^k, c_{k-1}^k, c_k^k, c_{k+1}^k$, 是根据计算网格形式的系数。在求方程(1-41)时, 它们都是已经求得的已知数。

同理,流函数 Ψ 沿曲线坐标轴 x^1 可表示为:

$$\Psi = \Psi_0 \frac{(x^1 - x_1^1)(x^1 - x_2^1)}{(x_0^1 - x_1^1)(x_0^1 - x_2^1)} + \Psi_1 \frac{(x^1 - x_0^1)(x^1 - x_2^1)}{(x_1^1 - x_0^1)(x_1^1 - x_2^1)} + \Psi_2 \frac{(x^1 - x_0^1)(x^1 - x_1^1)}{(x_2^1 - x_0^1)(x_2^1 - x_1^1)} \quad (1-90)$$

由此不难得到流函数一阶和二阶偏导数公式:

$$\left(\frac{\partial \Psi}{\partial x^1} \right)_{i,k} = b_{i-1}^i \Psi_{i-1,k} + b_i^i \Psi_{i,k} + b_{i+1}^i \Psi_{i+1,k} \quad (1-91)$$

$$\left[\frac{\partial^2 \Psi}{\partial (x^1)^2} \right]_{i,k} = c_{i-1}^i \Psi_{i-1,k} + c_i^i \Psi_{i,k} + c_{i+1}^i \Psi_{i+1,k} \quad (1-92)$$

利用式(1-88)、式(1-89)可以得到流函数 Ψ 对坐标 x^1 和 x^2 的混合偏导数。

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^1 \partial x^2} \right)_{i,k} &= \frac{\partial}{\partial x^1} \left(\frac{\partial \Psi}{\partial x^2} \right)_{i,k} \\ &= \frac{\partial}{\partial x^1} (b_{k-1}^k \Psi_{i,k-1} + b_k^k \Psi_{i,k} + b_{k+1}^k \Psi_{i,k+1}) \\ &= b_{k-1}^k \left(\frac{\partial \Psi}{\partial x^1} \right)_{i,k-1} + b_k^k \left(\frac{\partial \Psi}{\partial x^1} \right)_{i,k} + b_{k+1}^k \left(\frac{\partial \Psi}{\partial x^1} \right)_{i,k+1} \\ &= b_{k-1}^k (b_{i-1}^i \Psi_{i-1,k-1} + b_i^i \Psi_{i,k-1} + b_{i+1}^i \Psi_{i+1,k-1}) \\ &\quad + b_k^k (b_{i-1}^i \Psi_{i-1,k} + b_i^i \Psi_{i,k} + b_{i+1}^i \Psi_{i+1,k}) \\ &\quad + b_{k+1}^k (b_{i-1}^i \Psi_{i-1,k+1} + b_i^i \Psi_{i,k+1} + b_{i+1}^i \Psi_{i+1,k+1}) \\ &= b_{k-1}^k b_{i-1}^i \Psi_{i-1,k-1} + b_{k-1}^k b_i^i \Psi_{i,k-1} + b_{k-1}^k b_{i+1}^i \Psi_{i+1,k-1} \\ &\quad + b_k^k b_{i-1}^i \Psi_{i-1,k} + b_k^k b_i^i \Psi_{i,k} + b_k^k b_{i+1}^i \Psi_{i+1,k} + b_{k+1}^k b_{i-1}^i \Psi_{i-1,k+1} \\ &\quad + b_{k+1}^k b_i^i \Psi_{i,k+1} + b_{k+1}^k b_{i+1}^i \Psi_{i+1,k+1} \end{aligned} \quad (1-93)$$

将式(1-91)、式(1-92)、式(1-93)代入式(1-41),经整理和并项后得(为了书写方便,去掉流函数前表示 i 计算站和 k 计算结点的各系数上标):

$$\begin{aligned} E_{i-1,k-1}^{(1)} \Psi_{i-1,k-1} + E_{i-1,k}^{(2)} \Psi_{i-1,k} + E_{i-1,k+1}^{(3)} \Psi_{i-1,k+1} + E_{i,k-1}^{(4)} \Psi_{i,k-1} \\ + E_{i,k}^{(5)} \Psi_{i,k} + E_{i,k+1}^{(6)} \Psi_{i,k+1} + E_{i+1,k-1}^{(7)} \Psi_{i+1,k-1} + E_{i+1,k}^{(8)} \Psi_{i+1,k} \\ + E_{i+1,k+1}^{(9)} \Psi_{i+1,k+1} = A_{i,k} + B_{i,k} \end{aligned} \quad (1-94)$$

式中:

$$\begin{aligned} E_{i-1,k-1}^{(1)} &= A_{2(i,k)} b_{i-1} b_{k-1} \\ E_{i-1,k}^{(2)} &= A_{2(i,k)} b_{i-1} b_k + A_{3(i,k)} c_{i-1} + A_{5(i,k)} b_{i-1} \\ E_{i-1,k+1}^{(3)} &= A_{2(i,k)} b_{i-1} b_{k+1} \\ E_{i,k-1}^{(4)} &= A_{1(i,k)} c_{k-1} + A_{2(i,k)} b_i b_{k-1} + A_{4(i,k)} b_{k-1} \\ E_{i,k}^{(5)} &= A_{1(i,k)} c_k + A_{2(i,k)} b_i b_k + A_{3(i,k)} c_i + A_{4(i,k)} b_k + A_{5(i,k)} b_i \\ E_{i,k+1}^{(6)} &= A_{1(i,k)} c_{k+1} + A_{2(i,k)} b_i b_{k+1} + A_{4(i,k)} b_{k+1} \\ E_{i+1,k-1}^{(7)} &= A_{2(i,k)} b_{i+1} b_{k-1} \\ E_{i+1,k}^{(8)} &= A_{2(i,k)} b_{i+1} b_k + A_{3(i,k)} c_{i+1} + A_{5(i,k)} b_{i+1} \\ E_{i+1,k+1}^{(9)} &= A_{2(i,k)} b_{i+1} b_{k+1} \end{aligned}$$

上式就是求 S_2 流面上的流函数方程组。对每一个计算站,取下标 $K=2,3,4,5,\dots,N-1$

可得出 $N-2$ 个方程。再考虑到边界条件 $\Psi_{i,1}=0, \Psi_{i,n}=1$ 则有 N 个方程, 包括 N 个未知数 $\Psi_1, \Psi_2, \Psi_3, \dots, \Psi_n$ 。显然, 这些方程是封闭的, 可以求解。事实上, $\Psi_{i,1}=0, \Psi_{i,n}=1$ 是已知的, 可得到 $N-2$ 个方程组成方程组, 该方程共有 $N-2$ 个未知数。对每一个计算站 i , 均可列出 $N-2$ 个方程, 所以, 对 $i=1, 2, 3, \dots, M$ 可列出 $M \times (N-2)$ 个方程。方程式(1-94)可以看成由一些子矩阵和列向量所组成。它可以写为下列形式:

$$\begin{bmatrix} [M_{1,2}] & [M_{1,3}] & 0 & \dots & 0 \\ [M_{2,1}] & [M_{2,2}] & [M_{2,3}] & 0 & \dots & 0 \\ 0 & [M_{3,1}] & [M_{3,2}] & [M_{3,3}] & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & [M_{i,1}] & [M_{i,2}] & [M_{i,3}] & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & \dots & \dots & 0 & [M_{m,1}] & [M_{m,2}] & \dots & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\Psi_1\} \\ \{\Psi_2\} \\ \{\Psi_3\} \\ \vdots \\ \vdots \\ \{\Psi_i\} \\ \vdots \\ \vdots \\ \{\Psi_m\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{D_1\} \\ \{D_2\} \\ \{D_3\} \\ \vdots \\ \vdots \\ \{D_i\} \\ \vdots \\ \vdots \\ \{D_m\} \end{Bmatrix} \quad (1-95)$$

对第一个计算点, 由式(1-56)得:

$$[M_{1,2}]\{\Psi_1\} + [M_{1,3}]\{\Psi_2\} = \{D_1\}$$

同样对第二个计算点

$$[M_{2,1}]\{\Psi_1\} + [M_{2,2}]\{\Psi_2\} + [M_{2,3}]\{\Psi_3\} = \{D_2\}$$

对第三个计算点

$$[M_{3,1}]\{\Psi_2\} + [M_{3,2}]\{\Psi_3\} + [M_{3,3}]\{\Psi_4\} = \{D_3\} \quad (1-96)$$

.....

.....

对第 i 个计算点

$$[M_{i,1}]\{\Psi_{i-1}\} + [M_{i,2}]\{\Psi_i\} + [M_{i,3}]\{\Psi_{i+1}\} = \{D_i\}$$

式(1-58)各子矩阵和列及列向量分别表示为:

对于第一个计算站($i=1, k=2, 3, 4, \dots, n-1$)

$$[M_{1,2}] = \begin{bmatrix} E_{1,2}^{(5)} & E_{1,3}^{(6)} & 0 & \dots & 0 \\ E_{1,2}^{(4)} & E_{1,3}^{(5)} & E_{1,4}^{(6)} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & E_{1,3}^{(4)} & E_{1,4}^{(5)} & E_{1,5}^{(6)} & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & & & & & & \vdots \\ \vdots & & & & & & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & E_{1,n-3}^{(4)} & E_{1,n-2}^{(5)} & E_{1,n-1}^{(6)} \\ 0 & \dots & 0 & E_{1,n-2}^{(4)} & E_{1,n-1}^{(5)} \end{bmatrix} \quad (1-97)$$

$$\{\Psi_1\} = \begin{bmatrix} \Psi_{1,2} \\ \Psi_{1,3} \\ \Psi_{1,4} \\ \vdots \\ \vdots \\ \Psi_{1,n-1} \end{bmatrix} \quad (1-98)$$

$$[M_{1,3}] = \begin{bmatrix} E_{2,2}^{(8)} & E_{2,3}^{(9)} & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ E_{2,2}^{(7)} & E_{2,3}^{(8)} & E_{2,4}^{(9)} & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & E_{2,3}^{(7)} & E_{2,4}^{(8)} & E_{2,5}^{(9)} & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & E_{2,n-3}^{(7)} & E_{2,n-2}^{(8)} & E_{2,n-1}^{(9)} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & E_{2,n-2}^{(7)} & E_{2,n-1}^{(8)} & \end{bmatrix} \quad (1-99)$$

$$\{\Psi_2\} = \begin{bmatrix} \Psi_{2,2} \\ \Psi_{2,3} \\ \Psi_{2,4} \\ \vdots \\ \vdots \\ \Psi_{2,n-2} \\ \Psi_{2,n-1} \end{bmatrix} \quad (1-100)$$

$$\{D_1\} = \begin{bmatrix} A_{1,2} + B_{1,2} \\ A_{1,3} + B_{1,3} \\ A_{1,4} + B_{1,4} \\ \vdots \\ \vdots \\ A_{1,n-2} + B_{1,n-2} \\ A_{1,n-1} + B_{1,n-1} \end{bmatrix} \quad (1-101)$$

对第二个计算站($i=2, k=2, 3, 4, \cdots, n-1$)

$$[M_{2,1}] = \begin{bmatrix} E_{1,2}^{(2)} & E_{1,3}^{(3)} & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ E_{1,2}^{(2)} & E_{1,3}^{(2)} & E_{1,4}^{(3)} & 0 & \cdots & \cdots & 0 \\ 0 & E_{1,3}^{(1)} & E_{1,4}^{(2)} & E_{1,5}^{(3)} & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & E_{1,n-3}^{(1)} & E_{1,n-2}^{(2)} & E_{1,n-1}^{(3)} \\ 0 & \cdots & \cdots & 0 & E_{1,n-2}^{(1)} & E_{1,n-1}^{(2)} & \end{bmatrix} \quad (1-102)$$

$$\{\Psi_1\} = \begin{bmatrix} \Psi_{1,2} \\ \Psi_{1,3} \\ \Psi_{1,4} \\ \vdots \\ \vdots \\ \Psi_{1,n-2} \\ \Psi_{1,n-1} \end{bmatrix} \quad (1-103)$$

$$[M_{2,2}] = \begin{bmatrix} E_{2,2}^{(5)} & E_{2,3}^{(6)} & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ E_{2,2}^{(4)} & E_{2,3}^{(5)} & E_{2,4}^{(6)} & 0 & & & \vdots \\ 0 & E_{2,3}^{(4)} & E_{2,4}^{(5)} & E_{2,5}^{(6)} & 0 & & \vdots \\ \vdots & & & & & & \vdots \\ \vdots & & & & & & \vdots \\ \vdots & & & & 0 & E_{2,n-3}^{(7)} & E_{2,n-2}^{(8)} & E_{2,n-1}^{(9)} \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 & E_{2,n-2}^{(4)} & E_{2,n-1}^{(5)} \end{bmatrix} \quad (1-104)$$

$$\{\Psi_2\} = \begin{bmatrix} \Psi_{2,2} \\ \Psi_{2,3} \\ \Psi_{2,4} \\ \vdots \\ \vdots \\ \Psi_{2,n-2} \\ \Psi_{2,n-1} \end{bmatrix} \quad (1-105)$$

$$[M_{2,3}] = \begin{bmatrix} E_{3,2}^{(8)} & E_{3,3}^{(9)} & 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 \\ E_{3,2}^{(7)} & E_{3,3}^{(8)} & E_{3,4}^{(9)} & 0 & & & \vdots \\ 0 & E_{3,3}^{(7)} & E_{3,4}^{(8)} & E_{3,5}^{(9)} & 0 & & \vdots \\ \vdots & & & & & & \vdots \\ \vdots & & & & & & \vdots \\ \vdots & & & & 0 & E_{3,n-3}^{(7)} & E_{3,n-2}^{(8)} & E_{3,n-1}^{(9)} \\ 0 & \cdots & \cdots & \cdots & 0 & E_{3,n-2}^{(7)} & E_{3,n-1}^{(8)} \end{bmatrix} \quad (1-106)$$

$$\{\Psi_3\} = \begin{bmatrix} \Psi_{3,2} \\ \Psi_{3,3} \\ \Psi_{3,4} \\ \vdots \\ \vdots \\ \Psi_{3,n-2} \\ \Psi_{3,n-1} \end{bmatrix} \quad (1-107)$$

$$\{D_2\} = \begin{bmatrix} A_{3,2} + B_{3,2} \\ A_{3,3} + B_{3,3} \\ A_{3,4} + B_{3,4} \\ \vdots \\ \vdots \\ A_{3,n-2} + B_{3,n-2} \\ A_{3,n-1} + B_{3,n-1} \end{bmatrix} \quad (1-108)$$

可以用类似的方法写出子矩阵 $[M_{3,1}]$ 、 $[M_{3,2}]$ 、 $[M_{3,3}]$ …以及到向量 $\{\Psi_4\}$ 、 $\{\Psi_5\}$ 、 $\{D_4\}$ 、 $\{D_5\}$ …等。这样,对每一个计算点 i ,均可列出式(1-99)中的子矩阵和向量的表达式,于是,由该式不难求出

$$[M_{i,2}]\{\Psi_i\}^{(\lambda)} = \{D_i\}^{(\lambda-1)} - [M_{i,1}]\{\Psi_{i-1}\}^{(\lambda-1)} - [M_{i,3}]\{\Psi_{i+1}\}^{(\lambda-1)} \quad (1-109)$$

式中,上标 λ 表示迭代次数。这样,此式左端项在每次迭代开始时为已知数。对每个 i ,子矩阵 $[M_{i,2}]$ 是一个3对角带状矩阵,可采用三对角矩阵的追赶法求计算站结点上的流函数 $\Psi_{i,k}$ 。由式(1-40)、式(1-41)求得坐标轴 x^1 和 x^2 和的速度分量 W^1 和 W^2 。

速度三角形计算由非正交曲线坐标系下计算出口的 W^1 和 W^2 ,可以由下式计算出圆柱坐标系的轴向和径向速度。

$$\text{轴向速度} \quad V_z = W^1 \cos \theta_1 + W^2 \sin \theta_2 \quad (1-110)$$

$$\text{径向速度} \quad V_r = W^1 \sin \theta_1 + W^2 \cos \theta_2 \quad (1-111)$$

$$\text{叶片旋转的圆周速度} \quad u = 2\pi r n / 60 \quad (1-112)$$

$$\text{沿流线的子午速度} \quad V_m = (V_z^2 + V_r^2)^{0.5} \quad (1-113)$$

由于叶片预旋 $V_\theta r$ 是给定的,所以气流切向速度 V_θ 由下式求得:

$$V_\theta = V_\theta r / r \quad (1-114)$$

$$\text{由图4看出} \quad W_1 = [V_m^2 + (u - V_\theta)^2]^{0.5} \quad (1-115)$$

$$\text{相对气流角} \quad \beta = \arctg(V_\theta - u) / V_m \quad (1-116)$$

$$\text{绝对速度} \quad V = (V_m^2 + V_\theta^2)^{0.5} \quad (1-117)$$

$$\text{扩散因子} \quad D = 1 - V_2 / V_1 + |\Delta V_\theta r| / 2\sigma r V_1 \quad (1-118)$$

式中: V_1 ——叶片进口气流绝对速度;

V_2 ——叶片出口气流绝对速度;

$\Delta V_\theta r$ ——叶片进出口旋度之差;

σ ——叶栅稠度;

r ——流线在叶片进出口平均半径。

1.2.3 压气机流道及主要级参数的初步确定

在确定初步流道之前,必须确定级数、轴向长度、级平均总压比、级平均效率、级进出口流道面积、各叶片排之间的间隙及叶根和叶尖截面轴向长度。

1.2.3.1 级数确定

由给定的压气机进口总温、总压比及绝热效率,所需的绝热功为

$$L_C = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1} R T_{t1} (\pi_C^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1)}{\eta_C} \quad (1-119)$$

上式也可以表示为:

$$L_C = \bar{H}_{av} u_{T,av}^2 Z \quad (1-120)$$

式中: $\bar{H}_{av}$ ——平均加功因子;

$u_{T,av}$ ——第1级和末级转子叶尖平均速度;

Z ——级数。

将(1-119)式代入式(1-120)得:

$$Z = \frac{\gamma}{\gamma-1} R \frac{T_{t1}}{u_{T,av}^2 \bar{H}_{av} \eta_C} (\pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \quad (1-121a)$$

用这种方法计算压气机级数,往往偏保守。为了适应现代压气机的水平,级数较少,级气功负荷增加,建议用下式计算级数更合适。

$$Z = \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \frac{1}{\pi_C}\right) \ln \pi_C \quad (1-121b)$$

Z 是正整数,先假设初值为 Z_1 ,代入式(1-121b)的 Z ,比较 Z_1 与 Z 是否相近,根据不同的 Z_1 求出不同的 Z ,选两者最接近的数就是所求的压气机级数。

例如,某压气机总压比为 7.02,效率为 0.84,求该压气机级数。

设采用七级实现总压比,则 $Z_1 = 7$,代入式(1-121b)得 $Z = 6.96$,近似等于 7,所以选择七级是最合适的。由于压气机设计技术的发展级数越来越少,将来设计更先进的压气机时,用上式计算的级数减 1 可能是合适的。

级压比的大小与转子叶尖切线速度有关,在一定的压比下,有一个最佳的叶片切线速度,得到最佳的效率,见图 1-8。

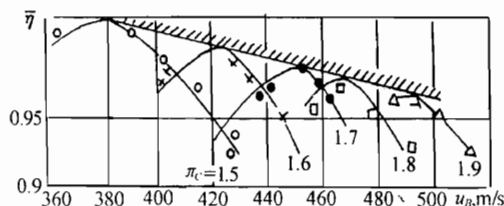


图 1-8 单级压气机的叶尖切线速度与效率的关系曲线

级压比的选择与各级叶片的加功量有密切的关系,平均加功因子由图 1-9 根据平均级压比查得。

平均加功因子与压气机效率的关系见图 1-10,此图作为设计时的参考。

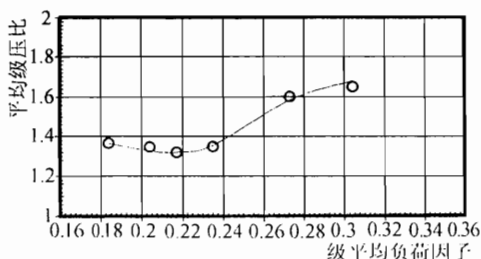


图 1-9 平均级压比与加功因子的曲线

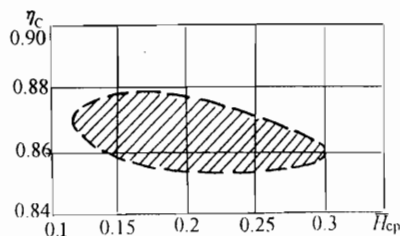


图 1-10 平均加功因子与压气机效率的关系

1.2.3.2 各级总压比初选

各级总压比满足

$$\pi_C = \pi_{ST1} \pi_{ST2} \cdots \pi_{STZ} \quad (1-122)$$

对于亚声速压气机各级加功量分布规律如图 1-11 所示。

对于进口为跨超声速级的压气机各级加功量的分布如图 1-12 所示。

各级加功量按下式计算:

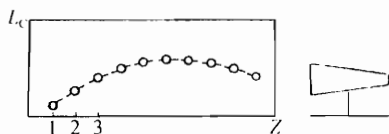


图 1-11 亚声速压气机各级功的分布

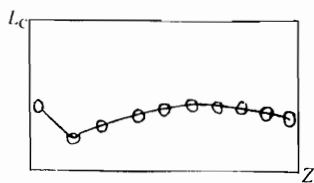


图 1-12 跨超声速压气机各级功的分布

$$L_u = \frac{\gamma}{\gamma - 1} R T_{ti} \left(\frac{\pi_{ST}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{ST}} \right) \quad (1-123)$$

式中: π_{ST} ——级压比;

T_{ti} ——级进口总温;

η_{ST} ——绝热效率;

γ ——气体比热比;

R ——气体常数。

各级平均级总压比分配满足以下两个原则:

a. 各级功总和等于压气机总功;

b. 加功量按进口和出口级低,中间级高的规律。若第一级为跨声速级,则该级加功量可以增加。

1.2.3.3 各级平均轴向速度分布

压气机进口平均轴向马赫数在 0.48~0.51 之间,通常取 0.5。出口平均轴向马赫数为 0.26~0.3。通常取 0.28。

进出口平均轴向速度由下式计算:

$$C_a = M_a \times \sqrt{\gamma R T} \quad (1-124)$$

式中:

$$T = T_t - \frac{\gamma-1}{2} M^2 \quad (1-125)$$

各叶片排进出口的平均轴向速度变化规律如图 1-13 所示。

1.2.3.4 进口直径的确定

进口轮毂直径指第 1 级转子叶根进口直径。根据进口单位迎风面积流量来确定进口外径,单位迎风面积流量越高,压气机进口直径越小,重量越轻。但是,单位迎风面积流量大小与压气机的效率和喘振裕度有非常密切的关系,当单位迎风面积流量越高,其效率和裕度越低。因此,单位迎风面积流量要选得合理,随着设计技术的提高,单位迎风面积流量在不断地提高。到目前为止,推重比 8 一级的发动机,在折合到地面标准大气条件下高压压气机的单位迎风面积流量在 75~83kg/s 左右,对风扇,单位迎风面积流在 168~190kg/s 左右。压气机进口单位迎风面积流量一旦被确定,则风扇/压气机的进口直径由式(1-126)算得,即:

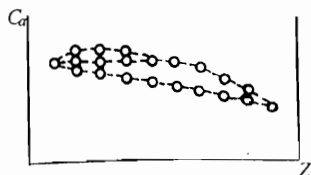


图 1-13 各叶片排进出口平均轴向速度分布规律

$$d_T = \left(\frac{4G_B}{\pi G_d} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1-126)$$

式中: d_T —— 风扇/压气机进口直径, m;

G_B —— 空气流量, kg/s;

G_d —— 进口单位面积流量, kg/s·m²。

转子进口流道的环面积由下式计算:

$$F = \frac{G_B \sqrt{T_{t1}}}{m P_{t1} q(\lambda_1) \cos \alpha} \quad (1-127)$$

式中: G_B —— 空气流量, kg/s;

T_{t1} —— 进口总温, K;

P_{t1} —— 进口总压, Pa;

α —— 进口气流与轴向夹角。

$$m = \sqrt{\frac{g}{R} \gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (1-128)$$

$$q(\lambda) = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \lambda \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \lambda^2 \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (1-129)$$

$$\lambda = \left[\frac{\frac{\gamma+1}{2} M^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1-130)$$

式中: α —— 绝对气流角;

R —— 气体常数, 29.27 kg·m/(kg·K);

g —— 重力加速度。

选择进口轮毂比 $\bar{d}_1$, 则转子进口内径 d_H 为:

$$d_H = d_T \bar{d}_1 \quad (1-131)$$

最后检查转子进口轴向马赫数是否在设计规定的范围内, 否则再调整进口轮毂比 $\bar{d}_1$ 和 G_d 。

进口轮毂比大小与压气机转子进口处的单位环面面积流量有关, 轮毂比小, 单位进口环面面积流量小, 迎风阻力增加, 但压气机效率可以提高。但进口轮毂比不能过小, 要考虑到第一级转子叶片榫头的安装和轮盘的强度, 对高压压气机也要考虑到中介机匣流道的设计及其流道中气流分离。在设计时考虑到压气机效率及第一级转子叶片叶尖速度来选择进口轮毂比。通常航空发动机的高压压气机最佳进口轮毂比大约在 0.5~0.65 之间, 风扇叶片进口轮毂比在 0.35~0.4 之间。但考虑到中介机匣流道, 高压进口轮毂比在 0.6~0.72 之间, 个别发动机也有选到 0.73 左右。

在压气机设计时, 进口马赫数与轮毂比进行反复迭代计算, 得出较优的进口轮毂比和进口马赫数。

1.2.3.5 压气机流道形式的确定

压气机流道形式最基本的通常有等外径、等中径和等内径三种形式, 见图 1-15。

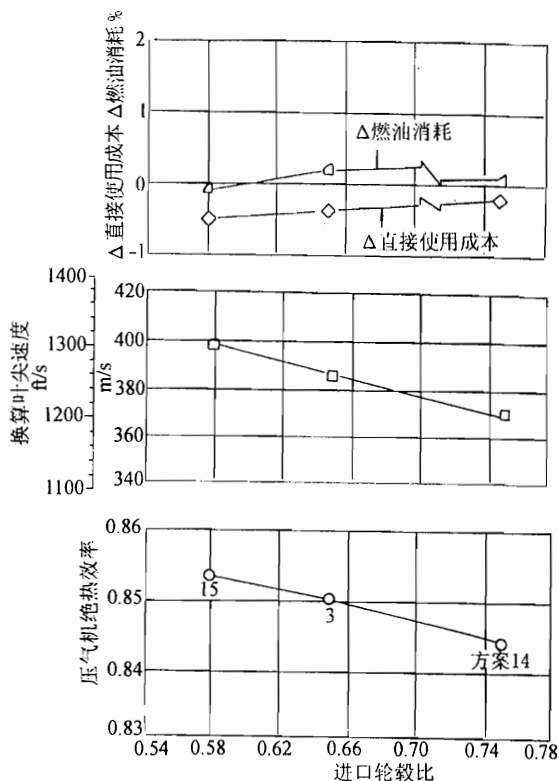


图 1-14 转子叶片周向速度、压气机绝热效率和直接使用成本、燃油消耗随进口轮毂比的变化

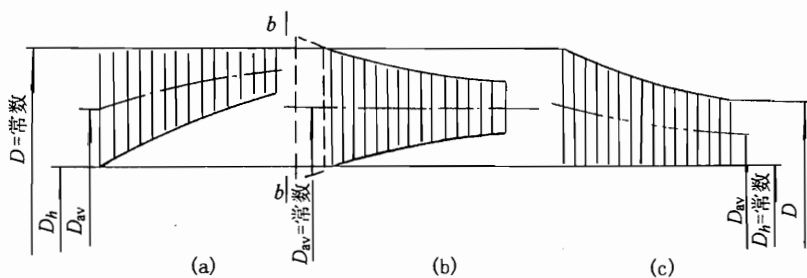


图 1-15 压气机流道形式

采用等外径压气机设计时,压气机出口的内径高,有利于后面几级的加功,使级负荷下降。但由于后几级外径很高,重量会增加,叶片高度下降,环壁附面层和二次流严重,径向掺混损失增加。压气机进口外径较小,内径也小,重量较轻,但叶根加功困难。由于进口内径较小,使得风扇及中间机匣匹配困难,容易使中介机匣气流分离,引起高压压气机进口流场畸变。

等中径设计的压气机,压气机出口外径较等外径小,其内径比较小,压气机重量可以减轻,出口级的气动负荷比等外径设计的高。

等内径设计时,压气机出口级内、外径都比上述两种设计都小,出口级叶片高度最高,压气

机重量最轻,但叶片根部处加功困难,气动设计难度较大。

根据图 1-13 给定的各级平均轴向速度分布规律,计算各级进出口截面的流道环面面积 F ,再由式(1-128)~式(1-136)计算内径和外径。

1.2.3.6 压气机出口内、外径的确定

压气机出口的平均轴向马赫数根据燃烧室进口马赫数的要求确定。当马赫数太高,影响燃烧室的点火及燃烧性能,太低会使压气机出口级扩压增加,出口级变得很难设计,影响压气机效率及喘振裕度。通常出口马赫数在 0.26~0.3 之间,设计军用发动机的高压压气机时,出口马赫数 0.28 为宜,风扇出口马赫数 0.48~0.50 为宜。根据出口马赫数,用式(1-127)计算压气机的出口面积。根据不同的流道形式确定出口的内、外径。

(1)等外径

对于等外径压气机,压气机出口的外径等于进口的外径,出口面积按式(1-127)计算,由叶片高度或出口轮毂比计算出口的内径。

(2)等中径

对于等中径压气机,中径处直径

$$d_{av} = (d_{1T} + d_{1H}) / 2 \quad (1-132)$$

叶片高度

$$h = \frac{F}{\pi} d_{av} \quad (1-133)$$

式中: F ——为出口面积。

出口外径 $d_{out,T}$

$$d_{out,T} = d_{cp} + \frac{h}{2} \quad (1-134)$$

出口内径 $d_{out,h}$

$$d_{out,h} = d_{av} - \frac{h}{2} \quad (1-135)$$

(3)等内径

等内径压气机,进口和出口的内径相等,即 $d_{1H} = d_{out,h}$,则出口外径 $d_{out,T}$ 为:

$$d_{out,T} = \left(\frac{4F}{\pi} + d_{out,h} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1-136)$$

出口的直径决定压气机出口轮毂比,出口轮毂比由式(1-125)决定,要进行反复迭代计算,得出较优的出口马赫数和出口的轮毂比。

1.2.3.7 压气机轴向长度

压气机长度与压气机效率、喘振裕度有直接的关系,长度越长,效率和喘振裕度容易保证。因为长度越短,各级叶片排宽度就越小,也就是说叶片的展弦比就越大,直接影响压气机的效率和喘振裕度。

当叶片切线速度越高,压气机的单位长度总压比越大。因此,采用压气机级平均长度与进口半径之比随平均负荷因子的相关曲线,来确定压气机的长度,见图 1-16。平均负荷因子按下式计算:

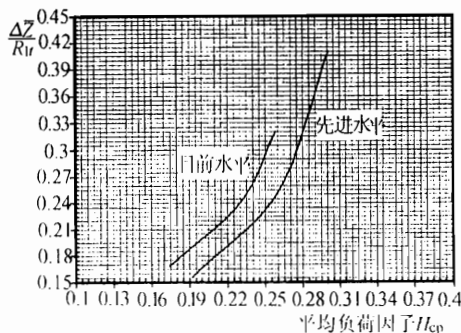


图 1-16 压气机级平均长度与进口半径
比随平均负荷因子的变化

$$\bar{H}_{av} = \frac{\gamma}{\gamma-1} gRT_1 \frac{(\pi_{av}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}})}{(\eta^* U_{av}^2)} \quad (1-137)$$

式中: π_{av} ——平均级压比;

$$U_{av} = (U_{1t} + U_{2t})/2。$$

1.2.3.8 叶片的展弦比

叶片的展弦比与发动机使用成本、燃油消耗、叶尖速度、压气机效率、喘振和颤振裕度有直接的关系。在压气机设计时,首先选定压气机的平均展弦比,高压压气机的平均展弦比与效率的关系曲线见图1-17。从图中看出:展弦比小于一定值后,展弦比越小压气机效率越低,径向掺混损失越严重,随着展弦比增加,效率也增加,但增加到一定值后,效率开始下降,但裕度开始下降主要由于叶片变窄,气流在单位长度上拐弯的角度增加,气流分离严重,损失增加,效率下降,通常最佳平均展弦比在1.4~1.8之间。当第一级叶尖切线速度增加,级压比也增加,展弦比不能太大,因为它受着叶片颤振的限制。随着压气机和风扇的设计技术的发展,级数在不断的减少,级负荷不断的增加,效率和喘振裕度要求越来越高,展弦比朝越来越小的趋势发展。

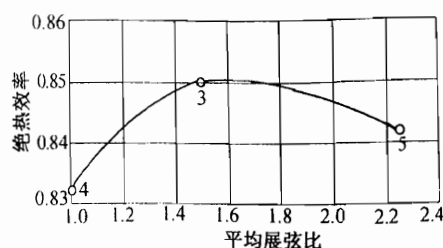


图 1-17 压气机平均展弦比与效率的关系曲线

1.2.3.9 出口轮毂比

出口轮毂比与出口马赫数和出口级叶片高度有关。当出口轮毂比小到一定值后,影响叶片根部的加功,效率反而下降。要保证效率不下降,必须增加转速,保持出口级的周向速度。增加转速后,压气机的重量有所增加,涡轮的重量也随之增加,使发动机重量增加。为了保持一定的出口轮毂处的速度,转速又不能增加很多,通常出口轮毂比有一个最佳值区域,考虑到目前转子鼓筒的材料在工作转速时可承受的应力,在工作转速范围内转子出口鼓筒切线速度不大于381m/s,随着设计技术和材料性能的提高,这一限制值可以适当提高。压气机出口轮毂比随压气机绝热效率的相关曲线见图1-18。从图中可看出出口轮毂比在0.92~0.94之间较优,在设计中还要考虑出口马赫数。当出口马赫数越高,压气机效率就越低,见图1-19。

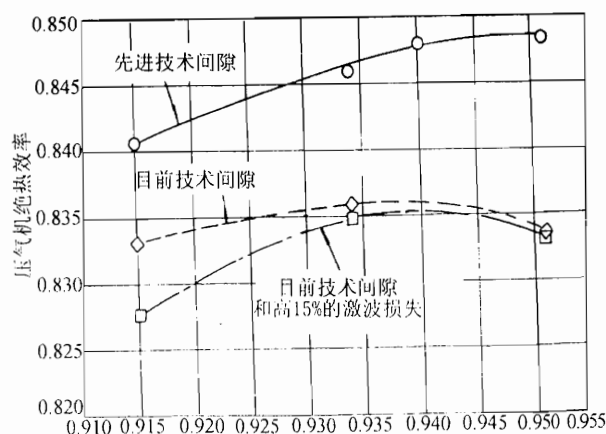


图 1-18 压气机效率随出口轮毂比的变化

1.2.3.10 进口轴向马赫数和出口马赫数

进口轴向马赫数越高,压气机效率和喘振裕度越低。随着叶尖速度的提高,压气机进口轴向 M 数也可以相应提高。进口轴向 M 数与单位进口环面面积流量成正比,单位进口环面面积流量越低,压气机效率越高,见图 1-20。

出口马赫数与压气机效率的关系曲线见图 1-19。

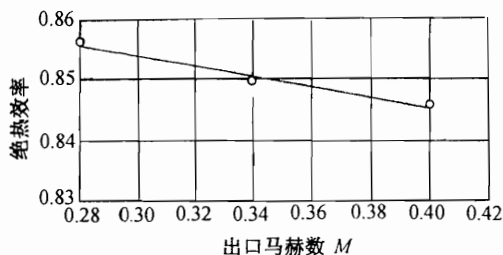


图 1-19 压气机绝热效率随进口马赫数变化

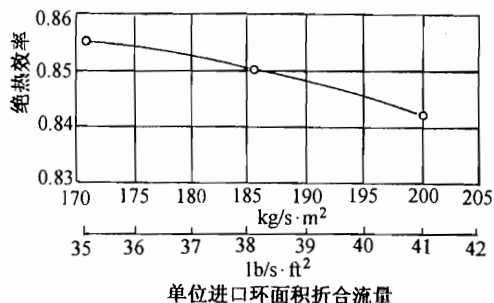


图 1-20 压气机绝热效率随进口单位环面面积流量的变化

1.2.3.11 压气机平均稠度

平均稠度在 1.2~1.5 范围内,得到的效率最好。当稠度增加时,叶片通道高宽比增加,而端壁损失减少。但导致叶片数增加及其叶片尾迹的增多,降低了叶栅的效率。即使叶尖速度减小,这一点仍会发生。当第 1 级转子叶尖进口相对 M 数低于约 1.4 时,第 1 级中的激波损失对总效率只有很小的影响。对于其余各级,叶栅损失受叶尖速度的影响也不大。当稠度从 0.9 增加至 1.2 时,端壁损失的减小比叶栅损失的增加为快,因而导致效率的改善。当稠度大于 1.5 时端壁损失的减少就不再那么快,这样叶栅损失的增加要快于端壁损失的减少,导致总效率降低。较低和较高稠度均导致压气机效率的降低,引起发动机燃油消耗的增加及较高的直接使用成本。压气机平均稠度随压气机效率的变化见图 1-21。

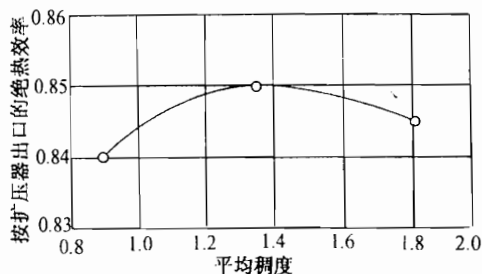


图 1-21 压气机效率随平均稠度的变化

1.2.3.12 转子叶片进口预旋

多级轴流压气机进口预旋大小影响压气机的效率,调整该参数时应与反力度一起考虑。实际上通过控制反力度来调整预旋。反力度 Ω 的定义为转子叶片排的静压升与级静压升之比。

$$\Omega = \frac{P_{s2} - P_{s1}}{P_{s3} - P_{s1}} \quad (1-138)$$

从理论上讲亚声速压气机反力度 Ω 等于 0.5 时,压气机效率最高。在实际设计压气机中,反力度不可能都控制在 0.5,压气机前面级可以在 0.5 左右,随着级数的增加逐渐增加,所以压气机的平均反力度超过 0.5,平均反力度 0.5~0.6 是最佳的区域,

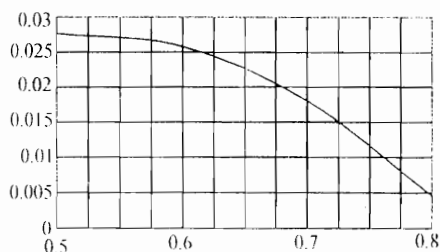


图 1-22 平均反力度与压气机效率的变化

见图1-22。如果各级反力度均控制在0.5左右,则出口采用双排静子叶片,这也是一种可供选择的方案。这时进口预旋角大约在 $20^{\circ} \sim 9^{\circ}$ 左右为合适。

1.2.3.13 叶片排间轴向间隙初估

叶片排之间的轴向间隙大小选取首先要考虑转子叶片在喘振状态下安全运转,不能与静子叶片相碰,其次也要考虑该间隙对效率的影响。对转子叶片主要考虑叶尖与静子叶尖的间隙,应计算在喘振状态下所需的最小间隙。叶尖间隙计算时应考虑静子和转子叶片的制造公差、轴承的轴向游隙、转子挠度、机匣挠度、叶片在喘振时的位移量和叶片可能的轴向活动量。

在方案估算时,间隙值无法计算,根据经验选用压气机的轴向间隙值作为初值进行流道初步设计,在方案详细设计时再作调整。在平均中径进行一维流计算时,中径处的间隙值可以用如下方法估算

$$\Delta L = KB \quad (1-139)$$

式中: ΔL ——中径处叶片排间间隙值;

B ——叶片在子午面上中径处的宽度;

K ——系数。

对于系数 K 值,在前面级取0.13~0.11,后面级取0.1~1.1。

1.2.4 S_2 流面计算

根据1.2.3中所选择的参数,画出初步的子午流道,叶片前后缘在子午面上的投影用直线代替,叶片厚度为零,给定各级静子叶片出口总压沿叶高分布、各级静子叶片(包括进口导向叶片)沿叶高总压恢复系数、各级转子叶片效率沿叶高分布、质量流量、进口总温总压及环量沿叶片分布,流量堵塞系数沿轴向的分布,就可以进行 S_2 流面的计算。根据计算结果进行分析,对给定的流道和叶片损失进行反复调整。经过方案优选后进行叶片初步造型,根据叶片稠度,对叶片前、后缘在子午面上的投影,流道作适当修改后再进行 S_2 流面的计算, S_2 和叶片造型进行反复迭代计算直至各控制参数达到规定的值。

1.2.4.1 子午面流道

根据第1次 S_2 流面计算结果,对各级叶片进行的初步造型设计,为 S_2 计算提供各计算节点的叶片厚度,并修改叶片前后缘在子午面上投影,作第2次的 S_2 流面计算。根据 S_2 流面计算出口叶片排扩散因子和轴向速度比,对流道的上下壁面作适当调整,再进行 S_2 流面计算,直至所有控制参数达到要求值,流道就被初步确定。

1.2.4.2 级压比、转子叶片效率和静子叶片总压损失系数沿叶高分布

为了减小总压沿叶高的掺混和使出口总压均匀,通常在级出口设总压沿叶高均匀分布,即各级的总压比沿叶高为常数。转子叶片出口叶片根尖总压大于叶中的总压。

转子叶片效率沿叶高分布主要考虑:

- (1)在叶片根部由于内壁附面层和二次流影响,损失大,效率较低。
- (2)叶片尖部不但考虑壁面附面层影响,而且考虑到叶尖和机匣的间隙引起间隙漏流的损失。对跨声压气机,还要考虑叶片槽道内激波损失,所以叶尖的效率比叶根还低。
- (3)叶中区效率提高,尤其在叶高30%~40%为最高效率区。
- (4)进口级转子叶片效率低于中间级效率,但高于出口级效率。

以某高压压气机进口级、中间级和出口级为例(见图1-23)说明压气机转子叶片效率沿叶高分布规律。

静子叶片的总压恢复系数沿叶高分布原则:

- (1) 考虑内外壁面附面层的影响, 叶片根尖损失大于叶中损失;
 - (2) 在静子叶片通道存在较强的二次流损失, 在叶片根部和尖部的叶片 1/3 长度上尤为明显;
 - (3) 叶根进口马赫数最高, 叶片弯角最大, 扩散因子高, 损失比叶尖大, 所以静子叶片叶根处的损失比叶尖高;
 - (4) 进口级的总压恢复系数比中间级的低, 但高于出口级的总压恢复系数。
- 以某压气机为例, 分别给出进口级、中间级和出口级静子的总压恢复系数, 见图 1-24。

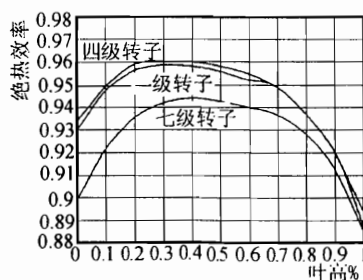


图 1-23 典型转子叶片效率沿叶高分布

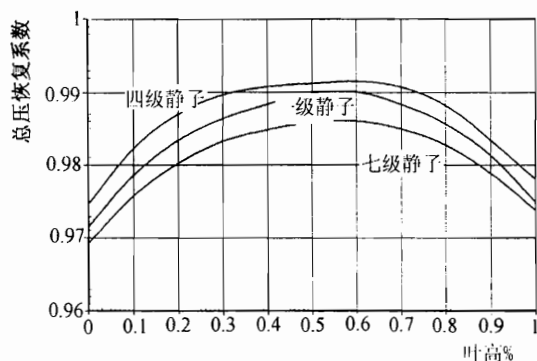


图 1-24 典型级静子叶片总压恢复系数沿叶高分布

1.2.4.3 扩散因子

扩散因子是衡量压气机叶片局部气动负荷的参数, 是设计压气机时必须控制的参数。曾在 1.2.1.4 中提到过扩散因子, 在压气机设计时, 根据压气机的不同级, 扩散因子的限制值也不一样, 对于高压压气机前面级, 转子的扩散因子一般不超过 0.5, 静子扩散因子不超过 0.55。中间级, 转子叶片的平均扩散因子一般不超过 0.5, 在根、尖处可以略高于 0.5, 静子叶片扩散因子最高不超过 0.6。

典型压气机根、中、尖扩散因子沿叶高的变化曲线见图 1-25。

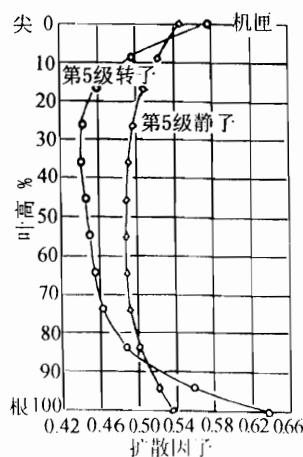


图 1-25 典型级扩散因子沿叶高的变化曲线

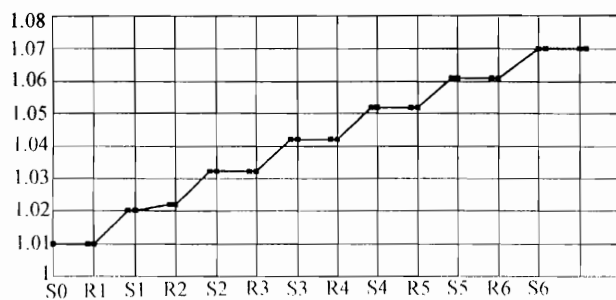


图 1-26 流量阻塞系数随级的变化

1.2.4.4 流量阻塞系数

流量阻塞系数是根据多级压气机试验取得的经验数据,根据我们的经验,压气机进口为1.01,出口为1.06~1.08。具体给出见图1-26。

1.2.5 S_2 流面计算已知条件及输入参数

1.2.5.1 已知条件

由发动机总体性能提供的压气机设计点总参数如下:

进口总温 T_{t1}

进口总压 P_{t1}

总压比 π_c

绝热效率 η_c

空气流量 G_B

喘振裕度 SM

在满足上述参数的条件下,确定级数、级压比和级效率的分配、叶片展弦比和稠度的选择、叶片排间轴向间隙选取和最后确定初步流道,流道包括上下壁面及叶片前后缘在子午面上的投影和压气机上游和下游流道。

1.2.5.2 输入参数

任意曲线坐标 S_2 流面计算程序为例,输入参数分十二段数据,举例如下:

(1)控制参数输入

NR, M, N1, N2, NK, N4, N20, N21, N22, N23, N24, N25, N26, N27, N28

其中:NR —— 径向计算节点数;

M —— 计算段数;

N1 —— 各计算段轴向计算站数(上下游每一排均为一计算段);

N2 —— 叶片排间隙内站数(通常 $N2=0$);

NK —— 若 $NK=0$, 不输入叶片厚度;

若 $NK \neq 0$, 输入叶片厚度(输入无量纲厚度);

N4 —— 给定原始参数的径向点数;

N20 —— 若 $N20=0$, 不输入叶片厚度影响系数;

若 $N20 \neq 0$, 输入叶片厚度影响系数;

N21 —— $N21=0$, 均为进口流场(其中 $T_{10}, S_{11}, Lou, V_1, V_2, \theta_1, \theta_2$ 各输入一个数);

$N21 \neq 0$, 进口流场不均匀(以上各参数各输入 $N4$ 个值);

N22 —— $N22=0$, 输入数据为有量纲值;

$N22 \neq 0$, 输入参数为无量纲值;

N23 —— $N23=1$, 在叶片排内流线上 $V_{\theta}R$ 按正弦的 $3/2$ 次分布;

$N23=2$, 在叶片排内流线上的 $V_{\theta}R$ 按直线+抛物线分布;

N24 —— $N24=0$, 叶片前后缘在子午面上投影为直线;

$N24 \neq 0$, 叶片前后缘在子午面上投影为曲线;

N25 —— 输出的流线数;

N26 —— 输入多级总压比沿叶高分布, 按叶高百分比输入,

当 $N26=0$, 沿叶高级总压比为常数, 只输入一个总压比值,

当 $N26 \neq 0$, 沿叶高输入 $N4$ 个总压比值;

$N27$ ——试算, 当 $N27 = 1$, 试算过程中不输出 VQR ;

$N27 \neq 1$, 试算中输出 VQR ;

$N28$ —— $N28 = 0$, 不计算自由流;

$N28 \neq 0$, 计算自由流。

(2) 各排转子叶片进口预旋的输入

$YVQR$ ——静子叶片出口 $V_{\theta R}$ 沿叶高分布, 径向 $N4$ 点。

(3) 流道内、外壁面坐标 R 、 Z 的输入

RH ——内壁流道各计算站上的 R , 共有 $(N1 + N2) \times (M - N2)$ 个数;

RT ——外壁流道各计算站上的 R , 共有 $(N1 + N2) \times (M - N2)$ 个数;

ZH ——与 RH 各点对应点的轴向坐标;

ZT ——与 RT 各点对应点的轴向坐标。

(4) 叶片排前后缘在子午面上投影坐标

当 $N24 = 0$ 时, 不输入这一组数据, 程序中自动将叶片前后缘在子午面上的投影线假设为直线;

当 $N24 \neq 0$ 时, 输入各段前后缘计算站径向坐标,

其中: RYM ——前后缘半径;

ZYM ——与 RYM 对应的前后缘轴向坐标。

(5) 进口总温、焓和气流的径向及圆周方向角度, 进口总压及空气流量。当 $N21 = 0$ 为进口均匀条件, 上述各参数只输入一个值, 当 $N21 \neq 0$ 为进口非均匀条件, 上述参数除了空气流量外, 均输入 $N4$ 个数。

(6) 叶片槽道内各计算站叶片周向相对厚度。当 $NK = 0$, 不输入叶片周向相对厚度; 当 $NK \neq 0$, 输入叶片排内各计算站上的叶片周向厚度(在流道的上下游, 由于无叶片, 故不输入该数)。

(7) 叶片厚度影响系数(该参数考虑叶片附面层引起的堵塞)。当 $N20 = 0$, 输入各计算节点的叶片厚度影响系数, 但流道上下游各计算节点的叶片厚度影响系数均为 0。

(8) $FLOW$ ——沿叶高输入原始数据的位置, 叶根为 0, 叶尖为 1.0, 共有 $N4$ 个数;

YKG ——各计算站上的流量系数;

$IDJME$ ——转/静子叶片标志, 进口导叶、静叶和上下游为 0, 动叶为 1;

$ZNSU$ ——转速(rpm);

RIT ——参考半径, 通常以第 1 级转子叶片叶尖进口半径为参考值;

UIT ——参考速度, 与参考半径相对应的叶片切向速度;

$T100$ ——参考总温, 即进口处的某一点总温;

$P100$ ——参考总压, 即进口某一点的总压。

(9) $YETA$ ——转子叶片效率沿叶高分布, 每列叶片沿叶高共 $N4$ 个数;

$YSIGMA$ ——静子叶片总压恢复系数沿叶高分布, 每排叶片沿叶高共 $N4$ 个数。

(10) $H\theta$ ——在子午面上各叶片积迭线与径向线的夹角, 反时针为正;

$HPHZ$ ——在垂直于发动机轴线的截面上, 各叶片积迭线与径向线的夹角, 顺时针为正;

$ZSPN$ ——叶片积迭线在叶根处的轴向坐标;

RSPN——叶片积迭线在叶根处的径向坐标。

(11)N25——输出流线根数;

PC——输出流线上的流量占总流量的百分比,共 N25 个数;

SIGMAI——沿流线的叶片稠度;径向 N25 个,轴向 M2 个。

1.2.6 S_2 流面计算结果

S_2 流面计算结果在叶片进口和出口截面按表格形式输出(按程序标识符来叙述)。

1.2.6.1 在静子叶片进口截面(包括进口导向叶片)按流线输出参数

流线序号,流量 GB(kg/s),流线径向位置 R(m),叶片进口环量 $V_\theta R$ (m²/s),总温 T0(K),气流轴向速度 VZ(m/s),气流径向分速 VR(m/s),气流绝对速度 V(m/s),静温 T(K),声速 A(m/s),气流绝对马赫数 MV,轴向气流马赫数 MVZ,叶片进口轴向坐标 Z,气流密度 LOU,气流的子午速度 VM(m/s),气流子午马赫数 MVM,气流角 ALPHA(°),静压 P(Pa)。

在上输出表格的下面输出静子叶片进口截面质量平均轴向马赫数和绝对气流马赫数。

1.2.6.2 静子叶片出口的截面(包括进口导向叶片)按流线输出的参数

流线序号,流量 GB(kg/s),流线径向位置 R(m),叶片出口环量 $V_\theta R$ (m²/s),总温 T0(K),气流轴向速度 VZ(m/s),气流径向分速 VR(m/s),气流绝对速度 V(m/s),静温 T(K),声速 A(m/s),绝对马赫数 MV,轴向气流马赫数 MVZ,叶片出口轴向坐标 Z,气流密度 LOU(kg/m³),气流子午速度 VM(m/s),静压 P(Pa),气流角 ALPHA(°),总压恢复系数 SIGMA,叶栅稠度 B/T,其他叶型出口和进口轴向速度比 VZ2/VZ1,扩散因子 D,轴向密流比 LVZ2/LVZ1,级总压比 PIK,从压气机进口到本叶片排出口的总压比 PIJDK,级效率 JIETA,从压气机进口到本叶片排出口的效率 ETAJDK,总压 PO(Pa)。

表最后还输出:质量平均累计总压比,质量平均累计效率,级平均总压比,级平均效率,平均轴向马赫数和平均马赫数。

1.2.6.3 动叶进口截面输出参数

流线序号,流量 GB(kg/s),进口环量 $V_\theta R$ (m²/s),总温 T0(K),气流轴向速度 VZ(m/s),气流径向分速 VR(m/s),气流绝对速度 V(m/s),静温 T(K),声速 A(m/s),绝对马赫数 MV,轴向气流马赫数 MVZ,转子叶片进口轴向坐标 Z(m),气流密度 LOU(kg/m³),子午速度 VM(m/s),子午马赫数 MVM,气流相对速度 W1(m/s),相对马赫数 MW,相对气流角 GAMMA1,静压 P(Pa)。

在上输出表格下面还输出平均轴向马赫数和平均绝对马赫数。

1.2.6.4 转子叶片出口截面输出参数

流线序号,流线径向位置 R(m),环量 $V_\theta R$ (m²/s),总温 T0(K),气流轴向速度 VZ(m/s),气流径向分速 VR(m/s),绝对气流速度 V(m/s),静温 T(K),声速 A(m/s),绝对马赫数 MV,轴向马赫数 MVZ,叶片出口坐标 Z(m),气流密度 LOU(kg/m³),子午速度 VM(m/s),静压 P(Pa),气流相对速度 W(m/s),相对马赫数 MW,相对气流角 GAMA(°),转子效率 ETAR,叶栅稠度 B/T,叶片出口与进口轴向速度比 VZ2/VZ1,扩散因子 D,轴向密流比 LMZ2/LMZ1,转子总压比 PIK,累计总压比 PIJDK,转子效率 ETAKR,累计效率 ETAJDK,总压 PO(Pa)。

在上输出表下面还输出:质量平均累计总压比,质量平均累计效率,转子叶片排质量平均总压比,转子叶片排质量平均效率,轴向平均马赫数和平均绝对马赫数。

1.2.7 设计控制参数的调整和分析

1.2.7.1 叶尖相对马赫数 M_{w1}

转子叶片叶尖相对马赫数 M_{w1} 的大小与叶片尖部的切线速度 U_{1t} 和气流的轴向速度 V_z 有关,当 U_{1t} 增加, M_{w1} 增加, V_z 增加, M_{w1} 也增加,在通常情况下, V_z 的增加和减小的幅度不会太大, U_{1t} 的变化随压气机转速变化而变化,因此 U_{1t} 对 M_{w1} 影响较大。在设计中 U_{1t} 的大小是由叶片气动负荷决定的,在图 1-8 中可看出,级压比 $\pi_{st} = 1.5$, $U_{1t} = 380\text{m/s}$ 可以得到最高的效率,随着级压比的增加, U_{1t} 也增加,当 $\pi_{st} = 1.9$, $U_{1t} = 490\text{m/s}$ 时,级效率最低。在设计时第 1 级压气机与转子叶片叶尖切线速度与级压比的关系曲线见图 1-27。

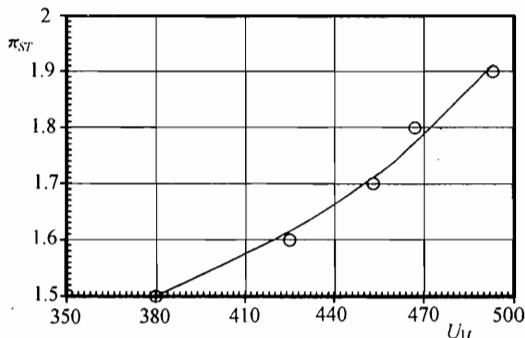


图 1-27 叶尖切线速度与级压比的变化关系

轴向速度的大小与单位迎风面积流量有关。

若在设计时,流量已经确定,外径的增加($U_{1t} = \text{常数}$)与轮毂比的下降,使轴向速度下降, M_{w1} 也随着下降。为了调整 M_{w1} ,在转子叶片前面的一排静子叶片(压气机进口为零级导向叶片)出口气流方向可以改变,即改变转子叶片进口的预旋 $V_{\theta r}$,当 $V_{\theta r}$ 增加,使转子叶片进口的 M_{w1} 下降,转子叶片的反力度也下降,静子叶片的气动负荷增加。在设计时,进口预旋的调整要仔细,既要使转子叶片负荷下降与转子叶片效率增加,又不要使静子叶片负荷增加得过多,以免静子叶片总压损失系数的增加。

通常设计中,风扇第 1 级转子叶片叶尖 M_{w1} 控制在 1.35~1.55 之间,对于高压压气机进口级为跨声级时,转子第 1 级叶片叶尖 M_{w1} 控制在 1.05~1.2 之间。

1.2.7.2 扩散因子 D

根据式(1-44)和式(1-45),扩散因子与基元叶型进出口速度成反比,与基元叶型环量差的绝对值成正比。因此,如果减小叶片负荷,即环量差 $|\Delta V_{\theta r}|$ 减小,扩散因子随着下降。对于转子叶片根部,减小转子叶片压比, ΔW_{φ} 明显下降,扩散因子随着下降,若转子叶片压比不变,增加进口预旋,转子叶片的扩散因子也下降,但静子叶片的扩散因子增加。在相同的 $\Delta W_{\varphi} r$ 条件下,出口 r 的增加, W_{φ} 上升,使转子叶片扩散因子下降。转子叶片叶尖扩散因子调整,除了上述调整措施外,外壁流道的曲率和斜率也可以调整叶尖的扩散因子。当叶片叶尖进口半径保持常数,出口半径的下降,叶尖的扩散因子也随着下降。

减小静子叶片的扩散因子的调整方法,主要有:

- a. 降低转子叶片进口的预旋;
- b. 减小级压比;
- c. 减低静子叶片根部的进口直径;
- d. 提高静子叶片叶根出口的半径;
- e. 增加静子叶片出口环量($V_{\theta r}$)_{出口}。

1.2.7.3 基元叶型出口与进口的轴向速度比 V_{z2}/V_{z1} (简称轴向速度比)

对于跨声速级压气机和风扇,在气动设计时增加一个控制参数,即根据经验,对于转子叶

叶片尖 $V_{z2}/V_{z1}=0.8\sim 1.0$, 对静子叶片叶根 $V_{z2}/V_{z1}=1.0\sim 1.2$ 。

在设计中对 V_{z2}/V_{z1} 进行适当调整, 调整的措施有:

(1) 增加转子叶片尖部流道的斜率, 可以增加叶尖的轴向速度比, 在叶尖处机匣流道曲率的变化, 通常在叶尖基元叶型前半部分, 流道为正曲率, 而在后半部分为负曲率, 这样可以减小 V_{z1} 和增加 V_{z2} 。另一条途径是减小转子叶片叶尖的损失或减小叶尖气动负荷。

(2) 静子叶片叶根增加轴向速度比的措施:

减小叶根进口半径; 增加叶根出口半径; 减小出口环量; 减小在叶片出口处的内壁流道斜率; 增加叶片进口处内壁流道的斜率。

1.2.7.4 进口轴向马赫数 M_{z1} 的调整措施

压气机进口轴向马赫数大小与压气机性能有密切的关系, 当进口轴向马赫数 M_{z1} 增加, 压气机效率和裕度均要下降。根据以往的经验, 高压压气机进口 M_{z1} 通常在 $0.48\sim 0.52$ 之间, 对于风扇, M_{z1} 通常在 $0.6\sim 0.68$ 之间。

减小 M_{z1} 的措施: 增加压气机叶尖半径; 减小轮毂比。

1.2.8 S_2 流面计算算例

本条介绍风扇和高压压气机 S_2 流面计算的输入和输出数据。

表 1-1 为风扇 S_2 流面计算输入数据, 表 1-2 为风扇 S_2 流面计算输出数据, 表 1-3 为高压压气机 S_2 流面计算输入数据, 表 1-4 为高压压气机 S_2 流面计算输出数据。

表 1-1 风扇 S_2 流面计算输入数据

(1) NR, M, N1, N2, NK, N4, N20, N21, N22, N23, N24, N25, N26, N27, N28

13, 11, 6, 0, 1, 13, 0, 0, 0, 1, 1, 13, 2, 1, 0,

(2) YVQR

0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0,

0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0,

0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0,

0.0000, 0.6200, 1.2500, 2.4700, 3.6800, 4.9400, 6.1600, 7.3900,

8.6000, 9.8000, 11.0200, 11.6200, 12.2000,

0.0000, 0.6200, 1.2500, 2.4700, 3.6800, 4.9400, 6.1600, 7.3900,

8.6000, 9.8000, 11.0200, 11.6200, 12.2000,

0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0,

0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0,

5.9000, 5.4500, 5.1000, 5.0000, 5.2800, 5.8000, 6.4200, 7.0900,

7.8500, 8.5500, 9.7500, 10.7500, 12.1500,

5.9000, 5.4500, 5.1000, 5.0000, 5.2800, 5.8000, 6.4200, 7.0900,

7.8500, 8.5500, 9.7500, 10.7500, 12.1500,

0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0,

0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0,

5.0000, 4.5000, 4.1000, 3.7100, 3.9300, 4.3000, 4.7500, 5.3000,

5.8200, 6.4500, 7.3500, 8.0500, 9.0000,

5.0000, 4.5000, 4.1000, 3.7100, 3.9300, 4.3000, 4.7500, 5.3000,

5.8200, 6.4500, 7.3500, 8.0500, 9.0000,

续表 1-1

0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,

(3)RH

0.1170,0.1170,0.1170,0.1170,0.1172,0.1187,
 0.1199,0.1223,0.1257,0.1302,0.1365,0.1439,
 0.1515,0.1592,0.1670,0.1745,0.1821,0.1902,
 0.1932,0.1960,0.1996,0.2032,0.2065,0.2093,
 0.2116,0.2142,0.2169,0.2196,0.2223,0.2248,
 0.2267,0.2279,0.2297,0.2311,0.2325,0.2337,
 0.2349,0.2357,0.2366,0.2375,0.2384,0.2392,
 0.2398,0.2400,0.2407,0.2410,0.2412,0.2410,
 0.2403,0.2396,0.2380,0.2355,0.2330,0.2295,
 0.2266,0.2142,0.2050,0.2000,0.1963,0.1946,
 0.1945,0.1945,0.1945,0.1945,0.1945,0.1945,

RT

0.3820,0.3820,0.3820,0.3820,0.3820,0.3820,
 0.3820,0.3820,0.3820,0.3820,0.3820,0.3820,
 0.3820,0.3813,0.3806,0.3795,0.3774,0.3751,
 0.3720,0.3700,0.3683,0.3670,0.3658,0.3647,
 0.3635,0.3627,0.3620,0.3610,0.3600,0.3581,
 0.3552,0.3535,0.3520,0.3507,0.3493,0.3487,
 0.3476,0.3469,0.3459,0.3451,0.3443,0.3433,
 0.3419,0.3408,0.3397,0.3387,0.3376,0.3364,
 0.3353,0.3346,0.3338,0.3331,0.3324,0.3316,
 0.3310,0.3322,0.3333,0.3345,0.3356,0.3368,
 0.3380,0.3380,0.3380,0.3380,0.3380,0.3380,

ZH

-0.4300, -0.3800, -0.3300, -0.2650, -0.1940, -0.1700,
 -0.1500, -0.1240, -0.0980, -0.0710, -0.0440, -0.0180,
 0.0000,0.0190,0.0380,0.0565,0.0750,0.094055,
 0.1050,0.1135,0.1250,0.1370,0.1485,0.1590,
 0.1680,0.1805,0.1935,0.2065,0.2195,0.231702,
 0.2410,0.2485,0.2585,0.2685,0.2785,0.2870,
 0.2960,0.3055,0.3155,0.3255,0.3355,0.344613,
 0.3540,0.3625,0.3720,0.3815,0.3905,0.4000,
 0.4110,0.4195,0.4280,0.4375,0.4455,0.4540,
 0.4600,0.4830,0.5060,0.5290,0.5520,0.5750,

续表 1-1

0.6000,0.6500,0.7000,0.7500,0.8000,0.8500,

ZT

-0.4300,-0.3800,-0.3300,-0.2800,-0.2300,-0.1800,

-0.1500,-0.1230,-0.0940,-0.0650,-0.0360,-0.0130,

0.012586,0.0250,0.0370,0.0490,0.06200,0.073632,

0.0950,0.1100,0.1235,0.1370,0.1500,0.1630,

0.1780,0.1870,0.1945,0.2021,0.2095,0.2190,

0.2345,0.2455,0.2565,0.2670,0.2780,0.2890,

0.304312,0.3100,0.3160,0.3220,0.3280,0.3360,

0.3515,0.3630,0.3735,0.3840,0.3950,0.4060,

0.4170,0.4245,0.4320,0.4390,0.4465,0.4540,

0.4600,0.4830,0.5060,0.5290,0.5523,0.5750,

0.6000,0.6500,0.7000,0.7500,0.8000,0.8500,

(4)RYM

0.1170,0.1388,0.1605,0.1823,0.2040,0.2257,0.2475,0.2693,0.2910,0.3128,0.3345,0.3563,0.3820,

0.1187,0.1397,0.1613,0.1830,0.2047,0.2263,0.2480,0.2697,0.2913,0.3130,0.3347,0.3563,0.3820,

0.1199,0.1476,0.1699,0.2062,0.2364,0.2627,0.2862,0.3080,0.3282,0.3471,0.3650,0.3736,0.3820,

0.1439,0.1675,0.1867,0.2186,0.2454,0.2692,0.2908,0.3109,0.3298,0.3477,0.3650,0.3735,0.3820,

0.1515,0.1735,0.1915,0.2219,0.2478,0.2708,0.2918,0.3114,0.3299,0.3476,0.3647,0.3734,0.3820,

0.1902,0.2043,0.2170,0.2391,0.2587,0.2770,0.2942,0.3108,0.3268,0.3423,0.3577,0.3655,0.3751,

0.1932,0.2068,0.2189,0.2403,0.2596,0.2775,0.2944,0.3106,0.3263,0.3416,0.3567,0.3643,0.3720,

0.2093,0.2199,0.2298,0.2485,0.2657,0.2818,0.2969,0.3113,0.3252,0.3386,0.3516,0.3581,0.3647,

0.2116,0.2219,0.2316,0.2498,0.2666,0.2822,0.2970,0.3111,0.3247,0.3377,0.3505,0.3570,0.3635,

0.2248,0.2338,0.2417,0.2567,0.2709,0.2843,0.2973,0.3098,0.3220,0.3340,0.3457,0.3519,0.3581,

0.2267,0.2351,0.2429,0.2576,0.2713,0.2844,0.2969,0.3091,0.3209,0.3325,0.3439,0.3497,0.3552,

0.2337,0.2410,0.2479,0.2611,0.2736,0.2856,0.2971,0.3082,0.3190,0.3295,0.3399,0.3452,0.3487,

0.2349,0.2419,0.2486,0.2613,0.2734,0.2850,0.2961,0.3069,0.3174,0.3276,0.3376,0.3427,0.3475,

0.2392,0.2456,0.2516,0.2630,0.2739,0.2846,0.2949,0.3051,0.3150,0.3247,0.3343,0.3393,0.3433,

0.2399,0.2459,0.2517,0.2628,0.2734,0.2838,0.2938,0.3037,0.3135,0.3231,0.3325,0.3375,0.3419,

0.2410,0.2464,0.2515,0.2618,0.2718,0.2816,0.2912,0.3006,0.3098,0.3188,0.3277,0.3323,0.3364,

0.2403,0.2490,0.2570,0.2650,0.2730,0.2810,0.2890,0.2970,0.3050,0.3130,0.3210,0.3290,0.3353

0.2295,0.2380,0.2465,0.2550,0.2635,0.2720,0.2805,0.2890,0.2975,0.3060,0.3145,0.3230,0.3313,

0.2266,0.2340,0.2430,0.2520,0.2610,0.2690,0.2790,0.2880,0.2970,0.3060,0.3130,0.3220,0.3310,

0.1946,0.2060,0.2180,0.2300,0.2420,0.2540,0.2650,0.2770,0.2890,0.3010,0.3130,0.3250,0.3368,

0.1945,0.2063,0.2183,0.2302,0.2422,0.2542,0.2662,0.2782,0.2901,0.3021,0.3141,0.3260,0.3380,

0.1945,0.2063,0.2183,0.2302,0.2422,0.2542,0.2662,0.2782,0.2901,0.3021,0.3141,0.3260,0.3380,

ZYM

-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,-.4300,

-0.1700,-0.1708,-0.1716,-0.1725,-0.1733,-0.1741,-0.1749,-0.1757,-0.1766,-0.1774,-0.1782,

-0.1790,-0.1800,

-0.1500,-0.1500,-0.1500,-0.1500,-0.1500,-0.1500,-0.1500,-0.1500,-0.1500,-0.1500,-0.1500,

-0.1500,-0.1500,

-0.0180,-0.0175,-0.0171,-0.0164,-0.0159,-0.0154,-0.0149,-0.0145,-0.0141,-0.0137,-0.0134,

-0.0132,-0.0130,

续表 1-1

0.0000, -0.0008, -0.0012, -0.0010, 0.0007, 0.0024, 0.0042, 0.0062, 0.0082, 0.0099, 0.0111, 0.0117, 0.0126
 0.0941, 0.0941, 0.0940, 0.0923, 0.0893, 0.0866, 0.0840, 0.0814, 0.0790, 0.0770, 0.0757, 0.0747, 0.0736
 0.1050, 0.1082, 0.1101, 0.1112, 0.1108, 0.1084, 0.1059, 0.1028, 0.0996, 0.0967, 0.0939, 0.0940, 0.0950,
 0.1590, 0.1590, 0.1592, 0.1600, 0.1609, 0.1614, 0.1617, 0.1620, 0.1622, 0.1625, 0.1628, 0.1629, 0.1630,
 0.1680 0.1675 0.1675 0.1679 0.1692 0.1709 0.1726 0.1743 0.1756 0.1768 0.1779 0.1781 0.1780
 0.2317 0.2317 0.2313 0.2302 0.2284 0.2264 0.2244 0.2224 0.2209 0.2197 0.2194 0.2192 0.2190
 0.2410, 0.2423, 0.2434, 0.2445, 0.2442, 0.2432, 0.2416, 0.2398, 0.2381, 0.2360, 0.2342, 0.2341, 0.2345,
 0.2870, 0.2870, 0.2869, 0.2860, 0.2861, 0.2867, 0.2873, 0.2876, 0.2878, 0.2881, 0.2886, 0.2888, 0.2890,
 0.2960 0.2953 0.2949 0.2948 0.2955 0.2956 0.2970 0.2984 0.3000 0.3018 0.3030 0.3037 0.3043
 0.3446 0.3449 0.3450 0.3448 0.3440 0.3424 0.3410 0.3396 0.3382 0.3372 0.3366 0.3362 0.3360
 0.3540, 0.3551, 0.3559, 0.3569, 0.3577, 0.3577, 0.3570, 0.3556, 0.3540, 0.3525, 0.3510, 0.3510, 0.3515,
 0.4000, 0.4003, 0.4007, 0.4013, 0.4020, 0.4026, 0.4032, 0.4038, 0.4044, 0.4049, 0.4055, 0.4058, 0.4062,
 0.4110, 0.4118, 0.4120, 0.4128, 0.4130, 0.4136, 0.4140, 0.4145, 0.4150, 0.4154, 0.4160, 0.4163, 0.4170,
 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540, 0.4540,
 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600, 0.4600,
 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750, 0.5750,
 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000, 0.6000,
 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500, 0.8500,
 (5) T_0 , S11, LOU, V0, RI, RJ, PJK, GB

288.16, 0.0, 1.22493, 0.0, 0.0, 0.0, 1.0332, 78.0,

(6)

1, 6, 13,

0.18218	0.51702	0.5852	0.49231	0.34583	0.19988
0.18347	0.52046	0.58989	0.49604	0.34857	0.20113
0.18450	0.52318	0.59352	0.49916	0.35081	0.20243
0.18626	0.52783	0.59966	0.50455	0.35468	0.20467
0.18777	0.53180	0.60503	0.50933	0.35817	0.20667
0.18913	0.53539	0.60988	0.51369	0.36135	0.20852
0.19050	0.53898	0.61473	0.51807	0.36454	0.21037
0.19159	0.54185	0.61870	0.52175	0.36723	0.21194
0.19269	0.54472	0.62256	0.52540	0.36993	0.21350
0.19376	0.54755	0.62640	0.52891	0.37249	0.21499
0.19485	0.55040	0.63031	0.53249	0.37513	0.21652
0.19530	0.55159	0.63188	0.53393	0.37618	0.21713
0.19572	0.55271	0.63328	0.53507	0.37698	0.21758

1, 6, 13,

0.076095	0.416490	0.577884	0.554584	0.376001	0.059093
0.045935	0.368271	0.537860	0.520115	0.346668	0.038338
0.035285	0.340572	0.511527	0.498937	0.331901	0.029682
0.026786	0.278690	0.436629	0.441577	0.301606	0.021992
0.024129	0.248269	0.400494	0.419660	0.296499	0.019519
0.024391	0.228433	0.375946	0.405397	0.296115	0.019510
0.025893	0.213822	0.356716	0.395838	0.299223	0.021312
0.027366	0.204403	0.344944	0.391186	0.305086	0.023271

续表 1-1

0.029110	0.203077	0.348812	0.410071	0.321988	0.025143
0.031365	0.207045	0.358595	0.426311	0.346384	0.027165
0.034988	0.224136	0.393975	0.480012	0.391906	0.029953
0.037088	0.232852	0.421335	0.532042	0.434006	0.031743
0.038940	0.241683	0.445786	0.573055	0.471190	0.032946
1,6,13,					
0.03648	0.25009	0.33013	0.29717	0.17515	0.04121
0.05046	0.19809	0.28894	0.25753	0.15845	0.04082
0.04147	0.18724	0.29516	0.26658	0.15946	0.03825
0.05075	0.22244	0.32904	0.30572	0.18831	0.04571
0.05820	0.26467	0.36653	0.32081	0.19076	0.04712
0.06088	0.29393	0.36956	0.34523	0.23403	0.04220
0.06481	0.32971	0.40718	0.37152	0.24857	0.04487
0.06620	0.36474	0.44348	0.39456	0.26046	0.04746
0.06962	0.40371	0.48156	0.41622	0.27041	0.05018
0.07262	0.45630	0.53084	0.44259	0.28130	0.05301
0.07416	0.51475	0.57483	0.45633	0.28181	0.05548
0.07427	0.53900	0.58826	0.45477	0.27666	0.05617
0.08669	0.56794	0.59440	0.44644	0.26699	0.05499
1,6,13,					
0.066519	0.428756	0.612487	0.572410	0.369185	0.050295
0.060005	0.416126	0.605983	0.576791	0.375001	0.048217
0.055523	0.398342	0.588136	0.568219	0.372561	0.044683
0.050863	0.358415	0.539310	0.534957	0.359022	0.040367
0.049886	0.320561	0.488322	0.494849	0.340266	0.039942
0.051824	0.294215	0.451028	0.465038	0.327123	0.041579
0.053452	0.272033	0.419669	0.439449	0.315688	0.043709
0.054527	0.253957	0.392990	0.417210	0.305672	0.045732
0.056552	0.242670	0.376847	0.405322	0.302290	0.048316
0.058580	0.235572	0.367215	0.399622	0.302685	0.050699
0.062025	0.237460	0.372389	0.409807	0.314337	0.054510
0.063414	0.237052	0.373199	0.413510	0.319508	0.056312
0.064600	0.236178	0.374392	0.417886	0.325334	0.057977
1,6,13,					
0.08837	0.24639	0.32343	0.32429	0.23438	0.06370
0.08636	0.24570	0.31556	0.31361	0.22655	0.06058
0.08411	0.24641	0.31256	0.30746	0.22138	0.05873
0.08186	0.26128	0.32531	0.31210	0.22141	0.05593
0.08177	0.27739	0.34079	0.31940	0.22299	0.05435
0.08499	0.30354	0.37012	0.34123	0.23546	0.05565
0.09009	0.33874	0.40934	0.37052	0.25246	0.05850
0.09580	0.37329	0.44602	0.39531	0.26619	0.06218
0.10099	0.40773	0.48102	0.41715	0.27762	0.06615
0.10532	0.43632	0.50620	0.42823	0.28179	0.07042

续表 1-1

0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
1,5,13,

0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,

(8)FLOW

0.0,0.05,0.1,0.2,0.3,0.4,0.5,0.6,0.7,0.8,0.9,0.95,1.0,
YKG

1.0000,1.00130,1.0027,1.0044,1.0063,1.0075,
1.0075,1.0096,1.0113,1.0138,1.0159,1.0180,
1.0180,1.0198,1.0216,1.0234,1.0251,1.0270,
1.0270,1.0273,1.0276,1.0279,1.0282,1.0285,
1.0285,1.0292,1.0299,1.0306,1.0313,1.0320,
1.0320,1.0322,1.0324,1.0326,1.0328,1.0330,
1.0330,1.0340,1.0350,1.0360,1.0370,1.0380,
1.0380,1.0383,1.0386,1.0389,1.0392,1.0395,
1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,
1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,
1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,1.0395,

IDJNBE

0,0,1,0,1,0,1,0,0,0,0,

ZNSU,R1T,U1T,LOU0,T₀,P₀

11870.0,0.3820,474.84,1.22493,288.16,1.0332,

(9)YETA

0.9292,0.9310,0.9325,0.9353,0.9366,0.9355,0.9315,0.9215,0.9072,
0.8885,0.8350,0.7950,0.7770,
0.9270,0.9286,0.9300,0.9328,0.9340,0.9335,0.9317,0.9285,0.9237,
0.9150,0.9010,0.8920,0.8820,
0.9190,0.9220,0.9248,0.9290,0.9320,0.9330,0.9320,0.9300,0.9255,
0.9181,0.9075,0.9000,0.8915,

YSIGMA

0.9745,0.9820,0.9842,0.9864,0.9877,0.9886,0.9891,0.9891,0.9886,
0.9873,0.9845,0.9793,0.9652,

续表 1-1

0.9640,0.9700,0.9750,0.9791,0.9805,0.9815,0.9823,0.98275,0.9826,
 0.9809,0.9775,0.9740,0.9700,
 0.9690,0.9725,0.9754,0.9807,0.9822,0.98327,0.9840,0.98456,0.9847,
 0.9837,0.9810,0.9786,0.9750,
 0.9740,0.9728,0.9749,0.9780,0.9797,0.9860,0.9812,0.9850,0.9830,
 0.9812,0.9782,0.9771,0.9758,
 0.9910,0.9934,0.9955,0.9975,0.9985,0.9988,0.9989,0.9988,0.9983,
 0.9973,0.9940,0.9910,0.9875,
 0.9799,0.9845,0.9892,0.9952,0.9960,0.9964,0.9965,0.9964,0.9961,
 0.9954,0.9925,0.9923,0.9885,0.9799,
 (10)HTHETA
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 HPHI
 0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,
 ZSPN
 -0.095,0.046430,0.1370,0.19871,0.2760,0.31970,0.3785,0.4325,0.5175,
 RSPN
 0.1260,0.1700,0.2032,0.2183,0.2308,0.2372,0.2410,0.2369,0.2020,
 (11)PIR2
 1.681,1.681,1.681 1.681,1.681,1.681,1.681,1.681,1.681,1.681,1.681,1.681,
 1.56,1.56,1.56,1.56,1.56,1.56,1.56,1.56,1.56,1.56,1.56,1.56,
 1.40,1.40,1.40,1.40,1.40,1.40,1.40,1.40,1.40,1.40,1.40,1.40,
 (12)
 N25
 13
 PC
 0.0,0.05,0.1,0.2,0.3,0.4,0.5,0.6,0.7,0.8,0.9,0.95,1.0,
 SIGMAI
 2.330,2.055,1.865,1.615,1.458,1.352,1.260,1.190,1.130,1.080,1.037,1.015,0.995,
 2.5 2.23 2.06 1.836 1.697 1.603 1.53 1.4725 1.427 1.395 1.372 1.366 1.36
 1.578,1.565,1.545,1.515,1.494,1.477,1.462,1.451,1.443,1.436,1.430,1.428,1.423,
 2.055,1.961,1.897,1.798,1.723,1.662,1.611,1.568,1.527,1.491,1.459,1.443,1.429,
 1.940,1.910,1.880,1.830,1.780,1.730,1.680,1.630,1.590,1.540,1.500,1.470,1.452,
 1.910,1.832,1.769,1.682,1.619,1.565,1.519,1.478,1.442,1.412,1.390,1.381,1.370,
 1.852,1.840,1.820,1.790,1.760,1.720,1.690,1.660,1.640,1.610,1.580,1.560,1.550,
 1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,
 1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0,

表 1-2 风扇 S₂ 流面计算输出数据

第 0 级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.1199	0.0000	288.1600	167.3186	12.3894	167.7766	274.1340	332.0146	0.5053	0.5039	-0.1500
2	1.7248	0.1329	0.0000	288.1600	171.6681	14.7867	172.3037	273.3626	331.5488	0.5197	0.5178	-0.1500
3	3.6759	0.1462	0.0000	288.1600	175.5928	16.3963	176.3566	272.6650	331.1270	0.5326	0.5303	-0.1500
4	8.2607	0.1724	0.0000	288.1600	181.4633	16.5835	182.2195	271.6158	330.4915	0.5514	0.5491	-0.1500
5	13.7723	0.1986	0.0000	288.1600	186.2832	15.3480	186.9144	270.7517	329.9671	0.5665	0.5646	-0.1500
6	20.2122	0.2247	0.0000	288.1600	189.9336	13.4819	190.4114	270.0926	329.5666	0.5778	0.5763	-0.1500
7	27.5779	0.2510	0.0000	288.1600	192.7522	11.3573	193.0865	269.5815	329.2556	0.5864	0.5854	-0.1500
8	35.8637	0.2772	0.0000	288.1600	194.8107	9.1039	195.0233	269.2069	329.0274	0.5927	0.5921	-0.1500
9	45.0607	0.3034	0.0000	288.1600	196.1925	6.8080	196.3106	268.9558	328.8744	0.5969	0.5966	-0.1500
10	55.1587	0.3296	0.0000	288.1600	197.0299	4.5243	197.0818	268.8043	328.7821	0.5994	0.5993	-0.1500
11	66.1445	0.3558	0.0000	288.1600	197.3605	2.1873	197.3726	268.7472	328.7473	0.6004	0.6003	-0.1500
12	71.9640	0.3689	0.0000	288.1600	197.3903	1.0653	197.3931	268.7433	328.7449	0.6004	0.6004	-0.1500
13	78.0000	0.3820	0.0000	288.1600	197.3367	0.0000	197.3367	268.7543	328.7516	0.6003	0.6003	-0.1500

	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1
--	-----	----	-----	---	----	--------

1	1.0815	167.7766	0.5053	167.7766	0.5053	0.0000
2	1.0739	172.3037	0.5197	172.3037	0.5197	0.0000
3	1.0671	176.3566	0.5326	176.3566	0.5326	0.0000
4	1.0569	182.2195	0.5514	182.2195	0.5514	0.0000
5	1.0485	186.9144	0.5665	186.9144	0.5665	0.0000
6	1.0422	190.4114	0.5778	190.4114	0.5778	0.0000
7	1.0372	193.0865	0.5864	193.0865	0.5864	0.0000
8	1.0336	195.0233	0.5927	195.0233	0.5927	0.0000
9	1.0312	196.3106	0.5969	196.3106	0.5969	0.0000
10	1.0298	197.0818	0.5994	197.0818	0.5994	0.0000
11	1.0293	197.3726	0.6004	197.3726	0.6004	0.0000
12	1.0292	197.3931	0.6004	197.3931	0.6004	0.0000
13	1.0293	197.3367	0.6003	197.3367	0.6003	0.0000

平均轴向马赫数=0.58318 平均绝对马赫数=0.58400

续表 1-2 第 0 级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.1439	0.0000	288.1600	176.2286	64.4871	187.6568	270.6136	329.8832	0.5689	0.5342	-0.0180
2	1.7248	0.1549	0.5452	288.1600	186.1376	61.7064	196.1308	268.9779	328.8879	0.5963	0.5660	-0.0178
3	3.6759	0.1662	1.1164	288.1600	194.7753	58.3789	203.4468	267.5479	328.0152	0.6202	0.5938	-0.0175
4	8.2607	0.1890	2.2733	288.1600	206.8184	50.1936	213.1619	265.5260	326.7770	0.6523	0.6329	-0.0170
5	13.7723	0.2119	3.4022	288.1600	216.2008	41.1126	220.6599	263.8931	325.7735	0.6773	0.6637	-0.0165
6	20.2122	0.2353	4.6269	288.1600	223.1787	30.5519	226.1170	262.6778	325.0245	0.6957	0.6867	-0.0161
7	27.5779	0.2589	5.8444	288.1600	227.8946	21.1341	229.9830	261.8009	324.4829	0.7088	0.7023	-0.0156
8	35.8637	0.2828	7.0857	288.1600	230.3017	13.1100	232.0315	261.3299	324.1916	0.7157	0.7104	-0.0151
9	45.0607	0.3070	8.3354	288.1600	230.4149	6.6419	232.1046	261.3129	324.1811	0.7160	0.7108	-0.0146
10	55.1587	0.3314	9.5825	288.1600	228.7674	2.1737	230.5977	261.6619	324.3969	0.7109	0.7052	-0.0141
11	66.1445	0.3563	10.8813	288.1600	221.3560	-0.3113	223.4536	263.2742	325.3923	0.6867	0.6803	-0.0135
12	71.9640	0.3690	11.5403	288.1600	217.7847	-0.5589	220.0195	264.0384	325.8629	0.6752	0.6683	-0.0133
13	78.0000	0.3820	12.2000	288.1600	215.2298	0.0000	217.5864	264.5664	326.1877	0.6671	0.6598	-0.0130

	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/LOV1	PIK	PJDK	JIETA	ETAJDK	SIGT
1	1.0204	187.6568	0.5689	187.6568	0.5689	0.0000	0.9745	2.3300	1.0533	-0.1185	1.0554	0.9745	0.9745	1.0000	1.0000	0.9745
2	1.0118	196.0992	0.5962	196.1308	0.5963	1.0283	0.9816	2.0550	1.0843	-0.1329	1.0725	0.9816	0.9816	1.0000	1.0000	0.9816
3	1.0028	203.3360	0.6199	203.4468	0.6202	1.8915	0.9843	1.8650	1.1092	-0.1427	1.0842	0.9843	0.9843	1.0000	1.0000	0.9843
4	0.9852	212.8222	0.6513	213.1619	0.6523	3.2355	0.9862	1.6150	1.1397	-0.1484	1.0905	0.9862	0.9862	1.0000	1.0000	0.9862
5	0.9713	220.0751	0.6755	220.6599	0.6773	4.1726	0.9875	1.4580	1.1606	-0.1501	1.0936	0.9875	0.9875	1.0000	1.0000	0.9875
6	0.9610	225.2602	0.6931	226.1170	0.6957	4.9895	0.9885	1.3520	1.1750	-0.1484	1.0951	0.9885	0.9885	1.0000	1.0000	0.9885
7	0.9536	228.8724	0.7053	229.9830	0.7088	5.6331	0.9890	1.2600	1.1823	-0.1440	1.0951	0.9890	0.9890	1.0000	1.0000	0.9890
8	0.9494	230.6746	0.7115	232.0315	0.7157	6.1994	0.9891	1.1900	1.1822	-0.1352	1.0928	0.9891	0.9891	1.0000	1.0000	0.9891
9	0.9489	230.5106	0.7111	232.1046	0.7160	6.7187	0.9887	1.1300	1.1744	-0.1208	1.0879	0.9887	0.9887	1.0000	1.0000	0.9887
10	0.9509	228.7777	0.7052	230.5977	0.7109	7.2032	0.9875	1.0800	1.1611	-0.1019	1.0804	0.9875	0.9875	1.0000	1.0000	0.9875
11	0.9641	221.3562	0.6803	223.4536	0.6867	7.8564	0.9851	1.0370	1.1216	-0.0575	1.0605	0.9851	0.9851	1.0000	1.0000	0.9851
12	0.9640	217.7854	0.6683	220.0195	0.6752	8.1720	0.9801	1.0150	1.1033	-0.0366	1.0440	0.9801	0.9801	1.0000	1.0000	0.9801
13	0.9553	215.2298	0.6598	217.5864	0.6671	8.4403	0.9652	0.9950	1.0907	-0.0213	1.0234	0.9652	0.9652	1.0000	1.0000	0.9652

质量平均累积压比=0.9859 质量平均累积效率=1.0000 平均级压比=0.98590 平均级效率=1.00000

转子效率或静子总压恢复系数=0.98590 平均轴向马赫数=0.67960 平均绝对马赫数=0.68906

续表 1-2 第1级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.1515	0.0000	288.1600	166.6137	68.9734	180.3260	271.9583	330.6990	0.5453	0.5038	0.0000
2	1.9645	0.1630	0.6181	288.1600	176.6652	65.8281	188.5692	270.4330	329.7735	0.5718	0.5357	-0.0004
3	4.1616	0.1746	1.2510	288.1600	185.3633	61.9805	195.5824	269.1129	328.9702	0.5945	0.5635	-0.0008
4	9.2447	0.1977	2.4908	288.1600	198.5163	52.6312	205.7608	267.0708	327.7235	0.6278	0.6057	-0.0012
5	15.1994	0.2206	3.6806	288.1600	209.9699	42.4482	214.8662	265.1523	326.5476	0.6580	0.6430	-0.0011
6	21.9933	0.2437	4.9406	288.1600	217.5632	30.9375	220.6849	263.8919	325.7727	0.6774	0.6678	0.0004
7	29.6160	0.2668	6.1613	288.1600	221.6667	20.9133	223.8457	263.1919	325.3415	0.6880	0.6813	0.0021
8	38.0299	0.2898	7.3916	288.1600	223.5525	12.2189	225.3341	262.8583	325.1358	0.6930	0.6876	0.0040
9	47.1813	0.3128	8.6024	288.1600	222.2157	4.9321	223.9649	263.1618	325.3230	0.6884	0.6831	0.0064
10	56.9793	0.3359	9.8008	288.1600	218.8522	-0.9833	220.7909	263.8685	325.7583	0.6778	0.6718	0.0088
11	67.3667	0.3589	11.0218	288.1600	209.7968	-5.2719	212.0974	265.7410	326.9089	0.6488	0.6418	0.0106
12	72.6583	0.3705	11.6176	288.1600	205.6336	-6.7164	208.1193	266.5791	327.4226	0.6356	0.6280	0.0116
13	78.0000	0.3820	12.2000	288.1600	202.1112	-7.6735	204.7628	267.2666	327.8432	0.6246	0.6165	0.0126
	LOU	VM	MVM	W1	MW	GAMMA1	ALPHA1					
1	1.0331	180.3260	0.5453	260.7334	0.7884	-46.2423	0.0000					
2	1.0263	188.5310	0.5717	273.9709	0.8308	-46.5167	1.1524					
3	1.0182	195.4511	0.5941	286.8063	0.8718	-47.0410	2.0992					
4	0.9998	205.3747	0.6267	310.6811	0.9480	-48.6203	3.5108					
5	0.9831	214.2177	0.6560	335.0197	1.0259	-50.2515	4.4527					
6	0.9723	219.7518	0.6746	358.0399	1.0990	-52.1379	5.2706					
7	0.9664	222.6511	0.6844	380.4625	1.1694	-54.1821	5.9221					
8	0.9633	223.8862	0.6886	402.7227	1.2386	-56.2251	6.4988					
9	0.9655	222.2704	0.6832	424.2576	1.3041	-58.4055	7.0524					
10	0.9707	218.8544	0.6718	445.7728	1.3684	-60.5966	7.5941					
11	0.9858	209.8630	0.6420	465.4759	1.4239	-63.2013	8.3240					
12	0.9861	205.7433	0.6284	475.9261	1.4536	-64.3863	8.6661					
13	0.9798	202.2568	0.6169	486.8991	1.4852	-65.4556	8.9731					

平均轴向马赫数=0.64984 平均绝对马赫数=0.66068

续表 1-2 第1级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.1902	43.1612	341.5308	188.2150	61.9572	301.2619	296.4049	345.1746	0.8728	0.5453	0.0941				
2	1.9645	0.1973	43.3478	340.9967	190.5019	56.1545	296.1502	297.3744	345.7354	0.8566	0.5510	0.0941				
3	4.1616	0.2049	43.5758	340.4982	191.9587	50.5665	290.9398	298.4274	346.3433	0.8400	0.5542	0.0941				
4	9.2447	0.2208	44.2110	339.7546	192.0368	40.6270	280.3762	300.6926	347.6470	0.8065	0.5524	0.0938				
5	15.1994	0.2376	45.1782	339.4731	190.9386	32.0183	271.3746	302.8578	348.8884	0.7778	0.5473	0.0925				
6	21.9933	0.2550	46.3039	339.3126	189.1647	25.3883	263.4206	304.8205	350.0095	0.7526	0.5405	0.0898				
7	29.6160	0.2733	47.5696	339.3688	186.1892	18.0103	255.5120	306.9224	351.2058	0.7275	0.5301	0.0871				
8	38.0299	0.2923	49.0402	339.6664	182.0833	10.0005	247.7939	309.1567	352.4726	0.7030	0.5166	0.0843				
9	47.1813	0.3120	50.8803	340.4429	177.4000	1.5670	240.9720	311.5954	353.8497	0.6810	0.5013	0.0812				
10	56.9793	0.3322	52.9535	341.5187	172.3176	-7.2966	234.8412	314.1183	355.2681	0.6610	0.4850	0.0782				
11	67.3667	0.3531	57.3930	345.4914	163.0458	-16.4547	230.8136	319.0392	358.0172	0.6447	0.4554	0.0761				
12	72.6583	0.3639	60.1848	348.2001	158.0122	-21.6586	229.7527	321.9971	359.6586	0.6388	0.4393	0.0750				
13	78.0000	0.3751	63.1934	351.1933	153.0956	-27.4303	229.2882	325.1055	361.3746	0.6345	0.4236	0.0736				
	LOU	VM	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ2/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIK	PUJK	ETAKR	ETAJDK	SIGT
1	1.2317	198.1504	0.5741	198.3780	0.5747	-2.7449	0.9292	2.5000	1.1296	0.4329	0.9071	1.7438	1.6993	0.9292	0.8827	0.9618
2	1.2523	198.6059	0.5744	200.2481	0.5792	-7.3428	0.9306	2.2300	1.0783	0.4632	0.8919	1.7361	1.7042	0.9306	0.8969	0.9629
3	1.2703	198.5072	0.5732	202.8940	0.5858	-11.9361	0.9319	2.0600	1.0356	0.4813	0.8826	1.7290	1.7019	0.9319	0.9029	0.9638
4	1.2977	196.2872	0.5646	209.8763	0.6037	-20.7311	0.9344	1.8360	0.9674	0.4992	0.8768	1.7188	1.6951	0.9344	0.9085	0.9655
5	1.3242	193.6045	0.5549	220.3193	0.6315	-28.5087	0.9363	1.6970	0.9094	0.5017	0.8858	1.7159	1.6945	0.9363	0.9128	0.9667
6	1.3471	190.8608	0.5453	234.0495	0.6687	-35.3659	0.9364	1.6030	0.8695	0.4908	0.9057	1.7133	1.6935	0.9364	0.9147	0.9668
7	1.3692	187.0583	0.5326	249.8721	0.7115	-41.5294	0.9339	1.5300	0.8400	0.4750	0.9305	1.7120	1.6932	0.9339	0.9133	0.9655
8	1.3889	182.3577	0.5174	267.3989	0.7586	-47.0023	0.9271	1.4725	0.8145	0.4567	0.9574	1.7107	1.6921	0.9271	0.9068	0.9618
9	1.4045	177.4069	0.5014	286.3324	0.8092	-51.7142	0.9136	1.4270	0.7983	0.4369	0.9818	1.7110	1.6917	0.9136	0.8928	0.9543
10	1.4179	172.4720	0.4855	306.6872	0.8633	-55.7801	0.8981	1.3950	0.7874	0.4159	1.0050	1.7138	1.6924	0.8981	0.8756	0.9454
11	1.4188	163.8741	0.4577	321.2988	0.8974	-59.3337	0.8480	1.3720	0.7772	0.4117	0.9935	1.7263	1.7006	0.8480	0.8228	0.9144
12	1.4067	159.4896	0.4434	328.3356	0.9129	-60.9383	0.8015	1.3660	0.7684	0.4118	0.9842	1.7176	1.6835	0.8015	0.7695	0.8852
13	1.3847	155.5335	0.4304	335.9627	0.9297	-62.4224	0.7770	1.3600	0.7575	0.4117	0.9751	1.7330	1.6727	0.7770	0.7232	0.8667

质量平均累积压比 = 1.69321 质量平均累积效率 = 0.87824 转子叶片平均压比 = 1.71724

转子叶片平均效率 = 0.90323 平均轴向马赫数 = 0.50773 平均绝对马赫数 = 0.71549

续表 1-2 第1级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.1932	43.1612	341.5308	206.6553	63.0779	310.7951	293.4997	343.4885	0.9048	0.6016	0.1050
2	2.5194	0.2021	43.4039	340.8610	210.9070	56.9716	306.3290	294.1943	343.8924	0.8908	0.6133	0.1072
3	5.2553	0.2111	43.6963	340.2887	211.2709	50.3600	300.0253	295.5471	344.6777	0.8705	0.6130	0.1090
4	11.3475	0.2290	44.5476	339.6314	206.4385	37.0528	286.0865	298.9402	346.6388	0.8253	0.5955	0.1110
5	18.1535	0.2468	45.6662	339.3866	203.9118	26.1404	276.5630	301.3701	348.0360	0.7946	0.5859	0.1112
6	25.5647	0.2647	46.8965	339.3073	200.0059	17.0394	267.7201	303.6879	349.3630	0.7663	0.5725	0.1103
7	33.5164	0.2826	48.2213	339.4519	196.5917	8.6567	260.4617	305.7306	350.5280	0.7431	0.5608	0.1078
8	41.9004	0.3005	49.8000	339.9599	192.5193	1.4058	254.0358	307.8882	351.7540	0.7222	0.5473	0.1047
9	50.6414	0.3184	51.6055	340.8011	188.1152	-5.0829	248.3729	310.1487	353.0335	0.7035	0.5329	0.1012
10	59.6787	0.3362	53.7837	342.1449	182.5996	-10.8800	242.9959	312.8118	354.5344	0.6854	0.5150	0.0977
11	68.8959	0.3541	58.1097	346.2487	173.2848	-16.8818	239.2491	317.8268	357.3421	0.6695	0.4849	0.0941
12	73.4637	0.3631	60.5676	348.6301	167.2600	-19.6144	237.0469	320.7304	358.9567	0.6604	0.4660	0.0940
13	78.0000	0.3720	63.1934	351.1933	160.3549	-22.1573	234.6530	323.8681	360.6926	0.6506	0.4446	0.0950

ALPHA1

	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1
1	1.2018	216.0676	0.6290	310.7951	0.9048	45.9561
2	1.2212	218.4663	0.6353	306.3290	0.8908	44.5061
3	1.2413	217.1901	0.6301	300.0253	0.8705	43.6221
4	1.2801	209.7373	0.6051	286.0865	0.8253	42.8509
5	1.3089	205.5805	0.5907	276.5630	0.7946	41.9832
6	1.3344	200.7304	0.5746	267.7201	0.7663	41.4289
7	1.3542	196.7822	0.5614	260.4617	0.7431	40.9298
8	1.3703	192.5244	0.5473	254.0358	0.7222	40.7238
9	1.3829	188.1838	0.5330	248.3729	0.7035	40.7411
10	1.3946	182.9235	0.5160	242.9959	0.6854	41.1679
11	1.3937	174.1052	0.4872	239.2491	0.6695	43.3048
12	1.3852	168.4062	0.4692	237.0469	0.6604	44.7298
13	1.3715	161.8785	0.4488	234.6530	0.6506	46.3807

平均轴向马赫数 = 0.54686 平均绝对马赫数 = 0.74409

续表 1-2 第1级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z			
1	0.0000	0.2093	5.9000	341.5308	193.3264	50.3971	201.7662	321.3170	359.2819	0.5616	0.5381	0.1590			
2	2.5194	0.2162	5.4963	340.8610	195.5502	48.2624	203.0160	320.3937	358.7699	0.5659	0.5451	0.1590			
3	5.2553	0.2234	5.1687	340.2891	196.8336	45.4019	203.3229	319.7603	358.4181	0.5673	0.5492	0.1590			
4	11.3475	0.2385	4.9910	339.6312	197.6485	37.7612	202.3086	319.3046	358.1649	0.5648	0.5518	0.1595			
5	18.1535	0.2542	5.2343	339.3869	198.7442	28.6408	201.8499	319.1523	358.0801	0.5637	0.5550	0.1603			
6	25.5647	0.2702	5.7267	339.3079	198.7556	18.7066	200.7557	319.2936	358.1587	0.5605	0.5549	0.1611			
7	33.5164	0.2863	6.3796	339.4506	198.1713	9.7278	199.6576	319.6529	358.3585	0.5571	0.5530	0.1615			
8	41.9004	0.3023	7.0683	339.9610	197.5472	2.1764	198.9382	320.3077	358.7221	0.5546	0.5507	0.1618			
9	50.6414	0.3182	7.8424	340.8028	196.7322	-4.1238	198.3131	321.2748	359.2586	0.5520	0.5476	0.1621			
10	59.6787	0.3339	8.5527	342.1445	195.6928	-9.3931	197.5853	322.7628	360.0821	0.5487	0.5435	0.1624			
11	68.8959	0.3494	9.7537	346.2482	191.3363	-13.0185	193.8000	327.6114	362.7515	0.5343	0.5275	0.1628			
12	73.4637	0.3571	10.8055	348.6193	189.6192	-14.4082	192.5587	330.2254	364.1817	0.5287	0.5207	0.1629			
13	78.0000	0.3647	12.1500	351.1933	188.2081	-15.5220	191.7631	332.9572	365.6696	0.5244	0.5147	0.1630			
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	STGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIJK	JTETA	ETAJDK	SIGT
1	1.4527	199.7873	0.5561	201.7662	0.5616	8.0312	0.9640	1.5780	0.9355	0.5396	0.7848	1.6810	1.6381	0.8633	0.8173
2	1.4651	201.4178	0.5614	203.0160	0.5659	7.1941	0.9694	1.5650	0.9272	0.5263	0.7951	1.6830	1.6520	0.8764	0.8429
3	1.4724	202.0020	0.5636	203.3229	0.5673	6.5345	0.9741	1.5450	0.9317	0.5136	0.8038	1.6843	1.6578	0.8875	0.8585
4	1.4773	201.2234	0.5618	202.3086	0.5648	5.9374	0.9787	1.5150	0.9574	0.4881	0.8161	1.6823	1.6591	0.8966	0.8709
5	1.4809	200.7973	0.5608	201.8499	0.5637	5.8539	0.9804	1.4940	0.9747	0.4654	0.8258	1.6822	1.6612	0.9008	0.8774
6	1.4845	199.6340	0.5574	200.7557	0.5605	6.0595	0.9814	1.4770	0.9937	0.4448	0.8342	1.6815	1.6621	0.9014	0.8798
7	1.4869	198.4099	0.5537	199.6576	0.5571	6.4087	0.9823	1.4620	1.0080	0.4266	0.8417	1.6816	1.6632	0.8990	0.8786
8	1.4866	197.5592	0.5507	198.9382	0.5546	6.7503	0.9827	1.4510	1.0261	0.4092	0.8496	1.6811	1.6629	0.8897	0.8695
9	1.4840	196.7754	0.5477	198.3131	0.5520	7.1397	0.9826	1.4430	1.0458	0.3934	0.8568	1.6812	1.6622	0.8754	0.8549
10	1.4794	195.9181	0.5441	197.5853	0.5487	7.4483	0.9809	1.4360	1.0717	0.3803	0.8625	1.6810	1.6600	0.8534	0.8313
11	1.4696	191.7786	0.5287	193.8000	0.5343	8.2825	0.9774	1.4300	1.1042	0.3909	0.8542	1.6873	1.6622	0.7992	0.7746
12	1.4519	190.1658	0.5222	192.5587	0.5287	9.0421	0.9739	1.4280	1.1337	0.3918	0.8514	1.6728	1.6396	0.7542	0.7226
13	1.4259	188.8471	0.5164	191.7631	0.5244	10.0048	0.9700	1.4230	1.1737	0.3903	0.8496	1.6810	1.6225	0.7307	0.6773

质量平均累积压比 = 1.65831 质量平均累积效率 = 0.84127 平均级压比 = 1.68169 平均级效率 = 0.86601

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.97918 平均轴向马赫数 = 0.54531 平均绝对马赫数 = 0.55317

续表 1-2 第2级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2116	5.9000	341.5308	195.3895	46.0433	202.6684	321.1358	359.1815	0.5643	0.5440	0.1680
2	2.8613	0.2192	5.4491	340.7806	199.2044	44.9880	205.7287	319.7621	358.4192	0.5740	0.5558	0.1676
3	5.8505	0.2268	5.0997	340.1836	201.3446	42.4649	206.9990	318.9029	357.9414	0.5783	0.5625	0.1675
4	12.1819	0.2420	5.0038	339.5808	203.5867	35.3322	207.6620	318.1628	357.5294	0.5808	0.5694	0.1677
5	18.9853	0.2572	5.2789	339.3672	205.8382	26.6915	208.5740	317.7598	357.3047	0.5837	0.5761	0.1683
6	26.2589	0.2724	5.7949	339.3211	206.8681	17.0867	208.6602	317.6947	357.2684	0.5840	0.5790	0.1698
7	33.9942	0.2875	6.4187	339.4678	206.5760	8.9084	207.9694	317.9859	357.4307	0.5818	0.5779	0.1715
8	42.1609	0.3027	7.0904	339.9819	205.4184	2.0245	206.7592	318.7511	357.8569	0.5778	0.5740	0.1733
9	50.7260	0.3179	7.8495	340.8129	203.8679	-4.1381	205.3991	319.8626	358.4750	0.5730	0.5687	0.1750
10	59.6521	0.3331	8.5500	342.1368	201.5798	-9.8077	203.4438	321.5868	359.4314	0.5660	0.5608	0.1764
11	68.8771	0.3483	9.7486	346.2389	195.8039	-13.9324	198.2842	326.7280	362.2668	0.5473	0.5405	0.1778
12	73.4517	0.3559	10.8009	348.6136	193.7256	-15.3861	196.6909	329.4215	363.7425	0.5407	0.5326	0.1780
13	78.0000	0.3635	12.1500	351.1933	192.1903	-16.4429	195.7670	332.1861	365.2503	0.5360	0.5262	0.1780
	LOU	VM	MVM	W1	MW	GAMMAI	ALPHAI					
1	1.4507	200.7412	0.5589	309.1757	0.8608	-49.5128	7.9077					
2	1.4603	204.2212	0.5698	320.9595	0.8955	-50.4848	6.9405					
3	1.4625	205.7740	0.5749	331.1196	0.9251	-51.5780	6.2364					
4	1.4651	206.6299	0.5779	348.0800	0.9736	-53.5851	5.7148					
5	1.4652	207.5616	0.5809	364.1075	1.0190	-55.2459	5.6478					
6	1.4660	207.5726	0.5810	379.1390	1.0612	-56.8054	5.8526					
7	1.4673	206.7680	0.5785	393.7651	1.1017	-58.3247	6.1617					
8	1.4682	205.4284	0.5741	408.3320	1.1410	-59.7952	6.5042					
9	1.4675	203.9099	0.5688	422.9135	1.1798	-61.1738	6.9037					
10	1.4661	201.8183	0.5615	437.7167	1.2178	-62.5438	7.2477					
11	1.4599	196.2989	0.5419	450.0412	1.2423	-64.1396	8.1145					
12	1.4432	194.3356	0.5343	455.5835	1.2525	-64.7503	8.8757					
13	1.4176	192.8924	0.5281	460.7405	1.2614	-65.2501	9.8308					

平均轴向马赫数=0.56387 平均绝对马赫数=0.57125

续表 1-2 第2级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2248	49.2881	394.9412	172.6981	35.3303	281.3268	355.8041	377.8584	0.7445	0.4570	0.2317
2	2.8613	0.2313	48.3487	393.5956	178.6321	30.1347	276.6167	355.7523	377.8313	0.7321	0.4728	0.2317
3	5.8505	0.2376	47.5935	392.4907	181.3187	25.3498	271.3539	356.0946	378.0105	0.7178	0.4797	0.2316
4	12.1819	0.2501	46.7876	391.0339	181.2696	17.4513	261.0556	357.3365	378.6601	0.6894	0.4787	0.2308
5	18.9853	0.2628	46.7962	390.4932	179.8647	10.9784	253.3420	358.7652	379.4059	0.6677	0.4741	0.2296
6	26.2589	0.2756	47.1866	390.3015	178.2291	5.2899	247.1889	360.1004	380.1013	0.6503	0.4689	0.2278
7	33.9942	0.2887	47.8429	390.4825	175.9633	-0.2394	241.7118	361.6038	380.8826	0.6346	0.4620	0.2258
8	42.1609	0.3021	48.6514	391.1539	173.3892	-5.8571	236.7261	363.4610	381.8453	0.6200	0.4541	0.2236
9	50.7260	0.3157	49.6861	392.3202	170.5722	-11.5396	232.3830	365.6421	382.9724	0.6068	0.4454	0.2216
10	59.6521	0.3295	51.0303	394.4372	166.6735	-17.0823	228.1660	368.7306	384.5619	0.5933	0.4334	0.2201
11	68.8771	0.3435	53.6784	400.2965	157.4294	-22.4100	222.9485	375.7772	388.1606	0.5744	0.4056	0.2195
12	73.4517	0.3507	55.7752	403.9523	152.4272	-25.4384	221.7462	379.7111	390.1530	0.5684	0.3907	0.2192
13	78.0000	0.3581	58.3894	408.0425	147.2669	-28.7313	221.5838	383.8534	392.2383	0.5649	0.3755	0.2190

	LOU	VM	MM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIJK	ETAKR	ETAJK	SIGT
1	1.8111	176.2750	0.4665	186.2651	0.4929	-18.8503	0.9270	2.0550	0.8839	0.5540	0.7521	1.6099	2.6372	0.9270	0.8591
2	1.8440	181.1561	0.4795	197.4140	0.5225	-23.4158	0.9286	1.9610	0.8967	0.5362	0.7767	1.6046	2.6509	0.9286	0.8754
3	1.8675	183.0822	0.4843	206.3074	0.5458	-27.4486	0.9299	1.8970	0.9005	0.5226	0.7956	1.6000	2.6525	0.9299	0.8853
4	1.8992	182.1077	0.4809	220.2500	0.5817	-34.2263	0.9326	1.7980	0.8904	0.5029	0.8202	1.5916	2.6406	0.9326	0.8932
5	1.9261	180.1994	0.4750	233.5577	0.6156	-39.5075	0.9339	1.7230	0.8738	0.4858	0.8432	1.5886	2.6390	0.9339	0.8973
6	1.9461	178.3076	0.4691	247.3392	0.6507	-43.8709	0.9337	1.6620	0.8616	0.4675	0.8660	1.5866	2.6370	0.9337	0.8982
7	1.9624	175.9635	0.4620	261.2910	0.6860	-47.6670	0.9322	1.6110	0.8518	0.4497	0.8875	1.5856	2.6372	0.9322	0.8967
8	1.9745	173.4881	0.4543	275.8118	0.7223	-51.0229	0.9293	1.5680	0.8441	0.4319	0.9084	1.5846	2.6350	0.9293	0.8899
9	1.9818	170.9621	0.4464	290.6052	0.7588	-53.9638	0.9249	1.5270	0.8367	0.4151	0.9280	1.5842	2.6334	0.9249	0.8792
10	1.9864	167.5466	0.4357	304.8495	0.7927	-56.6601	0.9166	1.4910	0.8268	0.4018	0.9436	1.5860	2.6329	0.9166	0.8615
11	1.9788	159.0164	0.4097	313.9646	0.8089	-59.5704	0.9026	1.4590	0.8040	0.3991	0.9456	1.5903	2.6434	0.9026	0.8201
12	1.9567	154.5353	0.3961	317.1327	0.8128	-60.8374	0.8930	1.4430	0.7868	0.4007	0.9438	1.5947	2.6147	0.8930	0.7838
13	1.9220	150.0434	0.3825	319.5014	0.8146	-61.9905	0.8820	1.4290	0.7663	0.4039	0.9402	1.6000	2.5960	0.8820	0.7505

质量平均累积压比 = 2.63592 质量平均累积效率 = 0.87000 转子叶片平均压比 = 1.58966

转子叶片平均效率 = 0.92283 平均轴向马赫数 = 0.44881 平均绝对马赫数 = 0.63364

续表 1-2 第 2 级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2267	49.2881	394.9412	191.0083	34.3432	291.4328	352.9344	376.3518	0.7744	0.5075	0.2410
2	2.9737	0.2331	48.3162	393.5485	194.9617	27.5544	285.8744	353.1249	376.4520	0.7594	0.5179	0.2420
3	6.1412	0.2395	47.5298	392.4083	195.6029	22.4698	279.5244	353.7567	376.7841	0.7419	0.5191	0.2430
4	12.8765	0.2524	46.7542	390.9374	193.5072	14.7009	268.2794	355.3483	377.6195	0.7104	0.5124	0.2443
5	20.0697	0.2653	46.8311	390.4373	190.9941	8.1078	260.2211	356.9597	378.4632	0.6876	0.5047	0.2445
6	27.6648	0.2781	47.3119	390.3251	188.8799	1.9488	254.2094	358.3735	379.2016	0.6704	0.4981	0.2438
7	35.5813	0.2909	47.9899	390.5678	186.5752	-3.6066	249.0569	359.9046	379.9994	0.6554	0.4910	0.2424
8	43.7683	0.3038	48.8308	391.3423	183.9060	-8.5361	244.3963	361.8232	380.9965	0.6415	0.4827	0.2406
9	52.1785	0.3167	49.8892	392.6073	181.0348	-13.0008	240.3447	364.0671	382.1589	0.6289	0.4737	0.2388
10	60.7725	0.3295	51.2803	394.9345	178.0559	-17.2656	237.1136	367.1681	383.7587	0.6179	0.4640	0.2365
11	69.4995	0.3424	53.9318	400.7665	170.0649	-21.7636	232.8362	374.0189	387.2662	0.6012	0.4391	0.2343
12	73.7771	0.3488	55.9455	404.2265	165.1230	-24.2249	231.4782	377.8006	389.1868	0.5948	0.4243	0.2341
13	78.0000	0.3552	58.3894	408.0425	159.5685	-26.8166	230.6588	381.8245	391.2185	0.5896	0.4079	0.2345
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1						
1	1.7746	194.0712	0.5157	291.4328	0.7744	48.2470						
2	1.8109	196.8992	0.5230	285.8744	0.7594	46.4679						
3	1.8359	196.8893	0.5226	279.5244	0.7419	45.2211						
4	1.8740	194.0648	0.5139	268.2794	0.7104	43.6667						
5	1.9025	191.1661	0.5051	260.2211	0.6876	42.7241						
6	1.9224	188.8899	0.4981	254.2094	0.6704	42.0083						
7	1.9375	186.6101	0.4911	249.0569	0.6554	41.4731						
8	1.9486	184.1040	0.4832	244.3963	0.6415	41.1229						
9	1.9552	181.5010	0.4749	240.3447	0.6289	40.9598						
10	1.9566	178.8910	0.4662	237.1136	0.6179	41.0224						
11	1.9466	171.4518	0.4427	232.8362	0.6012	42.5775						
12	1.9262	166.8905	0.4288	231.4782	0.5948	43.8648						
13	1.8965	161.8061	0.4136	230.6588	0.5896	45.4529						

平均轴向马赫数 = 0.48210 平均绝对马赫数 = 0.65857

续表 1-2 第2级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z			
1	0.0000	0.2337	5.0000	394.9412	183.4671	25.2023	186.4218	377.7993	389.1862	0.4790	0.4714	0.2870			
2	2.9737	0.2392	4.5198	393.5485	186.8901	23.8305	189.3483	375.8585	388.2018	0.4878	0.4814	0.2870			
3	6.1412	0.2448	4.1224	392.4082	188.3236	22.0625	190.3575	374.5255	387.5242	0.4912	0.4860	0.2870			
4	12.8765	0.2563	3.7143	390.9381	188.8398	17.3962	190.1924	373.0835	386.7895	0.4917	0.4882	0.2865			
5	20.0697	0.2679	3.8667	390.4371	189.7161	12.3602	190.6655	372.4929	386.4881	0.4933	0.4909	0.2859			
6	27.6648	0.2796	4.2946	390.3257	189.6703	7.2921	190.4309	372.4259	386.4539	0.4928	0.4908	0.2864			
7	35.5813	0.2913	4.7522	390.5677	189.4334	1.9785	190.1448	372.7229	386.6055	0.4918	0.4900	0.2870			
8	43.7683	0.3029	5.3070	391.3417	188.9751	-2.9079	189.8076	373.5629	387.0339	0.4904	0.4883	0.2875			
9	52.1785	0.3145	5.8278	392.6046	188.4693	-7.1056	189.5113	374.8851	387.7071	0.4888	0.4861	0.2877			
10	60.7725	0.3260	6.4561	394.9405	187.4796	-10.1791	188.7973	377.3612	388.9642	0.4854	0.4820	0.2880			
11	69.4995	0.3374	7.3574	400.7648	182.8878	-11.9129	184.5683	383.9840	392.3038	0.4705	0.4662	0.2885			
12	73.7771	0.3430	8.1001	404.2194	181.0014	-11.7965	182.9159	387.7486	394.1876	0.4640	0.4592	0.2887			
13	78.0000	0.3487	9.0191	408.0425	179.3078	-11.0768	181.5020	391.8379	396.2220	0.4581	0.4525	0.2890			
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	STGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIJK	JIETA	ETA/DK	SIGT
1	2.0407	185.1900	0.4758	186.4218	0.4790	6.5902	0.9690	1.9400	0.9605	0.5305	0.7356	1.5600	2.5555	0.8617	0.9690
2	2.0600	188.4033	0.4853	189.3483	0.4878	5.7266	0.9724	1.9100	0.9586	0.5075	0.7535	1.5603	2.5776	0.8708	0.9724
3	2.0666	189.6115	0.4893	190.3575	0.4912	5.0743	0.9752	1.8800	0.9628	0.4895	0.7666	1.5603	2.5868	0.8785	0.9752
4	2.0771	189.6394	0.4903	190.1924	0.4917	4.3702	0.9806	1.8300	0.9759	0.4634	0.7858	1.5607	2.5893	0.8923	0.9806
5	2.0807	190.1183	0.4919	190.6655	0.4933	4.3420	0.9822	1.7800	0.9933	0.4413	0.8013	1.5603	2.5919	0.8962	0.9822
6	2.0823	189.8104	0.4912	190.4309	0.4928	4.6266	0.9833	1.7300	1.0042	0.4263	0.8114	1.5600	2.5929	0.8969	0.9833
7	2.0820	189.4437	0.4900	190.1448	0.4918	4.9218	0.9840	1.6800	1.0153	0.4140	0.8204	1.5603	2.5950	0.8960	0.9840
8	2.0790	188.9975	0.4883	189.8076	0.4904	5.2956	0.9846	1.6300	1.0276	0.4034	0.8286	1.5602	2.5944	0.8926	0.9846
9	2.0726	188.6032	0.4865	189.5113	0.4888	5.6111	0.9847	1.5900	1.0411	0.3942	0.8358	1.5600	2.5930	0.8869	0.9847
10	2.0619	187.7557	0.4827	188.7973	0.4854	6.0214	0.9837	1.5400	1.0529	0.3910	0.8391	1.5601	2.5898	0.8733	0.9837
11	2.0403	183.2753	0.4672	184.5683	0.4705	6.7859	0.9809	1.5000	1.0754	0.4035	0.8309	1.5600	2.5930	0.8553	0.9809
12	2.0123	181.3854	0.4601	182.9159	0.4640	7.4170	0.9786	1.4700	1.0962	0.4130	0.8255	1.5605	2.5586	0.8448	0.9786
13	1.9739	179.6496	0.4534	181.5020	0.4581	8.1929	0.9750	1.4520	1.1237	0.4225	0.8190	1.5600	2.5311	0.8314	0.9750

质量平均累积压比 = 2.58730 质量平均累积效率 = 0.85095 平均级压比 = 1.56021 平均级效率 = 0.88122

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98145 平均轴向马赫数 = 0.48288 平均绝对马赫数 = 0.48621

续表 1-2 第3级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2349	5.0000	394.9412	186.4738	20.4069	188.7909	377.3595	388.9634	0.4854	0.4794	0.2960
2	3.1149	0.2405	4.4996	393.4900	190.4449	20.4336	192.4493	375.2140	387.8744	0.4962	0.4910	0.2954
3	6.3633	0.2462	4.0996	392.3393	192.7049	19.5748	194.4111	373.6846	387.0959	0.5022	0.4978	0.2950
4	13.1476	0.2574	3.7084	390.9043	195.0711	15.4225	196.2093	371.8991	386.1848	0.5081	0.5051	0.2947
5	20.2957	0.2687	3.9135	390.4262	195.6439	10.2506	196.4529	371.3729	385.9158	0.5091	0.5070	0.2953
6	27.7718	0.2800	4.3005	390.3268	195.9206	5.5472	196.6000	371.2454	385.8506	0.5095	0.5078	0.2954
7	35.5815	0.2912	4.7522	390.5677	196.1443	0.3290	196.8220	371.4441	385.9522	0.5100	0.5082	0.2964
8	43.7027	0.3025	5.3028	391.3339	195.3890	-4.7770	196.2318	372.3275	386.4037	0.5078	0.5057	0.2978
9	52.1130	0.3138	5.8235	392.5923	193.6709	-9.5841	194.7940	373.8679	387.1893	0.5031	0.5002	0.2994
10	60.7613	0.3251	6.4553	394.9340	190.8984	-13.9680	192.4361	376.6677	388.6126	0.4952	0.4912	0.3014
11	69.5457	0.3363	7.3633	400.8002	183.3686	-17.3113	185.4805	383.8522	392.2377	0.4729	0.4675	0.3028
12	73.8118	0.3420	8.1056	404.2509	179.4979	-18.4121	181.9899	387.9457	394.2859	0.4616	0.4552	0.3036
13	78.0000	0.3476	9.0191	408.0425	175.5137	-19.1645	178.4533	392.3798	396.4907	0.4501	0.4427	0.3043
	LOU	VM	MVM	W1	MW	GAMMA1	ALPHA1					
1	2.0348	187.5871	0.4823	329.3469	0.8467	-55.2795	6.4737					
2	2.0528	191.5380	0.4938	339.4813	0.8752	-55.6527	5.5781					
3	2.0564	193.6965	0.5004	348.1928	0.8995	-56.2003	4.9140					
4	2.0613	195.6798	0.5067	362.8838	0.9397	-57.3684	4.2102					
5	2.0646	195.9123	0.5077	374.7398	0.9710	-58.4800	4.2516					
6	2.0657	195.9991	0.5080	386.1101	1.0007	-59.4942	4.4810					
7	2.0641	196.1445	0.5082	397.4838	1.0299	-60.4314	4.7553					
8	2.0619	195.4474	0.5058	408.3292	1.0567	-61.4026	5.1249					
9	2.0587	193.9079	0.5008	419.0566	1.0823	-62.4369	5.4670					
10	2.0525	191.4087	0.4925	429.2427	1.1046	-63.5177	5.9232					
11	2.0377	184.1839	0.4696	436.8990	1.1139	-65.0662	6.7787					
12	2.0141	180.4398	0.4576	440.0698	1.1161	-65.7936	7.4836					
13	1.9808	176.5569	0.4453	442.8499	1.1169	-66.5041	8.3604					

平均轴向马赫数=0.49475 平均绝对马赫数=0.49816

续表 1-2 第3级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2392	42.9207	441.3371	168.1679	12.7857	246.2531	411.5763	405.8745	0.6067	0.4143	0.3446				
2	3.1149	0.2443	42.3080	439.7582	173.7436	9.9205	245.5021	410.1719	405.1967	0.6059	0.4288	0.3449				
3	6.3633	0.2494	41.5217	438.1440	175.7759	7.0746	242.2296	409.3351	404.7922	0.5984	0.4342	0.3450				
4	13.1476	0.2594	40.4752	435.9027	175.1893	1.8768	234.6047	408.8833	404.5736	0.5799	0.4330	0.3449				
5	20.2957	0.2696	40.2202	434.8713	173.1709	-2.3727	228.5997	409.2206	404.7368	0.5648	0.4279	0.3444				
6	27.7718	0.2798	39.9700	434.0045	171.3486	-5.7667	223.1460	409.5575	404.8997	0.5511	0.4232	0.3431				
7	35.5815	0.2903	40.9083	434.8384	169.7963	-8.4960	220.8273	410.9084	405.5524	0.5445	0.4187	0.3416				
8	43.7027	0.3008	41.2271	435.3167	168.5867	-10.9188	217.5487	412.0971	406.1256	0.5357	0.4151	0.3402				
9	52.1130	0.3114	42.2009	437.1208	167.1823	-13.0578	215.5971	414.3257	407.1977	0.5295	0.4106	0.3387				
10	60.7613	0.3221	43.5498	440.3208	165.9073	-15.0218	214.5551	417.7598	408.8433	0.5248	0.4058	0.3374				
11	69.5457	0.3327	45.8202	447.8119	160.3339	-16.6246	212.0243	425.8144	412.6723	0.5138	0.3885	0.3367				
12	73.8118	0.3380	47.3753	452.2302	157.5392	-17.1513	211.5671	430.3469	414.8084	0.5100	0.3798	0.3364				
13	78.0000	0.3433	49.1863	457.0839	154.7012	-17.5114	211.5817	435.2187	417.0899	0.5073	0.3709	0.3360				
	LOU	VM	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ2/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIJK	ETAKR	ETAJDK	SIGT	
1	2.4573	168.6532	0.4155	205.7773	0.5070	-34.9561	0.9190	1.9100	0.9018	0.5023	0.7546	1.4374	3.6732	0.9190	0.8422	0.9702
2	2.4961	174.0266	0.4295	217.5430	0.5369	-36.8734	0.9220	1.8320	0.9123	0.4846	0.7792	1.4393	3.7100	0.9220	0.8589	0.9712
3	2.5163	175.9182	0.4346	226.9845	0.5607	-39.1929	0.9247	1.7690	0.9122	0.4707	0.7977	1.4371	3.7176	0.9247	0.8698	0.9724
4	2.5506	175.1993	0.4330	241.6476	0.5973	-43.5295	0.9288	1.6820	0.8981	0.4506	0.8240	1.4322	3.7085	0.9288	0.8812	0.9742
5	2.5734	173.1872	0.4279	254.0364	0.6277	-47.0201	0.9318	1.6190	0.8851	0.4333	0.8450	1.4284	3.7022	0.9318	0.8861	0.9756
6	2.5837	171.4456	0.4234	267.2603	0.6601	-50.0968	0.9330	1.5650	0.8746	0.4133	0.8658	1.4207	3.6837	0.9330	0.8873	0.9764
7	2.5983	170.0087	0.4192	277.9435	0.6853	-52.2899	0.9321	1.5190	0.8657	0.4037	0.8802	1.4264	3.7017	0.9321	0.8861	0.9758
8	2.5978	168.9400	0.4160	290.9055	0.7163	-54.4975	0.9303	1.4780	0.8628	0.3862	0.8976	1.4215	3.6878	0.9303	0.8802	0.9753
9	2.5975	167.6915	0.4118	302.3777	0.7426	-56.3185	0.9259	1.4420	0.8632	0.3747	0.9104	1.4237	3.6916	0.9259	0.8703	0.9735
10	2.5872	166.5860	0.4075	313.1305	0.7659	-57.8592	0.9184	1.4120	0.8691	0.3651	0.9195	1.4263	3.6939	0.9184	0.8523	0.9706
11	2.5588	161.1935	0.3906	319.4381	0.7741	-59.6942	0.9078	1.3900	0.8744	0.3635	0.9181	1.4310	3.7107	0.9078	0.8153	0.9661
12	2.5213	158.4701	0.3820	321.6937	0.7755	-60.4876	0.9002	1.3810	0.8777	0.3640	0.9151	1.4330	3.6664	0.9002	0.7844	0.9630
13	2.4698	155.6892	0.3733	323.4014	0.7754	-61.2224	0.8915	1.3700	0.8814	0.3656	0.9105	1.4347	3.6314	0.8915	0.7550	0.9593
质量平均累积压比=3.69488 质量平均累积效率=0.86166 转子叶片平均压比=1.42812																
转子叶片平均效率=0.92346 平均轴向马赫数=0.41397 平均绝对马赫数=0.54721																

质量平均累积压比=3.69488 质量平均累积效率=0.86166 转子叶片平均压比=1.42812

转子叶片平均效率=0.92346 平均轴向马赫数=0.41397 平均绝对马赫数=0.54721

续表 1-2 第3级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2398	42.9207	441.3371	174.6756	7.4626	250.2060	410.6096	405.4081	0.6172	0.4309	0.3540
2	3.2059	0.2449	42.2884	439.7131	180.6299	4.6795	249.9298	409.0459	404.6523	0.6176	0.4464	0.3549
3	6.5997	0.2500	41.4714	438.0402	182.5983	2.0779	246.7032	408.1537	404.2202	0.6103	0.4517	0.3557
4	13.7038	0.2602	40.4275	435.7800	181.9537	-2.3266	239.2670	407.6723	403.9869	0.5923	0.4504	0.3567
5	21.1392	0.2704	40.2948	434.8773	179.5957	-5.8099	233.4313	408.1233	404.2055	0.5775	0.4443	0.3575
6	28.7834	0.2806	39.9913	433.9730	177.4984	-8.6205	227.7857	408.4973	404.3867	0.5633	0.4389	0.3578
7	36.6426	0.2909	41.0043	434.9435	175.8078	-10.7854	225.6110	409.9611	405.0948	0.5569	0.4340	0.3573
8	44.7044	0.3011	41.3041	435.4560	174.2223	-12.3980	222.1029	411.2515	405.7179	0.5474	0.4294	0.3560
9	52.9082	0.3113	42.3106	437.3551	172.4519	-13.5715	220.0011	413.6165	406.8569	0.5407	0.4239	0.3544
10	61.2876	0.3215	43.6598	440.6503	171.0579	-14.3327	218.8841	417.1667	408.5596	0.5357	0.4187	0.3527
11	69.8077	0.3317	45.9073	448.0686	164.3759	-14.6070	215.3798	425.3669	412.4607	0.5222	0.3985	0.3511
12	73.9418	0.3368	47.4270	452.3756	160.8032	-14.6624	214.2478	429.9307	414.6128	0.5167	0.3878	0.3510
13	78.0000	0.3419	49.1863	457.0839	157.0229	-14.6631	213.4652	434.8259	416.9065	0.5120	0.3766	0.3515
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1						
1	2.4427	174.8350	0.4313	250.2060	0.6172	45.6721						
2	2.4801	180.6905	0.4465	249.9298	0.6176	43.7002						
3	2.4999	182.6101	0.4518	246.7032	0.6103	42.2514						
4	2.5337	181.9686	0.4504	239.2670	0.5923	40.4895						
5	2.5562	179.6896	0.4446	233.4313	0.5775	39.6663						
6	2.5667	177.7076	0.4394	227.7857	0.5633	38.7255						
7	2.5813	176.1383	0.4348	225.6110	0.5569	38.6737						
8	2.5809	174.6628	0.4305	222.1029	0.5474	38.1492						
9	2.5815	172.9851	0.4252	220.0011	0.5407	38.1597						
10	2.5712	171.6573	0.4202	218.8841	0.5357	38.3497						
11	2.5461	165.0237	0.4001	215.3798	0.5222	39.9863						
12	2.5115	161.4703	0.3894	214.2478	0.5167	41.0915						
13	2.4641	157.7061	0.3783	213.4652	0.5120	42.3715						

平均轴向马赫数=0.42866 平均绝对马赫数=0.55914

续表 1-2 第3级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2410	0.0000	441.3371	192.8782	-7.8668	193.0385	423.0862	411.3801	0.4692	0.4689	0.4000
2	3.2059	0.2454	0.0000	439.7123	193.4984	-9.4714	193.7301	421.3250	410.5433	0.4719	0.4713	0.4002
3	6.5997	0.2499	0.0000	438.0427	192.7320	-10.7946	193.0340	419.7834	409.8092	0.4710	0.4703	0.4006
4	13.7038	0.2593	0.0000	435.7778	187.9920	-12.7699	188.4253	418.3779	409.1386	0.4605	0.4595	0.4012
5	21.1392	0.2688	0.0000	434.7878	183.4126	-13.8789	183.9369	418.2095	409.0582	0.4497	0.4484	0.4018
6	28.7834	0.2784	0.0000	433.9823	179.9747	-15.0512	180.6029	418.0002	408.9582	0.4416	0.4401	0.4024
7	36.6426	0.2881	0.0000	434.9426	177.6186	-15.7726	178.3175	419.3685	409.6114	0.4353	0.4336	0.4030
8	44.7044	0.2978	0.0000	435.4548	175.5469	-16.3010	176.3022	420.2346	410.0243	0.4300	0.4281	0.4036
9	52.9082	0.3075	0.0000	437.3557	174.1490	-16.9682	174.9737	422.3713	411.0407	0.4257	0.4237	0.4043
10	61.2876	0.3171	0.0000	440.6493	173.2127	-17.4917	174.0937	425.8261	412.6778	0.4219	0.4197	0.4048
11	69.8077	0.3268	0.0000	448.0688	168.7738	-17.3846	169.6668	434.0173	416.5287	0.4073	0.4052	0.4054
12	73.9418	0.3316	0.0000	452.3764	166.6942	-17.3096	167.5905	438.6821	418.7027	0.4003	0.3981	0.4057
13	78.0000	0.3364	0.0000	457.0839	164.6486	-17.2133	165.5459	443.7383	421.0439	0.3932	0.3910	0.4060

	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	STGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIK	PJDK	JIETA	ETAJDK	SIGT
1	2.5670	193.0385	0.4692	193.0385	0.4692	0.0000	0.9740	1.8520	1.1042	0.4211	0.8108	1.4000	3.5777	0.8491	0.8219	0.9740
2	2.6006	193.7301	0.4719	193.7301	0.4719	0.0000	0.9728	1.8400	1.0712	0.4124	0.8128	1.4001	3.6090	0.8496	0.8376	0.9728
3	2.6166	193.0340	0.4710	193.0340	0.4710	0.0000	0.9744	1.8200	1.0555	0.4023	0.8190	1.4004	3.6226	0.8574	0.8499	0.9744
4	2.6458	188.4253	0.4605	188.4253	0.4605	0.0000	0.9778	1.7900	1.0332	0.3942	0.8224	1.4004	3.6261	0.8703	0.8639	0.9778
5	2.6659	183.9369	0.4497	183.9369	0.4497	0.0000	0.9794	1.7600	1.0213	0.3939	0.8218	1.3989	3.6259	0.8764	0.8697	0.9794
6	2.6821	180.6029	0.4416	180.6029	0.4416	0.0000	0.9859	1.7200	1.0140	0.3897	0.8285	1.4007	3.6317	0.8939	0.8759	0.9859
7	2.6829	178.3175	0.4353	178.3175	0.4353	0.0000	0.9813	1.6900	1.0103	0.3954	0.8215	1.3997	3.6323	0.8780	0.8702	0.9813
8	2.6852	176.3022	0.4300	176.3022	0.4300	0.0000	0.9849	1.6600	1.0076	0.3933	0.8259	1.4001	3.6323	0.8854	0.8672	0.9849
9	2.6764	174.9737	0.4257	174.9737	0.4257	0.0000	0.9831	1.6400	1.0098	0.3942	0.8246	1.3995	3.6291	0.8743	0.8553	0.9831
10	2.6581	174.0937	0.4219	174.0937	0.4219	0.0000	0.9812	1.6100	1.0126	0.3986	0.8223	1.3996	3.6246	0.8609	0.8357	0.9812
11	2.6215	169.6668	0.4073	169.6668	0.4073	0.0000	0.9782	1.5800	1.0268	0.4171	0.8111	1.3999	3.6299	0.8447	0.7977	0.9782
12	2.5828	167.5905	0.4003	167.5905	0.4003	0.0000	0.9771	1.5600	1.0366	0.4301	0.8044	1.4002	3.5825	0.8369	0.7671	0.9771
13	2.5321	165.5459	0.3932	165.5459	0.3932	0.0000	0.9758	1.5500	1.0486	0.4436	0.7969	1.4000	3.5435	0.8281	0.7379	0.9758

质量平均累积压比 = 3.62199 质量平均累积效率 = 0.84602 平均轴压比 = 1.39991 平均绝对马赫数 = 0.86789

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98022 平均轴向马赫数 = 0.43448 平均绝对马赫数 = 0.43609

表 1-3 高压压气机 S_2 流面计算输入数据

(1) NR, M, N1, N2, NK, N4, N20, N21, N22, N23, N24, N25, N26, N27, N28

11, 17.5, 0, 1, 11, 0, 0, 0, 1, 1, 11, 1, 1, 0,

(2) YVQR

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

3.3, 3.52, 3.81, 4.16, 4.46, 4.75, 5.03,

5.31, 5.58, 5.83, 6.35,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

11.898, 10.367, 9.518, 9.311, 9.311, 9.466,

9.622, 9.932, 10.449, 12.932, 17.588,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

14.381, 12.208, 11.173, 10.842, 10.863,

11.008, 11.111, 11.153, 11.587, 13.45, 20.485,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

15.415, 13.191, 12.156, 11.898, 11.898, 12.001,

11.98, 11.97, 12.829, 15.726, 22.037,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

14.133, 12.45, 11.432, 10.656, 10.449, 10.253,

10.242, 10.656, 11.825, 14.277, 19.347,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

14.519, 12.500, 11.484, 10.553, 10.346, 10.377,

10.501, 11.484, 12.18, 13.622, 18.088,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

12.760, 11.1, 10.035, 8.846, 8.07, 7.863,

7.966, 8.742, 10.035, 12.50, 16.084,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0,

1.966, 1.262, 0.724, 0.362, 0.124, 0.052, 0.156, 0.372, 0.724, 1.221, 1.966,

1.966, 1.262, 0.724, 0.362, 0.124, 0.052, 0.156, 0.372, 0.724, 1.221, 1.966,

1.966, 1.262, 0.724, 0.362, 0.124, 0.052, 0.156, 0.372, 0.724, 1.221, 1.966,

续表 1-3

(3)RH

0.1945,0.1945,0.1945,0.1945,0.1945,
 0.1945,0.1945,0.1945,0.1945,0.1955,
 0.1980,0.1995,0.2010,0.2025,0.20394,
 0.2043,0.2048,0.2053,0.2057,0.2062,
 0.2067,0.2072,0.2077,0.2082,0.20866,
 0.2089,0.2092,0.2095,0.2098,0.2101,
 0.2107,0.2109,0.2112,0.2114,0.2116,
 0.2120,0.2123,0.2125,0.2128,0.2130,
 0.2134,0.2137,0.2140,0.2143,0.2146,
 0.2147,0.2148,0.2149,0.2150,0.2151,
 0.21522,0.2153,0.2154,0.2155,0.21554,
 0.21563,0.2157,0.2158,0.2159,0.21594,
 0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,
 0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,
 0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,
 0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,
 0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,0.2160,

RT

0.27250,0.27250,0.27250,0.27250,0.27250,
 0.27250,0.27250,0.27250,0.27250,0.27200,
 0.26910,0.26740,0.26593,0.26453,0.26339,
 0.26250,0.26158,0.26068,0.25973,0.25860,
 0.25786,0.25694,0.25625,0.25558,0.25500,
 0.25430,0.25376,0.25322,0.25259,0.25200,
 0.25120,0.25096,0.25060,0.25020,0.24980,
 0.24920,0.24867,0.24820,0.24775,0.24730,
 0.24688,0.24650,0.246160,0.24580,0.24550,
 0.24500,0.24458,0.24420,0.24390,0.24365,
 0.24330,0.24302,0.24282,0.24261,0.24240,
 0.24210,0.24185,0.24152,0.24131,0.24120,
 0.24100,0.24078,0.24060,0.24040,0.24020,
 0.24000,0.23980,0.23950,0.23935,0.23920,
 0.23900,0.23850,0.23875,0.23865,0.23855,
 0.23820,0.23820,0.23820,0.23820,0.23820,
 0.23820,0.23820,0.23820,0.23820,0.23820,

ZH

-0.1250,-0.1100,-0.0950,-0.0800,-0.0650,
 -0.0565,-0.04613,-0.03575,-0.02538,-0.0150,
 0.00000,0.00875,0.01750,0.02625,0.03500,
 0.03950,0.04575,0.05200,0.05825,0.06450,
 0.07100,0.07800,0.08500,0.09200,0.09900,
 0.10350,0.10950,0.11550,0.12150,0.12750,
 0.13400,0.13950,0.14500,0.15050,0.15600,

续表 1-3

0.16050,0.16550,0.17050,0.17550,0.18050,
 0.18700,0.19210,0.19730,0.20240,0.20750,
 0.21200,0.21660,0.22130,0.22590,0.23050,
 0.23650,0.24130,0.24600,0.25080,0.25550,
 0.26000,0.26430,0.26850,0.27280,0.27700,
 0.28300,0.28730,0.29150,0.29580,0.30000,
 0.30400,0.30830,0.31250,0.31680,0.32100,
 0.32700,0.33130,0.33550,0.33980,0.34400,
 0.35500,0.36380,0.37250,0.38130,0.39000,
 0.41000,0.43000,0.45000,0.47000,0.49000,
 ZT

-0.1250,-0.1100,-0.0950,-0.0800,-0.0650,
 -0.05655,-0.04618,-0.03580,-0.02543,-0.01505,
 0.00377,0.01070,0.01764,0.02457,0.03191,
 0.03844,0.04463,0.05175,0.05888,0.06624,
 0.07311,0.08045,0.08590,0.09135,0.09596,
 0.10316,0.10925,0.11550,0.12175,0.12820,
 0.13606,0.14010,0.14440,0.14870,0.15298,
 0.15944,0.16475,0.17050,0.17625,0.18176,
 0.18966,0.19380,0.19760,0.20140,0.20525,
 0.21127,0.21720,0.22220,0.22710,0.23170,
 0.23823,0.24270,0.24650,0.25040,0.25348,
 0.25949,0.26375,0.26850,0.27330,0.27819,
 0.28467,0.28850,0.29200,0.29550,0.29836,
 0.30378,0.30800,0.31250,0.31700,0.32152,
 0.32939,0.33250,0.33600,0.33950,0.34266,
 0.35500,0.36380,0.37250,0.38130,0.39000,
 0.41000,0.43000,0.45000,0.47000,0.49000,

(4)RYM

0.1945,0.2036,0.2124,0.2208,0.2289,0.2367,0.2443,0.2517,0.2588,0.2657,0.2725,
 0.1945,0.2036,0.2123,0.2207,0.2288,0.2366,0.2442,0.2515,0.2587,0.2657,0.2725,
 0.1945,0.2024,0.2124,0.2207,0.2288,0.2366,0.2442,0.2515,0.2587,0.2657,0.2725,
 0.1955,0.2048,0.2134,0.2215,0.2293,0.2367,0.2440,0.2511,0.2581,0.2650,0.2720,
 0.1980,0.2065,0.2146,0.2221,0.2294,0.2364,0.2431,0.2497,0.2561,0.2624,0.2691,
 0.20394,0.2104,0.2167,0.2229,0.2292,0.2354,0.2414,0.2474,0.2532,0.2585,0.26339,
 0.2043,0.2105,0.2165,0.2224,0.2284,0.2343,0.2401,0.2459,0.2515,0.2569,0.26250,
 0.2062,0.2121,0.2177,0.2231,0.2285,0.2338,0.2390,0.2441,0.2491,0.2541,0.25860,
 0.2067,0.2126,0.2181,0.2234,0.2286,0.2337,0.2388,0.2437,0.2485,0.2532,0.25786,
 0.20866,0.2137,0.2185,0.2232,0.2280,0.2328,0.2376,0.2424,0.2470,0.2514,0.2550,
 0.2089,0.2139,0.2184,0.2230,0.2275,0.2321,0.2367,0.2413,0.2458,0.2503,0.2543,
 0.21010,0.2152,0.2194,0.2235,0.2276,0.2317,0.2358,0.2399,0.2440,0.2480,0.2520,
 0.2107,0.2156,0.2198,0.2239,0.2279,0.2318,0.2356,0.2394,0.2430,0.2469,0.2512,
 0.21160,0.2164,0.2203,0.2241,0.2278,0.2314,0.2349,0.2384,0.2417,0.2453,0.2498,
 0.21200,0.2165,0.2203,0.2240,0.2276,0.2311,0.2346,0.2380,0.2414,0.2449,0.2492,

续表 1-3

0.2130,0.2173,0.2208,0.2242,0.2276,0.2309,0.2341,0.2373,0.2404,0.2437,0.2473,
 0.2134,0.2174,0.2209,0.2242,0.2274,0.2305,0.2337,0.2367,0.2397,0.2429,0.2469,
 0.2146,0.2180,0.2212,0.2243,0.2273,0.2303,0.2332,0.2360,0.2388,0.2419,0.2455,
 0.2147,0.2183,0.2210,0.2240,0.2267,0.2293,0.2319,0.2344,0.2371,0.2398,0.2450,
 0.2151,0.2184,0.2214,0.2239,0.2265,0.2290,0.2315,0.2339,0.2363,0.2391,0.2437,
 0.2152,0.2183,0.2213,0.2241,0.2269,0.2296,0.2323,0.2349,0.2376,0.2403,0.2433,
 0.2155,0.2186,0.2215,0.2241,0.2267,0.2293,0.2318,0.2343,0.2368,0.2395,0.2424,
 0.2156,0.2186,0.2213,0.2239,0.2265,0.2290,0.2315,0.2340,0.2365,0.2392,0.2421,
 0.2159,0.2187,0.2214,0.2239,0.2263,0.2288,0.2312,0.2336,0.2360,0.2385,0.2412,
 0.2160,0.2188,0.2213,0.2238,0.2263,0.2287,0.2310,0.2334,0.2358,0.2382,0.2410,
 0.2160,0.2188,0.2213,0.2237,0.2260,0.2282,0.2305,0.2327,0.2350,0.2374,0.2402,
 0.2160,0.2186,0.2211,0.2235,0.2257,0.2280,0.2302,0.2325,0.2348,0.2371,0.2400,
 0.2160,0.2186,0.2210,0.2233,0.2255,0.2277,0.2299,0.2321,0.2343,0.2365,0.2392,
 0.2160,0.2186,0.2210,0.2233,0.2255,0.2277,0.2298,0.2319,0.2341,0.2363,0.2390,
 0.2160,0.2187,0.2211,0.2233,0.2254,0.2275,0.2295,0.2315,0.2336,0.2358,0.2386,
 0.2160,0.2185,0.2209,0.2231,0.2252,0.2273,0.2293,0.2314,0.2335,0.2357,0.2382,
 0.2160,0.2185,0.2208,0.2231,0.2252,0.2274,0.2296,0.2317,0.2339,0.2360,0.2382,
 0.2160,0.2185,0.2208,0.2231,0.2252,0.2274,0.2296,0.2317,0.2339,0.2360,0.2382,
 0.2160,0.2185,0.2208,0.2231,0.2252,0.2274,0.2296,0.2317,0.2339,0.2360,0.2382,
 ZYM

- .1250, - .1250, - .1250, - .1250, - .1250, - .1250, - .1250, - .1250, - .1250, - .1250, - .1250,
 - .0650, - .0650, - .0650, - .0650, - .0650, - .0650, - .0650, - .0650, - .0650, - .0650, - .0650,
 - .0565, - .0565, - .0565, - .0565, - .0565, - .0565, - .0565, - .0565, - .0565, - .0565, - .0565,
 - .0150, - .0150, - .0150, - .0150, - .0150, - .0150, - .0150, - .0150, - .0150, - .0150, - .0150,
 0.0000,0.0003,0.0009,0.0015,0.0021,0.0024,0.0034,0.0032,0.0034,0.0036,0.0038,
 0.0350,0.0344,0.0337,0.0329,0.0322,0.0314,0.0315,0.0308,0.0309,0.0312,0.0319,
 0.0395,0.0394,0.0393,0.0392,0.0390,0.0389,0.0388,0.0387,0.0386,0.0385,0.0384,
 0.0645,0.0647,0.0649,0.0650,0.0652,0.0654,0.0656,0.0657,0.0659,0.0661,0.0662,
 0.0710,0.0713,0.0716,0.0720,0.0724,0.0727,0.0731,0.0733,0.0734,0.0733,0.0731,
 0.0990,0.0985,0.0981,0.0976,0.0970,0.0965,0.0960,0.0956,0.0955,0.0958,0.0956,
 0.1935,0.1934,0.1933,0.1933,0.1933,0.1932,0.1932,0.1931,0.1931,0.1931,0.1932,
 0.1275,0.1276,0.1277,0.1277,0.1278,0.1278,0.1279,0.1280,0.1280,0.1281,0.1282,
 0.1340,0.1342,0.1344,0.1346,0.1347,0.1349,0.1351,0.1353,0.1357,0.1360,0.1361,
 0.1560,0.1554,0.1550,0.1547,0.1544,0.1542,0.1539,0.1537,0.1532,0.1532,0.1530,
 0.1605,0.1602,0.1600,0.1598,0.1597,0.1596,0.1595,0.1594,0.1592,0.1592,0.1594,
 0.1805,0.1805,0.1806,0.1807,0.1807,0.1809,0.1810,0.1810,0.1813,0.1815,0.1818,
 0.1870,0.1905,0.1909,0.1911,0.1912,0.1913,0.1915,0.1918,0.1920,0.1922,0.1897,
 0.2075,0.2100,0.2097,0.2094,0.2091,0.2090,0.2085,0.2083,0.2081,0.2079,0.2053,
 0.2120,0.2118,0.2117,0.2115,0.2113,0.2113,0.2112,0.2111,0.2110,0.2110,0.2113,
 0.2305,0.2304,0.2306,0.2307,0.2307,0.2309,0.2310,0.2309,0.2312,0.2314,0.2317,
 0.2365,0.2366,0.2366,0.2368,0.2370,0.2371,0.2372,0.2374,0.2375,0.2378,0.2382,
 0.2555,0.2551,0.2547,0.2545,0.2543,0.2542,0.2540,0.2539,0.2538,0.2536,0.2535,
 0.2600,0.2597,0.2597,0.2596,0.2596,0.2596,0.2596,0.2595,0.2595,0.2595,0.2595,
 0.2770,0.2776,0.2777,0.2779,0.2779,0.2778,0.2780,0.2781,0.2783,0.2782,0.2782,

续表 1-3

0.2830,0.2831,0.2831,0.2832,0.2834,0.2835,0.2837,0.2833,0.2840,0.2843,0.2847,
 0.3000,0.2997,0.2994,0.2992,0.2991,0.2989,0.2988,0.2987,0.2986,0.2984,0.2984,
 0.3040,0.3039,0.3083,0.3083,0.3038,0.3038,0.3038,0.3037,0.3037,0.3043,0.3038,
 0.3210,0.3213,0.3215,0.3215,0.3215,0.3215,0.3216,0.3217,0.3218,0.3218,0.3215,
 0.3270,0.3270,0.3271,0.3272,0.3273,0.3274,0.3275,0.3275,0.3278,0.3281,0.3284,
 0.3440,0.3436,0.3435,0.3434,0.3433,0.3432,0.3431,0.3430,0.3430,0.3437,0.3427,
 0.3550,0.3549,0.3549,0.3548,0.3549,0.3548,0.3548,0.3548,0.3548,0.3548,0.3549,
 0.3900,0.3902,0.3903,0.3904,0.3904,0.3904,0.3905,0.3905,0.3905,0.3905,0.3903,
 0.4100,0.4100,0.4100,0.4100,0.4100,0.4100,0.4100,0.4100,0.4100,0.4100,0.4100,
 0.4900,0.4900,0.4900,0.4900,0.4900,0.4900,0.4900,0.4900,0.4900,0.4900,0.4900,
 (5) T_{01} , S_{11} ,LOU,V0,RI,RJ,PJK,GB

288.0,0.0,1.226,0.0,0.0,0.0,1.0332,17.64,

(6)TC

0,5,9,

0.06350,0.41843,0.44801,0.22647,0.01400,
 0.06469,0.42831,0.45783,0.23246,0.01441,
 0.06642,0.43691,0.46819,0.23679,0.01473,
 0.06843,0.44546,0.47694,0.24322,0.01497,
 0.06983,0.45497,0.48604,0.24770,0.01522,
 0.07142,0.46255,0.49785,0.25270,0.01548,
 0.07366,0.47247,0.50620,0.25775,0.01577,
 0.07598,0.48159,0.51690,0.26269,0.01612,
 0.07850,0.48950,0.52690,0.27016,0.01640,
 0,5,9,

0.22261,0.79348,0.84769,0.59114,0.13588,
 0.21109,0.68010,0.75566,0.53887,0.13476,
 0.20612,0.61697,0.70637,0.51054,0.13171,
 0.20103,0.56591,0.67262,0.49424,0.12976,
 0.19606,0.52312,0.64371,0.47946,0.12481,
 0.18376,0.48158,0.60696,0.45847,0.11653,
 0.18239,0.44213,0.56377,0.42360,0.10281,
 0.17596,0.41877,0.51450,0.36846,0.08348,
 0.16912,0.39969,0.45689,0.29078,0.05942,
 0,5,9,

0.07850,0.47070,0.42460,0.18460,0.01240,
 0.07998,0.48124,0.43732,0.18959,0.01272,
 0.08449,0.49491,0.45068,0.19542,0.01317,
 0.08897,0.51040,0.46453,0.20301,0.01355,
 0.09321,0.52743,0.48052,0.20819,0.01398,
 0.09756,0.54185,0.49547,0.21646,0.01447,
 0.10238,0.55723,0.51045,0.22258,0.01488,
 0.10547,0.57441,0.52610,0.22880,0.01536,
 0.10753,0.59323,0.54220,0.23533,0.01589,
 0,5,9,

续表 1-3

0.19471,0.76515,0.79853,0.55620,0.12944,
 0.19007,0.66421,0.70260,0.49550,0.13035,
 0.18607,0.59927,0.64702,0.46358,0.13298,
 0.18384,0.55123,0.605490,.44139,0.13758,
 0.18053,0.51541,0.58240,0.43189,0.13921,
 0.17700,0.47880,0.55374,0.41817,0.14078,
 0.17214,0.44154,0.51877,0.39804,0.13948,
 0.16692,0.40927,0.47590,0.36006,0.13034,
 0.15935,0.37346,0.41528,0.29658,0.11058,
 0,5,9,
 0.09700,0.53319,0.45801,0.19001,0.01338,
 0.09772,0.53639,0.46695,0.19599,0.01371,
 0.10074,0.54405,0.47658,0.20193,0.01396,
 0.10339,0.55945,0.48576,0.20587,0.01434,
 0.10665,0.57364,0.50070,0.21321,0.01463,
 0.10969,0.58706,0.51457,0.21698,0.01499,
 0.11244,0.60081,0.52788,0.22397,0.01537,
 0.11780,0.61579,0.54021,0.22973,0.01569,
 0.12714,0.64252,0.55187,0.23042,0.01610,
 1,5,11,
 0.17458,0.71711,0.71246,0.48305,0.11118,
 0.13749,0.63290,0.65418,0.43829,0.07179,
 0.11289,0.57459,0.60550,0.40285,0.05048,
 0.09812,0.52775,0.56609,0.37368,0.03546,
 0.08213,0.48693,0.53221,0.34531,0.01984,
 0.06505,0.45678,0.50128,0.32398,0.01367,
 0.05237,0.42485,0.47241,0.30124,0.00118,
 0.04895,0.39454,0.44912,0.28479,0.00692,
 0.01555,0.37642,0.44153,0.26915,0.03929,
 0.00044,0.35525,0.42404,0.24855,0.05445,
 0.01557,0.32891,0.39559,0.22711,0.03961,
 1,5,11,
 0.14173,0.47984,0.48722,0.34083,0.08702,
 0.16048,0.46081,0.47911,0.34102,0.08529,
 0.17022,0.46155,0.48686,0.34933,0.08451,
 0.18688,0.47515,0.50195,0.36408,0.09451,
 0.20479,0.49730,0.51867,0.37980,0.11660,
 0.20869,0.50797,0.53831,0.39193,0.10245,
 0.22658,0.52624,0.55673,0.40862,0.11566,
 0.23806,0.54237,0.57244,0.42071,0.12132,
 0.26507,0.57150,0.59850,0.44303,0.14025,
 0.29814,0.63581,0.64936,0.47553,0.15947,
 0.36617,0.79209,0.77689,0.55681,0.20215,
 1,5,11,

续表 1-3

0.17775,0.73406,0.78799,0.62535,0.15404,
 0.17015,0.64325,0.67087,0.49582,0.12958,
 0.16440,0.57441,0.58786,0.40973,0.11448,
 0.16087,0.53764,0.55558,0.39022,0.11469,
 0.15808,0.50328,0.52600,0.37224,0.11437,
 0.15598,0.47099,0.49856,0.35530,0.11355,
 0.15357,0.43546,0.47184,0.34100,0.11318,
 0.15273,0.40693,0.44876,0.32657,0.11148,
 0.15325,0.38330,0.42798,0.31146,0.10848,
 0.15531,0.36317,0.40783,0.29386,0.10361,
 0.15947,0.34735,0.38844,0.27337,0.09625,
 1,5,11,
 0.14937,0.54200,0.48153,0.32167,0.08808,
 0.17461,0.52625,0.47940,0.32555,0.08719,
 0.19578,0.52691,0.48783,0.33218,0.08718,
 0.21103,0.53830,0.50154,0.34477,0.09031,
 0.24435,0.55593,0.51595,0.36092,0.10835,
 0.26044,0.57310,0.53399,0.37416,0.11261,
 0.27158,0.59231,0.55222,0.38713,0.11680,
 0.28424,0.61300,0.57017,0.39898,0.11982,
 0.32094,0.64854,0.59948,0.42211,0.13800,
 0.35810,0.73008,0.65597,0.45595,0.15755,
 0.40600,0.89770,0.77317,0.52267,0.18909,
 1,5,11,
 0.21197,0.78975,0.64456,0.38963,0.11492,
 0.18004,0.70130,0.60631,0.37241,0.09099,
 0.16857,0.63523,0.58036,0.36575,0.06728,
 0.13128,0.59258,0.55650,0.35186,0.05437,
 0.11057,0.54809,0.53483,0.33914,0.04206,
 0.09211,0.51160,0.51656,0.32919,0.03145,
 0.07917,0.47284,0.49814,0.31819,0.02009,
 0.07415,0.43673,0.47872,0.30641,0.01066,
 0.06881,0.40299,0.46490,0.29735,0.00057,
 0.04643,0.38366,0.46276,0.28880,0.02186,
 0.04185,0.39371,0.47392,0.28551,0.03167,
 1,5,11,
 0.16879,0.62049,0.53144,0.32126,0.04433,
 0.19502,0.59308,0.54356,0.35863,0.08524,
 0.18810,0.57429,0.53792,0.36186,0.08234,
 0.18931,0.56844,0.54603,0.37483,0.10804,
 0.19271,0.57478,0.55498,0.38475,0.11261,
 0.18407,0.57724,0.55689,0.38661,0.10728,
 0.19880,0.59671,0.58258,0.41057,0.12075,
 0.21059,0.62372,0.60705,0.42790,0.12906,

续表 1-3

0.23598,0.66183,0.63268,0.44024,0.13599,
 0.26555,0.72234,0.65824,0.43839,0.12999,
 0.36102,0.88301,0.74612,0.46356,0.12098,
 1,5,11,
 0.22033,0.80269,0.65722,0.39981,0.11421,
 0.18757,0.71336,0.61599,0.37955,0.09566,
 0.19068,0.64695,0.58521,0.37421,0.08248,
 0.14558,0.60255,0.56488,0.35954,0.06331,
 0.12245,0.55954,0.54281,0.34836,0.05406,
 0.10300,0.51973,0.52312,0.33773,0.04459,
 0.08526,0.48280,0.50414,0.32532,0.03320,
 0.08384,0.44249,0.48196,0.31348,0.02786,
 0.07043,0.41195,0.46969,0.30435,0.01755,
 0.02716,0.39856,0.47080,0.29591,0.00180,
 0.04492,0.39552,0.46851,0.28872,0.00804,
 1,5,11,
 0.18137,0.63452,0.54912,0.34819,0.07162,
 0.18214,0.59498,0.53614,0.34383,0.05675,
 0.17361,0.57104,0.53926,0.36247,0.07590,
 0.16403,0.55741,0.53777,0.36487,0.06714,
 0.16630,0.55997,0.53816,0.36898,0.08420,
 0.16409,0.56127,0.54670,0.37869,0.09031,
 0.17077,0.5811,0.56800,0.39788,0.09469,
 0.18982,0.61054,0.59223,0.41359,0.10439,
 0.20952,0.65169,0.61803,0.42641,0.11044,
 0.23924,0.72688,0.65609,0.43019,0.10655,
 0.28969,0.86037,0.71849,0.43931,0.09100,
 1,5,11,
 0.24634,0.87166,0.72300,0.44901,0.13121,
 0.20689,0.73988,0.65488,0.41521,0.09309,
 0.19873,0.67233,0.61018,0.39419,0.09121,
 0.15450,0.61861,0.58172,0.37437,0.07133,
 0.15209,0.57484,0.55443,0.36279,0.07647,
 0.12428,0.53498,0.53522,0.34842,0.05538,
 0.11762,0.49845,0.51551,0.33960,0.05476,
 0.10977,0.45959,0.49258,0.32320,0.04075,
 0.10934,0.43409,0.48054,0.31938,0.04943,
 0.05001,0.41493,0.47884,0.30254,0.01442,
 0.01150,0.43991,0.51407,0.31275,0.01467,
 1,5,11,
 0.21684,0.65391,0.57633,0.38110,0.05776,
 0.20290,0.63562,0.58949,0.40132,0.06996,
 0.19326,0.62671,0.59605,0.41154,0.07230,
 0.17765,0.62923,0.60667,0.42108,0.07378,

续表 1-3

0.18214, 0.63478, 0.62053, 0.43600, 0.07494,
 0.18060, 0.63917, 0.62694, 0.44103, 0.07815,
 0.18437, 0.65458, 0.64347, 0.45316, 0.08225,
 0.19055, 0.67474, 0.65859, 0.46175, 0.08343,
 0.20308, 0.71223, 0.67754, 0.47112, 0.08415,
 0.22788, 0.75043, 0.69967, 0.47923, 0.08642,
 0.28936, 0.84396, 0.72140, 0.47087, 0.09561,

(8)FLOW

0.0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0,

YKG

1.0000, 1.0022, 1.0047, 1.0069, 1.0091,
 1.0100, 1.0138, 1.0175, 1.0215, 1.0250,
 1.0250, 1.0271, 1.0295, 1.0318, 1.0340,
 1.0340, 1.0340, 1.0340, 1.0340, 1.0340,
 1.0340, 1.0360, 1.0385, 1.0407, 1.0430,
 1.0430, 1.0430, 1.0430, 1.0430, 1.0430,
 1.0430, 1.0450, 1.0475, 1.0499, 1.0520,
 1.0520, 1.0520, 1.0520, 1.0520, 1.0520,
 1.0520, 1.0537, 1.0558, 1.0579, 1.0600,
 1.0600, 1.0600, 1.0600, 1.0600, 1.0600,
 1.0600, 1.0625, 1.0650, 1.0675, 1.0700,
 1.0700, 1.0700, 1.0700, 1.0700, 1.0700,
 1.0700, 1.0732, 1.0739, 1.0760, 1.0780,
 1.0780, 1.0780, 1.0780, 1.0780, 1.0780,
 1.0780, 1.0802, 1.0825, 1.0848, 1.0870,
 1.0870, 1.0870, 1.0870, 1.0870, 1.0870,
 1.0870, 1.0870, 1.0870, 1.0870, 1.0870,

IDJNBE

0, 0, 1, 0, 1, 0, 1, 0, 1, 0, 1, 0, 1, 0, 0,

ZNSU, RIT, UIT, T_{it} , P_{it} ,

13643.0, 0.2691, 384.46, 1.226, 288.0, 1.0332,

(9)YETA

0.9170, 0.9265, 0.9285, 0.9279, 0.9239, 0.9150, 0.9023, 0.8880, 0.8707, 0.8505, 0.8265,
 0.9170, 0.9267, 0.9302, 0.9305, 0.9302, 0.9286, 0.9258, 0.9213, 0.9140, 0.9000, 0.8800,
 0.9134, 0.9270, 0.9326, 0.9360, 0.9375, 0.9372, 0.9360, 0.9315, 0.9225, 0.9103, 0.8955,
 0.9240, 0.9315, 0.9370, 0.9400, 0.9410, 0.9405, 0.9385, 0.9343, 0.9275, 0.9185, 0.9100,
 0.9290, 0.9350, 0.9390, 0.9410, 0.9422, 0.9420, 0.9408, 0.9370, 0.9304, 0.9215, 0.9135,
 0.9240, 0.9275, 0.9330, 0.9370, 0.9385, 0.9380, 0.9362, 0.9322, 0.9267, 0.9172, 0.9100,
 0.9180, 0.9200, 0.9230, 0.9270, 0.9296, 0.9300, 0.9275, 0.9222, 0.9152, 0.9085, 0.9040,

YSIGMA

0.9849, 0.9893, 0.9921, 0.9939, 0.9943, 0.9938, 0.9932, 0.9926, 0.9919, 0.9903, 0.9820,
 0.9575, 0.9703, 0.9775, 0.9824, 0.9865, 0.9893, 0.9908, 0.9915, 0.9906, 0.9865, 0.9810,
 0.9716, 0.9793, 0.9852, 0.9876, 0.9886, 0.9894, 0.9893, 0.9892, 0.9884, 0.9862, 0.9820,
 0.9759, 0.9821, 0.9869, 0.9884, 0.9890, 0.9895, 0.9987, 0.9895, 0.9888, 0.9868, 0.9835,

续表 1-3

0.9773,0.9833,0.9876,0.9887,0.9887,0.9897,0.9900,0.9899,0.9893,0.9876,0.9853,
0.9797,0.9825,0.9851,0.9868,0.9876,0.9882,0.9884,0.9880,0.9873,0.9860,0.9841,
0.9774,0.9805,0.9828,0.9846,0.9857,0.9862,0.9862,0.9858,0.9848,0.9835,0.9827,
0.9748,0.9786,0.9809,0.9824,0.9836,0.9841,0.9840,0.9834,0.9824,0.9812,0.9803,

(10)HTHETA

0.0000,0.0000,0.0000,0.0000,0.0000,
0.0000,0.0000,0.0000,0.0000,-2.000,
0.0000,-2.300,0.0000,-2.000,0.0000,

HPHI

0.0000,0.0000,0.0000,0.0000,0.0000,
-1.500,0.0000,-1.500,0.0000,0.0000,
0.0000,0.0000,0.0000,0.0000,0.0000,

ZSPN

-0.03985,0.0175,0.0520,0.0850,0.1155,
0.1450,0.1705,0.19730,0.22130,0.2460,
0.2685,0.2915,0.31250,0.33550,0.3725,

RSPN

0.1945,0.2010,0.2053,0.20770,0.20950,
0.2112,0.2125,0.2140,0.21490,0.21540,
0.2158,0.2160,0.2160,0.21600,0.21600,

PIR2

1.51014,1.40786,1.35900,1.32300,1.28980,1.24770,1.21390,

(11)

N25

11

PC

0.0,0.1,0.2,0.3,0.4,0.5,0.6,0.7,0.8,0.9,1.0,

SIGMAI

1.300,1.270,1.240,1.210,1.180,1.150,1.120,1.090,1.060,1.030,1.000,
1.607,1.578,1.547,1.516,1.485,1.455,1.423,1.393,1.361,1.331,1.300,
1.460,1.439,1.417,1.396,1.375,1.354,1.333,1.312,1.290,1.270,1.250,
1.489,1.468,1.443,1.419,1.395,1.370,1.348,1.323,1.300,1.275,1.250,
1.455,1.440,1.424,1.410,1.393,1.378,1.362,1.348,1.332,1.317,1.300,
1.404,1.392,1.376,1.357,1.337,1.317,1.298,1.279,1.262,1.244,1.224,
1.449,1.390,1.360,1.345,1.332,1.321,1.311,1.298,1.305,1.334,1.426,
1.335,1.341,1.331,1.318,1.303,1.287,1.271,1.256,1.241,1.224,1.207,
1.492,1.440,1.417,1.399,1.389,1.379,1.370,1.360,1.375,1.412,1.503,
1.3731,1.3675,1.3590,1.3485,1.3370,1.3249,1.3109,1.2968,1.2821,1.2677,1.2531,
1.5236,1.5040,1.4600,1.4370,1.4210,1.3930,1.3960,1.3990,1.4100,1.4210,1.5089,
1.3349,1.3327,1.3257,1.3189,1.3094,1.2998,1.2883,1.2759,1.2629,1.2502,1.2367,
1.5550,1.4980,1.4630,1.4230,1.4020,1.3830,1.3770,1.3880,1.3990,1.4330,1.4890,
1.3373,1.3115,1.3065,1.2994,1.2910,1.2819,1.2716,1.2601,1.2482,1.2366,1.2542,
1.9130,1.8740,1.8440,1.8180,1.7930,1.7750,1.7630,1.7530,1.7480,1.7500,1.7620,

表 1-4 高压压气机 S_2 流面计算输出数据
第 0 级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.1945	0.0000	288.0000	139.1226	0.0000	139.1226	278.3565	334.5521	0.4158	0.4158	-0.0565
2	1.4889	0.2023	0.0000	288.0000	139.5568	0.6292	139.5582	278.2960	334.5159	0.4172	0.4172	-0.0565
3	3.0407	0.2101	0.0000	288.0000	140.0306	0.8565	140.0332	278.2298	334.4763	0.4187	0.4187	-0.0565
4	4.6564	0.2179	0.0000	288.0000	140.4934	0.7688	140.4955	278.1651	334.4376	0.4201	0.4201	-0.0565
5	6.3354	0.2257	0.0000	288.0000	140.8024	0.4878	140.8033	278.1220	334.4117	0.4210	0.4210	-0.0565
6	8.0758	0.2335	0.0000	288.0000	140.9001	0.1446	140.9001	278.1084	334.4036	0.4213	0.4213	-0.0565
7	9.8758	0.2413	0.0000	288.0000	140.8173	-0.1713	140.8174	278.1200	334.4105	0.4211	0.4211	-0.0565
8	11.7334	0.2491	0.0000	288.0000	140.5973	-0.3982	140.5979	278.1508	334.4290	0.4204	0.4204	-0.0565
9	13.6472	0.2569	0.0000	288.0000	140.2878	-0.4838	140.2887	278.1940	334.4549	0.4195	0.4195	-0.0565
10	15.6162	0.2647	0.0000	288.0000	139.9467	-0.4033	139.9473	278.2417	334.4834	0.4184	0.4184	-0.0565
11	17.6400	0.2725	0.0000	288.0000	139.6099	0.0000	139.6099	278.2887	334.5115	0.4174	0.4174	-0.0566

ALPHA1

MV

V

MVM

VM

LOU

平均轴向马赫数=0.41947 平均绝对马赫数=0.41947

续表 1-4 第0级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z			
1	0.0000	0.1955	3.3000	288.0000	134.2743	16.7980	136.3697	278.7346	334.7783	0.4073	0.4011	-0.0150			
2	1.4889	0.2035	3.5246	288.0000	141.2940	13.5783	142.9979	277.8120	334.2261	0.4278	0.4227	-0.0150			
3	3.0407	0.2111	3.8138	288.0000	146.6710	10.0915	148.1232	277.0685	333.7803	0.4438	0.4394	-0.0150			
4	4.6564	0.2186	4.1579	288.0000	149.8385	6.5644	151.1830	276.6119	333.5062	0.4533	0.4493	-0.0150			
5	6.3354	0.2261	4.4513	288.0000	151.3883	3.1449	152.6957	276.3827	333.3685	0.4580	0.4541	-0.0150			
6	8.0758	0.2335	4.7352	288.0000	151.6918	-0.1407	153.0413	276.3300	333.3368	0.4591	0.4551	-0.0150			
7	9.8758	0.2410	5.0106	288.0000	150.9629	-3.0441	152.4187	276.4247	333.3938	0.4572	0.4528	-0.0150			
8	11.7334	0.2485	5.2893	288.0000	149.1595	-5.7976	150.7823	276.6720	333.5423	0.4521	0.4472	-0.0150			
9	13.6472	0.2561	5.5614	288.0000	146.1807	-8.2762	148.0166	277.0842	333.7897	0.4434	0.4379	-0.0150			
10	15.6162	0.2638	5.8092	288.0000	140.1112	-10.2633	142.2016	277.9250	334.2937	0.4254	0.4191	-0.0150			
11	17.6400	0.2720	6.3500	288.0000	132.6820	-11.3871	135.2006	278.8926	334.8729	0.4037	0.3962	-0.0151			
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ/VZ1	D	LOVZ/ LOV1	PIJK	JIETA	ETA/DK	SIGT
1	1.1128	135.3209	0.4042	136.3697	0.4073	7.1103	0.9849	1.3000	0.9652	0.0666	0.9687	0.9849	1.0000	1.0000	0.9849
2	1.1088	141.9450	0.4247	142.9979	0.4278	6.9575	0.9895	1.2700	1.0124	0.0244	1.0094	0.9895	1.0000	1.0000	0.9895
3	1.1044	147.0178	0.4405	148.1232	0.4438	7.0044	0.9922	1.2400	1.0474	-0.0056	1.0386	0.9922	1.0000	1.0000	0.9922
4	1.1018	149.9822	0.4497	151.1830	0.4533	7.2261	0.9939	1.2100	1.0665	-0.0200	1.0547	0.9939	1.0000	1.0000	0.9939
5	1.1000	151.4210	0.4542	152.6957	0.4580	7.4086	0.9943	1.1800	1.0752	-0.0252	1.0615	0.9943	1.0000	1.0000	0.9943
6	1.0989	151.6919	0.4551	153.0413	0.4591	7.6142	0.9938	1.1500	1.0766	-0.0236	1.0623	0.9938	1.0000	1.0000	0.9938
7	1.0992	150.9935	0.4529	152.4187	0.4572	7.8413	0.9932	1.1200	1.0720	-0.0165	1.0588	0.9932	1.0000	1.0000	0.9932
8	1.1010	149.2721	0.4475	150.7823	0.4521	8.1160	0.9926	1.0900	1.0609	-0.0031	1.0505	0.9926	1.0000	1.0000	0.9926
9	1.1044	146.4148	0.4386	148.0166	0.4434	8.4370	0.9920	1.0600	1.0420	0.0178	1.0362	0.9920	1.0000	1.0000	0.9920
10	1.1112	140.4866	0.4202	142.2016	0.4254	8.9073	0.9906	1.0300	1.0012	0.0601	1.0037	0.9906	1.0000	1.0000	0.9906
11	1.1111	133.1697	0.3977	135.2006	0.4037	9.9433	0.9820	1.0000	0.9504	0.1151	0.9561	0.9820	1.0000	1.0000	0.9820

质量平均累积压比=0.9859 质量平均累积效率=1.0000 平均级压比=0.99155 平均级效率=1.00000

转子效率或静子总压恢复系数=0.99155 平均轴向马赫数=0.43756 平均绝对马赫数=0.44254

续表 1-4 第1级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.1980	3.3000	288.0000	160.6277	27.2544	163.7737	274.6360	332.3173	0.4928	0.4834	0.0000
2	1.4613	0.2051	3.5200	288.0000	166.5285	21.0089	168.7236	273.8158	331.8225	0.5085	0.5019	0.0002
3	3.0215	0.2122	3.8100	288.0000	170.7947	14.5065	172.3472	273.1998	331.4504	0.5200	0.5153	0.0007
4	4.6672	0.2193	4.1600	288.0000	172.8297	8.2030	174.0608	272.9038	331.2714	0.5254	0.5217	0.0013
5	6.3868	0.2264	4.4600	288.0000	173.3670	2.1258	174.4952	272.8281	331.2257	0.5268	0.5234	0.0019
6	8.1698	0.2336	4.7500	288.0000	172.6658	-4.0435	173.9066	272.9302	331.2874	0.5249	0.5212	0.0022
7	10.0038	0.2407	5.0300	288.0000	170.3484	-9.8749	171.9097	273.2743	331.4954	0.5186	0.5139	0.0032
8	11.8753	0.2478	5.3100	288.0000	168.9115	-15.5891	170.9778	273.4333	331.5915	0.5156	0.5094	0.0032
9	13.7840	0.2549	5.5800	288.0000	166.0792	-21.6436	168.9083	273.7838	331.8032	0.5091	0.5005	0.0034
10	15.7218	0.2620	5.8300	288.0000	160.5817	-27.7450	164.4733	274.5208	332.2479	0.4950	0.4833	0.0036
11	17.6400	0.2691	6.3500	288.0000	154.9000	-34.1959	160.3752	275.1843	332.6477	0.4821	0.4657	0.0038
	LOU	VM	MVM	W1	MW	GAMMAI	ALPHAI					
1	1.0725	162.9235	0.4903	312.1117	0.9392	-58.5333	5.8409					
2	1.0693	167.8485	0.5058	322.9263	0.9732	-58.6829	5.8378					
3	1.0663	171.4096	0.5172	332.7840	1.0040	-58.9973	5.9792					
4	1.0653	173.0243	0.5223	341.4696	1.0308	-59.5554	6.2558					
5	1.0650	173.3801	0.5234	349.8070	1.0561	-60.2877	6.4811					
6	1.0654	172.7132	0.5213	357.7804	1.0800	-61.1358	6.7161					
7	1.0682	170.6344	0.5147	365.2371	1.1018	-62.1481	6.9833					
8	1.0691	169.6294	0.5116	373.3188	1.1258	-62.9748	7.2007					
9	1.0718	167.4836	0.5048	381.0340	1.1484	-63.9248	7.4471					
10	1.0773	162.9609	0.4905	387.9367	1.1676	-65.1609	7.7758					
11	1.0746	158.6297	0.4769	394.1895	1.1850	-66.2705	8.4611					

平均轴向马赫数=0.50626 平均绝对马赫数=0.51299

续表 1-4 第1级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2039	34.0087	331.6589	171.5400	18.6502	239.9627	303.0272	348.9852	0.6876	0.4915	0.0350				
2	1.4613	0.2092	33.0173	329.9388	167.6917	13.0016	230.6409	303.4857	349.2474	0.6604	0.4802	0.0345				
3	3.0215	0.2148	32.7139	329.0959	164.8268	8.0366	224.5812	304.0158	349.5503	0.6425	0.4715	0.0339				
4	4.6672	0.2205	32.7156	328.6026	162.5594	3.7147	220.1210	304.5099	349.8323	0.6292	0.4647	0.0332				
5	6.3868	0.2264	32.8276	328.3345	160.4336	-0.5896	216.2466	305.0827	350.1589	0.6176	0.4582	0.0325				
6	8.1698	0.2324	33.1658	328.4033	157.7859	-4.3764	212.7766	305.8930	350.6204	0.6069	0.4500	0.0316				
7	10.0038	0.2386	33.7217	328.7951	154.9028	-8.9214	209.8806	306.8945	351.1899	0.5976	0.4411	0.0316				
8	11.8753	0.2448	34.4028	329.3647	152.8805	-12.9866	208.0640	307.8432	351.7284	0.5915	0.4347	0.0310				
9	13.7840	0.2510	35.3071	330.2653	150.3500	-16.6210	206.5461	309.0587	352.4171	0.5861	0.4266	0.0308				
10	15.7218	0.2573	36.5859	331.7259	146.0154	-19.1138	204.7234	310.8950	353.4548	0.5792	0.4131	0.0311				
11	17.6400	0.2634	38.4942	333.6967	141.0885	-20.4929	204.1703	312.9821	354.6301	0.5757	0.3978	0.0319				
	LOU	VM	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ2/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIJK	ETAKR	ETAJK	SIGT	
1	1.3192	172.5508	0.4944	212.8404	0.6099	-35.8351	0.9170	1.6070	1.0679	0.4704	0.8388	1.5772	1.5534	0.9170	0.8844	0.9623
2	1.3373	168.1950	0.4816	219.5339	0.6286	-39.9909	0.9258	1.5780	1.0070	0.4599	0.8502	1.5569	1.5405	0.9258	0.9022	0.9674
3	1.3492	165.0226	0.4721	226.0539	0.6467	-43.1124	0.9283	1.5470	0.9651	0.4522	0.8595	1.5456	1.5336	0.9283	0.9106	0.9690
4	1.3575	162.6018	0.4648	232.8362	0.6656	-45.7050	0.9283	1.5160	0.9406	0.4436	0.8689	1.5380	1.5287	0.9283	0.9144	0.9693
5	1.3628	160.4347	0.4582	239.9807	0.6853	-48.0462	0.9252	1.4850	0.9254	0.4346	0.8779	1.5318	1.5231	0.9252	0.9120	0.9682
6	1.3663	157.8466	0.4502	246.5583	0.7032	-50.1933	0.9171	1.4550	0.9138	0.4280	0.8837	1.5275	1.5181	0.9171	0.9029	0.9648
7	1.3687	155.1595	0.4418	252.7692	0.7198	-52.1324	0.9046	1.4230	0.9093	0.4231	0.8868	1.5250	1.5147	0.9046	0.8891	0.9592
8	1.3688	153.4311	0.4362	259.4444	0.7376	-53.7448	0.8900	1.3930	0.9051	0.4186	0.8898	1.5236	1.5124	0.8900	0.8734	0.9525
9	1.3689	151.2660	0.4292	265.3592	0.7530	-55.2468	0.8721	1.3610	0.9053	0.4169	0.8895	1.5244	1.5121	0.8721	0.8545	0.9439
10	1.3712	147.2612	0.4166	269.1720	0.7615	-56.8324	0.8512	1.3310	0.9093	0.4209	0.8831	1.5303	1.5159	0.8512	0.8312	0.9330
11	1.3621	142.5690	0.4020	270.7329	0.7634	-58.2237	0.8265	1.3000	0.9108	0.4310	0.8705	1.5394	1.5117	0.8265	0.7896	0.9193

质量平均累积压比 = 1.52218 质量平均累积效率 = 0.88090 转子叶片平均压比 = 1.53508

转子叶片平均效率 = 0.89949 平均轴向马赫数 = 0.44648 平均绝对马赫数 = 0.61163

续表 1-4 第1级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2043	34.0087	331.6589	173.8876	13.9110	241.1241	302.7488	348.8260	0.6912	0.4985	0.0395
2	1.6457	0.2101	32.9391	329.7834	170.4815	10.0376	231.8175	303.0624	349.0054	0.6642	0.4885	0.0394
3	3.3263	0.2159	32.6898	328.9753	168.1538	5.8538	226.3337	303.5034	349.2575	0.6480	0.4815	0.0393
4	5.0420	0.2218	32.7323	328.5241	165.9975	1.8071	222.1372	303.9880	349.5344	0.6355	0.4749	0.0392
5	6.7867	0.2276	32.8828	328.3183	163.7866	-2.1460	218.4208	304.5971	349.8820	0.6243	0.4681	0.0390
6	8.5553	0.2334	33.2649	328.4582	161.3164	-5.7845	215.3353	305.4033	350.3416	0.6146	0.4605	0.0389
7	10.3409	0.2392	33.8366	328.8861	158.9984	-9.6558	213.0272	306.3240	350.8656	0.6071	0.4532	0.0388
8	12.1470	0.2450	34.5185	329.4730	156.8993	-13.1734	211.2700	307.2831	351.4106	0.6012	0.4465	0.0387
9	13.9697	0.2509	35.4138	330.3811	154.9380	-16.4526	210.2505	308.4066	352.0478	0.5972	0.4401	0.0386
10	15.8121	0.2567	36.6612	331.8070	151.5154	-18.9323	209.0821	310.0789	352.9940	0.5923	0.4292	0.0385
11	17.6400	0.2625	38.4942	333.6967	148.0755	-21.1193	209.4685	311.8920	354.0167	0.5917	0.4183	0.0384
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1						
1	1.3161	174.4432	0.5001	241.1241	0.6912	43.6593						
2	1.3337	170.7768	0.4893	231.8175	0.6642	42.5501						
3	1.3443	168.2557	0.4818	226.3337	0.6480	41.9784						
4	1.3518	166.0073	0.4749	222.1372	0.6355	41.6413						
5	1.3565	163.8006	0.4682	218.4208	0.6243	41.4156						
6	1.3592	161.4201	0.4608	215.3353	0.6146	41.4424						
7	1.3605	159.2913	0.4540	213.0272	0.6071	41.6041						
8	1.3609	157.4514	0.4481	211.2700	0.6012	41.8184						
9	1.3602	155.8091	0.4426	210.2505	0.5972	42.1779						
10	1.3610	152.6936	0.4326	209.0821	0.5923	43.0881						
11	1.3503	149.5740	0.4225	209.4685	0.5917	44.4334						

平均轴向马赫数 = 0.45935 平均绝对马赫数 = 0.62165

续表 1-4 第1级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z			
1	0.0000	0.2062	11.8980	331.6589	161.0435	12.6406	171.5349	317.0397	356.9030	0.4806	0.4512	0.0645			
2	1.6457	0.2118	10.2689	329.7861	165.4441	10.9048	172.7454	314.9597	355.7398	0.4856	0.4651	0.0647			
3	3.3263	0.2172	9.4585	328.9738	168.5557	8.2031	174.2817	313.8809	355.1349	0.4907	0.4746	0.0649			
4	5.0420	0.2225	9.2964	328.5223	169.8887	4.8162	175.0151	313.3002	354.8088	0.4933	0.4788	0.0650			
5	6.7867	0.2278	9.3242	328.3196	170.2074	1.1719	175.0643	313.0884	354.6898	0.4936	0.4799	0.0652			
6	8.5553	0.2330	9.4839	328.4590	170.0151	-2.6223	174.8401	313.2669	354.7902	0.4928	0.4792	0.0654			
7	10.3409	0.2381	9.6479	328.8842	169.6626	-6.5015	174.5547	313.7424	355.0572	0.4916	0.4778	0.0656			
8	12.1470	0.2432	9.9575	329.4733	169.1234	-10.3243	174.3142	314.3740	355.4116	0.4905	0.4759	0.0657			
9	13.9697	0.2483	10.5138	330.3816	167.4869	-13.8847	173.3139	315.4543	356.0168	0.4868	0.4704	0.0659			
10	15.8121	0.2534	12.9660	331.8069	162.4519	-17.0522	171.1721	317.2483	357.0194	0.4794	0.4550	0.0661			
11	17.6400	0.2586	17.5880	333.6967	156.6576	-20.3396	171.9912	319.0040	357.9976	0.4804	0.4376	0.0662			
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIJK	JIETA	ETA/DK	SIGT
1	1.4142	161.5388	0.4526	171.5349	0.4806	19.6566	0.9575	1.4600	0.9261	0.4416	0.7644	1.5101	1.4873	0.8244	0.9575
2	1.4259	165.8031	0.4661	172.7454	0.4856	16.2986	0.9710	1.4390	0.9705	0.4159	0.7967	1.5118	1.4958	0.8637	0.9710
3	1.4302	168.7552	0.4752	174.2817	0.4907	14.4675	0.9781	1.4170	1.0024	0.3972	0.8192	1.5118	1.5000	0.8810	0.9781
4	1.4329	169.9570	0.4790	175.0154	0.4933	13.8089	0.9829	1.3960	1.0234	0.3822	0.8351	1.5118	1.5026	0.8907	0.9829
5	1.4340	170.2114	0.4799	175.0643	0.4936	13.5221	0.9869	1.3750	1.0392	0.3708	0.8473	1.5118	1.5032	0.8952	0.9869
6	1.4333	170.0353	0.4793	174.8401	0.4928	13.4634	0.9895	1.3540	1.0539	0.3629	0.8562	1.5115	1.5022	0.8918	0.9895
7	1.4313	169.7872	0.4782	174.5547	0.4916	13.4219	0.9909	1.3330	1.0671	0.3591	0.8620	1.5111	1.5009	0.8819	0.9909
8	1.4285	169.4382	0.4767	174.3142	0.4905	13.5837	0.9915	1.3120	1.0779	0.3564	0.8661	1.5106	1.4995	0.8685	0.9915
9	1.4256	168.0615	0.4721	173.3139	0.4868	14.1418	0.9905	1.2900	1.0810	0.3596	0.8640	1.5099	1.4978	0.8489	0.9905
10	1.4216	163.3445	0.4575	171.1721	0.4794	17.3943	0.9865	1.2700	1.0722	0.3563	0.8551	1.5096	1.4954	0.8208	0.9865
11	1.4015	157.9724	0.4413	171.9912	0.4804	23.2935	0.9810	1.2500	1.0580	0.3321	0.8522	1.5101	1.4830	0.7875	0.9810

质量平均累积效率 = 1.49826 质量平均累积效率 = 0.84599 平均级压比 = 1.51099 平均级效率 = 0.86455

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98397 平均轴向马赫数 = 0.47009 平均绝对马赫数 = 0.48846

续表 1-4 第2级动叶进口参数

	GH	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2067	11.8980	331.6589	171.1418	12.7120	181.0096	315.3786	355.9744	0.5085	0.4808	0.0710
2	1.5152	0.2118	10.3674	329.8930	176.4534	11.4306	183.4723	313.1650	354.7329	0.5172	0.4974	0.0713
3	3.1227	0.2169	9.5196	329.0537	180.7455	8.8504	186.2068	311.8219	353.9773	0.5260	0.5106	0.0715
4	4.8017	0.2220	9.3095	328.5722	182.9337	5.5016	187.7572	311.0506	353.5425	0.5311	0.5174	0.0719
5	6.5379	0.2272	9.3115	328.3270	183.7059	1.8133	188.2322	310.7160	353.3537	0.5327	0.5199	0.0723
6	8.3219	0.2323	9.4643	328.4237	183.7821	-2.0917	188.2562	310.8082	353.4058	0.5327	0.5200	0.0726
7	10.1468	0.2374	9.6227	328.8318	183.3309	-6.1161	187.8580	311.2914	353.6783	0.5312	0.5184	0.0730
8	12.0068	0.2425	9.9278	329.4165	182.5833	-10.1453	187.3912	311.9640	354.0573	0.5293	0.5157	0.0733
9	13.8954	0.2476	10.4533	330.3346	181.0292	-14.0309	186.4147	313.0635	354.6759	0.5256	0.5104	0.0734
10	15.7947	0.2527	12.9323	331.7912	176.0463	-17.2045	184.1370	314.9414	355.7296	0.5176	0.4949	0.0733
11	17.6400	0.2579	17.5880	333.6967	170.4820	-19.8162	184.6864	316.7519	356.7423	0.5177	0.4779	0.0731
	LOU	VM	MVM	W1	MW	GAMMAI	ALPHAI					
1	1.3958	171.6133	0.4821	293.2155	0.8237	-54.1772	18.5422					
2	1.4037	176.8233	0.4985	309.2204	0.8717	-55.1217	15.4722					
3	1.4052	180.9620	0.5112	321.7573	0.9090	-55.7768	13.6309					
4	1.4063	183.0164	0.5177	330.5931	0.9351	-56.3856	12.9028					
5	1.4069	183.7149	0.5199	337.8690	0.9562	-57.0610	12.5778					
6	1.4059	183.7940	0.5201	344.2756	0.9742	-57.7336	12.4997					
7	1.4044	183.4329	0.5186	350.4683	0.9909	-58.4398	12.4607					
8	1.4022	182.8649	0.5165	356.0792	1.0057	-59.0993	12.6185					
9	1.3995	181.5721	0.5119	360.6160	1.0167	-59.7678	13.0882					
10	1.3962	176.8850	0.4972	356.8497	1.0031	-60.2851	16.1336					
11	1.3769	171.6298	0.4811	345.7936	0.9693	-60.2421	21.6734					

平均轴向马赫数=0.50866 平均绝对马赫数=0.52584

续表 1-4 第2级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2087	40.3262	371.9471	154.2539	8.9742	247.4374	341.6096	370.3386	0.6681	0.4165	0.0990				
2	1.5152	0.2133	37.7167	368.6617	160.0055	8.4228	238.6183	340.4469	369.7150	0.6454	0.4328	0.0985				
3	3.1227	0.2179	36.2314	366.9232	166.1037	4.5403	235.0757	339.5380	369.2267	0.6367	0.4499	0.0981				
4	4.8017	0.2224	35.7826	366.1050	169.2678	0.2235	233.5241	339.0763	368.9784	0.6329	0.4587	0.0976				
5	6.5379	0.2270	35.6924	365.7305	169.5239	-2.8419	231.2442	339.2261	369.0590	0.6266	0.4593	0.0971				
6	8.3219	0.2316	35.8330	365.8081	169.3761	-5.8337	229.4936	339.7044	369.3162	0.6214	0.4586	0.0966				
7	10.1468	0.2362	36.1070	366.3805	169.1584	-8.7207	228.1742	340.5784	369.7856	0.6170	0.4574	0.0961				
8	12.0068	0.2408	36.5936	367.2147	168.9501	-11.6403	227.5409	341.5582	370.3110	0.6145	0.4562	0.0957				
9	13.8954	0.2454	37.4644	368.6275	165.7811	-14.0894	225.8083	343.3643	371.2774	0.6082	0.4465	0.0954				
10	15.7947	0.2500	40.6568	371.0841	154.9408	-15.4230	225.1262	345.9831	372.6737	0.6041	0.4158	0.0957				
11	17.6400	0.2550	46.4930	374.6516	140.2537	-16.0805	230.5910	348.3246	373.9172	0.6167	0.3751	0.0960				
	LOU	VM	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ2/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIK	PIJDK	ETAKR	ETAJDK	SIGT
1	1.6515	154.5148	0.4172	186.7292	0.5042	-34.1592	0.9170	1.4890	0.9013	0.5199	0.7535	1.4490	2.1552	0.9170	0.8402	0.9688
2	1.6836	160.2270	0.4334	205.0287	0.5546	-38.6032	0.9267	1.4680	0.9068	0.4787	0.7953	1.4375	2.1503	0.9267	0.8716	0.9732
3	1.6953	166.1657	0.4500	220.5480	0.5973	-41.1123	0.9302	1.4430	0.9190	0.4469	0.8270	1.4291	2.1436	0.9302	0.8869	0.9749
4	1.7018	169.2680	0.4587	230.7952	0.6255	-42.8268	0.9305	1.4190	0.9253	0.4288	0.8448	1.4256	2.1421	0.9305	0.8952	0.9752
5	1.7090	169.5477	0.4594	238.0049	0.6449	-44.5719	0.9302	1.3950	0.9228	0.4188	0.8557	1.4241	2.1407	0.9302	0.8987	0.9752
6	1.7117	169.4766	0.4589	244.4005	0.6618	-46.0971	0.9287	1.3700	0.9216	0.4106	0.8643	1.4230	2.1376	0.9287	0.8959	0.9747
7	1.7123	169.3830	0.4581	250.4908	0.6774	-47.4522	0.9260	1.3480	0.9227	0.4036	0.8715	1.4231	2.1360	0.9260	0.8884	0.9736
8	1.7098	169.3506	0.4573	256.0504	0.6914	-48.5936	0.9217	1.3230	0.9253	0.3980	0.8769	1.4232	2.1341	0.9217	0.8779	0.9720
9	1.7093	166.3787	0.4481	258.5686	0.6964	-49.9496	0.9148	1.3000	0.9158	0.3998	0.8757	1.4245	2.1337	0.9148	0.8622	0.9693
10	1.7024	155.7065	0.4178	249.2623	0.6688	-51.3421	0.9012	1.2750	0.8801	0.4227	0.8517	1.4277	2.1351	0.9012	0.8374	0.9637
11	1.6673	141.1725	0.3776	230.3261	0.6160	-52.1987	0.8800	1.2500	0.8227	0.4643	0.8066	1.4337	2.1261	0.8800	0.7978	0.9547
质量平均累积压比=2.13895 质量平均累积效率=0.87307 转子叶片平均压比=1.42759																
转子叶片平均效率=0.92050 平均轴向马赫数=0.44320 平均绝对马赫数=0.62389																

质量平均累积压比=2.13895 质量平均累积效率=0.87307 转子叶片平均压比=1.42759

转子叶片平均效率=0.92050 平均轴向马赫数=0.44320 平均绝对马赫数=0.62389

续表 1-4 第2级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2089	40.3262	371.9471	172.6975	8.9638	259.1707	338.6585	368.7535	0.7028	0.4683	0.1035
2	1.4335	0.2134	37.8276	368.7971	161.8969	9.3109	240.2207	340.2029	369.5840	0.6500	0.4381	0.1111
3	3.1201	0.2180	36.2329	366.9241	171.5469	4.1280	238.9034	338.6400	368.7436*	0.6479	0.4652	0.1029
4	4.8598	0.2225	35.7726	366.0839	174.4744	0.0222	237.2455	338.1856	368.4989	0.6438	0.4735	0.1033
5	6.6344	0.2271	35.6939	365.7226	173.2206	-2.7391	233.9331	338.5973	368.7206	0.6344	0.4698	0.1033
6	8.4452	0.2316	35.8471	365.8315	172.6901	-5.2707	231.9624	339.1624	369.0247	0.6286	0.4680	0.1032
7	10.2864	0.2361	36.1362	366.4336	171.9529	-7.4469	230.3065	340.1464	369.5537	0.6232	0.4653	0.1032
8	12.1558	0.2407	36.6482	367.3057	171.2038	-9.3501	229.3124	341.2478	370.1447	0.6195	0.4625	0.1031
9	14.0488	0.2452	37.6376	368.7879	168.0386	-10.7148	227.8364	343.0662	371.1181	0.6139	0.4528	0.1031
10	15.9200	0.2498	40.9682	371.2897	158.3135	-11.7379	228.2687	345.4767	372.4042	0.6130	0.4251	0.1031
11	17.6400	0.2543	46.4930	374.6516	146.0017	-13.5181	234.3609	347.4550	373.4559	0.6275	0.3909	0.1032
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA						
1	1.6159	172.9300	0.4690	259.1707	0.7028	48.1453						
2	1.6786	162.1645	0.4388	240.2207	0.6500	47.5408						
3	1.6841	171.5965	0.4654	238.9034	0.6479	44.0884						
4	1.6910	174.4744	0.4735	237.2455	0.6438	42.6575						
5	1.7011	173.2422	0.4698	233.9331	0.6344	42.2206						
6	1.7043	172.7705	0.4682	231.9624	0.6286	41.8563						
7	1.7060	172.1141	0.4657	230.3065	0.6232	41.6407						
8	1.7044	171.4589	0.4632	229.3124	0.6195	41.6077						
9	1.7030	168.3799	0.4537	227.8364	0.6139	42.3504						
10	1.6926	158.7480	0.4263	228.2687	0.6130	45.9374						
11	1.6569	146.6262	0.3926	234.3609	0.6275	51.2706						

平均轴向马赫数=0.45521 平均绝对马赫数=0.63274

续表 1-4 第2级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z			
1	0.0000	0.2101	14.3810	371.9471	150.7908	10.6018	165.9380	358.3281	379.1779	0.4376	0.3977	0.1275			
2	1.4335	0.2141	12.3111	368.7971	159.0878	7.0915	169.3096	354.6122	377.2334	0.4488	0.4217	0.1275			
3	3.1201	0.2185	11.1906	366.9255	166.1314	3.4244	173.8837	351.9608	375.8390	0.4627	0.4420	0.1276			
4	4.8598	0.2227	10.8419	366.0840	169.4113	1.5827	176.2738	350.7011	375.1745	0.4698	0.4516	0.1276			
5	6.6344	0.2269	10.8632	365.7225	170.3282	-0.8536	176.9288	350.2234	374.9222	0.4719	0.4543	0.1277			
6	8.4452	0.2312	11.0085	365.8323	170.5222	-3.4801	177.0818	350.3067	374.9662	0.4723	0.4548	0.1277			
7	10.2864	0.2354	11.1089	366.4322	170.3939	-6.1273	176.9157	350.9369	375.2990	0.4714	0.4540	0.1278			
8	12.1558	0.2396	11.1582	367.3048	170.1355	-8.7124	176.6097	351.8651	375.7886	0.4700	0.4527	0.1279			
9	14.0488	0.2438	11.6265	368.7884	168.7896	-10.9946	175.7410	353.5010	376.6497	0.4666	0.4481	0.1280			
10	15.9200	0.2480	13.6185	371.2899	162.0283	-12.8557	171.5653	356.7111	378.3332	0.4535	0.4283	0.1280			
11	17.6400	0.2520	20.4850	374.6516	154.6113	-14.8611	175.3097	359.4548	379.7653	0.4616	0.4071	0.1282			
	LOU	V _M	M _{VM}	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIJK	JIETA	ETA/DK	SIGT
1	1.8090	151.1630	0.3987	165.9380	0.4376	24.3616	0.9716	1.4550	0.8731	0.5239	0.7168	1.4079	2.0940	0.8422	0.9716
2	1.8237	159.2457	0.4221	169.3096	0.4488	19.8543	0.9790	1.4400	0.9826	0.4677	0.7657	1.4073	2.1051	0.8668	0.9790
3	1.8277	166.1667	0.4421	173.8837	0.4627	17.1337	0.9852	1.4240	0.9684	0.4408	0.7899	1.4079	2.1118	0.8893	0.9852
4	1.8294	169.4187	0.4516	176.2738	0.4698	16.0314	0.9876	1.4100	0.9710	0.4244	0.8038	1.4079	2.1155	0.8967	0.9876
5	1.8304	170.3303	0.4543	176.9288	0.4719	15.6971	0.9886	1.3930	0.9833	0.4115	0.8138	1.4079	2.1163	0.8988	0.9886
6	1.8287	170.5577	0.4549	177.0818	0.4723	15.6010	0.9894	1.3780	0.9874	0.4045	0.8191	1.4079	2.1149	0.8987	0.9894
7	1.8253	170.5040	0.4543	176.9157	0.4714	15.4726	0.9893	1.3620	0.9909	0.4010	0.8219	1.4079	2.1131	0.8951	0.9893
8	1.8207	170.3585	0.4533	176.6097	0.4700	15.2898	0.9892	1.3480	0.9938	0.4015	0.8227	1.4078	2.1110	0.8897	0.9892
9	1.8145	169.1473	0.4491	175.7410	0.4666	15.7446	0.9883	1.3320	1.0045	0.4039	0.8219	1.4079	2.1088	0.8792	0.9883
10	1.8087	162.5375	0.4296	171.5653	0.4535	18.6697	0.9861	1.3170	1.0235	0.4312	0.8031	1.4078	2.1054	0.8594	0.9861
11	1.7719	155.3238	0.4090	175.3097	0.4616	27.6256	0.9820	1.3000	1.0590	0.4206	0.8000	1.4079	2.0878	0.8334	0.9820

质量平均累积压比 = 2.10955 质量平均累积效率 = 0.85552 平均级压比 = 1.40783 平均级效率 = 0.88189

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98624 平均轴向马赫数 = 0.44190 平均绝对马赫数 = 0.46420

续表 1-4 第3级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2107	14.3810	371.9471	168.5275	10.4495	182.1242	355.5356	377.7177	0.4822	0.4462	0.1340
2	1.5309	0.2148	12.2085	368.6366	173.6095	7.7147	182.8434	352.0894	375.9068	0.4864	0.4618	0.1342
3	3.1610	0.2188	11.1736	366.8938	177.7774	5.0655	185.0360	349.9429	374.7739	0.4937	0.4744	0.1344
4	4.8641	0.2229	10.8417	366.0828	179.9352	2.5484	186.4136	348.8754	374.2091	0.4982	0.4808	0.1346
5	6.6202	0.2269	10.8626	365.7236	180.5811	-0.1150	186.8193	348.4398	373.9783	0.4995	0.4829	0.1347
6	8.4164	0.2310	11.0067	365.8265	180.2224	-2.8520	186.4391	348.6135	374.0703	0.4984	0.4818	0.1349
7	10.2441	0.2350	11.1078	366.4162	179.5222	-5.3691	185.7181	349.3374	374.4536	0.4960	0.4794	0.1351
8	12.0993	0.2391	11.1516	367.2702	178.6561	-7.8840	184.8143	350.3592	374.9939	0.4928	0.4764	0.1353
9	13.9774	0.2431	11.5839	368.7128	175.5546	-10.1058	182.1871	352.2816	376.0080	0.4845	0.4669	0.1357
10	15.8592	0.2472	13.4588	371.1895	168.4130	-11.5249	177.3731	355.6125	377.7580	0.4695	0.4458	0.1360
11	17.6400	0.2512	20.4850	374.6516	161.6238	-11.9266	181.4240	358.3737	379.2017	0.4784	0.4262	0.1361
	LOU	VM	MVM	W1	MW	GAMMA1	ALPHA1					
1	1.7738	168.8511	0.4470	287.5641	0.7613	-54.0430	22.0097					
2	1.7944	173.7809	0.4623	304.4349	0.8099	-55.1918	18.1148					
3	1.8022	177.8495	0.4746	316.2729	0.8439	-55.7830	16.0208					
4	1.8056	179.9532	0.4809	324.2518	0.8665	-56.2907	15.1282					
5	1.8070	180.5812	0.4829	330.0741	0.8826	-56.8322	14.8481					
6	1.8067	180.2450	0.4818	334.9331	0.8954	-57.4421	14.8105					
7	1.8048	179.6024	0.4796	339.8158	0.9075	-58.0939	14.7445					
8	1.8018	178.8300	0.4769	344.8673	0.9197	-58.7652	14.6203					
9	1.8002	175.8452	0.4677	347.4473	0.9240	-59.5952	15.1620					
10	1.7968	168.8069	0.4469	343.0519	0.9081	-60.5230	17.8793					
11	1.7585	162.0633	0.4274	321.2177	0.8471	-59.7000	26.7111					

平均轴向马赫数=0.46883 平均绝对马赫数=0.48995

续表 1-4 第3级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2116	42.7892	412.0337	146.0038	9.5271	249.5993	381.3163	390.9626	0.6384	0.3734	0.1560				
2	1.5309	0.2155	39.4147	407.0446	156.6093	5.1055	240.8628	378.4350	389.5080	0.6184	0.4021	0.1555				
3	3.1610	0.2192	37.6701	404.3115	163.2867	1.7641	237.0679	376.5866	388.5715	0.6101	0.4202	0.1551				
4	4.8641	0.2229	37.0420	403.0875	165.1448	-1.1536	234.2844	376.0034	388.2754	0.6034	0.4253	0.1548				
5	6.6202	0.2266	36.9424	402.5597	165.0994	-3.6938	232.0412	375.9903	388.2688	0.5976	0.4252	0.1545				
6	8.4164	0.2304	37.0614	402.6248	163.5952	-5.9850	229.5234	376.6292	388.5931	0.5907	0.4210	0.1543				
7	10.2441	0.2342	36.4546	402.2139	162.4233	-8.1160	225.1312	377.2081	388.8866	0.5789	0.4177	0.1540				
8	12.0993	0.2380	37.3902	404.3209	162.4346	-10.1298	226.2224	379.0775	389.8329	0.5803	0.4167	0.1538				
9	13.9774	0.2417	38.2760	406.3924	161.5841	-11.6823	226.5303	381.0866	390.8469	0.5796	0.4134	0.1532				
10	15.8592	0.2456	40.8595	409.8749	147.5210	-12.1124	222.6941	385.4442	393.0358	0.5666	0.3753	0.1532				
11	17.6400	0.2498	48.9558	414.8129	126.9906	-11.8390	233.8267	387.8806	394.2534	0.5931	0.3221	0.1530				
	LOU	VM	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ2/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIJK	ETAKR	ETAJDK	SIGT	
1	2.0527	146.3143	0.3742	177.2751	0.4534	-34.3758	0.9134	1.4040	0.8664	0.5501	0.7134	1.3926	2.9160	0.9134	0.8273	0.9706
2	2.0994	156.6924	0.4023	200.3857	0.5145	-38.5601	0.9271	1.3920	0.9021	0.4910	0.7701	1.3841	2.9137	0.9271	0.8615	0.9760
3	2.1197	163.2962	0.4202	215.9415	0.5557	-40.8692	0.9325	1.3760	0.9185	0.4562	0.8031	1.3774	2.9088	0.9325	0.8803	0.9782
4	2.1345	165.1489	0.4253	224.6444	0.5786	-42.6795	0.9359	1.3570	0.9178	0.4408	0.8190	1.3751	2.9091	0.9359	0.8898	0.9794
5	2.1439	165.1407	0.4253	230.4770	0.5936	-44.2324	0.9375	1.3370	0.9143	0.4320	0.8284	1.3743	2.9084	0.9375	0.8937	0.9800
6	2.1500	163.7047	0.4213	234.7478	0.6041	-45.7841	0.9373	1.3170	0.9077	0.4272	0.8340	1.3736	2.9051	0.9373	0.8921	0.9799
7	2.1452	162.6260	0.4182	241.7402	0.6216	-47.7219	0.9363	1.2980	0.9048	0.4111	0.8456	1.3612	2.8764	0.9363	0.8857	0.9802
8	2.1485	162.7501	0.4175	244.7855	0.6279	-48.3278	0.9321	1.2790	0.9092	0.4149	0.8464	1.3726	2.8977	0.9321	0.8765	0.9783
9	2.1391	162.0058	0.4145	247.4436	0.6331	-49.1017	0.9237	1.2620	0.9204	0.4134	0.8462	1.3743	2.8981	0.9237	0.8612	0.9753
10	2.1361	148.0174	0.3766	236.5090	0.6017	-51.2560	0.9117	1.2440	0.8759	0.4409	0.8196	1.3773	2.8996	0.9117	0.8370	0.9709
11	2.0700	127.5412	0.3235	205.3232	0.5208	-51.5982	0.8955	1.2240	0.7857	0.5053	0.7524	1.3818	2.8849	0.8955	0.7997	0.9648

质量平均累积压比=2.90130 质量平均累积效率=0.86936 转子叶片平均压比=1.37541

转子叶片平均效率=0.92790 平均轴向马赫数=0.40667 平均绝对马赫数=0.59313

续表 1-4 第 3 级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2120	42.7892	412.0337	159.8374	12.0205	257.7406	379.2739	389.9321	0.6610	0.4099	0.1605
2	1.5558	0.2157	39.3730	406.9827	168.0273	6.0934	248.1596	376.6064	388.5815	0.6386	0.4324	0.1603
3	3.2378	0.2194	37.6157	404.2210	173.8647	2.4920	244.1695	374.8049	387.6663	0.6298	0.4485	0.1601
4	4.9909	0.2232	37.0166	403.0238	176.1438	-0.4045	241.9527	374.1329	387.3243	0.6247	0.4548	0.1599
5	6.7890	0.2269	36.9462	402.5427	176.8869	-2.9248	240.4493	374.0079	387.2606	0.6209	0.4568	0.1597
6	8.6166	0.2306	37.0247	402.5925	175.5098	-5.2074	237.9279	374.6523	387.5887	0.6139	0.4528	0.1596
7	10.4510	0.2343	36.4863	402.3340	174.9594	-7.4046	234.3325	375.2385	387.8868	0.6041	0.4511	0.1595
8	12.3049	0.2380	37.4873	404.5450	174.2820	-9.3774	235.0810	377.2812	388.9237	0.6044	0.4481	0.1594
9	14.1819	0.2418	38.4797	406.7049	171.9597	-10.6344	234.5564	379.5646	390.0790	0.6013	0.4408	0.1592
10	16.0221	0.2455	41.3753	410.2603	158.2871	-11.4574	231.5043	383.8293	392.2262	0.5902	0.4036	0.1592
11	17.6400	0.2492	48.9558	414.8129	142.0781	-13.7367	242.8337	385.7592	393.1934	0.6176	0.3613	0.1594
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1						
1	2.0251	160.2887	0.4111	257.7406	0.6610	51.5450						
2	2.0750	168.1378	0.4327	248.1596	0.6386	47.3484						
3	2.0961	173.8826	0.4485	244.1695	0.6298	44.5908						
4	2.1090	176.1442	0.4548	241.9527	0.6247	43.2801						
5	2.1158	176.9111	0.4568	240.4493	0.6209	42.6292						
6	2.1207	175.5870	0.4530	237.9279	0.6139	42.4400						
7	2.1150	175.1161	0.4515	234.3325	0.6041	41.6432						
8	2.1195	174.5341	0.4488	235.0810	0.6044	42.0601						
9	2.1119	172.2882	0.4417	234.5564	0.6013	42.7326						
10	2.1061	158.7012	0.4046	231.5043	0.5902	46.7233						
11	2.0415	142.7406	0.3630	242.8337	0.6176	53.9981						

平均轴向马赫数 = 0.43827 平均绝对马赫数 = 0.61610

续表 1-4 第3级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2130	15.4150	412.0337	158.4476	7.8217	174.3685	397.0795	398.8120	0.4372	0.3973	0.1805				
2	1.5558	0.2164	13.1788	406.9828	165.8856	5.7345	176.8039	391.5953	396.1017	0.4464	0.4188	0.1805				
3	3.2378	0.2198	12.1495	404.2217	170.9203	3.9560	179.6762	388.3212	394.4732	0.4555	0.4333	0.1805				
4	4.9909	0.2233	11.8936	403.0238	172.8070	1.8082	180.8384	386.9119	393.7698	0.4592	0.4389	0.1806				
5	6.7890	0.2268	11.9000	402.5460	173.7734	-0.3391	181.5248	386.3100	393.4690	0.4613	0.4416	0.1807				
6	8.6166	0.2302	11.9971	402.5818	173.1929	-2.4555	180.8788	386.4615	393.5447	0.4596	0.4401	0.1808				
7	10.4510	0.2337	11.9721	402.3466	172.7494	-4.7652	180.2501	386.3382	393.4831	0.4581	0.4390	0.1809				
8	12.3049	0.2371	11.9739	404.5368	172.4148	-6.9659	179.7934	388.6153	394.6198	0.4556	0.4369	0.1810				
9	14.1819	0.2406	12.8613	406.7060	169.6823	-8.5423	178.1102	391.0810	395.8464	0.4499	0.4287	0.1813				
10	16.0221	0.2440	15.8706	410.2608	160.7849	-9.5268	173.7022	395.4003	397.9844	0.4365	0.4040	0.1815				
11	17.6400	0.2473	22.0370	414.8129	150.9748	-10.5618	175.6292	399.6506	400.0753	0.4390	0.3774	0.1818				
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIK	PUJK	JIETA	ETAJDK	SIGT
1	2.2189	158.6406	0.3978	174.3685	0.4372	24.5222	0.9759	1.4490	0.9913	0.4959	0.7413	1.3590	2.8457	0.8431	0.8055	0.9759
2	2.2486	165.9847	0.4190	176.8039	0.4464	20.1479	0.9821	1.3900	0.9873	0.4633	0.7721	1.3593	2.8614	0.8746	0.8451	0.9821
3	2.2618	170.9661	0.4334	179.6762	0.4555	17.9133	0.9869	1.3600	0.9831	0.4387	0.7941	1.3593	2.8706	0.8945	0.8683	0.9869
4	2.2688	172.8164	0.4389	180.8384	0.4592	17.1298	0.9884	1.3450	0.9811	0.4255	0.8040	1.3591	2.8753	0.9017	0.8790	0.9884
5	2.2702	173.7738	0.4416	181.5248	0.4613	16.8038	0.9890	1.3320	0.9824	0.4174	0.8100	1.3592	2.8764	0.9038	0.8831	0.9890
6	2.2706	173.2103	0.4401	180.8788	0.4596	16.7434	0.9896	1.3210	0.9868	0.4126	0.8140	1.3594	2.8750	0.9061	0.8823	0.9896
7	2.2718	172.8152	0.4392	180.2501	0.4581	16.5137	0.9987	1.3110	0.9874	0.4013	0.8263	1.3595	2.8727	0.9287	0.8834	0.9987
8	2.2604	172.5555	0.4373	179.7934	0.4556	16.3127	0.9894	1.2980	0.9893	0.4112	0.8157	1.3580	2.8668	0.8941	0.8647	0.9894
9	2.2516	169.8972	0.4292	178.1102	0.4499	17.4674	0.9887	1.3050	0.9868	0.4142	0.8096	1.3588	2.8655	0.8820	0.8484	0.9887
10	2.2398	161.0669	0.4047	173.7022	0.4365	21.9886	0.9867	1.3340	1.0158	0.4184	0.7980	1.3589	2.8610	0.8632	0.8221	0.9867
11	2.1955	151.3438	0.3783	175.6292	0.4390	30.4893	0.9835	1.4260	1.0626	0.4333	0.7778	1.3590	2.8373	0.8474	0.7852	0.9835

质量平均累积压比 = 2.86700 质量平均累积效率 = 0.85821 平均级压比 = 1.35904 平均级效率 = 0.89028

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98813 平均轴向马赫数 = 0.42756 平均绝对马赫数 = 0.45233

续表 1-4 第4级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2134	15.4150	412.0337	176.7229	10.6064	191.2103	394.0407	397.3129	0.4813	0.4448	0.1870
2	1.5418	0.2167	13.1939	407.0176	178.4877	7.7367	188.7407	389.4748	395.0479	0.4778	0.4518	0.1901
3	3.2155	0.2201	12.1579	404.2476	180.8186	6.0071	189.1634	386.6176	393.6228	0.4806	0.4594	0.1908
4	4.9669	0.2234	11.8946	403.0348	182.7767	3.6026	190.4050	385.1680	392.8974	0.4846	0.4652	0.1910
5	6.7592	0.2268	11.8989	402.5483	182.9272	0.9094	190.3047	384.6989	392.6624	0.4847	0.4659	0.1911
6	8.5799	0.2301	11.9965	402.5901	182.5911	-1.8696	189.8953	384.8177	392.7219	0.4835	0.4649	0.1912
7	10.4245	0.2335	11.9737	402.3267	181.3068	-4.7363	188.4793	384.8186	392.7224	0.4799	0.4617	0.1914
8	12.2876	0.2368	11.9710	404.5202	180.1011	-7.6333	187.2152	387.2523	393.9399	0.4752	0.4572	0.1918
9	14.1538	0.2402	12.8323	406.6617	176.1029	-10.0943	184.3056	389.9299	395.2743	0.4663	0.4455	0.1920
10	15.9745	0.2435	15.7348	410.1464	169.3178	-11.3241	181.5800	393.9120	397.2493	0.4571	0.4262	0.1919
11	17.6400	0.2469	22.0370	414.8129	167.9883	-13.1882	190.6875	396.9288	398.7379	0.4782	0.4213	0.1897
	LOU	VM	MVM	WI	MW	GAMMAI	ALPHAI					
1	2.1762	177.0409	0.4456	292.3491	0.7358	-52.7294	22.1962					
2	2.2172	178.6553	0.4522	306.2950	0.7753	-54.3185	18.8151					
3	2.2363	180.9183	0.4596	316.1035	0.8031	-55.0865	16.9788					
4	2.2428	182.8123	0.4653	322.7628	0.8215	-55.5006	16.2350					
5	2.2463	182.9295	0.4659	327.4174	0.8338	-56.0338	16.0034					
6	2.2461	182.6007	0.4650	331.4969	0.8441	-56.5756	15.9324					
7	2.2498	181.3687	0.4618	335.5408	0.8544	-57.2805	15.7883					
8	2.2408	180.2628	0.4576	339.6095	0.8621	-57.9409	15.6635					
9	2.2358	176.3919	0.4463	339.1939	0.8581	-58.6656	16.8509					
10	2.2211	169.6961	0.4272	330.2549	0.8314	-59.0805	20.8440					
11	2.1579	168.5052	0.4226	312.7319	0.7843	-57.3969	27.9114					

平均轴向马赫数=0.45336 平均绝对马赫数=0.47692

续表 1-4 第4级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2146	43.7450	451.7934	169.0205	6.6559	264.8862	417.3933	408.6680	0.6482	0.4136	0.2075				
2	1.5418	0.2176	40.3861	445.2148	170.1881	4.1105	251.8479	414.1000	407.0893	0.6187	0.4181	0.2099				
3	3.2155	0.2206	38.5903	441.3936	171.8623	-0.6831	245.2204	411.8834	406.0226	0.6040	0.4233	0.2098				
4	4.9669	0.2237	38.0513	439.7993	173.6820	-3.7845	243.1550	410.7764	405.4886	0.5997	0.4283	0.2095				
5	6.7592	0.2267	37.9899	439.2209	173.0045	-6.5328	240.9430	410.7222	405.4624	0.5942	0.4267	0.2092				
6	8.5799	0.2298	38.0167	439.1784	172.2735	-9.1464	239.0303	411.1322	405.6603	0.5892	0.4247	0.2091				
7	10.4245	0.2329	38.0021	438.8959	171.6614	-10.2038	237.0755	411.3071	405.7447	0.5843	0.4231	0.2086				
8	12.2876	0.2359	38.2697	441.4844	170.8312	-11.9753	235.8741	414.1872	407.1312	0.5794	0.4196	0.2083				
9	14.1538	0.2390	39.5216	444.1561	165.9148	-13.2270	234.6171	417.1601	408.5565	0.5743	0.4061	0.2081				
10	15.9745	0.2421	43.0755	448.5450	154.8391	-14.3253	236.2814	421.1880	410.4781	0.5756	0.3772	0.2078				
11	17.6400	0.2455	50.1840	454.3001	140.1927	-11.2049	248.1235	424.1494	411.8843	0.6024	0.3404	0.2052				
	LOU	V'M	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ2/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIK	PIJK	ETAKR	ETAJDK	SIGT
1	2.4578	169.1515	0.4139	197.9147	0.4843	-31.2769	0.9240	1.3350	0.9564	0.4926	0.7646	1.3537	3.8523	0.9240	0.8214	0.9765
2	2.5349	170.2378	0.4182	211.3700	0.5192	-36.3509	0.9313	1.3410	0.9535	0.4623	0.7890	1.3456	3.8504	0.9313	0.8557	0.9793
3	2.5748	171.8637	0.4233	221.8466	0.5464	-39.2225	0.9368	1.3310	0.9505	0.4407	0.8081	1.3397	3.8457	0.9368	0.8763	0.9813
4	2.5919	173.7232	0.4284	229.1338	0.5651	-40.6966	0.9399	1.3180	0.9502	0.4276	0.8204	1.3381	3.8474	0.9399	0.8859	0.9823
5	2.6041	173.1278	0.4270	233.2603	0.5753	-42.0801	0.9410	1.3030	0.9458	0.4224	0.8259	1.3380	3.8487	0.9410	0.8896	0.9827
6	2.6079	172.5162	0.4253	237.2251	0.5848	-43.3457	0.9406	1.2870	0.9435	0.4170	0.8309	1.3370	3.8437	0.9406	0.8888	0.9826
7	2.6141	171.9644	0.4238	241.4508	0.5951	-44.5847	0.9388	1.2710	0.9468	0.4113	0.8361	1.3363	3.8387	0.9388	0.8895	0.9821
8	2.6044	171.2505	0.4206	244.7624	0.6012	-45.6003	0.9348	1.2560	0.9485	0.4097	0.8377	1.3368	3.8324	0.9348	0.8730	0.9808
9	2.5952	166.4412	0.4074	242.3202	0.5931	-46.6176	0.9283	1.2410	0.9421	0.4179	0.8292	1.3377	3.8331	0.9283	0.8581	0.9787
10	2.5668	155.5004	0.3788	228.9434	0.5577	-47.2181	0.9193	1.2240	0.9145	0.4460	0.8011	1.3400	3.8337	0.9193	0.8345	0.9757
11	2.4818	140.6398	0.3415	202.9563	0.4928	-46.1354	0.9100	1.2070	0.8345	0.5025	0.7464	1.3427	3.8098	0.9100	0.8009	0.9725

质量平均累积压比 = 3.84034 质量平均累积效率 = 0.86710 转子叶片平均压比 = 1.33952

转子叶片平均效率 = 0.93298 平均轴向马赫数 = 0.41271 平均绝对马赫数 = 0.59363

续表 1-4 第4级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2147	43.7450	451.7934	166.7051	3.6647	263.2828	417.8101	408.8673	0.6439	0.4077	0.2120
2	1.5996	0.2177	40.2926	445.0266	173.4226	2.3571	253.6278	413.4702	406.7865	0.6235	0.4263	0.2118
3	3.3104	0.2208	38.5280	441.2476	178.4322	-1.1821	249.5959	410.6725	405.4384	0.6156	0.4401	0.2117
4	5.0777	0.2238	38.0335	439.7327	180.0804	-4.0471	247.6466	409.6238	404.9318	0.6116	0.4447	0.2115
5	6.8802	0.2268	37.9884	439.2055	181.0972	-6.9209	246.7682	409.3072	404.7786	0.6096	0.4474	0.2113
6	8.7037	0.2299	38.0146	439.1474	181.1288	-9.6505	245.4673	409.5648	404.9032	0.6062	0.4473	0.2113
7	10.5476	0.2329	38.0090	439.0001	180.7192	-10.8938	243.7551	409.8297	405.0313	0.6018	0.4462	0.2112
8	12.4071	0.2359	38.3180	441.6397	180.2746	-12.7512	242.9894	412.6659	406.3995	0.5979	0.4436	0.2110
9	14.2626	0.2389	39.6721	444.3724	176.4548	-13.8264	242.6823	415.4750	407.7493	0.5952	0.4328	0.2110
10	16.0584	0.2420	43.3512	448.7955	162.8946	-13.5193	242.5180	419.9543	409.8907	0.5917	0.3974	0.2111
11	17.6400	0.2450	50.1840	454.3001	146.1278	-11.2365	251.8651	423.2296	411.4481	0.6121	0.3552	0.2113
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1						
1	2.4640	166.7454	0.4078	263.2828	0.6439	50.7036						
2	2.5288	173.4387	0.4264	253.6278	0.6235	46.8562						
3	2.5586	178.4361	0.4401	249.5959	0.6156	44.3650						
4	2.5750	180.1259	0.4448	247.6466	0.6116	43.3353						
5	2.5816	181.2294	0.4477	246.7682	0.6096	42.7425						
6	2.5832	181.3857	0.4480	245.4673	0.6062	42.3588						
7	2.5881	181.0473	0.4470	243.7551	0.6018	42.0344						
8	2.5770	180.7250	0.4447	242.9894	0.5979	41.9476						
9	2.5642	176.9957	0.4341	242.6823	0.5952	43.1697						
10	2.5423	163.4547	0.3988	242.5180	0.5917	47.6242						
11	2.4681	146.5592	0.3562	251.8651	0.6121	54.4160						

平均轴向马赫数 = 0.43166 平均绝对马赫数 = 0.60776

续表 1-4 第4级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2151	14.1330	451.7934	157.7537	3.3104	170.9218	437.5291	418.1666	0.4087	0.3773	0.2305				
2	1.5996	0.2180	12.4139	445.0278	163.1369	3.0088	172.8168	430.4238	414.8445	0.4166	0.3932	0.2304				
3	3.3104	0.2209	11.3701	441.2518	167.4530	2.5085	175.2023	426.2294	412.8684	0.4244	0.4056	0.2306				
4	5.0777	0.2238	10.6274	439.7327	169.9917	1.6164	176.5062	424.4808	412.0412	0.4284	0.4126	0.2307				
5	6.8802	0.2267	10.4163	439.2123	171.7825	0.5094	177.8220	423.7290	411.6850	0.4319	0.4173	0.2308				
6	8.7037	0.2296	10.2418	439.1164	172.2471	-0.7913	177.9325	423.6137	411.6303	0.4323	0.4185	0.2310				
7	10.5476	0.2324	10.2643	439.0360	172.1330	-2.2627	177.7214	423.5701	411.6096	0.4318	0.4182	0.2310				
8	12.4071	0.2353	10.7430	441.6167	171.7753	-3.6603	177.7769	426.1479	412.8299	0.4306	0.4161	0.2310				
9	14.2626	0.2382	12.0196	444.3772	169.1755	-5.0797	176.6157	429.1140	414.2287	0.4264	0.4084	0.2314				
10	16.0584	0.2410	14.6156	448.7964	161.8610	-6.5885	172.9757	434.1641	416.5973	0.4152	0.3885	0.2315				
11	17.6400	0.2437	19.3470	454.3001	153.7694	-8.3094	173.2605	439.6514	419.1527	0.4134	0.3669	0.2317				
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIK	PUJK	JIETA	ETAJDK	SIGT
1	2.7076	157.7884	0.3773	170.9218	0.4087	22.6072	0.9773	1.4920	0.9463	0.5262	0.7134	1.3230	3.7649	0.8512	0.8046	0.9773
2	2.7540	163.1646	0.3933	172.8168	0.4166	19.2397	0.9834	1.4400	0.9407	0.4938	0.7420	1.3233	3.7863	0.8809	0.8439	0.9834
3	2.7771	167.4717	0.4056	175.2023	0.4244	17.0837	0.9877	1.4170	0.9385	0.4719	0.7619	1.3232	3.7984	0.8990	0.8674	0.9877
4	2.7868	169.9994	0.4126	176.5062	0.4284	15.6058	0.9887	1.3990	0.9440	0.4640	0.7714	1.3230	3.8040	0.9035	0.8773	0.9887
5	2.7869	171.7832	0.4173	177.8220	0.4319	14.9747	0.9887	1.3890	0.9486	0.4568	0.7779	1.3229	3.8053	0.9031	0.8807	0.9887
6	2.7858	172.2489	0.4185	177.9325	0.4323	14.5206	0.9897	1.3790	0.9510	0.4537	0.7817	1.3233	3.8043	0.9074	0.8810	0.9857
7	2.7850	172.1479	0.4182	177.7214	0.4318	14.3872	0.9900	1.3700	0.9525	0.4494	0.7846	1.3229	3.8003	0.9015	0.8807	0.9900
8	2.7683	171.8143	0.4162	177.7769	0.4306	14.8812	0.9899	1.3600	0.9529	0.4455	0.7859	1.3233	3.7936	0.8975	0.8643	0.9899
9	2.7533	169.2518	0.4086	176.6157	0.4264	16.6035	0.9892	1.3750	0.9587	0.4459	0.7814	1.3232	3.7917	0.8870	0.8486	0.9892
10	2.7320	161.9951	0.3889	172.9757	0.4152	20.5250	0.9875	1.4120	0.9937	0.4605	0.7665	1.3232	3.7856	0.8723	0.8238	0.9875
11	2.6791	153.9937	0.3674	173.2605	0.4134	27.2773	0.9853	1.5030	1.0523	0.4788	0.7467	1.3230	3.7538	0.8624	0.7902	0.9853

质量平均累积压比 = 3.79342 质量平均累积效率 = 0.85763 平均级压比 = 1.32312 平均级效率 = 0.89155

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98774 平均轴向马赫数 = 0.40574 平均绝对马赫数 = 0.42520

续表 1-4 第 5 级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2152	14.1330	451.7934	162.6501	2.9518	175.4309	436.7626	417.8097	0.4199	0.3893	0.2365
2	1.5542	0.2180	12.4526	445.1759	167.3175	3.4159	176.8301	429.8823	414.5901	0.4265	0.4036	0.2366
3	3.2041	0.2208	11.4265	441.4168	171.9738	2.9891	179.6138	425.6253	412.5829	0.4353	0.4168	0.2366
4	4.9251	0.2236	10.6682	439.8252	174.1185	1.9353	180.5449	423.8643	411.7491	0.4385	0.4229	0.2368
5	6.7000	0.2265	10.4360	439.2383	175.2077	0.5816	181.1681	423.1641	411.4171	0.4404	0.4259	0.2369
6	8.5113	0.2293	10.2527	439.1544	175.4455	-1.0115	181.0583	423.0999	411.3866	0.4401	0.4265	0.2371
7	10.3516	0.2321	10.2418	438.8879	174.8003	-2.7793	180.3068	422.9663	411.3232	0.4384	0.4250	0.2372
8	12.2095	0.2349	10.6557	441.3540	174.1674	-4.6123	180.0382	425.4869	412.5174	0.4364	0.4222	0.2374
9	14.0688	0.2377	11.8234	443.9974	171.4381	-6.5381	178.6289	428.3833	413.8846	0.4316	0.4142	0.2375
10	15.9098	0.2405	14.2838	448.3555	163.3543	-8.1833	174.0094	433.5522	416.3111	0.4180	0.3924	0.2379
11	17.6400	0.2433	19.3470	454.3001	154.9150	-9.1347	174.3714	439.4620	419.0648	0.4161	0.3697	0.2382
	LOU	VM	MVM	W1	MW	GAMMA1	ALPHA1					
1	2.6956	162.6769	0.3894	291.4413	0.6975	-56.0699	21.9824					
2	2.7416	167.3523	0.4037	304.4931	0.7344	-56.6598	18.8439					
3	2.7631	171.9998	0.4169	314.8900	0.7632	-56.8918	16.7426					
4	2.7742	174.1292	0.4229	322.8081	0.7840	-57.3558	15.3200					
5	2.7769	175.2087	0.4259	328.1368	0.7976	-57.7273	14.7366					
6	2.7765	175.4484	0.4265	332.8205	0.8090	-58.1865	14.2999					
7	2.7785	174.8224	0.4250	336.4122	0.8179	-58.6901	14.1679					
8	2.7634	174.2285	0.4224	338.4820	0.8205	-59.0203	14.5951					
9	2.7501	171.5628	0.4145	336.8032	0.8138	-59.3771	16.1694					
10	2.7330	163.5592	0.3929	327.8997	0.7876	-60.0788	19.9578					
11	2.6762	155.1841	0.3703	309.7570	0.7392	-59.9347	27.1314					

平均轴向马赫数=0.41329 平均绝对马赫数=0.43251

续表 1-4 第5级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2155	42.0682	490.7509	141.1318	2.0295	240.8650	462.5350	429.6124	0.5607	0.3285	0.2555				
2	1.5542	0.2183	39.5159	482.9642	151.4277	-0.5439	236.0099	455.8424	426.5855	0.5533	0.3550	0.2551				
3	3.2041	0.2209	37.8826	478.3826	158.3558	-2.3590	233.4083	451.8348	424.7604	0.5495	0.3728	0.2548				
4	4.9251	0.2236	36.7947	476.3426	161.6645	-3.8722	230.7305	450.3927	424.1014	0.5440	0.3812	0.2546				
5	6.7000	0.2262	36.4113	475.5383	163.0692	-5.2043	229.2000	449.9269	423.8882	0.5407	0.3847	0.2544				
6	8.5113	0.2288	36.1618	475.3890	163.5210	-6.3995	227.5033	450.1569	423.9935	0.5366	0.3857	0.2542				
7	10.3516	0.2314	36.1439	475.0775	163.0143	-7.5008	225.8781	450.2052	424.0156	0.5327	0.3845	0.2541				
8	12.2095	0.2341	36.8414	477.9519	161.8658	-8.3649	225.9364	453.0799	425.3285	0.5312	0.3806	0.2539				
9	14.0688	0.2367	38.4234	481.1436	157.0957	-8.8381	226.0738	456.2556	426.7732	0.5297	0.3681	0.2538				
10	15.9098	0.2394	41.5388	486.3999	143.5383	-8.6068	225.3457	461.7056	429.2387	0.5250	0.3344	0.2536				
11	17.6400	0.2424	47.4300	493.4460	122.6076	-7.6008	231.0335	467.5168	431.8488	0.5350	0.2839	0.2535				
	LOU	VM	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ2/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIK	PUDK	ETAKR	ETAJDK	SIGT
1	3.0572	141.1464	0.3285	180.6597	0.4205	-38.6218	0.9290	1.3731	0.8677	0.5422	0.7030	1.3165	4.9565	0.9290	0.8161	0.9800
2	3.1256	151.4287	0.3550	200.1265	0.4691	-40.8289	0.9351	1.3675	0.9050	0.4917	0.7493	1.3129	4.9712	0.9351	0.8511	0.9820
3	3.1629	158.3734	0.3729	214.1906	0.5043	-42.3193	0.9390	1.3590	0.9208	0.4597	0.7787	1.3095	4.9739	0.9390	0.8722	0.9833
4	3.1855	161.7108	0.3813	223.8821	0.5279	-43.7550	0.9410	1.3485	0.9285	0.4407	0.7964	1.3072	4.9725	0.9410	0.8816	0.9840
5	3.1949	163.1523	0.3849	230.0413	0.5427	-44.8277	0.9422	1.3370	0.9307	0.4298	0.8066	1.3060	4.9697	0.9422	0.8851	0.9844
6	3.1992	163.6462	0.3860	235.1417	0.5546	-45.8973	0.9420	1.3249	0.9320	0.4218	0.8141	1.3054	4.9661	0.9420	0.8853	0.9844
7	3.2049	163.1868	0.3849	238.8895	0.5634	-46.9132	0.9410	1.3109	0.9326	0.4166	0.8191	1.3048	4.9586	0.9410	0.8857	0.9841
8	3.1872	162.0818	0.3811	239.9858	0.5642	-47.5163	0.9375	1.2968	0.9294	0.4182	0.8177	1.3056	4.9529	0.9375	0.8714	0.9831
9	3.1681	157.3441	0.3687	235.9507	0.5529	-48.1755	0.9314	1.2821	0.9163	0.4293	0.8070	1.3065	4.9540	0.9314	0.8569	0.9812
10	3.1391	143.7961	0.3350	221.5489	0.5161	-49.5300	0.9225	1.2677	0.8787	0.4610	0.7760	1.3083	4.9528	0.9225	0.8338	0.9785
11	3.0574	122.8430	0.2845	194.3824	0.4501	-50.8047	0.9135	1.2531	0.7915	0.5214	0.7169	1.3106	4.9198	0.9135	0.8006	0.9757
质量平均累积压比=4.96081 质量平均累积效率=0.86374 转子叶片平均压比=1.30782																
转子叶片平均效率=0.93537 平均轴向马赫数=0.36591 平均绝对马赫数=0.53861																

质量平均累积压比 = 4.96081 质量平均累积效率 = 0.86374 转子叶片平均压比 = 1.30782

转子叶片平均效率 = 0.93537 平均轴向马赫数 = 0.36591 平均绝对马赫数 = 0.53861

续表 1-4 第5级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2156	42.0682	490.7509	152.1215	2.7530	247.4073	460.9736	428.9086	0.5768	0.3547	0.2600
2	1.5620	0.2183	39.5046	482.9326	160.5939	-0.3960	241.9617	454.4174	425.9377	0.5681	0.3770	0.2597
3	3.2439	0.2209	37.8512	478.3036	166.1525	-2.1523	238.6745	450.5369	424.1673	0.5627	0.3917	0.2597
4	5.0090	0.2236	36.7592	476.2752	169.3327	-3.3073	236.0463	449.1096	423.5139	0.5574	0.3998	0.2596
5	6.8276	0.2262	36.3903	475.5080	170.8755	-4.1795	234.7191	448.6424	423.2997	0.5545	0.4037	0.2596
6	8.6800	0.2289	36.1487	475.3535	171.0319	-4.8696	232.8586	448.9138	423.4242	0.5499	0.4039	0.2596
7	10.5573	0.2315	36.1857	475.2556	170.7688	-5.3376	231.5615	449.1111	423.5146	0.5468	0.4032	0.2596
8	12.4424	0.2342	36.9909	478.3239	169.4218	-5.4871	231.7100	452.1597	424.9088	0.5453	0.3987	0.2595
9	14.3047	0.2368	38.7388	481.7047	164.3917	-5.4226	231.9813	455.4883	426.4246	0.5440	0.3855	0.2595
10	16.0878	0.2395	42.0145	487.0313	150.9699	-5.6184	231.5366	460.9438	428.8951	0.5398	0.3520	0.2595
11	17.6400	0.2421	47.4300	493.4460	135.6950	-7.4698	238.4323	465.8204	431.0888	0.5531	0.3148	0.2595
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA						
1	3.0308	152.1464	0.3547	247.4073	0.5768	52.0508						
2	3.1014	160.5944	0.3770	241.9617	0.5681	48.4159						
3	3.1416	166.1664	0.3917	238.6745	0.5627	45.8767						
4	3.1639	169.3650	0.3999	236.0463	0.5574	44.1509						
5	3.1722	170.9266	0.4038	234.7191	0.5545	43.2628						
6	3.1773	171.1012	0.4041	232.8586	0.5499	42.7109						
7	3.1806	170.8522	0.4034	231.5615	0.5468	42.4534						
8	3.1619	169.5106	0.3989	231.7100	0.5453	42.9823						
9	3.1412	164.4811	0.3857	231.9813	0.5440	44.8442						
10	3.1101	151.0744	0.3522	231.5366	0.5398	49.2707						
11	3.0290	135.9005	0.3152	238.4323	0.5531	55.2515						

平均轴向马赫数=0.38628 平均绝对马赫数=0.55301

续表 1-4 第5级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2159	14.5190	490.7509	148.9525	1.4478	163.4309	477.8252	436.4318	0.3745	0.3413	0.2770				
2	1.5620	0.2184	12.5011	482.9323	154.9792	1.7052	165.2179	469.6961	432.8226	0.3817	0.3581	0.2776				
3	3.2439	0.2210	11.4600	478.3039	158.8799	1.5286	167.1382	464.7407	430.6043	0.3881	0.3690	0.2777				
4	5.0090	0.2235	10.5501	476.2766	162.1887	1.1880	168.9221	462.4157	429.5587	0.3932	0.3776	0.2778				
5	6.8276	0.2261	10.3361	475.5113	163.5212	0.6093	169.7938	461.5028	429.1473	0.3957	0.3810	0.2779				
6	8.6800	0.2286	10.3657	475.3365	163.5846	-0.0313	169.7507	461.3346	429.0714	0.3956	0.3813	0.2779				
7	10.5573	0.2312	10.5825	475.2800	162.8838	-0.7504	169.1935	461.3699	429.0874	0.3943	0.3796	0.2780				
8	12.4424	0.2338	11.5324	478.3032	162.0020	-1.7813	169.3538	464.3773	430.4411	0.3934	0.3764	0.2781				
9	14.3047	0.2364	12.2952	481.7092	159.5238	-2.6082	167.8100	468.0454	432.0852	0.3884	0.3692	0.2782				
10	16.0878	0.2389	13.9142	487.0323	152.6542	-3.2569	163.4221	474.0843	434.7755	0.3759	0.3511	0.2782				
11	17.6400	0.2412	18.0880	493.4460	144.9771	-3.7831	163.2680	480.5584	437.6371	0.3731	0.3313	0.2782				
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIK	PUJK	JIETA	ETAJDK	SIGT
1	3.2558	148.9595	0.3413	163.4309	0.3745	24.2931	0.9797	1.5236	0.9792	0.5088	0.7096	1.2898	4.8559	0.8572	0.8031	0.9797
2	3.3164	154.9885	0.3581	165.2179	0.3817	20.2675	0.9825	1.5040	0.9650	0.4871	0.7302	1.2899	4.8840	0.8729	0.8396	0.9825
3	3.3506	158.8873	0.3690	167.1382	0.3881	18.0782	0.9851	1.4600	0.9562	0.4711	0.7469	1.2899	4.8996	0.8866	0.8624	0.9851
4	3.3642	162.1930	0.3776	168.9221	0.3932	16.2265	0.9868	1.4370	0.9578	0.4572	0.7609	1.2899	4.9068	0.8942	0.8729	0.9868
5	3.3677	163.5223	0.3810	169.7938	0.3957	15.6209	0.9876	1.4210	0.9570	0.4493	0.7680	1.2898	4.9081	0.8972	0.8766	0.9876
6	3.3673	163.5846	0.3813	169.7507	0.3956	15.4903	0.9882	1.3930	0.9565	0.4448	0.7726	1.2900	4.9075	0.8999	0.8774	0.9882
7	3.3672	162.8855	0.3796	169.1935	0.3943	15.6946	0.9884	1.3960	0.9538	0.4405	0.7735	1.2896	4.9011	0.8932	0.8768	0.9884
8	3.3450	162.0118	0.3764	169.3538	0.3934	16.9328	0.9880	1.3990	0.9562	0.4369	0.7732	1.2899	4.8932	0.8849	0.8616	0.9880
9	3.3247	159.5452	0.3692	167.8100	0.3884	18.0570	0.9872	1.4100	0.9704	0.4475	0.7656	1.2898	4.8906	0.8716	0.8459	0.9872
10	3.2952	152.6890	0.3512	163.4221	0.3759	20.8810	0.9859	1.4210	1.0112	0.4727	0.7478	1.2898	4.8828	0.8575	0.8219	0.9859
11	3.2291	145.0264	0.3314	163.2680	0.3731	27.3430	0.9841	1.5089	1.0684	0.4840	0.7300	1.2898	4.8416	0.8574	0.7906	0.9841

质量平均累积压比 = 4.89309 质量平均累积效率 = 0.85456 平均级压比 = 1.28985 平均级效率 = 0.88227

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98628 平均轴向马赫数 = 0.36877 平均绝对马赫数 = 0.38846

续表 1-4 第6级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2160	14.5190	490.7509	152.6587	0.6373	166.8032	477.2823	436.1919	0.3824	0.3500	0.2830
2	1.5585	0.2185	12.5058	482.9470	157.9291	1.8564	167.9906	469.2595	432.6277	0.3883	0.3650	0.2831
3	3.2207	0.2210	11.4709	478.3510	163.1473	1.8774	171.2151	464.1147	430.3231	0.3979	0.3791	0.2831
4	4.9551	0.2235	10.5698	476.3195	165.0778	1.2128	171.7227	461.9921	429.3678	0.3999	0.3845	0.2832
5	6.7445	0.2260	10.3385	475.5318	165.9600	0.2346	172.1494	461.1295	428.9789	0.4013	0.3869	0.2833
6	8.5655	0.2285	10.3604	475.3559	165.6617	-0.8923	171.7568	461.0191	428.9291	0.4004	0.3862	0.2835
7	10.4061	0.2310	10.5343	475.1478	164.6483	-2.0567	170.8594	460.9605	428.9026	0.3984	0.3839	0.2836
8	12.2595	0.2335	11.4531	478.0122	163.8911	-3.5490	171.1104	463.7926	430.1783	0.3978	0.3810	0.2833
9	14.1094	0.2360	12.1806	481.2423	160.2824	-5.2873	168.4704	467.4692	431.8275	0.3901	0.3712	0.2840
10	15.9362	0.2385	13.6339	486.4930	152.2972	-6.4119	162.7986	473.6499	434.5826	0.3746	0.3504	0.2844
11	17.6400	0.2410	18.0880	493.4460	144.8012	-6.8879	163.2419	480.5625	437.6389	0.3730	0.3309	0.2847
	LOU	VM	MVM	W1	MW	GAMMAI	ALPHAI					
1	3.2463	152.6601	0.3500	285.6028	0.6548	-57.6887	23.7643					
2	3.3081	157.9400	0.3651	299.8943	0.6932	-58.2205	19.9196					
3	3.3377	163.1581	0.3792	310.2098	0.7209	-58.2671	17.6471					
4	3.3551	165.0822	0.3845	318.1933	0.7411	-58.7475	15.9858					
5	3.3602	165.9601	0.3869	323.0299	0.7530	-59.0853	15.4105					
6	3.3610	165.6641	0.3862	326.2972	0.7607	-59.4886	15.3066					
7	3.3631	164.6611	0.3839	328.6493	0.7663	-59.9322	15.4801					
8	3.3417	163.9295	0.3811	328.3915	0.7634	-60.0536	16.6579					
9	3.3262	160.3696	0.3714	327.5082	0.7584	-60.6814	17.8401					
10	3.3022	152.4321	0.3508	321.9503	0.7408	-61.7406	20.5571					
11	3.2291	144.9650	0.3312	305.8034	0.6988	-61.7027	27.3723					

平均轴向马赫数 = 0.37328 平均绝对马赫数 = 0.39284

续表 1-4 第6级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z				
1	0.0000	0.2160	41.4816	528.0915	128.6359	0.0000	231.1457	502.3223	447.0921	0.5170	0.2877	0.3000				
2	1.5585	0.2185	38.5871	519.1232	142.2156	-2.5336	226.7410	494.2917	443.6323	0.5111	0.3206	0.2997				
3	3.2207	0.2209	36.8912	513.6499	150.7040	-3.4233	224.9602	489.1768	441.4111	0.5096	0.3414	0.2994				
4	4.9551	0.2233	35.5731	511.0456	153.9171	-3.6247	221.5520	487.2987	440.5921	0.5029	0.3493	0.2992				
5	6.7445	0.2256	35.1438	509.9872	154.5744	-4.5502	219.4808	486.6766	440.3204	0.4985	0.3510	0.2991				
6	8.5655	0.2280	35.1161	509.7573	154.5755	-5.6305	218.2732	486.7023	440.3316	0.4957	0.3510	0.2989				
7	10.4061	0.2304	35.3165	509.5815	153.7045	-6.8111	217.1894	486.7557	440.3549	0.4932	0.3490	0.2988				
8	12.2595	0.2328	36.5459	512.8410	152.2316	-7.4819	218.8230	489.6849	441.6324	0.4955	0.3447	0.2987				
9	14.1094	0.2352	37.6943	516.6420	148.6299	-8.1481	218.7483	493.5185	443.2974	0.4935	0.3353	0.2986				
10	15.9362	0.2376	39.8341	522.8255	136.6446	-7.9875	216.4389	500.2252	446.1918	0.4851	0.3062	0.2984				
11	17.6400	0.2402	44.9852	530.6771	119.0409	-6.9664	222.0223	506.9328	449.0635	0.4944	0.2651	0.2984				
	LOU	VM	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIK	PUJK	ETAKR	ETAIDK	SIGT
1	3.6312	128.6359	0.2877	173.5845	0.3883	-42.1785	0.9240	1.3349	0.8426	0.5559	0.6798	1.2766	6.1988	0.9240	0.8105	0.9808
2	3.7119	142.2381	0.3206	196.5375	0.4430	-43.6375	0.9277	1.3327	0.9005	0.4940	0.7354	1.2726	6.2152	0.9277	0.8441	0.9820
3	3.7569	150.7428	0.3415	211.7088	0.4796	-44.5997	0.9332	1.3267	0.9237	0.4573	0.7682	1.2696	6.2205	0.9332	0.8655	0.9836
4	3.7879	153.9598	0.3494	221.8210	0.5035	-46.0467	0.9370	1.3189	0.9324	0.4362	0.7870	1.2671	6.2176	0.9370	0.8755	0.9848
5	3.8011	154.6413	0.3512	227.3270	0.5163	-47.1361	0.9385	1.3094	0.9314	0.4261	0.7961	1.2658	6.2125	0.9385	0.8792	0.9852
6	3.8040	154.6780	0.3513	231.1423	0.5249	-47.9955	0.9380	1.2998	0.9331	0.4195	0.8017	1.2653	6.2093	0.9380	0.8798	0.9851
7	3.8078	153.8553	0.3494	233.6514	0.5306	-48.8158	0.9364	1.2883	0.9335	0.4159	0.8050	1.2651	6.2005	0.9364	0.8796	0.9847
8	3.7781	152.4154	0.3451	232.4639	0.5264	-49.0309	0.9326	1.2759	0.9289	0.4206	0.8003	1.2657	6.1933	0.9326	0.8660	0.9837
9	3.7547	148.8530	0.3358	230.2606	0.5194	-49.7252	0.9273	1.2629	0.9273	0.4279	0.7937	1.2670	6.1964	0.9273	0.8516	0.9823
10	3.7219	136.8778	0.3068	219.6420	0.4923	-51.4508	0.9179	1.2502	0.8972	0.4545	0.7689	1.2688	6.1951	0.9179	0.8287	0.9797
11	3.6211	119.2446	0.2655	196.2666	0.4371	-52.5864	0.9100	1.2367	0.8221	0.5060	0.7197	1.2697	6.1472	0.9100	0.7970	0.9775

质量平均累积压比 = 6.20326 质量平均累积效率 = 0.85809 转子叶片平均压比 = 1.26786

转子叶片平均效率 = 0.93071 平均轴向马赫数 = 0.33322 平均绝对马赫数 = 0.49874

续表 1-4 第6级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2160	41.4816	528.0915	133.8137	0.0000	234.0668	501.6627	446.8092	0.5239	0.2995	0.3040
2	1.5454	0.2184	38.6025	519.1808	145.0434	-3.8630	228.6771	493.9187	443.4708	0.5157	0.3271	0.3037
3	3.2545	0.2208	36.8651	513.5685	150.6049	-3.9712	224.8859	489.1076	441.3810	0.5095	0.3412	0.3079
4	4.9903	0.2232	35.5529	511.0124	155.2416	-2.9885	222.4436	487.0688	440.4917	0.5050	0.3524	0.3084
5	6.7881	0.2256	35.1398	509.9742	162.2886	-2.4683	224.9561	485.4826	439.7983	0.5115	0.3690	0.3042
6	8.6465	0.2280	35.1179	509.7392	160.9824	-3.4163	222.8250	485.7069	439.8964	0.5065	0.3660	0.3037
7	10.5418	0.2304	35.3757	509.7213	159.9420	-4.2153	221.7519	485.9213	439.9902	0.5040	0.3635	0.3038
8	12.4259	0.2328	36.6492	513.1492	158.4860	-4.7312	223.4363	489.0017	441.3349	0.5063	0.3591	0.3037
9	14.2828	0.2352	37.8558	517.1295	153.6696	-5.0642	222.5878	493.1829	443.1520	0.5023	0.3468	0.3037
10	16.0808	0.2376	40.1559	523.4137	142.5567	-4.8474	221.1526	499.8077	446.0123	0.4958	0.3196	0.3043
11	17.6400	0.2400	44.9852	530.6771	129.6508	-5.5490	227.9763	505.6336	448.5091	0.5083	0.2891	0.3038
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1						
1	3.6188	133.8137	0.2995	234.0668	0.5239	55.1318						
2	3.7032	145.0948	0.3272	228.6771	0.5157	50.6174						
3	3.7577	150.6572	0.3413	224.8859	0.5095	47.9386						
4	3.7841	155.2703	0.3525	222.4436	0.5050	45.7315						
5	3.7773	162.3074	0.3690	224.9561	0.5115	43.8210						
6	3.7843	161.0187	0.3660	222.8250	0.5065	43.7285						
7	3.7871	159.9976	0.3636	221.7519	0.5040	43.8202						
8	3.7564	158.5566	0.3593	223.4363	0.5063	44.7954						
9	3.7353	153.7530	0.3470	222.5878	0.5023	46.3103						
10	3.6974	142.6391	0.3198	221.1526	0.4958	49.8358						
11	3.5971	129.7695	0.2893	227.9763	0.5083	55.3039						

平均轴向马赫数=0.34522 平均绝对马赫数=0.50711

续表 1-4 第6级静叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z			
1	0.0000	0.2160	12.7600	528.0915	137.3552	0.0000	149.5199	517.3885	453.4949	0.3297	0.3029	0.3210			
2	1.5454	0.2183	11.0856	519.1814	141.1399	1.0882	150.0019	508.3814	449.6807	0.3336	0.3139	0.3212			
3	3.2545	0.2207	9.9586	513.5728	144.8042	0.8439	151.6747	502.5105	447.1728	0.3392	0.3238	0.3214			
4	4.9903	0.2230	8.7863	511.0130	148.4404	-0.9884	153.5818	499.6616	445.9495	0.3444	0.3329	0.3215			
5	6.7881	0.2254	8.0434	509.9783	152.9116	-1.5969	157.0299	498.1062	445.2798	0.3527	0.3434	0.3215			
6	8.6465	0.2277	7.8465	509.7155	154.6297	-1.5231	158.4306	497.6264	445.0730	0.3560	0.3474	0.3215			
7	10.5418	0.2300	8.0273	509.7473	153.9529	-1.5800	157.8659	497.7443	445.1238	0.3547	0.3459	0.3216			
8	12.4259	0.2324	8.8604	513.1310	152.9644	-1.8735	157.6561	501.1699	446.5977	0.3530	0.3425	0.3217			
9	14.2828	0.2347	10.2871	517.1347	149.6646	-2.2519	155.9666	505.4382	448.4256	0.3478	0.3338	0.3218			
10	16.0808	0.2370	12.8327	523.4138	141.8090	-3.0324	151.8231	512.3564	451.3690	0.3364	0.3142	0.3217			
11	17.6400	0.2392	16.0840	530.6771	132.8876	-4.0332	148.9856	520.0628	454.6198	0.3277	0.2923	0.3215			
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIJDK	JIETA	ETAJDK	SIGT
1	3.8317	137.3552	0.3029	149.5199	0.3297	23.2717	0.9774	1.5550	1.0265	0.5439	0.6764	1.2477	6.0587	0.8348	0.7976
2	3.9123	141.1441	0.3139	150.0019	0.3336	19.7885	0.9805	1.4980	0.9731	0.5280	0.6930	1.2477	6.0938	0.8480	0.8323
3	3.9602	144.8067	0.3238	151.6747	0.3392	17.3081	0.9828	1.4630	0.9615	0.5108	0.7108	1.2478	6.1138	0.8653	0.8553
4	3.9798	148.4437	0.3329	153.5818	0.3444	14.8624	0.9846	1.4230	0.9562	0.4991	0.7261	1.2477	6.1222	0.8747	0.8661
5	3.9783	152.9200	0.3434	157.0299	0.3527	13.1376	0.9857	1.4020	0.9422	0.4925	0.7352	1.2477	6.1238	0.8797	0.8704
6	3.9738	154.6372	0.3474	158.4306	0.3560	12.5633	0.9862	1.3830	0.9605	0.4832	0.7466	1.2478	6.1237	0.8820	0.8714
7	3.9731	153.9611	0.3459	157.8659	0.3547	12.7702	0.9862	1.3770	0.9626	0.4826	0.7469	1.2477	6.1149	0.8750	0.8704
8	3.9461	152.9759	0.3425	157.6561	0.3530	13.9956	0.9858	1.3880	0.9652	0.4870	0.7412	1.2477	6.1051	0.8668	0.8561
9	3.9192	149.6815	0.3338	155.9666	0.3478	16.3210	0.9847	1.3990	0.9739	0.4877	0.7352	1.2477	6.1018	0.8532	0.8406
10	3.8772	141.8414	0.3142	151.8231	0.3364	20.8920	0.9834	1.4330	0.9948	0.4951	0.7199	1.2477	6.0925	0.8379	0.8169
11	3.8026	132.9488	0.2924	148.9856	0.3277	26.8287	0.9827	1.4890	1.0250	0.5242	0.6908	1.2477	6.0409	0.8414	0.7873

质量平均累积压比 = 6.10517 质量平均累积效率 = 0.84854 平均级压比 = 1.24772 平均级效率 = 0.86287

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98414 平均轴向马赫数 = 0.33049 平均绝对马赫数 = 0.34520

续表 1-4 第7级动叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2160	12.7600	528.0915	139.1124	0.0000	151.1357	517.1534	453.3959	0.3333	0.3068	0.3270
2	1.5245	0.2183	11.1049	519.2776	144.4767	0.5551	153.1716	508.0120	449.5234	0.3407	0.3214	0.3270
3	3.1577	0.2206	10.0230	513.8044	149.6433	-0.0878	156.3888	502.0387	446.9705	0.3499	0.3348	0.3271
4	4.8743	0.2229	8.8521	511.1353	152.6050	-1.5538	157.6955	499.1629	445.7349	0.3538	0.3424	0.3272
5	6.6592	0.2252	8.0776	510.0237	155.0881	-3.0434	159.2109	497.8158	445.1547	0.357	0.3484	0.3273
6	8.4865	0.2275	7.8493	509.7454	155.5897	-4.5906	159.4354	497.5008	445.0189	0.3583	0.3496	0.3274
7	10.3399	0.2298	7.9769	509.5548	154.9650	-6.3545	158.9323	497.3871	444.9698	0.3572	0.3483	0.3275
8	12.2014	0.2321	8.7299	512.7119	153.6496	-8.4088	158.4096	500.6344	446.3676	0.3549	0.3442	0.3275
9	14.0522	0.2344	10.0438	516.4916	150.9401	-10.8930	157.2820	504.5946	448.0650	0.3510	0.3369	0.3278
10	15.8897	0.2367	12.5002	522.6394	142.0090	-12.4276	152.0195	511.5519	451.0279	0.3371	0.3149	0.3282
11	17.6400	0.2390	16.0840	530.6771	129.8552	-15.8985	147.1191	520.3301	454.7320	0.3235	0.2856	0.3294
	LOU	VM	MVM	WI	MW	GAMMAI	ALPHAI					
1	3.8271	139.1124	0.3068	285.6813	0.6301	-60.8597	23.0085					
2	3.9021	144.4777	0.3214	298.3320	0.6637	-61.0344	19.3968					
3	3.9437	149.6433	0.3348	308.4635	0.6901	-60.9793	16.8894					
4	3.9658	152.6130	0.3424	317.7858	0.7129	-61.2990	14.5861					
5	3.9711	155.1179	0.3485	325.2454	0.7306	-61.5152	13.0199					
6	3.9705	155.6574	0.3498	329.5961	0.7406	-61.8184	12.4979					
7	3.9714	155.0953	0.3486	332.0477	0.7462	-62.1546	12.6156					
8	3.9471	153.8795	0.3447	331.8232	0.7434	-62.3713	13.7354					
9	3.9205	151.3326	0.3377	328.9168	0.7341	-62.6068	15.8092					
10	3.8846	142.5517	0.3161	318.9853	0.7072	-63.4556	20.3279					
11	3.8077	130.8248	0.2877	303.7738	0.6680	-64.4902	27.2216					

平均轴向马赫数=0.33423 平均绝对马赫数=0.34921

续表 1-4 第7级动叶出口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	ETAJDK	SIGT				
1	0.0000	0.2160	38.9003	564.0307	116.0020	0.0000	214.2201	542.1048	463.7616	0.4619	0.2501	0.3440				
2	1.5245	0.2184	36.3036	553.9886	129.2065	-0.7060	210.5606	532.7646	459.9155	0.4578	0.2809	0.3436				
3	3.1577	0.2206	34.6012	547.7031	138.8501	-1.5246	209.4895	526.6619	457.3807	0.4580	0.3036	0.3435				
4	4.8743	0.2228	33.0165	544.4756	144.6481	-2.4598	207.1133	523.8966	456.2263	0.4540	0.3171	0.3434				
5	6.6592	0.2249	31.9731	542.9992	148.2953	-3.4321	205.4553	522.7440	455.7440	0.4508	0.3254	0.3433				
6	8.4865	0.2271	31.6539	542.6302	149.3167	-4.2732	204.3252	522.5948	455.6815	0.4484	0.3277	0.3432				
7	10.3399	0.2292	31.8303	542.4642	148.8007	-4.9722	203.5999	522.5706	455.6714	0.4468	0.3266	0.3431				
8	12.2014	0.2313	32.9419	546.1045	146.8386	-5.3313	204.6101	526.0291	457.1168	0.4476	0.3212	0.3430				
9	14.0522	0.2335	34.7366	550.5430	139.7057	-5.0716	204.1360	530.5904	459.0144	0.4447	0.3044	0.3430				
10	15.8897	0.2358	37.8305	557.5083	122.7762	-4.4648	202.0638	538.0033	462.0776	0.4373	0.2657	0.3438				
11	17.6400	0.2386	42.0541	566.3643	99.0693	-3.0688	202.2436	546.8591	465.7041	0.4343	0.2127	0.3427				
	LOU	VM	MVM	W	MW	GAMA	ETAR	B/T	VZ2/VZ1	D	LOW2/ LOW1	PIK	PUDK	ETAKR	ETAJDK	SIGT
1	4.2435	116.0020	0.2501	173.1168	0.3733	-47.9268	0.9180	1.3373	0.8339	0.5524	0.6719	1.2453	7.5448	0.9180	0.8025	0.9812
2	4.3341	129.2084	0.2809	194.7483	0.4234	-48.4354	0.9201	1.3115	0.8943	0.4947	0.7251	1.2407	7.5603	0.9201	0.8346	0.9820
3	4.3873	138.8585	0.3036	210.5705	0.4604	-48.7429	0.9231	1.3065	0.9279	0.4556	0.7594	1.2378	7.5678	0.9231	0.8558	0.9829
4	4.4219	144.6690	0.3171	223.2626	0.4894	-49.6108	0.9270	1.2994	0.9479	0.4288	0.7833	1.2358	7.5659	0.9270	0.8667	0.9840
5	4.4366	148.3350	0.3255	232.6091	0.5104	-50.3794	0.9295	1.2910	0.9562	0.4113	0.7990	1.2342	7.5580	0.9295	0.8712	0.9847
6	4.4393	149.3778	0.3278	237.7657	0.5218	-51.0784	0.9301	1.2819	0.9597	0.4026	0.8066	1.2338	7.5553	0.9301	0.8723	0.9848
7	4.4422	148.8838	0.3267	240.2668	0.5273	-51.7087	0.9280	1.2716	0.9602	0.3995	0.8094	1.2335	7.5427	0.9280	0.8719	0.9844
8	4.4100	146.9353	0.3214	238.7125	0.5222	-52.0094	0.9234	1.2601	0.9557	0.4055	0.8038	1.2345	7.5368	0.9234	0.8590	0.9832
9	4.3822	139.7977	0.3046	231.7725	0.5049	-52.9029	0.9168	1.2482	0.9256	0.4239	0.7876	1.2360	7.5419	0.9168	0.8445	0.9815
10	4.3367	122.8573	0.2659	215.0359	0.4654	-55.1567	0.9097	1.2366	0.8646	0.4618	0.7526	1.2374	7.5390	0.9097	0.8220	0.9797
11	4.2380	99.1168	0.2128	192.0729	0.4124	-58.9332	0.9040	1.2542	0.7629	0.5104	0.7038	1.2383	7.4804	0.9040	0.7912	0.9783

质量平均累积压比 = 7.54776 质量平均累积效率 = 0.85019 转子叶片平均压比 = 1.23640

转子叶片平均效率 = 0.92197 平均轴向马赫数 = 0.30133 平均绝对马赫数 = 0.44908

续表 1-4 第7级静叶进口参数

	GB	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z
1	0.0000	0.2160	38.9003	564.0307	133.3200	0.0000	224.0715	540.0255	462.9089	0.4841	0.2880	0.3550
2	1.5543	0.2182	36.2590	553.8310	140.1695	-1.6377	217.3902	531.1928	459.2643	0.4733	0.3052	0.3549
3	3.2365	0.2204	34.5291	547.4779	145.9345	-2.3277	214.0967	525.4900	456.8919	0.4686	0.3194	0.3549
4	5.0171	0.2227	32.9081	544.2881	149.6130	-2.4108	210.3170	523.0610	455.8767	0.4613	0.3282	0.3548
5	6.8699	0.2249	31.8979	542.9014	151.6553	-2.0380	207.6611	522.2049	455.5182	0.4559	0.3329	0.3549
6	8.7559	0.2271	31.6479	542.5729	151.7677	-1.4398	206.0480	522.1955	455.5143	0.4523	0.3332	0.3548
7	10.6544	0.2293	31.9530	542.8344	150.2425	-0.7309	204.9109	522.6837	455.7188	0.4496	0.3297	0.3548
8	12.5410	0.2315	33.2184	546.8465	147.7432	-0.0057	205.9390	526.5100	457.3173	0.4503	0.3231	0.3548
9	14.3820	0.2338	35.1999	551.6092	141.9521	0.5279	206.9429	531.0925	459.2227	0.4506	0.3091	0.3548
10	16.1252	0.2360	38.3262	558.5738	130.2428	0.2189	208.1840	537.8491	462.0142	0.4506	0.2819	0.3548
11	17.6400	0.2382	42.0541	566.3643	115.7516	-1.3667	211.1162	545.0946	464.9844	0.4540	0.2489	0.3550
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA1						
1	4.2010	133.3200	0.2880	224.0715	0.4841	53.4882						
2	4.3053	140.1790	0.3052	217.3902	0.4733	49.8473						
3	4.3685	145.9531	0.3194	214.0967	0.4686	47.0221						
4	4.4089	149.6325	0.3282	210.3170	0.4613	44.6460						
5	4.4271	151.6690	0.3330	207.6611	0.4559	43.0828						
6	4.4317	151.7746	0.3332	206.0480	0.4523	42.5576						
7	4.4336	150.2443	0.3297	204.9109	0.4496	42.8432						
8	4.3990	147.7432	0.3231	205.9390	0.4503	44.1587						
9	4.3620	141.9531	0.3091	206.9429	0.4506	46.6894						
10	4.3005	130.2430	0.2819	208.1840	0.4506	51.2727						
11	4.2023	115.7597	0.2490	211.1162	0.4540	56.7480						

平均轴向马赫数 = 0.31449 平均绝对马赫数 = 0.45780

续表 1-4 第 7 级静叶出口参数

	Cl _B	R	VQR	TO	VZ	VR	V	T	A	MV	MVZ	Z			
1	0.0000	0.2160	1.9660	564.0307	126.4990	0.0000	126.8260	556.4457	469.5906	0.2701	0.2694	0.3900			
2	1.5543	0.2182	1.2757	553.8301	131.5065	0.2325	131.6367	545.6188	465.1984	0.2830	0.2827	0.3902			
3	3.2365	0.2204	0.7360	547.4774	135.2375	0.3308	135.2792	538.7808	462.3975	0.2926	0.2925	0.3903			
4	5.0171	0.2226	0.3640	544.2909	137.2510	0.3691	137.2612	535.3250	460.9738	0.2978	0.2977	0.3904			
5	6.8699	0.2249	0.1214	542.9079	137.8180	0.3652	137.8195	533.8649	460.3707	0.2994	0.2994	0.3904			
6	8.7559	0.2272	0.0548	542.5381	137.5201	0.3425	137.5207	533.5337	460.2337	0.2988	0.2988	0.3904			
7	10.6544	0.2295	0.1700	542.8826	136.7462	0.3133	136.7486	533.9818	460.4190	0.2970	0.2970	0.3904			
8	12.5410	0.2318	0.4098	546.8077	136.3228	0.2586	136.3345	537.9731	462.0652	0.2951	0.2950	0.3905			
9	14.3820	0.2341	0.7827	551.6223	134.6752	0.1620	134.7168	543.0128	464.1334	0.2903	0.2902	0.3905			
10	16.1252	0.2362	1.2908	558.5731	130.2387	0.0351	130.3533	550.5415	467.2018	0.2790	0.2788	0.3904			
11	17.6400	0.2382	1.9660	566.3643	125.3146	0.0000	125.5861	558.9406	470.5954	0.2669	0.2663	0.3900			
	LOU	VM	MVM	V	MV	ALPHA	SIGMA	B/T	VZ2/VZ1	D	LOV2/ LOV1	PIJK	JIETA	ETAJDK	SIGT
1	4.4294	126.4990	0.2694	126.8260	0.2701	4.1155	0.9748	1.9130	0.9488	0.6334	0.5968	1.2139	7.3547	0.8083	0.7893
2	4.5184	131.5068	0.2827	131.6367	0.2830	2.5459	0.9785	1.8740	0.9382	0.5912	0.6355	1.2140	7.3980	0.8288	0.8234
3	4.5733	135.2379	0.2925	135.2792	0.2926	1.4146	0.9809	1.8440	0.9267	0.5623	0.6615	1.2141	7.4228	0.8428	0.8459
4	4.6009	137.2515	0.2977	137.2612	0.2978	0.6825	0.9824	1.8180	0.9174	0.5385	0.6811	1.2140	7.4326	0.8518	0.8574
5	4.6122	137.8184	0.2994	137.8195	0.2994	0.2244	0.9836	1.7930	0.9088	0.5261	0.6914	1.2140	7.4342	0.8570	0.8622
6	4.6135	137.5205	0.2988	137.5207	0.2988	0.1006	0.9841	1.7750	0.9061	0.5227	0.6948	1.2142	7.4353	0.8597	0.8636
7	4.6109	136.7466	0.2970	136.7486	0.2970	0.3103	0.9840	1.7630	0.9102	0.5244	0.6941	1.2137	7.4218	0.8439	0.8614
8	4.5768	136.3230	0.2950	136.3345	0.2951	0.7429	0.9833	1.7530	0.9227	0.5341	0.6888	1.2139	7.4109	0.8300	0.8472
9	4.5400	134.6753	0.2902	134.7168	0.2903	1.4223	0.9822	1.7480	0.9487	0.5524	0.6776	1.2141	7.4080	0.8114	0.8312
10	4.4846	130.2387	0.2788	130.3533	0.2790	2.4025	0.9811	1.7500	1.0000	0.5891	0.6529	1.2140	7.3964	0.8014	0.8086
11	4.3996	125.3146	0.2663	125.5861	0.2669	3.7682	0.9803	1.7620	1.0826	0.6313	0.6228	1.2139	7.3330	0.8176	0.7810

质量平均累积压比 = 7.41193 质量平均累积效率 = 0.84022 平均级压比 = 1.21399 平均级效率 = 0.83490

转子效率或静子总压恢复系数 = 0.98190 平均轴向马赫数 = 0.29064 平均绝对马赫数 = 0.290

1.3 S_1 流面计算

1.3.1 S_1 流面的气动方程

气体在一个叶片与其相邻的叶片之间的流动,在叶片通道的进口沿叶高可以分成若干个周向圆弧线,气体通过该圆弧线后进入叶片通道内,形成若干个翘曲的流面,该流面被称为 S_1 流面。(见图 1-2)。

采用推导 S_2 流面方程同样的方法得到 S_1 流面的方程。在 S_1 流面上可以选用三组自变量组合:

第一种: S_1 流面上的参量 q 是 (φ, z) 的函数:

$$q = q[\varphi, z, r(\varphi, z)] = q(\varphi, z) \quad (1-140)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial q}{\partial \varphi} = \frac{1}{r} \frac{\partial q}{\partial \varphi} - \frac{n_\varphi}{n_r} \frac{\partial q}{\partial r} \quad (1-141)$$

$$\frac{\partial q}{\partial z} = \frac{\partial q}{\partial z} - \frac{n_z}{n_r} \frac{\partial q}{\partial r} \quad (1-142)$$

将方程(1-141)和(1-142)代入连续方程(1-15)和运动方程(1-16),得:

$$\frac{\partial(b\rho W_\varphi)}{\partial \varphi} + \frac{\partial(b\rho W_z r)}{\partial z} = 0 \quad (1-143)$$

$$W_z \left(\frac{1}{r} \frac{\partial W_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial W_\varphi}{\partial z} \right) = \frac{W_r W_\varphi}{r} - \frac{W_r}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} + 2\omega W_r + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial I}{\partial \varphi} - T \frac{\partial S}{\partial \varphi} \right) - F_{1,\varphi} \quad (1-144)$$

$$\text{式中: } F_1 = \frac{-1}{n_r} \left[J \left(\frac{\partial h}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} \right) - \omega^2 r \right] \vec{n} = -\frac{1}{n_r} \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} - \omega^2 r \right) \vec{n} \quad (1-145)$$

引进流函数方程

$$\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \varphi} = b\rho W_z \quad (1-146a)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial z} = -b\rho W_\varphi \quad (1-146b)$$

b 的物理意义是:以 S_1 流面为其中心面的一个薄流片的径向厚度。以式(1-146a)和式(1-146b)代入式(1-144)后,我们就得到下列 S_1 流面的第 1 种主要方程

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2} = N \quad (1-147)$$

$$N = \left[\frac{1}{r^2} \left(\frac{1}{b\rho} \frac{\partial(b\rho)}{\partial \varphi} - \frac{n_\varphi}{n_r} \right) \frac{\partial \Psi}{\partial \varphi} + \frac{1}{b\rho} \frac{\partial(b\rho)}{\partial z} \frac{\partial \Psi}{\partial z} \right] - \frac{(b\rho)^2}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \varphi} \left[-\frac{1}{r} \left(\frac{\partial I}{\partial \varphi} - T \frac{\partial S}{\partial \varphi} \right) + F_{1,\varphi} + \frac{W_r}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} - W_r \left(\frac{W_\varphi}{r} + 2\omega \right) \right] \quad (1-148)$$

如果叶片沿流动方向的长度比较小,以致 S_1 切向扭转可以略去不计,则 S_1 流面成为绕 z 轴的回转面(见图 1-28)。

在上述几式中的 $n_\varphi = 0, F_{1,\varphi} = 0, \frac{\partial q}{\partial \varphi} = \frac{\partial q}{\partial \varphi}$, 式(1-147)和式(1-148)简化为:

$$(1 + \lambda^2) \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \Psi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2} + \frac{\lambda}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial z} = N \quad (1-149)$$

$$N = \frac{1}{b\rho} \left[(1 + \lambda^2) \frac{1}{r^2} \frac{\partial(b\rho)}{\partial\varphi} \frac{\partial\Psi}{\partial\varphi} + \frac{\partial(b\rho)}{\partial z} \frac{\partial\Psi}{\partial z} \right] + 2\lambda\omega b\rho + \frac{(b\rho)^2}{\frac{1}{r} \frac{\partial\Psi}{\partial\varphi}} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial I}{\partial\varphi} - \frac{T}{r} \frac{\partial S}{\partial\varphi} \right) \quad (1-150)$$

式中: $\lambda = \tan\sigma = W_r/W_z$

第二种: S_1 流面上的参量 q 是 (φ, r) 的函数:

$$q = q[\varphi, z(\varphi, r), r] = q(\varphi, r) \quad (1-151)$$

$$\frac{\partial q}{\partial r} = \frac{\partial q}{\partial r} - \frac{n_r}{n_z} \frac{\partial q}{\partial z} \quad (1-152)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial q}{\partial\varphi} = \frac{1}{r} \frac{\partial q}{\partial\varphi} - \frac{n_\varphi}{n_z} \frac{\partial q}{\partial z} \quad (1-153)$$

$$\frac{\partial(b'\rho W_r)}{\partial r} + \frac{\partial(b'\rho W_\varphi)}{\partial\varphi} = 0 \quad (1-154)$$

$$\frac{\partial\psi}{\partial\varphi} = -b'\rho W_\varphi \quad (1-155a)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial\psi}{\partial\varphi} = b'\rho W_r \quad (1-155b)$$

式中, b' 是 S_1 薄流片的轴向厚度。相应于式(1-152)的 S_1 回转面主要方程是:

$$\frac{\partial^2\Psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial\Psi}{\partial\varphi} + \left(1 + \frac{1}{\lambda^2}\right) \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2\Psi}{\partial\varphi^2} = N \quad (1-156)$$

$$N = \frac{1}{b'\rho} \left[\frac{\partial(b'\rho)}{\partial r} \frac{\partial\Psi}{\partial r} + \left(1 + \frac{1}{\lambda^2}\right) \frac{1}{r^2} \frac{\partial(b'\rho)^2}{\partial\varphi} \frac{\partial\Psi}{\partial\varphi} \right] + 2\omega b'\rho + \frac{b'\rho}{\frac{1}{r} \frac{\partial\Psi}{\partial\varphi}} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial I}{\partial\varphi} - \frac{T}{r} \frac{\partial S}{\partial\varphi} \right)$$

第三种: 自变量为 φ 和 L , 其中 L 是流线在子午面上的投影的长度, 也是 S_1 回转面的母线(见图 1-28)。如果我们用 τ 代表流面的法向厚度, 则连续方程就具有下列形式:

$$\frac{\partial(\tau\rho W_L r)}{\partial L} + \frac{\partial(\tau\rho W_\varphi)}{\partial\varphi} = 0 \quad (1-157)$$

$$\text{于是} \quad \frac{1}{r} \frac{\partial\Psi}{\partial\varphi} = \tau\rho W_L \quad (1-158a)$$

$$\frac{\partial\Psi}{\partial L} = -\tau\rho W_\varphi \quad (1-158b)$$

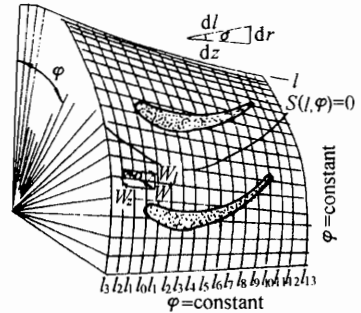


图 1-28 S_1 回转面的 φ 坐标及流面上的中心流线

运动方程在切向的分式是:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial W_L}{\partial\varphi} - \frac{1}{r} \frac{\partial(V_\theta r)}{\partial L} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial I}{\partial\varphi} - T \frac{\partial S}{\partial\varphi} \right) \quad (1-159a)$$

$$\text{或} \quad \frac{1}{r} \frac{\partial W_L}{\partial\varphi} - \frac{\partial W_\varphi}{\partial L} = \left(\frac{W_\varphi}{r} + 2\omega \right) \sin\sigma + \frac{1}{W_L r} \left(\frac{\partial I}{\partial\varphi} - T \frac{\partial S}{\partial\varphi} \right) \quad (1-159b)$$

将式(1-158)代入后得:

$$\frac{\partial^2\Psi}{\partial L^2} + \left(\frac{\sin\sigma}{r} - \frac{\partial L n \tau}{\partial L} \right) \frac{\partial\Psi}{\partial L} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2\Psi}{\partial\varphi^2} = N \quad (1-160)$$

$$N = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial\rho}{\partial L} \frac{\partial\Psi}{\partial L} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial\rho}{\partial\varphi} \frac{\partial\Psi}{\partial\varphi} \right) + 2\omega\tau\rho\sin\sigma + \frac{(\tau\rho)^2}{\frac{1}{r} \frac{\partial\Psi}{\partial\varphi}} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial I}{\partial\varphi} - \frac{T}{r} \frac{\partial S}{\partial\varphi} \right) \quad (1-161)$$

上述三组方程中, 第一组方程适应于流动主要在 Z 方向的 S_1 流面, 而第二组则适用于流

动主要在 r 方向的 S_1 流面(离心压气机),第三组适用于各种形式的叶轮机械,解法都可以采用松弛法或矩阵法计算压气机叶栅流动。

1.3.2 S_1 流面计算程序

1.3.2.1 非正交曲线坐标系下 S_1 流面方程的流函数计算方法

(1)以任意回转面为例(见图 1-28),在忽略径向压力梯度的情况下, S_1 流面方程如下连续方程

$$\frac{\partial \Psi}{\partial x^2} = \tau \rho W^1 \sqrt{g_{22}} \sin \theta_{12} \quad (1-162a)$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial x^1} = -\tau \rho W^2 \sqrt{g_{11}} \sin \theta_{12} \quad (1-162b)$$

运动方程

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial (x^2)^2} + D \frac{\partial \Psi}{\partial x^2} = E \quad (1-163)$$

式中:

$$E = \frac{\partial \ln \rho}{\partial x^2} \frac{\partial \Psi}{\partial x^2} + (A + B + C) \tau \sin \theta_{12} \sqrt{\frac{g_{22}}{g_{11}}} \quad (1-164)$$

$$A = 2 \sqrt{g_{11}} \sqrt{g_{22}} \sin \theta_{12} \omega + \frac{\sqrt{g_{11}}}{W^1} \left(\frac{\partial I}{\partial x^2} - T \frac{\partial S}{\partial x^2} \right) \quad (1-165)$$

$$B = \frac{\partial [\sqrt{g_{22}} (\omega^2 + \omega^1 \cos \theta_{12})]}{\partial x^1} \quad (1-166)$$

$$C = -\frac{\partial}{\partial x^2} \left[\ln \left(\tau \sqrt{\frac{g_{22}}{g_{11}}} \sin \theta_{12} \right) \right] \quad (1-167)$$

采用解 S_2 流面方程的同样方法求解上述方程,具体解法略。

这种方法主要用于亚声速和高亚声压气机叶型 S_1 流面计算。

(2)亚声速 S_1 流面计算输入参数

S_1 流面计算输入参数:

切向总点数	N
前缘点数	M1
尾缘点数	M2
轴向总点数	M
叶片数	ZN
迭代步数	MS
流面网格轴向坐标	Z (m)
流面网格径向坐标	R (m)
流面相对厚度	TA0
熵分布	S
叶背坐标点数	NS
叶盆坐标点数	NP
转静子标志,转子为 0,静子为 1。	

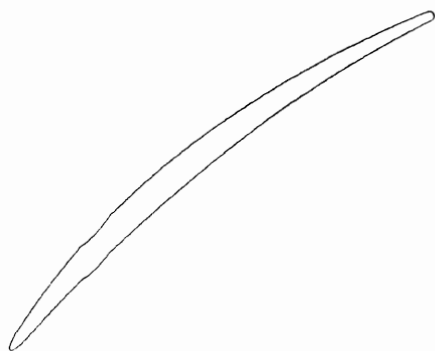
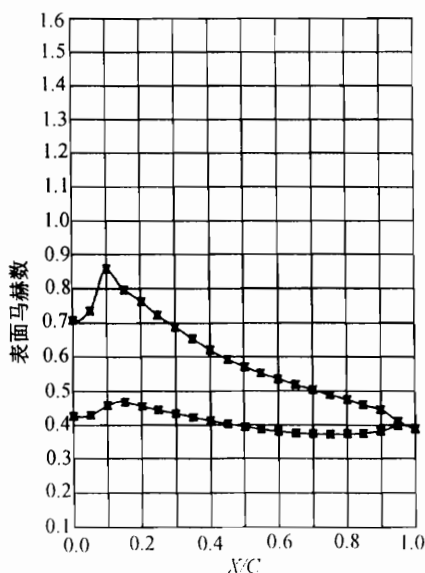
叶盆 X 坐标	XP	(m)
叶盆 Y 坐标	YP	(m)
叶背 X 坐标	XS	(m)
叶背 Y 坐标	YS	(m)
进口气流角	BAT1	(°)
出口气流角	BAT2	(°)
进口马赫数	M1	
气流比热比	K	
气体常数	RR	
重力加速度	GC	(m/s ²)
精度	EPS1	
精度	EPS2	
进出口静压(参考)	P2P1	
进口总压	P10	(kg/m)
进口总温	T10	(K)

(3) 输出数据

等马赫数线、叶背和叶盆静压分布及全场其他参数。

(4) 举例

输入参数见表 1-5, 叶型图见图 1-29, 叶背、叶盆表面马赫数分布见图 1-30。

图 1-29 S_1 流面上的叶型图 1-30 S_1 流面叶背叶盆表面马赫数分布

对于性能较好的亚声速叶型, S_1 流面叶背和叶盆马赫数分布一般应满足以下几点:

a. 从叶型进口到出口, 马赫数分布线光滑。

b. 叶背马赫数在叶型前半段有一个加速区, 根据进口马赫数的大小, 加速区长度不一样, 进口马赫数从 0.5 到 0.9, 叶背马赫数的最大值通常在弦向的 20% ~ 30%。进口马赫数越高,

叶背峰值马赫数也越高,但对于静子叶片最高不超过 1.3。从叶背马赫数峰值点到叶型尾缘,马赫数分布线为凹的一条曲线,这样使叶型后半段逆压梯度下降,减小气流的分离,扩大稳定工作的范围,压比裕度增加,落后角下降。

c. 叶盆马赫数分布线,从进口到弦向 50% 处,马赫数下降,进口段下降较多,叶型中段下降缓慢。在弦向 60% ~ 100%,叶盆马赫数逐渐增加,在尾缘叶盆、叶背表面马赫数分布线相交。

表 1-5 S_1 流面计算输入参数

N	M1	M2	M	ZN	MS		
15	14	34	47	83	100		
Z							
0.2816	0.2829	0.2842	0.2855	0.2868	0.2881	0.2893	0.2906
0.2919	0.2932	0.2945	0.2957	0.2970	0.2983	0.2996	0.3009
0.3022	0.3035	0.3047	0.3060	0.3073	0.3086	0.3099	0.3112
0.3124	0.3137	0.3150	0.3163	0.3176	0.3189	0.3201	0.3214
0.3227	0.3240	0.3253	0.3266	0.3278	0.3291	0.3304	0.3317
0.3330	0.3343	0.3355	0.3368	0.3381	0.3394	0.3407	
R							
0.2831	0.2831	0.2831	0.2831	0.2831	0.2831	0.2831	0.2831
0.2831	0.2831	0.2831	0.2831	0.2831	0.2831	0.2832	0.2833
0.2834	0.2835	0.2836	0.2837	0.2838	0.2839	0.2840	0.2841
0.2842	0.2843	0.2844	0.2845	0.2846	0.2847	0.2848	0.2849
0.2849	0.2849	0.2849	0.2849	0.2849	0.2849	0.2849	0.2849
0.2849	0.2849	0.2849	0.2849	0.2849	0.2849	0.2849	
TA0							
1.0990	1.0990	1.0990	1.0990	1.0990	1.0990	1.0990	1.0990
1.0990	1.0990	1.0990	1.0990	1.0990	1.0990	1.0990	1.0935
1.0880	1.0825	1.0770	1.0715	1.0660	1.0605	1.0550	1.0495
1.0440	1.0385	1.0330	1.0275	1.0220	1.0165	1.0110	1.0055
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	
S							
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
NS NP BG							
86 86 1							
XP							
-0.012060	0.106873	0.255294	0.420417	0.590176			
0.761890	0.935536	1.111119	1.288602	1.467999			
1.649279	1.832453	2.017500	2.204413	2.393194			
2.583806	2.776264	2.970537	3.166625	3.364528			
3.564220	3.765712	3.968966	4.174004	4.380788			
4.589320	4.799593	5.011597	5.225324	5.440763			
5.657901	5.876721	6.097241	6.319426	6.543287			
6.768795	6.995945	7.224738	7.455161	7.687194			
7.920837	8.156091	8.392932	8.631363	8.871348			
9.112922	9.356089	9.600579	9.916897	10.235031			
10.554981	10.876719	11.200259	11.525568	11.852634			
12.181446	12.512009	12.844291	13.178284	13.513982			
13.851383	14.190470	14.531219	14.873656	15.217738			
15.563474	15.910850	16.259871	16.610518	16.962791			
17.316681	17.672178	18.029285	18.388008	18.748320			
19.110229	19.473740	19.838829	20.205521	20.573792			
20.943657	21.315107	21.688139	22.062765	22.438980			

续表 1-5

22. 816780

YP

0. 314104	0. 629269	0. 924269	1. 207510	1. 487283
1. 765468	2. 042068	2. 317058	2. 590460	2. 862249
3. 132428	3. 400983	3. 667915	3. 933211	4. 196862
4. 458879	4. 719230	4. 977935	5. 234980	5. 490341
5. 744037	5. 996042	6. 246364	6. 494981	6. 741904
6. 987116	7. 230612	7. 472386	7. 712432	7. 950740
8. 187299	8. 422122	8. 655182	8. 886487	9. 116010
9. 343762	9. 569731	9. 793910	10. 016291	10. 236876

10. 455648	10. 672590	10. 887721	11. 101000	11. 312467
11. 522082	11. 729833	11. 935600	12. 197948	12. 458036
12. 715875	12. 971453	13. 224807	13. 475914	13. 724796
13. 971446	14. 215886	14. 458108	14. 698118	14. 935936
15. 171557	15. 404988	15. 636232	15. 865307	16. 092203
16. 316936	16. 539511	16. 759932	16. 978207	17. 194340
17. 408335	17. 620199	17. 829941	18. 037565	18. 243074
18. 446476	18. 647776	18. 846975	19. 044088	19. 239115
19. 432055	19. 622921	19. 811710	19. 998440	20. 183102

20. 365707

XS

0. 296551	0. 547683	0. 771756	0. 981539	1. 189099
1. 397097	1. 605547	1. 814445	2. 023811	2. 233621
2. 443908	2. 654644	2. 865843	3. 077512	3. 289639
3. 502250	3. 715329	3. 928900	4. 142951	4. 357479
4. 572509	4. 788021	5. 004046	5. 220563	5. 437600
5. 655151	5. 873220	6. 091813	6. 310933	6. 530589
6. 750790	6. 971543	7. 192836	7. 414701	7. 637120
7. 860124	8. 083708	8. 307874	8. 532633	8. 758006
8. 983987	9. 210575	9. 437791	9. 665636	9. 894136
10. 123265	10. 353060	10. 583667	10. 881755	11. 181301
11. 482316	11. 784831	12. 088827	12. 394346	12. 701394
13. 009993	13. 320141	13. 631868	13. 945189	14. 260104
14. 576633	14. 894798	15. 214613	15. 536080	15. 859229
16. 184063	16. 510603	16. 838860	17. 168844	17. 500574
17. 834066	18. 169338	18. 506392	18. 845249	19. 185925
19. 528429	19. 872776	20. 218987	20. 567064	20. 917032
21. 268898	21. 622677	21. 978392	22. 336037	22. 695644

23. 057217

YS

0. 102289	0. 323149	0. 561393	0. 808638	1. 056592
1. 303397	1. 549060	1. 793604	2. 037029	2. 279370
2. 520620	2. 760816	2. 999964	3. 238073	3. 475170
3. 711252	3. 946351	4. 180461	4. 413606	4. 645809
4. 877060	5. 107392	5. 336803	5. 565320	5. 792935
6. 019675	6. 245545	6. 470563	6. 694734	6. 918072
7. 140591	7. 362287	7. 583189	7. 803290	8. 022619
8. 241165	8. 458953	8. 675984	8. 892272	9. 107814
9. 322630	9. 536744	9. 750132	9. 962833	10. 174820
10. 386122	10. 596709	10. 806831	11. 076256	11. 344193

续表 1-5

11.610625	11.875559	12.138959	12.400836	12.661187				
12.919994	13.177242	13.432934	13.687056	13.939598				
14.190537	14.439877	14.687606	14.933693	15.178150				
15.420948	15.662082	15.901525	16.139273	16.375309				
16.609617	16.842186	17.072989	17.302013	17.529247				
17.754665	17.978252	18.199997	18.419867	18.637857				
18.853930	19.068081	19.280287	19.490519	19.698761				
19.904989								
BAT1	BAT2	M1	K	RR	GC	EPS1	EPS2	P2P1
-58.0800	-31.3350	0.7110	1.4000	29.2700	9.8100	0.00001	0.00001	1.3
P10	T10							
1701009.25	711.80							

1.3.2.2 时间相关有限体积法计算 S_1 流场

(1) 基本方程

在与叶栅一同旋转的轴对称正交曲线坐标系中,坐标曲面分别是:回转的流面,与流面正交的回转面以及由轴线出发的子午面, S_1 流面计算网络(见图 1-31)。

坐标系下,支配叶栅中无粘、绝热、可压缩流动的基本气动力学方程的积分形式是:

$$\frac{\partial}{\partial t} = \int_V \vec{U} dV + \int_S \vec{H} \cdot \vec{\zeta} dS + \int_V \vec{K} dV = 0 \quad (1-168)$$

其中:

$$\vec{U} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho W_m \\ \rho W_\theta \end{bmatrix} \quad (1-169)$$

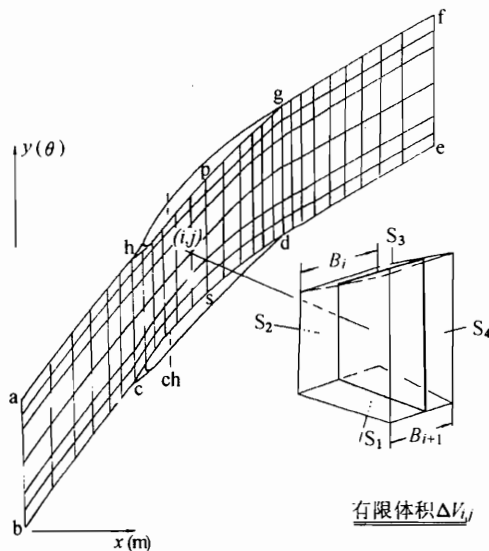
$$\vec{H} = H_m \vec{i}_m + H_\theta \vec{i}_\theta \quad (1-170)$$

$$\vec{H}_m = \begin{bmatrix} \rho W_m \\ \rho W_m^2 + \varphi \\ \rho W_\theta W_m \end{bmatrix} \quad (1-171)$$

$$\vec{H}_\theta = \begin{bmatrix} \rho W_\theta \\ \rho W_\theta W_m \\ \rho W_\theta^2 + P \end{bmatrix} \quad (1-172)$$

$$\vec{K} = \begin{bmatrix} 0 \\ -P \frac{d \ln B}{dm} - P \frac{\sin \epsilon}{r} - \frac{\rho \sin \epsilon}{r} (W_\theta + \omega r)^2 \\ \rho W_m \sin \epsilon (2\omega + W_\theta / r) \end{bmatrix} \quad (1-173)$$

求解的能量方程是:

图 1-31 S_1 流面计算网格

$$\frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} (W_m^2 + W_\theta^2 - \omega^2 r^2) = I_1 \quad (1-174)$$

由此得到的压力计算公式是:

$$P = \rho \left\{ RT_{w_1} - \frac{K-1}{2K} [(W_m^2 + W_\theta^2) + \omega^2 (r_1^2 - r^2)] \right\} \quad (1-175)$$

若求解平面叶栅中的绝对流动,可令 $\epsilon = 0$, $B = \text{const}$, $\omega = 0$, 其中 B 是流面法向厚度, ϵ 是子午线与轴线的夹角(见图 1-32)。

(2) 差分计算

计算网格如图 1-33 所示, 网格由平行于 y 轴(或 θ 轴)的节距线和拟流线构成, 在 y 方向网格间距可任意取定, 在 x 向(或 m 向), 叶栅槽道中为等间距, 槽道外, 间距逐渐加大, 对应这种网格用有限体积法求解时, 计算点位于每一网格单元的中心 (i, j) (见图 1-33)。采用 Mac-

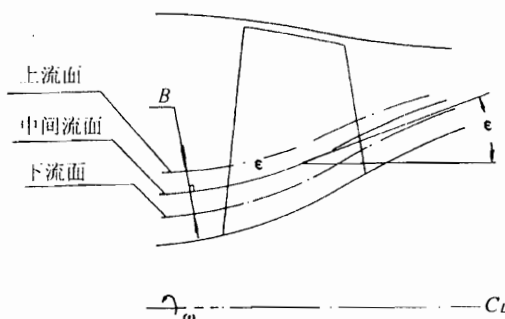


图 1-32 子午流线与轴线夹角

Cormack 时间分裂差分格式, 离散方程(1-168), 得到的差分方程是:

$$U_{i,j}^{n+1} = L_m(\Delta t) L_\theta(\Delta t) U_{i,j}^n \quad (1-176)$$

式中, $L_\theta(\Delta t)$ 是 θ 向一维算子, 运算式为:

$$U_{i,j}^{(1)} = U_{i,j}^n - \frac{\Delta t}{\Delta V_{i,j}} (H_{m_{i,j}}^n S_{3x} + H_{\theta_{i,j}}^n S_{3y} + H_{m_{i,j-1}}^n S_{1x} + H_{\theta_{i,j-1}}^n S_{1y}) - K_{i,j} \Delta t$$

$$U_{i,j}^{(2)} = \frac{1}{2} \left[U_{i,j}^n + U_{i,j}^{(1)} - \frac{\Delta t}{\Delta V_{i,j}} (H_{m_{i,j+1}}^{(1)} S_{3x} + H_{\theta_{i,j+1}}^{(1)} S_{3y} + H_{m_{i,j}}^{(1)} S_{1x} + H_{\theta_{i,j}}^{(1)} S_{1y}) - K_{i,j}^{(1)} \Delta t \right]$$

$L_m(\Delta t)$ 是 m 向一维算子:

$$U_{i,j}^{(3)} = U_{i,j}^{(2)} - \frac{\Delta t}{\Delta V_{i,j}} (H_{m_{i,j}}^{(2)} S_{4x} + H_{m_{i-1,j}}^{(2)} S_{2x}) - K_{i,j}^{(2)} \Delta t$$

$$U_{i,j}^{n+1} = \frac{1}{2} \left[U_{i,j}^{(2)} + U_{i,j}^{(3)} - \frac{\Delta t}{\Delta V_{i,j}} (H_{m_{i+1,j}}^{(3)} S_{4x} + H_{m_{i,j}}^{(3)} S_{2x}) - K_{i,j}^{(3)} \Delta t \right]$$

其中(参见图 1-33)

$$S_{1x} = (y_{i+1,j} - y_{i,j}) B_{av}$$

$$S_{1y} = (x_{i+1,j} - x_{i,j}) B_{av}$$

$$S_{2x} = (y_{i,j} - y_{i,j+1}) B_i$$

$$S_{3x} = (y_{i,j+1} - y_{i+1,j+1}) B_{av}$$

$$S_{3y} = (x_{i+1,j+1} - x_{i,j+1}) B_{av}$$

$$S_{4x} = (y_{i+1,j+1} - y_{i+1,j}) B_{i+1}$$

$$B_{av} = (B_i + B_{i+1})/2$$

式(1-176)的意义是: 由任一时刻 $t = n\Delta t$ 的流场解 $U_{i,j}^n$, 经过 $L_m(\Delta t)$ 和 $L_\theta(\Delta t)$ 运算, 得到 $t = (n+1)\Delta t$ 时刻的流场解 $U_{i,j}^{n+1}$ 。为了保证格式具有二阶精度, 由 $U_{i,j}^{n+1}$ 求解 $U_{i,j}^{n+2}$ 时, 不得重复式(1-184)的运算顺序, 而应将顺序颠倒, 即:

$$U_{i,j}^{n+1} = L_\theta(\Delta t) L_m(\Delta t) U_{i,j}^{n+1} \quad (1-177)$$

式(1-184)和式(1-185)会成为:

$$U_{i,j}^{n+2} = L_\theta(\Delta t) L_m(\Delta t) L_m(\Delta t) L_\theta(\Delta t) U_{i,j}^n \quad (1-178)$$

(3) 数值光滑

为保证计算稳定,需要在差分格式中附加人工粘性项,用以进行数值光滑。采用两种可供选择的人工粘性项,其计算公式如下:

线性人工粘性项

对于 $L_\theta(\Delta t)$:

$$\bar{U}_{i,j} = \frac{1}{\varphi_y + 2} (U_{i,j+1} + U_{i,j-1} + \varphi_y U_{i,j})$$

(1-179)

对于 $L_m(\Delta t)$:

$$\bar{U}_{i,j} = \frac{1}{\varphi_x + 2} (U_{i+1,j} + U_{i-1,j} + \varphi_x U_{i,j}) \quad (1-180)$$

式中, $\bar{U}$ 表示经过数值光滑后的气流参数, φ_x 、 φ_y 是人工阻尼系数,一般在 40~200 内取值。

四阶阻尼在对于 $L_\theta(\Delta t)$ 后附加:

$$(\Delta U_{i,j})_0 = C_4 \left| \frac{P_{i,j-1} - 2P_{i,j} + P_{i,j+1}}{P_{i,j-1} + 2P_{i,j} + P_{i,j+1}} \right| (U_{i,j+1} - 2U_{i,j} + U_{i,j-1}) (a_{i,j} + |W_{\theta_{i,j}}|) \frac{\Delta t}{\Delta y} \quad (1-181)$$

在对于 $L_m(\Delta t)$ 后附加:

$$(\Delta U_{i,j})_m = C_4 \left| \frac{P_{i-1,j} - 2P_{i,j} + P_{i+1,j}}{P_{i-1,j} + 2P_{i,j} + P_{i+1,j}} \right| (U_{i+1,j} - 2U_{i,j} + U_{i-1,j}) (a_{i,j} + |W_{m_{i,j}}|) \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (1-182)$$

式中, C_4 是阻尼系数,在 0.5 左右取值。

(4) 时间步长

时间推进步长 Δt 由差分方程的稳定性条件决定,对于 $L_\theta(\Delta t)$:

$$\Delta t_{\theta_{i,j}} = C_{FL} \frac{\Delta V_{i,j}}{|W_m S_{1x} + W_\theta S_{1y}| + a \sqrt{S_{1x}^2 + S_{1y}^2}} \quad (1-183)$$

对于 $L_m(\Delta t)$:

$$\Delta t_{m_{i,j}} = C_{FL} \frac{\Delta V_{i,j}}{|W_m S_{2x}| + a |S_{2x}|} \quad (1-184)$$

在每一单元 (i, j) 上运算时,取 Δt_θ 和 Δt_m 两者的最小值, C_{FL} 数 (< 1), 用来考虑非线性影响。

(5) 边界条件

在图 1-31 所示的叶栅计算域上,共有 4 种边界,即:

上、下游边界 ab, ef
物面边界 csd, hpg
周期性边界 ah, bc, gf, de

边界条件处理包括边界上给定的参数和边界上参数的计算两个问题。

a. 边界上给定的参数

根据特征理论,可以确定边界上所需给定条件的数目,本程序边界上给定的参数如下表所示:

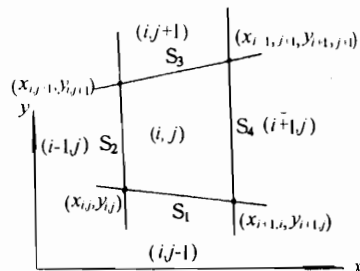


图 1-33 S_1 流面计算网格单元物面单元

边 界 速度范围	上游边界	下游边界	物面边界	周期边界
$q > a$	P_1	P_2	速度与物面相切	流动的周期性条件
$W_m < a$	T_1			
$q < a$	M_1			
$W_m < a$	P_1	P_2		
	T_1			
	β_1			

注:表中 $q = \sqrt{W_m^2 + W_\theta^2}$ 是全速度。

b. 周期性条件

靠近周期边界的单元 $(i, 2), (i, N)$, 周期性条件, 它是

$$U_{i,1}^m = U_{i,N}^m$$

$$U_{i,N+1} = U_{i,2}^m$$

c. 边界上参数的计算

上游边界:

给定: P_1, T_1, β_1 , 令 $P_{1,j} = P_{2,j}$ 沿流向相邻两站压力相等。

$$q_{1,j} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} gRT_{t1} \left(1 - \frac{P_{s1,j}}{P_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (1-185)$$

$$\rho_{1,j} = \frac{P_{s1,j}}{RgT_{t1} - \frac{\gamma-1}{2\gamma} q_{1,j}^2} \quad (1-186)$$

$$W_{m1,j} = q_{1,j} \cos \beta_1 \quad (1-187)$$

$$W_{\theta1,j} = q_{1,j} \sin \beta_1 \quad (1-188)$$

当上游边界给定 M_1, φ_1, T_{t1} 时,

$$q_{1,j} = M_1 \sqrt{\gamma gRT_{t1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right)} \quad (1-189)$$

$$W_{\theta1,j} = \sqrt{q_{1,j}^2 - W_{m1,j}^2} \quad (1-190)$$

物面边界:

气流速度与物面相切, 表明经过物面没有通量交换, 因此物面单元 A (图 1-34) 的求解, 只需要有物面边界的压力值 P_s 。

用物面法向动量方程计算 P_s :

$$P_s = P_{s_i} - \frac{\rho_i (W_m^2 + W_\theta^2)_i \Delta n}{R_s} \quad (1-191)$$

R_s 是物面曲率半径, 内点 i 一般不正好在网点上, 其气流参数通过插值得到。

下游边界:

P_2 给定,

$$W_{mM,j} = W_{mM-1,j}$$

$$W_{\theta M,j} = W_{\theta M-1,j}$$

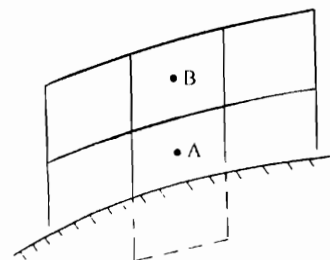


图 1-34 S_1 流面计算网格物面单元

$$\rho_{M,J} = \frac{P_2}{gRT_{t1} - \frac{\gamma-1}{2\gamma} [W_{m_{M,J}}^2 + W_{\theta_{M,J}}^2 + \omega^2(r_1^2 - r_M^2)]} \quad (1-192)$$

d. 初始流场

不同的初始流场对于定常解虽然没有影响,但如果指定的初场与物理问题差别太大,则可能在计算过程的初期引起不稳定。本程序初场参数的计算根据下述假定进行:

- ①全场总压 $P_t = P_{t1}$
 - ②全场总温 $T_t = T_{t1}$
 - ③全场静压由上游边界到下游边界线性变化
 - ④叶型表面速度与物面相切,其余计算点上速度与拟流线网格平行。
- 于是,各点(i, j)的初始参数计算公式是:

$$P_{s1,j} = P_s + (P_{s1} - P_{s2}) \frac{X_2 - X_{i,j}}{X_2 - X_1} \quad (1-193)$$

其中:

$$P_{s1} = \frac{P_{t1}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (1-194)$$

或令 $P_1 = 0.9P_{t1}$ (当 M_1 未指定时)

$$\text{速度} \quad q_{i,j} = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_{t1} \left[1 - \left(\frac{P_{s1,j}}{P_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (1-195)$$

$$\text{密度} \quad \rho_{i,j} = \frac{P_{i,j}}{\left(RT_{t1} \frac{\gamma-1}{2\gamma} q_{i,j}^2\right)} \quad (1-196)$$

计算算例略。

第2章 轴流压气机叶片造型

2.1 C4 系列叶型

2.1.1 C4 系列叶型中弧线

C4 系列叶型中弧线是一条抛物线,其基元叶型中弧线及其示意图见图 2-1。

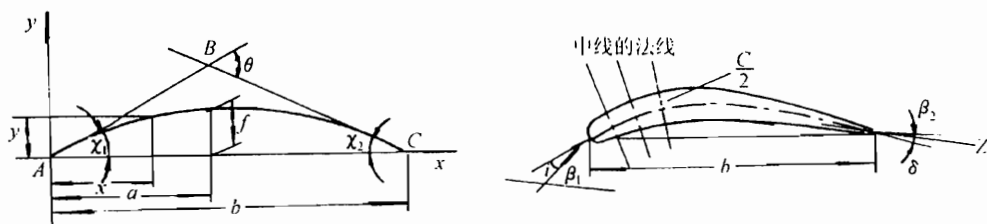


图 2-1 C4 系列基元叶型及其中弧线示意图

图中:

θ ——中弧线弯角; b ——弦长; f ——最大挠度;

a ——最大挠度点至前缘的距离; χ_1 ——中弧线前缘切线与弦的夹角;

χ_2 ——中弧线后缘切线与弦的夹角; β_1 ——叶型进口气流角(气流与轴向夹角);

β_2 ——叶型出口气流角(气流与轴向夹角); i ——攻角; δ ——落后角。

叶型弯角 θ 由下式计算:

$$\theta = (\beta_1 - \beta_2) - i + \delta \quad (2-1)$$

式中,落后角 δ 用卡特公式计算。

当选定最大挠度点位置后,用迭代法求出叶型弯角 θ 和落后角 δ 。最大挠度点位置通常在弦向的 40%~45%。

中弧线坐标 y

$$y = \frac{bx - x^2}{2Ax + C} \quad (2-2)$$

式中:

$$A = 0.5(\operatorname{ctg}\chi_1 - \operatorname{ctg}\chi_2) \quad (2-3)$$

$$C = b\operatorname{ctg}\chi_1 \quad (2-4)$$

中弧线最大挠度 f 点的 y 值:

$$y = \frac{b - 2a}{\operatorname{ctg}\chi_2 - \operatorname{ctg}\chi_1} \quad (2-5)$$

最大挠度处的 $x = a$, 则:

$$\frac{a}{b} = \frac{3\operatorname{ctg}\chi_1 + \operatorname{ctg}\chi_2}{4(\operatorname{ctg}\chi_1 + \operatorname{ctg}\chi_2)} \quad (2-6)$$

又因

$$\theta = \chi_1 + \chi_2 \quad (2-7)$$

由于 a/b 和 θ 是已知的, 式(2-6)和式(2-7)联立求解可算得 χ_1 和 χ_2 。由式(2-2)计算中弧线坐标。

$$\text{中弧线长度} \quad L = \int_0^b \sqrt{\left(\frac{dy}{dx}\right)^2 + 1} \times dx \quad (2-8)$$

中弧线分成与原始叶型同样的份数, 每段长度与总长度之比与原始叶型各段的比例相同, 按对应点原始叶型的半厚度(见表2-1)百分比值乘以中弧线长度 L , 则得该点的叶型半厚度 ΔS 和 ΔP 。求出中弧线上各点的斜率, 厚度线的方程为:

$$y = -\frac{1}{k}X + C \quad (2-9)$$

叶型半厚度为 Δ

$$\Delta = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2} \quad (2-10)$$

式中: x_0 ——中弧线上 x 坐标;

y_0 ——中弧线上 y 坐标。

当 $\Delta = \Delta S$ 或 $\Delta = \Delta P$, 则叶型表面 x, y 点就被确定, 叶型前后缘半径是给定的, 即前缘半径 $r_q = 0.12C_{\max}$, 后缘半径 $r_h = 0.06C_{\max}$ 。由于前后缘的圆心在中弧线上, 圆心过中弧线的前后缘点, 所以该前后小圆方程是确定的。当叶型上的点用上面公式确定后, 用一条光滑的曲线连接, 并且为了在前端点与前缘小圆相切, 后端点与后缘小圆相切, 在叶型型线上前后缘各取二点, 分别用一条二次曲线连接, 并与前后缘小圆相切, 这样, 叶型表面各点的坐标被确定。

2.1.2 C4 系列原始叶型厚度分布

C4 系列原始叶型见图 2-2。

C4 系列原始叶型厚度分布见表 2-1。

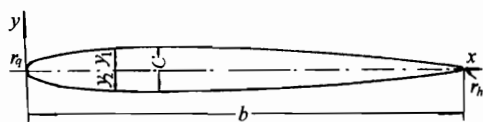


图 2-2 C4 系列原始叶型图

表 2-1 C4 系列原始叶型厚度分布

X%	0	1.25	2.5	5.0	7.5	10	15	20	30
Y%	0	1.65	2.27	3.08	3.62	4.02	4.55	4.83	5.0
X%	40	50	60	70	80	90	95	100	
Y%	4.89	4.57	4.05	3.37	2.54	1.6	1.06	0	

图 2-2 中 $r_q = 0.12C_{\max}$, $r_h = 0.06C_{\max}$, 最大厚度位置 $\bar{e} = 30\%$ 。这里特别指出 C4 系列叶型只适宜低亚声速叶型, 对于高亚声速叶型, 最大厚度点位置后移, 前段叶型需要减薄, 同时要做平面叶栅试验和 S_1 流面计算, 对叶型作进一步的修正。

2.2 BC6 叶型

2.2.1 BC6 叶型中弧线

BC6 叶型中弧线也是采用抛物线, 其中弧线的计算方法与 C4 系列叶型完全一致。

2.2.2 BC6 叶型厚度分布

BC6 原始叶型有三种厚度分布。相对厚度 9% 的原始叶型见图 2-3, 相对厚度分布见表 2-2。

表 2-2 相对厚度 9% 的原始叶型厚度

X%	0	1.25	2.5	5.0	7.5	10	15	20	25
Ys%	0	1.42	1.96	2.67	3.15	3.51	4.01	4.30	4.46
Yp%	0	-1.42	-1.96	-2.67	-3.15	-3.51	-4.01	-4.30	-4.46
X%	30	40	50	60	70	80	90	95	100
Ys%	4.50	4.35	3.97	3.42	2.75	1.97	1.09	0.60	0
Yp%	-4.50	-4.35	-3.97	-3.42	-2.75	-1.97	-1.09	-0.60	0

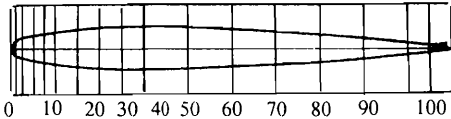


图 2-3 相对厚度 9% 的 BC6 原始叶型

相对厚度 12% 的原始叶型见图 2-4, 相对厚度分布见表 2-3。

表 2-3 相对厚度 12% 的原始叶型厚度

X%	0	1.25	2.5	5.0	7.5	10	15	20	25
Ys%	0	1.89	2.62	3.56	4.20	4.68	5.34	5.74	5.94
Yp%	0	-1.89	-2.62	-3.56	-4.20	-4.68	-5.34	-5.74	-5.94
X%	30	40	50	60	70	80	90	95	100
Ys%	6.00	5.80	5.29	4.56	3.66	2.62	1.45	0.81	0
Yp%	-6.00	-5.80	-5.29	-4.56	-3.66	-2.62	-1.45	-0.81	0

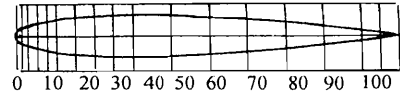


图 2-4 相对厚度 12% 的原始叶型

相对厚度 10% 不对称厚度分布的原始叶型见图 2-5, 相对厚度分布见表 2-4。

表 2-4 相对厚度 10% 的不对称原始叶型厚度分布

X%	0	1.25	2.5	5.0	7.5	10	15	20	25
Ys%	0	2.01	2.92	4.02	4.83	5.51	6.40	6.78	6.94
Yp%	0	-1.03	-1.52	-1.96	-2.17	-2.47	-2.60	-2.78	-2.95
X%	30	40	50	60	70	80	90	95	100
Ys%	6.97	6.75	6.16	5.34	4.29	3.19	1.60	0.92	0
Yp%	-3.03	-2.95	-2.72	-2.0	-1.81	-1.41	-0.74	-0.42	0

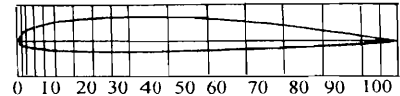


图 2-5 相对厚度 10% 的
不对称原始叶型

2.3 65 系列叶型

NACA65 系列叶型中弧线类似于圆弧中弧线, 但前后段的弯度比圆弧大(见图 2-6)。在设计中用当量圆弧代替 65 系列叶型的中弧线。

气流转折角 $\Delta\beta$ 由气动计算给出, 选择当量攻角 i 和当量落后角 δ 后, 叶型的当量弯角由下式计算:

$$\varphi = \Delta\beta - i + \delta \tag{2-11}$$

当量圆弧前后缘的切线与弦长 b 的夹角为 χ_1 和 χ_2 , 由于中弧线为单圆弧, 所以:

$$\chi_1 = \chi_2 = \frac{\varphi}{2} \tag{2-12}$$

圆弧半径 R :

$$R = \frac{b}{2\sin\chi_1} \tag{2-13}$$

中弧线长度 L :

$$L = 2\pi R \frac{\varphi}{360} \quad (2-14)$$

根据原始叶型给定厚度的 x 向百分比,找出中弧线对应点的位置。在中弧线各点的法向加上原始叶型的厚度,叶背叶盆分别用一条光滑曲线相连就形成了基元叶型。叶型前缘半径为 $0.0687C_{\max}$,后缘半径为 0。但在实际压气机叶片设计中,后缘半径不为 0。可以这样来解决这一问题,例如,后缘加上 0.8% 弦长的厚度,从 60% 弦长位置到后缘的厚度采用线性分布。65 系列叶型厚度分布见表 2-5。

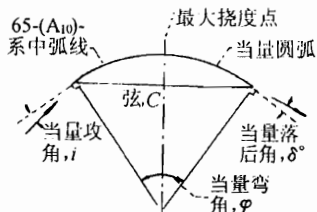


图 2-6 65 系列当量圆弧中弧线

表 2-5 65 系列叶型半厚度

X%	0.0	0.5	0.75	1.25	2.5	5.0	7.5	10	15	20	25	30	35
Y/C%	0.0	0.7720	0.9321	1.1691	1.5742	2.1772	2.6473	3.0403	3.6664	4.1434	5.0347	6.0492	4.924
X%	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
Y/C%	4.9664	4.9634	4.8124	4.5304	4.1463	3.6823	3.1562	2.5841	1.9871	1.3850	0.8100	0.306	0

2.4 锥面展开面上模拟多圆弧叶型

2.4.1 锥面展开面上模拟多圆弧叶型造型方法

在子午面上 S_2 流面计算的流线位置,在叶片通道内流线是波动的(见图 2-7)。为了简单起见,在叶片前后缘流线位置分别为 1 和 2,将 1 和 2 点用直线连接代替流线,将 1、2 点的直线绕轴线旋转形成圆锥面。基元叶型就在该圆锥面上生成。但是,圆锥面是曲面,不能在曲面上生成圆弧叶型。为此,采用锥面展开成扇形平面,在该平面上生成基元叶型。若在该扇形平面上直接作圆弧中弧线形成基元叶型,当从展开面返回到锥面后,原来的圆弧中线在锥面上已不再是圆弧,为了解决这一问题,利用圆弧线的性质,即弧长与弧对应的角度的变化率为常数,建立微分方程,并积分得到等转折率的曲线组成基元叶型(见图 2-8 和图 2-9),即所谓模拟多圆弧叶型造型方法。

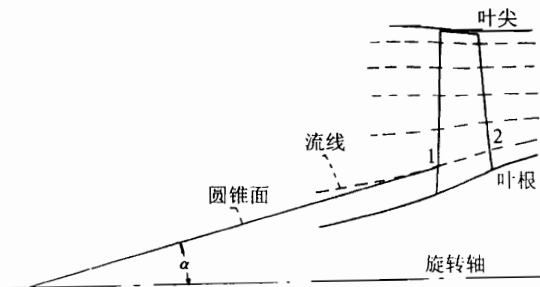


图 2-7 圆锥面代替 S_2 流面的流线回转弯

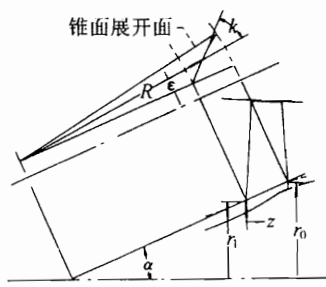


图 2-8 锥面展开面

2.4.1.1 多圆弧叶型中弧线

锥面展开面上基元叶型中弧线及其型线术语见图 2-9。 R 为圆锥面的母线, T 为前后段的过渡点,从进口到 T 点为前段圆弧, T 点后面为后段圆弧(这里说的圆弧,实际上是一条等

转折率线)。

从图 2-9 知:

$$\frac{dk}{ds} = -C \quad (2-15)$$

式中, C 为某一常数。

$$dR = -\frac{\cos k dk}{C} \quad (2-16)$$

$$d\epsilon = -\frac{\sin k}{RC} dk \quad (2-17)$$

由方程(2-16)积分得:

$$R - R_1 = -\frac{1}{C}(\sin k_1 - \sin k) \quad (2-18)$$

当转折点位置确定后,转折点角 R_T 也被确定,前段弯度被确定,则过渡点 k_T 也被确定,由式(2-18)得:

$$C_1 = \frac{\sin k_1 - \sin k_T}{R_T - R_1} \quad (2-19)$$

后段的 C_2 也用同样方法确定。

重新整理方程(2-18)得一特殊常数 ζ

$$\zeta = RC + \sin k = R_1 C + \sin k_1 \quad (2-20)$$

还可得:

$$R = \frac{\zeta - \sin k}{C} \quad (2-21)$$

将上式代入式(2-17)

$$d\epsilon = \frac{\sin k}{\sin k - \zeta} dk \quad (2-22)$$

若 $C=0$, 则 k 为常数, 则

$$d\epsilon = \operatorname{tg} k \frac{dR}{R} \quad (2-23)$$

上式积分得:

$$\epsilon - \epsilon_1 = \operatorname{tg} k \ln \frac{R}{R_1} \quad (2-24)$$

若 $C \neq 0$, 即 $k \neq k_1$, 根据 ζ 值的不同有三种解。

(1) $k \neq k_1, \zeta^2 > 1$,

$$\epsilon - \epsilon_1 = k - k_1 + \frac{2\zeta}{\sqrt{\zeta^2 - 1}} \left\{ \operatorname{tg}^{-1} \left[\frac{1 - \zeta \operatorname{tg}(\frac{k}{2})}{\sqrt{\zeta^2 - 1}} \right] - \operatorname{tg}^{-1} \left[\frac{1 - \zeta \operatorname{tg}(\frac{k_1}{2})}{\sqrt{\zeta^2 - 1}} \right] \right\} \quad (2-25)$$

(2) $k \neq k_1, \zeta^2 < 1$

$$\epsilon - \epsilon_1 = k - k_1 + \frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \left[\ln \left| \frac{1 - \zeta \operatorname{tg} \frac{k}{2} - \sqrt{1 - \zeta^2}}{1 - \zeta \operatorname{tg} \frac{k}{2} + \sqrt{1 - \zeta^2}} \right| - \ln \left| \frac{1 - \zeta \operatorname{tg} \frac{k_1}{2} - \sqrt{1 - \zeta^2}}{1 - \zeta \operatorname{tg} \frac{k_1}{2} + \sqrt{1 - \zeta^2}} \right| \right] \quad (2-26)$$

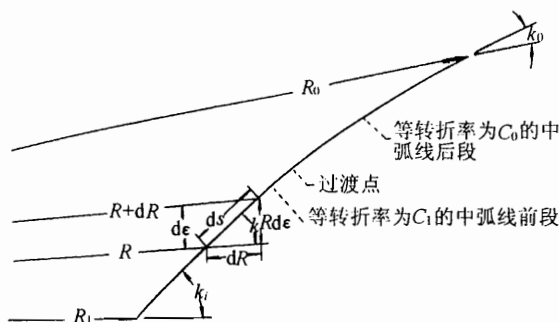


图 2-9 锥面展开面上的叶型中弧线

$$(3) \quad k \neq k_1, \zeta^2 = \pm 1$$

$$\epsilon - \epsilon_1 = k - k_1 \pm \left[\operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} \pm \frac{k_1}{2} \right) - \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} \pm \frac{k}{2} \right) \right] \quad (2-27)$$

基元叶型设计中,首先确定中弧线,所需参数为:叶片进出口流线位置 (r_1, z_1) 、 (r_2, z_2) ,进出口气流角 β_1, β_2 ,攻角 i ,中弧线前后两段圆弧的转折点位置,前段圆弧弯度与中弧线总弯度比值,前后圆半径,最大厚度点位置及最大厚度值。

为了确定中弧线坐标 $R - \epsilon$,首先计算半锥角 α (见图2-7)。

$$\alpha = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{r_2 - r_1}{z_2 - z_1} \right) \quad (2-28)$$

当 $\alpha = 0$ 时,锥面变成圆柱面,上述所有方程不成立。因此,该方法在 $\alpha \geq 0.1^\circ$ 才能算出基元叶型。叶型前缘点锥面型线半径 R

$$R_{ic} = \frac{r_1}{\sin \alpha} \quad (2-29)$$

中弧线上其他指定点,如转折点 T 、最大厚度点及后缘点的锥面型线半径 R 由下式计算:

$$R = R_{ic} + \frac{z - z_1}{\cos \alpha} \quad (2-30)$$

前段圆弧的等转折率常数 C_1

$$C_1 = \frac{\sin k_{ic} - \sin k_{tc}}{R_{tc} - R_{ic}} \quad (2-31)$$

进口构造角 k_{ic}

$$k_{ic} = \beta_1 - i \quad (2-32)$$

叶型总弯角 θ

$$\theta = \beta_1 - \beta_2 - i + \delta \quad (2-33)$$

前段弯角为 θ_1, θ_1 与 θ_2 比值为 tb ,转折点的角度为:

$$k_{tc} = k_{ic} + \theta tb \quad (2-34)$$

特殊常数 ζ 由公式(2-20)算得。前段中弧线坐标 ϵ 由式(2-24)、式(2-25)、式(2-26)和式(2-27)中某一式算得。这时,中弧线前段圆弧被确定。

中弧线后段圆弧计算步骤如下:

后段圆弧与前段圆弧相接,且光滑过渡,保证一阶导数连续,所以它的进口角度等于前段圆弧的尾部角度,它的出口角度 k_{oc} 与进出口气流角和落后角有关,即:

$$k_{oc} = \beta_2 - \delta - X \quad (2-35)$$

式中: δ ——为落后角,根据卡特公式计算;

X ——是落后角修正量,由经验给出。

由于叶型弯角 θ 是落后角的函数,所以要先假设一个落后角初值,初步确定 θ ,计算前段圆弧和后段圆弧,再计算落后角,计算出的落后角是否与原先假设的落后角相等,如果不等,再假设新的落后角,重复进行上述计算,直到前后两次落后角误差在规定的范围内为止。这时,中弧线坐标计算结束。

2.4.1.2 叶背、叶盆型线计算

中弧线坐标、前缘和后缘厚度、最大厚度点厚度和轴向位置均作为已知条件。从厚度的定义出发,中弧线的垂线与叶背、叶盆的交点,两个交点之间距离称之为叶型厚度。在平面上,

中弧线垂线是一条直线,在锥面展开面上是一条曲线。这条曲线的特点是在这条线各点与锥面的 R 交角为常数(见图 2-10)。

由于是多圆弧叶型,所以叶背和叶盆型线均由前、后两段圆弧组成,前后两个圆弧在过渡点相切。在同一段圆弧上只要知道两个点坐标和角度就可以计算该段圆弧。

根据给定的前后缘厚度及最大厚度点的厚度,在锥面展开面上的厚度曲线起点在中弧线上,中弧线上 R_c 与中弧线的夹角为 k_c ,则 R_c 与厚度线夹角为:

$$k_n = k_c \pm \frac{\pi}{2} \quad (2-36)$$

上式中正号为叶背方向,负号为叶盆方向。厚度线上方程为:

$$R - R_c = \frac{t}{2} \cos k_n \quad (2-37)$$

式中, t 为叶型厚度。

$$\epsilon - \epsilon_c = \operatorname{tg} k_n \ln \frac{R}{R_c} \quad (2-38)$$

当 $k_c = 0$ 时

$$R = R_c \quad (2-39)$$

$$\epsilon - \epsilon_c = \pm \frac{t}{2R_c} \quad (2-40)$$

从中弧线到叶盆或叶背的厚度线长度已知,则叶背叶盆的 R 与 ϵ 由式(2-37)和式(2-38)或式(2-39)和式(2-40)求得。

对于最大厚度点 $t = t_{\max}$

$$k_{mc} = k_{ms} = k_{mp} = k_m \quad (2-41)$$

叶片前后缘的半径是给定的,前后缘的小圆与叶背、叶盆相切,且圆心在中弧线上,从切点到圆心的连线就是给定的前后缘小圆半径,以前缘为例,可以看出 k_{icn} 是未知的(见图 2-9),但

$$k_{isn} = k_{icn} \quad (2-42)$$

$$k_{pcn} = k_{pm} \quad (2-43)$$

$$k_{sn} = k_{isn} + \frac{\pi}{2} \quad (2-44)$$

$$k_{pn} = k_{isn} - \frac{\pi}{2} \quad (2-45)$$

根据最大厚度点所在的位置可分三种情况:

- 最大厚度点与过渡点重合;
- 最大厚度点在过渡点后;
- 最大厚度点在过渡点前。

在确定型面方程中,计算首先从包括最大厚度点圆弧段开始。在这段圆弧上对于叶盆或叶背可以求得前缘点或后缘点上的 R 、 ϵ 和最大厚度点的 k_n ,求出三个未知数 ζ 、 C 及 k ,采用迭代计算求解这三个未知数。当最大厚度点位置在上述的 b、c 情况时,必须在上述计算的型

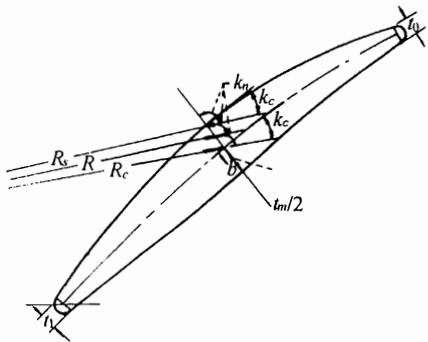


图 2-10 锥面展开面上叶型厚度线

面部分延伸到过渡点 T , 然后另一段圆弧用过渡点和已知的前缘或后缘点求解。要确定叶背和叶盆上的过渡点位置, 只要从已求出的一段曲线延伸与过渡点的厚度线的交点, 位置就确定了。为了求得过渡点的 k_T 、 R_T 和 ϵ_T , 仍用迭代法求解。由于中弧线上的过渡点位置已确定, 即 R_{TC} 和 ϵ_{TC} 已知, 所以在迭代中, 用计算的 R_{TC} 与已知的 R_{TC} 进行比较, 其误差在规定的范围内即可。计算的 R_{TC} 由下式确定

$$R_{TC}^{(R)} = \frac{R}{\exp[\operatorname{tg} k_{TC}(\epsilon - \epsilon_{TC})]} \quad (2-46)$$

这一步骤不能用于最大厚度点与过渡点重合的情况。

确定型面方程的最后一步是求出剩下部分型面的未知数 ζ 、 C 及 k 。有两点——即过渡点与前缘或后缘点中的一点数据和过渡点的叶背或叶盆上的角度是已知的, 采用迭代法计算求得三个未知数, 则叶背、叶盆型线就被确定。

弦长 b 由中弧线前后缘的 R_{ic} 、 R_{oc} 确定

$$b = \frac{R_{oc} - R_{ic}}{\cos k_b} \quad (2-47)$$

$$k_b = \operatorname{tg}^{-1} \left[\frac{\epsilon_{oc} - \epsilon_{ic}}{\ln(R_{oc}/R_{ic})} \right] \quad (2-48)$$

为了用卡特公式计算落后角, 必须求中弧线最大挠度点到前缘的距离。设 AB 为最大挠度点到弦的距离, 则在 AB 线上的 R 与 AB 线夹角为:

$$k_{AB} = k_b + \frac{\pi}{2} \quad (2-49)$$

因此, 在中弧线上可以找到一点, R 与弧线的夹角等于 k_b 。经推导可得:

$$a = \frac{R_b - R_{ic}}{\cos k_b} \quad (2-50)$$

$$\frac{a}{b} = \frac{R_b - R_{ic}}{R_{oc} - R_{ic}} \quad (2-51)$$

$$\text{式中: } R_b = |R_{ic}| \sin^2 k_b |R_A| \cos^2 k_{be} (E_A - C_{ic}) \cos k_b \sin k_b \quad (2-52)$$

2.4.2 前后两段圆弧参数选择

前后两段圆弧参数的选择, 主要考虑两点, 其一是前段圆弧弯角与叶型总弯角之比, 其二是前段圆弧弦长轴向投影与总弦长轴向投影之比。这两个参数是相互联系的, 它们与进口马赫数有关, 当进口马赫数高, 前段弯角与总弯角之比减小, 前段圆弧弦长轴向投影与总弦长轴向投影长度比增加。

2.4.3 叶型最大厚度选择

叶型最大厚度轴向位置是根据进口总马赫数大小来选择。在计算程序中, 通常用下式来表示:

$$MF = \frac{Z_{t\max} - Z_1}{Z_2 - Z_1} \quad (2-53)$$

式中: $Z_{t\max}$ ——最大厚度点轴向位置;

Z_1 ——叶型前缘轴向位置;

Z_2 ——叶型后缘轴向位置。

MF 大小取决于叶型进口马赫数,通常进口马赫数小, MF 值就小,进口马赫数 M_1 大, MF 值就大。通常当 $0.95 \leq M_1 \leq 1.2$, 则 $0.5 \leq MF \leq 0.65$; 当 $0.5 \leq M_1 \leq 0.95$, 则 $0.35 \leq MF \leq 0.50$ 。

最大厚度通常用相对厚度来表示,即最大厚度与叶型弦长之比。它的大小是根据叶片气动负荷和离心负荷大小选取的。并根据强度和振动计算结果进行调整。在初选时,转子叶片尖部相对厚度约为弦长的 2%~3%,根部相对厚度约为弦长的 7%~10%。静子叶片根部(近机匣)相对厚度约为弦长的 6%~8%,叶片尖部(近轮毂)相对厚度约为弦长的 3%~5%。

2.5 任意多项式叶型

任意多项式中弧线叶型通过通流计算优化静压来实现相对气流角与落后角匹配,减小气流加功产生的逆压梯度,从而达到损失低的目的。

任意多项式中弧线叶型工作范围宽广,可用于超、跨、亚声叶型设计。

2.5.1 造型方法

任意多项式叶型造型方法的唯一特点体现在中弧线面的形成上。对每一个流面,沿着子午弦线给定若干站位的相对气流角。在前缘给定攻角,在尾缘给定落后角。然后,沿着子午弦线各站位给定落后角分布。

有了各站位的相对气流角分布和落后角分布就可以得出流线构造角分布。用样条曲线来拟合随轴向子午投影弦长变化的流线构造角正切值,产生一个三次多项式样条曲线,积分后产生一个四次多项式中弧线。用得出的中弧线弦长修正估算的稠度,确定新的尾缘落后角,重复上述过程,直到两次迭代中落后角,稠度和弦长一致为止。

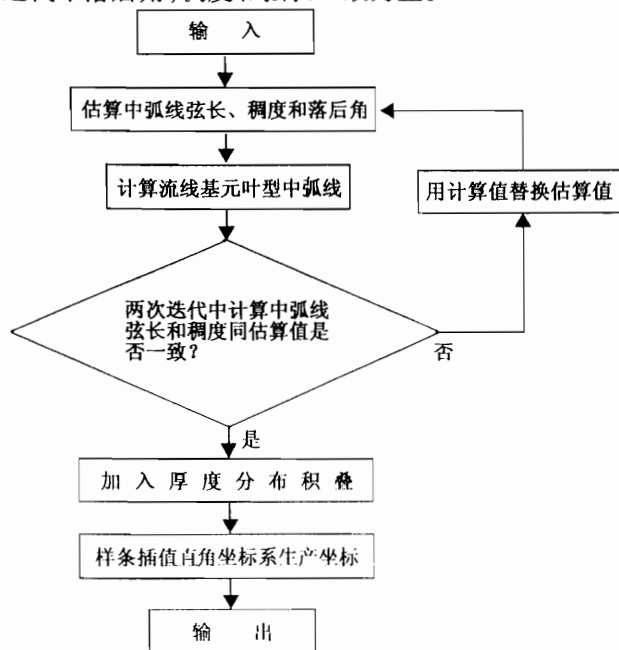


图 2-11 任意多项式中弧线叶型设计过程框图

有了中弧线,再给定一厚度分布就可产生基元叶型,在基元叶型某一位置积叠生成叶片完整外形,为叶片适宜加工生产,用样条插值出直角坐标系下平面坐标,完成叶片造型。叶片设计过程见图 2-11。

在这一设计过程中,最为重要的参数为相对气流角(静子叶片为绝对气流角)和叶片排内落后角。通流计算中,相对气流角通过优化静压产生。选择静压为优化目标是基于理由:叶型表面的逆压梯度小,气流分离损失小。显然,从前缘到后缘静压按线性增加时,静压梯度的绝对值才可能最小。然而这是一个不可实现的目标,因为 Kutta 条件不允许一个叶型将负荷一直维持到尾缘。因此,假定从前缘到大约四分之三弦长位置静压梯度尽可能线性,然后,静压梯度应逐步减小以满足叶型尾缘 Kutta 条件。落后角是另一关键的假设,目前,有关这些参数在叶片排内分布的数据很少,因此给定落后角分布的边界条件如下:

- (a)前缘的气流落后角必须等于攻角;
- (b)后缘气流落后角必须等于尾缘计算值;
- (c)流道覆盖部分的气流落后角必须非常小;

(d)接近后缘处的气流落后角增加速率必须大致等于该区弯度的变化率,以便在后缘处接近 Kutta 条件;

叶片排内落后角设计分布见图 2-12。

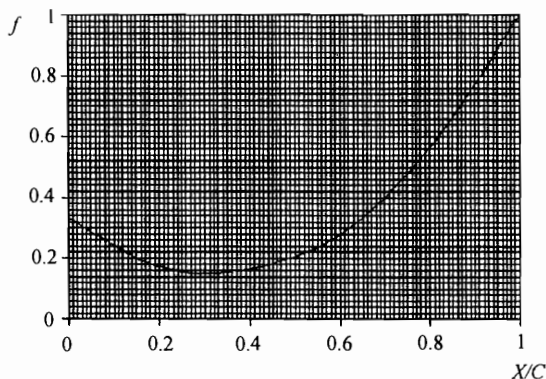


图 2-12 叶片槽道内部落后角设计分布

2.5.2 基元叶型中弧线

首先,沿假定的前后缘之间的流线积分确定基元叶型的子午弦线。在叶片前后缘沿 X 向分布的 100 个位置上计算流面的斜率,则子午弦长 C_m 为:

$$C_m = \sum_{n=2}^{100} (x_n - x_{n-1}) \sqrt{1 + \left(\left(\frac{dr}{dx_n} + \frac{dr}{dx_{n-1}} \right) / 2 \right)^2} \quad (2-54)$$

假设安装角等于进、出口相对气流角的平均值,则估算的弦长为:

$$C_e = \frac{C_m}{\cos\left(\frac{\beta_q + \beta_h}{2}\right)} \quad (2-55)$$

从而,可得到稠度

$$\tau = \frac{NC_e}{2\pi \left(\frac{r_q + r_h}{2} \right)} \quad (2-56)$$

式中, N 为叶片数, r_q 和 r_h 为前后缘处的流面半径。落后角 δ 用 NASA SP-36 中的方程 (269) 和 (271) 计算,并加一项修正值 γ 。

$$\delta = \delta_{o_{10}} K_{\delta_i} K_{\delta_t} + \frac{m}{\tau^b} (\beta_q - i - \beta_h + \delta) + \gamma \quad (2-57)$$

式中: $\delta_{o_{10}}$ ——10% 厚度 NACA65 系列厚度分布的参考落后角;

K_{δ_s} ——厚度分布不同于 65 系列叶片的叶片形状修正因子;

k_{δ_t} ——最大厚度不等于 10% 的修正因子;

m ——落后角随弯度的变化率;

b ——稠度的指数(随进口气流角变化);

β_q, β_h ——分别为前后缘处的相对气流角;

i ——中弧线攻角;

γ ——落后角附加修正量。

对式(2-56)中 δ 的求解显示为:

$$\delta = \frac{\delta_{o_{10}} K_{\delta_s} K_{\delta_t} + \frac{m}{\tau^b} (\beta_q - i - \beta_h) + \gamma}{\left(1 - \frac{m}{\tau^b}\right)} \quad (2-58)$$

在对式(2-58)进行求解时,式中的 K_{δ_s}, i, γ 由设计者给定,其他几个量 $\delta_{o_{10}}, K_{\delta_t}, m, b$ 分别由图 2-13~图 2-16 确定。图 2-13~图 2-16 分别引自 NASA SP-36 的图 161、图 164、图 172 和图 166。

基元叶型中弧线构造角根据流线各站位相对气流角、落后角来确定。

在前缘

$$\beta_{kq} = \beta_q - i \quad (2-59)$$

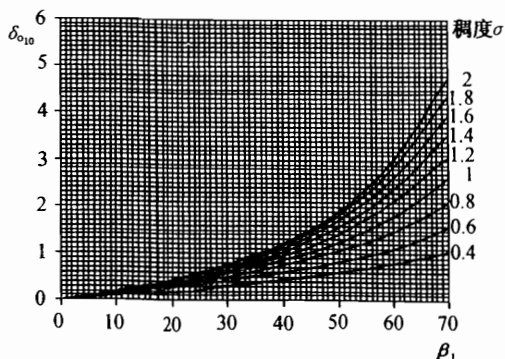


图 2-13 NACA65-(A₁₀)系叶片低速叶栅试验得到的在基准最小损失流入角下的零弯度落后角曲线

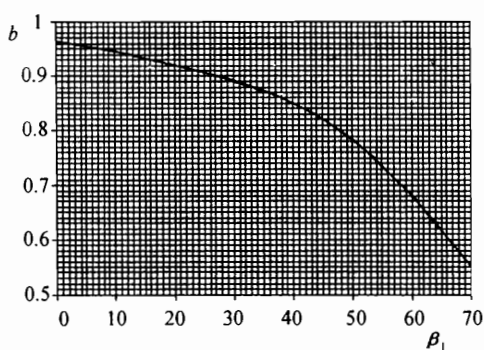


图 2-14 式(2-59)中的稠度指数 b 值曲线
(根据 NACA65-(A10)系叶片数据算出)

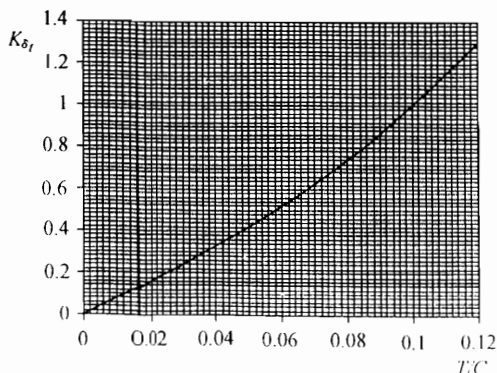


图 2-15 零弯度基准最小损失落后角的最大厚度修正系数

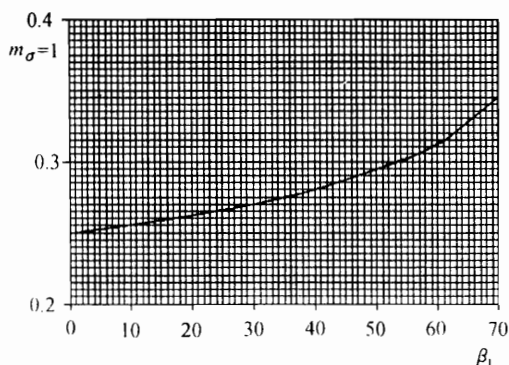


图 2-16 圆弧中弧线的 m_{σ_1} 值

在后缘

$$\beta_{kh} = \beta_h - \delta \quad (2-60)$$

对叶片基元叶型中弧线内部站位的各个点,构造角等于相对气流角与落后角的差值,而落后角用尾缘落后角的无量纲值 f 表示,因而对每一个内部站位点有:

$$\beta_{xj} = \beta_j - f_j \delta \quad (2-61)$$

落后角无量纲值 f 由设计者给定。

用三次多项式样条函数拟合随轴向子午投影弦长变化的中弧线构造角正切函数值,积分后产生一条四次多项式样条中弧线。这样,中弧线的每一段均可以按下列各式描述:

$$y = ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e \quad (2-62)$$

$$y' = 4ax^3 + 3bx^2 + 2cx + d \quad (2-63)$$

$$y'' = 12ax^2 + 6bx + 2c \quad (2-64)$$

为简化起见,设中弧线的前缘为坐标系原点并规定弧线段两端的二阶导数为零,于是,第一个弧段的边界条件如下:

$$\left. \begin{aligned} \text{当 } x = 0, y = 0 \\ y' = \tan \beta_{kq} \\ y'' = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-65)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{当 } x = x_1, y' = \tan \beta_{k1} \\ y'' = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-66)$$

根据这些边界条件,第一个弧线段的 a 、 b 、 c 、 d 和 e 的值可完全确定:

$$a = \frac{\tan \beta_{kh} - \tan \beta_{kq}}{2x_1^3} \quad (2-67)$$

$$b = \frac{\tan \beta_{kh} - \tan \beta_{kq}}{x_1^2} \quad (2-68)$$

$$c = 0 \quad (2-69)$$

$$d = \tan \beta_{kq} \quad (2-70)$$

$$e = 0 \quad (2-71)$$

对于第二段,存在

$$\left. \begin{aligned} \text{当 } x = x_1, y_1 = y_{1(\text{第一段})} \\ y' = \tan \beta_{k1} \\ y'' = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-72)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{当 } x = x_2, y_1 = \tan \beta_{k2} \\ y'' = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-73)$$

从而,第二段的 a 、 b 、 c 、 d 和 e 也可确定。依此类推,则中弧线各段的 a 、 b 、 c 、 d 和 e 均可确定。

这样,所得中弧线的真实弦长则可由下式确定:

$$c = \sqrt{x_h^2 + y_h^2} \quad (2-74)$$

将真实弦长用于计算稠度值并与原始估算值比较,如果两者差值在规定的容差之外,则利用新的稠度值计算落后角修正值并重新构造中弧线,重复迭代,直到修正的稠度差值在规定的容差之内为止。

2.5.3 基元叶型厚度分布

基元叶型厚度分布用两段三次多项式样条函数来定义,第一段样条函数用于前缘至最大厚度点,第二个样条函数用于最大厚度点至尾缘。在相交点,两方程的厚度、一阶导数及二阶导数值均相等。如果最大厚度点位于 50% 弦长以后,为防止前缘处的厚度分布发生负曲率,令前缘处二阶导数为零。前缘厚度等于前小圆半径,尾缘以直线截断,等于尾缘厚度。相应地,如果最大厚度点位于 50% 弦长以前,为防止后缘处的厚度分布发生负曲率,令后缘处二阶导数为零。

下面将讨论最大厚度点位于 50% 弦长以后的厚度分布情况。如果最大厚度点位于 50% 弦长以前,则后一种情况的前后缘边界条件同上述情况相反。

两段三次多项式厚度分布选定的边界条件可以表达如下:

对前缘:

$$\left. \begin{aligned} x = 0, y = y_0 \\ y''_q = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-75)$$

$$\left. \begin{aligned} x = z, y = \frac{T}{2} \\ y' = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2-76)$$

对尾缘:

$$\left. \begin{aligned} x = z, y = \frac{T}{2} \\ y' = 0 \\ y''_h = y''_q \end{aligned} \right\} \quad (2-77)$$

$$\left. \begin{aligned} x = 1.0 \\ y = y_1 \end{aligned} \right\} \quad (2-78)$$

这里, y 代表基元叶型的半厚度, T 代表最大厚度, 参数 z 代表最大厚度点在中弧线上的位置。对前部,用简单的三次多项式来表示厚度分布:

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (2-79)$$

$$y' = 3ax^2 + 2bx + c \quad (2-80)$$

$$y'' = 6ax + 2b \quad (2-81)$$

将边界条件(2-75)、(2-76)用于上式产生以下的结果:

$$a = \frac{T/2 - y_0}{2z^3} \quad (2-82)$$

$$b = 0 \quad (2-83)$$

$$c = \frac{3\left(\frac{T}{2} - y_0\right)}{2z} \quad (2-84)$$

$$d = y_0 \quad (2-85)$$

$$\left. \begin{aligned} x = z \\ y'' = -\frac{3\left(\frac{T}{2} - y_0\right)}{z^2} \end{aligned} \right\} \quad (2-86)$$

同样,对后缘用一相似的三次多项式表示其厚度分布:

$$y = e(x - z)^3 + f(x - z)^2 + g(x - z) + h \quad (2-87)$$

$$y' = 3e(x - z)^2 + 2f(x - z) + g \quad (2-88)$$

$$y'' = 6e(x - z) + 2f \quad (2-89)$$

将边界条件(2-77)、(2-78)用于后产生如下的结果:

$$e = \frac{3\left(\frac{T}{2} - y_0\right)}{2z^2(1 - z)} - \frac{\frac{T}{2} - y_1}{(1 - z)^3} \quad (2-90)$$

$$f = -\frac{3\left(\frac{T}{2} - y_0\right)}{2z^2} \quad (2-91)$$

$$g = 0 \quad (2-92)$$

$$h = \frac{T}{2} \quad (2-93)$$

因为两部分厚度分布的样条方程均是三次多项式,所以,方程中有可能存在拐点。厚度分布前半部的边界条件之一是前缘的二阶导数为零。所以最大厚度点以前部分不存在拐点。检查第二部分的方程发现:存在一个最小值 z (最大厚度点位置处),使得方程的拐点不在叶片的表面上。

给出 z 最小为:

$$z_{\min} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{1 - 2y_1/T}{1 - 2y_0/T}}} \quad (2-94)$$

如果前后缘厚度相等, $z_{\min}$ 是 0.5, 随着后缘同前缘厚度比的增加 $z_{\min}$ 也加大。

2.5.4 设计算例

以下给出某一转子叶片设计算例,各流面基元叶型槽道内部无量纲落后角分布见表 2-6,基本输入参数见表 2-7,输入流线网格节点相对气流角见表 2-8,叶片流面基元叶型积叠结果见图 2-17。

表 2-6 流面基元叶型槽道内部落后角分布

符号	第 1 站	第 2 站	第 3 站	第 4 站	第 5 站	第 6 站
X/C	0.000	0.200	0.400	0.600	0.800	1.0
f_1	0.260	0.180	0.166	0.286	0.564	1.0
f_{19}	0.400	0.200	0.166	0.286	0.564	1.0

表 2-6~2-8 中符号含义说明如下:

X/C ——基元叶型无量纲落后角相对轴向位置;

f_1 ——基元叶型槽道内部第 1 条流线(叶根)无量纲落后角;

f_{19} ——基元叶型槽道内部第 19 条流线(叶尖)无量纲落后角;

R ——流面基元叶型进口径向坐标;

i ——流面基元叶型中弧线攻角;

δ_f ——流面基元叶型落后角附加值;

R_q/C ——流面基元叶型前缘相对厚度;

T_m/C ——流面基元叶型最大厚度相对值;

R_h/C ——流面基元叶型后缘相对厚度;

T_x/C ——流面基元叶型最大厚度相对位置；

$\beta_1 \sim \beta_6$ ——流面基元叶型计算站第1站至第6站相对气流角。

表 2-7 输入基本参数

流线序号	R	i	δ_f	R_q/C	T_m/C	R_h/C	T_x/C
1	0.1600	5.60	2.00	0.0052	0.0790	0.0060	0.45
2	0.1700	5.40	2.00	0.0050	0.0760	0.0058	0.46
3	0.1800	5.20	2.00	0.0048	0.0730	0.0056	0.47
4	0.1900	5.00	2.00	0.0046	0.0700	0.0054	0.48
5	0.2000	4.80	2.00	0.0044	0.0670	0.0052	0.49
6	0.2100	4.60	2.00	0.0042	0.0640	0.0050	0.50
7	0.2200	4.40	2.00	0.0040	0.0610	0.0048	0.51
8	0.2300	4.20	2.00	0.0038	0.0580	0.0046	0.52
9	0.2400	4.00	2.00	0.0036	0.0550	0.0044	0.53
10	0.2500	3.80	2.00	0.0034	0.0520	0.0042	0.54
11	0.2600	3.60	2.00	0.0032	0.0490	0.0040	0.55
12	0.2700	3.40	2.00	0.0030	0.0460	0.0038	0.56
13	0.2800	3.20	2.00	0.0028	0.0430	0.0036	0.57
14	0.2900	3.00	2.00	0.0026	0.0400	0.0034	0.58
15	0.3000	2.80	2.00	0.0024	0.0370	0.0032	0.59
16	0.3100	2.60	2.00	0.0022	0.0340	0.0030	0.60
17	0.3200	2.40	2.00	0.0020	0.0310	0.0028	0.61
18	0.3300	2.20	2.00	0.0018	0.0280	0.0026	0.62
19	0.3400	2.00	2.00	0.0016	0.0250	0.0024	0.63

表 2-8 流面基元叶型网格节点相对气流角

β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6
-49.182	-31.110	-16.253	-8.103	-0.596	6.665
-50.866	-39.334	-29.106	-21.537	-13.672	-7.020
-52.268	-44.505	-37.507	-31.228	-24.292	-17.086
-53.517	-48.014	-43.247	-38.297	-32.614	-25.158
-54.650	-50.378	-47.060	-43.278	-38.656	-31.656
-55.656	-51.978	-49.536	-46.668	-42.712	-33.809
-56.563	-53.449	-51.610	-49.308	-45.880	-40.879
-57.374	-54.828	-53.419	-51.533	-48.466	-44.199
-59.111	-56.166	-55.060	-53.317	-50.419	-46.808
-58.791	-57.469	-56.582	-54.880	-52.210	-49.002
-59.416	-58.705	-57.972	-56.368	-53.721	-50.862
-59.993	-59.834	-59.223	-57.611	-55.013	-52.457
-60.536	-60.830	-60.283	-58.546	-56.100	-53.862
-61.056	-61.652	-61.157	-59.675	-57.217	-55.144
-61.530	-62.296	-61.827	-60.533	-58.165	-56.393
-61.987	-62.746	-62.326	-61.182	-59.059	-57.733
-62.434	-63.074	-62.655	-61.687	-59.962	-59.276
-62.866	-63.331	-62.967	-62.324	-61.035	-61.061
-63.297	-63.238	-62.646	-62.137	-61.909	-63.467

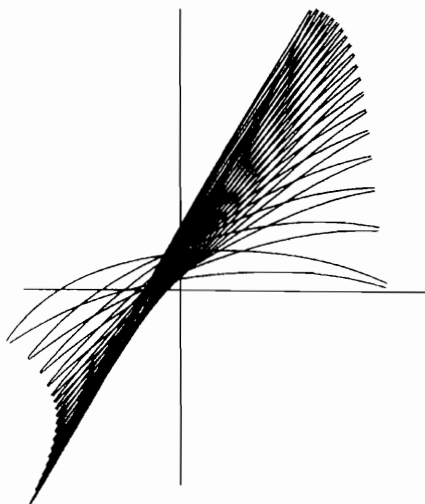


图 2-17 叶片流面基元叶型积叠结果

2.6 可控扩散叶型

可控扩散叶型,指通过优化叶型表面速度分布而得到的叶型。对叶型表面速度分布进行优化,可以控制表面气流扩散,减小或消除附面层分离,削弱可能出现的激波的强度,达到改善叶型性能的目的。

可控扩散叶型目前主要用于进口气流为亚声速的叶型设计。

2.6.1 造型方法

可控扩散叶型的造型方法有三种:反问题方法,正问题迭代法和正、反问题混合方法。

2.6.1.1 反问题方法

给定叶型表面速度分布(或压力分布),通过计算得到叶型。反问题方法包括用速度图法求解不可压位势方程,由速端平面法或势流函数法求解线化的可压位势方程和用时间推进法求解欧拉方程。

用反问题方法设计可控扩散叶型很适合于优化叶型形状,但同时要求设计者能够对选择表面速度分布有较多的经验,否则容易设计出形状不合理的叶型,而且在叶片设计时不易保证径向光滑。

2.6.1.2 正问题迭代法

首先采用特定的几何方法设计叶型,然后利用正问题分析叶栅流场,得到叶型表面速度分布,再进行附面层分析,如果表面速度分布和附面层参数不满足要求,则修改叶型设计,再进行正问题计算和附面层计算,如此反复迭代,最后得到满意的叶型。设计过程见图2-18。

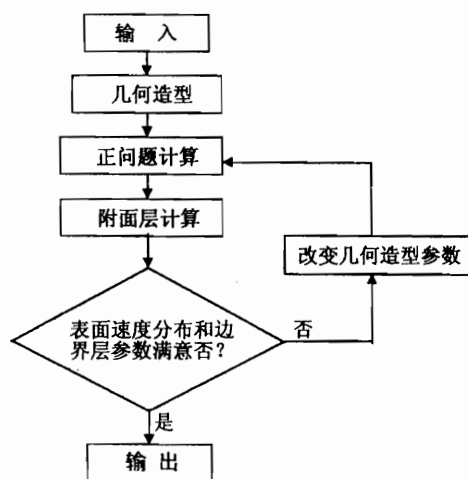


图2-18 正问题迭代法设计过程框图

正问题迭代法由于其设计叶型的几何参数易于控制,因而能较好地保证叶片沿径向的光滑性,很适合于工程设计使用,但是对叶型的优化受到几何造型方法的限制。

2.6.1.3 正、反问题混合方法

正、反问题混合方法首先由几何造型得到一个初始叶型,再由叶栅正问题分析方法得到叶型表面速度分布,在此基础上修改得到一个理想的速度分布作为反问题计算的输入,反问题

计算后即可得到最终叶型。

设计过程见图 2-19。

正、反问题混合方法,避免了纯反问题设计时选择表面速度分布的盲目性,也能够较好地优化叶型,因而得到了较多的应用。但是在叶片设计时,应注意考虑径向光滑性。

在 2.6.2~2.6.5 中介绍的是现在采用的一种正、反问题混合方法。

2.6.2 初始叶型设计及其表面速度分布求解

2.6.2.1 初始叶型设计

初始叶型可以采用各种标准叶型,如 C4、NACA65、BC6、双圆弧、多圆弧等。初始叶型必须满足叶型设计的条件,而且和所希望的最终叶型形状越接近越好,可以减少叶型表面速度分布的修改变量,避免出现不合理叶型。

这里介绍的是以多圆弧叶型作为初始叶型,设计方法见 2.4。

输入参数 符号

进口气流角 β_1

出口气流角 β_2

攻角 i

落后角 δ

最大厚度/弦长 $C_{\max}/b$

最大厚度位置/弦长 $X_{\max}/b$

前缘半径 R_q

后缘半径 R_h

前、后段圆弧转接点位置 X_T/b

前段圆弧弯角/总弯角 θ_F/θ

表 2-9 初始叶型设计输入数据(算例)

β_1	β_2	i	δ	$C_{\max}/b$	$X_{\max}/b$	R_q	R_h	X_T/b	θ_F/θ
43°	0.5°	0°	5°	0.06	0.5	0.26	0.27	0.5	0.55

得到的初始叶型如图 2-20。

2.6.2.2 表面速度分布计算

初始叶型的表面速度分布可由 S_l 流面计算得到(见 1.3)。这里介绍的是一种求解流函数的方法。

基本方程:

任意回转面上的运动方程

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x^2} \left[(W_1 + W_2 \cos \theta_{12}) \sqrt{a_{11}} \right] - \frac{\partial}{\partial x^1} \left[(W_2 + W_1 \cos \theta_{12}) \sqrt{a_{22}} \right] \\ & = 2 \sqrt{a_{11}} \sqrt{a_{22}} \omega \sin \sigma \sin \theta_{12} + \frac{\sqrt{a_{11}}}{W_1} \left(\frac{\partial I}{\partial x^2} - T \frac{\partial S}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (2-95)$$

根据连续方程得到的流函数定义:

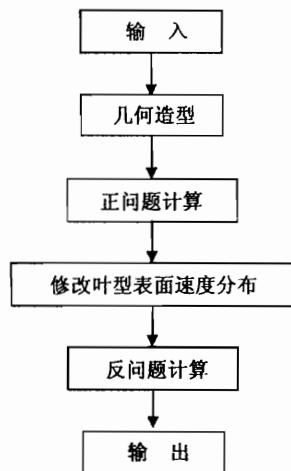


图 2-19 正、反问题混合方法设计过程框图



图 2-20 初始叶型形状

$$W_1 = \frac{1}{\tau\rho\sqrt{a_{22}\sin\theta_{12}}}\frac{\partial\Psi}{\partial x^2} \quad (2-96)$$

$$W_2 = \frac{-1}{\tau\rho\sqrt{a_{11}\sin\theta_{12}}}\frac{\partial\Psi}{\partial x^2} \quad (2-97)$$

以及以下关系式:

$$W^2 = (W_1)^2 + (W_2)^2 + 2W_1W_2\cos\theta_{12} \quad (2-98)$$

$$\frac{\rho}{\rho_i} = \left[\frac{\left(I + \frac{\omega^2 r^2}{2} - \frac{W^2}{2} \right)}{h_i} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (2-99)$$

五个方程求解五个未知数 ρ 、 Ψ 、 W_1 、 W_2 、 W 。

利用人工压缩性对密度进行修正

当 $W_2 > 0$ 时:

$$\rho_{i,k} = \rho_{i,k} - v_{i,k} \left[(W^1/W)(\rho_{i,k} - \rho_{i-1,k}) + (W^2/W)(\rho_{i,k} - \rho_{i,k-1})(\sqrt{a_{11}}/\sqrt{a_{22}})_{i,k} \right]$$

当 $W_2 < 0$ 时:

$$\rho_{i,k} = \rho_{i,k} - v_{i,k} \left[(W^1/W)(\rho_{i,k} - \rho_{i-1,k}) - (W^2/W)(\rho_{i,k} - \rho_{i,k+1})(\sqrt{a_{11}}/\sqrt{a_{22}})_{i,k} \right]$$

其中:

$$v_{i,k} = C_{\max} \left[0, 1 - \frac{1}{M_{i,k}^2} \right]$$

求解主方程采用沿 X_1 方向的线松弛, 追赶法求解三对角方程, 在求 ρ 时采用交替方向积分法, 以避免求解跨声速流场时双解性矛盾。计算流程见图 2-21。

输入数据:	符号
初始叶型坐标	X, Y
流线轴向坐标	Z
流线径向坐标	R
稠度	b/t
轴向速度密度比	$AVDR$
进口总压	P_{t1}
进口总温	T_{t1}
进口 M 数	M_1
进口气流角	β_1
出口气流角	β_2
角速度	ω

程序控制参数: 流函数松弛因子 C_ω , 人工密度系数 C_N , 密度名义松弛因子 C_P , 流函数精度 E_ω , 密度精度 E_ρ 。

程序控制参数的一般取值范围见表 2-10。

将图 2-20 的叶型按表 2-11 的参数进行正问题计算, 得到如图 2-22 的表面速度分布。

表 2-10 正问题程序控制参数一般取值范围

C_ω	C_N	C_P	E_ω	E_ρ
1.0	1.5~3.0	0.01~0.1	0.00001	0.0001

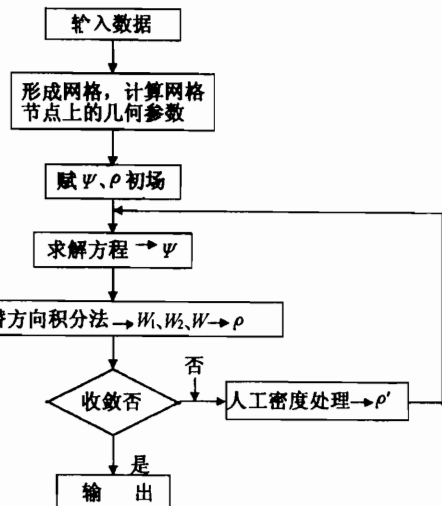


图 2-21 正问题计算流程图

表 2-11 正问题计算算例部分输入数据

M_1	β_1	β_2	P_{t1}	T_{t1}	b/t	$AVDR$
0.8	43°	0.5°	13000	294.96	2.305	1.14

2.6.3 叶型表面速度分布修正

在计算得到初始叶型的表面速度分布后,应对其进行修正,以作为反问题设计的输入,保证叶型满足设计要求。典型的可控扩散叶型速度分布如图 2-23 所示,这一分布满足以下准则:

- (1)叶型吸力面从前缘到速度峰值有一段持续加速,以避免层流边界层过早的分离或转捩。
- (2)吸力面峰值马赫数小于 1.3,以避免出现激波和由于激波边界层干扰引起的边界层分离。
- (3)从吸力面速度峰值点到尾缘持续无激波减速,维持薄的边界层,以避免在尾缘之前出现分离。

- (4)在压力面保持合理的亚声速分布,以保证足够的堵塞裕度。

在修正叶型表面速度分布时,一般应遵循以上准则,同时根据不同的情况作灵活处理。

图 2-22 所示的是典型的多圆弧叶型表面速度分布,在吸力面峰值后段减速梯度更大,这不利于边界层的发展,而且容易引起边界层分离。按照可控扩散叶型表面速度分布的准则,对图 2-22 的分布进行了修改,主要是保证吸力面峰值到尾缘有比较均衡的减速,速度梯度不断减小,保证边界层不分离。压力面的速度分布的修改主要为了保证叶型有合理的厚度。修改后的叶型表面速度分布如图 2-24 所示。

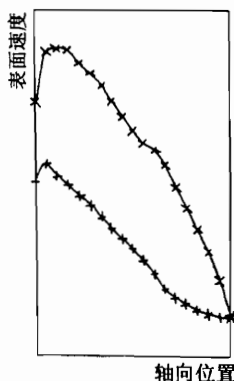


图 2-22 正问题计算得到的表面速度分布

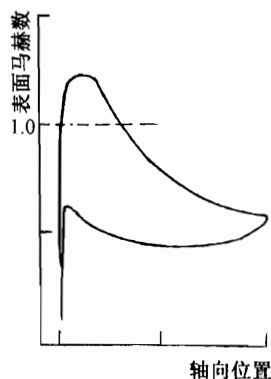


图 2-23 典型的可控扩散叶型表面速度分布

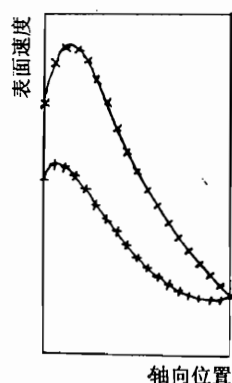


图 2-24 修改后的叶型表面速度分布

2.6.4 叶型反问题设计

在正、反问题混合方法中,反问题设计和正问题计算应该选用类似的方法,以使整个设计更加协调,而且易于实现设计目标。与 2.6.3 相配合的反问题设计程序也采用求解流函数方法,并加入简单的边界层计算对叶型进行修正,该方法步骤如下:

- (1)根据初始叶型形成初始网格,并计算网格节点处非正交曲线坐标的几何量。

- (2)在给定 Ψ 、 ρ 初场后,由连续方程导得的关系将给定的表面速度分布转换成初始叶型表面的流函数条件:

$$\Psi_p = \Psi_{j,1} = \Psi_{j,2} - (\Delta x^2)(W_p)_{j,1} \tau_{j,1} (\sqrt{a_{22}})_{j,1} \sin(\theta_{12})_{j,1} \quad (2-100)$$

$$\Psi_s = \Psi_{j,N} = \Psi_{j,N-1} - (\Delta x^2)(W_s)_{j,N} \tau_{j,N} (\sqrt{a_{22}})_{j,N} \sin(\theta_{12})_{j,N} \quad (2-101)$$

- (3)采用 2.6.2.2 介绍的方法进行正问题求解。

- (4)根据正问题解的结果将 $\Psi=0$ 和 $\Psi=\Delta\Psi$ 的流线作为过渡叶型。

(5) 利用过渡叶型形成新网格, 插值得到新网格节点处的 Ψ 、 ρ , 返回第2步进行迭代。

(6) 相邻两次迭代的过渡叶型和流场之间的精度满足一定的要求后, 得到无粘叶型。

(7) 进行叶型表面边界层计算, 采用“计入滞后 Nash - McDonald 方法”。求得叶型表面边界层位移厚度。

(8) 将无粘叶型减去边界层位移厚度即得到粘性叶型。

反问题计算流程如图 2-25 所示。

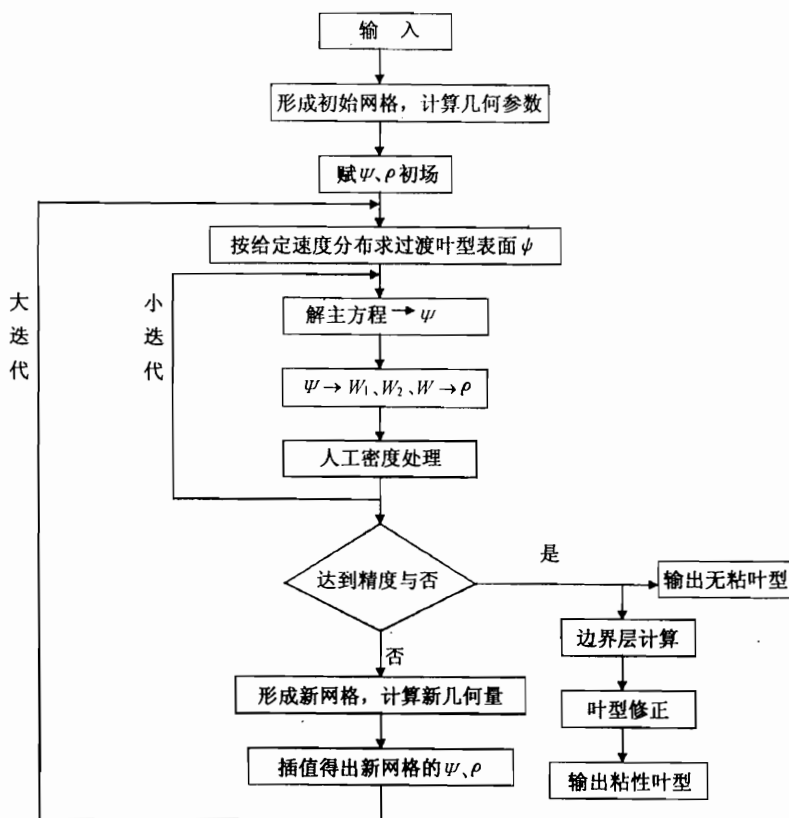


图 2-25 反问题计算流程图

理论上讲粘性叶型更能真实地反映设计要求, 但是无粘叶型在性能上与粘性叶型一般相差不大, 而且在许多情况下粘性叶型尾缘厚度不易控制, 所以在工程应用中更多地采用无粘叶型。

按图 2-24 的表面速度分布通过反问题计算得到的最终叶型如图 2-26 所示。与图 2-20 的初始叶型相比, 叶型弯度分布和厚度分布均有较大的变化。其中最明显的变化是叶型后段弯度变小, 最大厚度位置前移。最终叶型与初始叶型相比, 最大厚度、最大厚度位置、前后缘半径均有变化, 因此在叶片设计时, 应注意几何参数沿径向的光滑性。

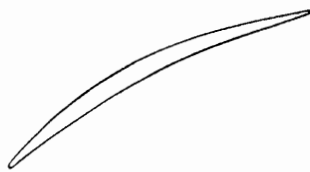


图 2-26 反问题设计的最终叶型

2.6.5 叶型表面边界层转捩点和分离点计算

在进行反问题计算得到叶型后, 为了进一步检查叶型性能, 需要进行叶型表面边界层计

算,确定边界层转捩点和分离点位置。由于可控扩散叶型设计的主要目标是控制表面边界层发展,因而边界层计算结果可以作为评估叶型设计好坏的依据之一。边界层计算采用 McNally 的积分法。

(1)层流计算采用 Cohen - Reshotko 方程,将 Prandtl 边界层方程通过 Stewartson 转换成以下形式:

$$n = -AM_e^{-B} \frac{dM_e}{d\left(\frac{X}{L}\right)} \left(1 - \frac{\gamma-1}{2} M_e^2\right)^{\frac{(3\gamma-1)}{(2\gamma-1)}} \int_0^{X/L} \frac{M_e^{-B}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_e^2\right)^{\frac{(3\gamma-1)}{(2\gamma-2)}}} d\left(\frac{X}{L}\right) \quad (2-102)$$

式中: n ——压力梯度参数;

M_e ——自由流马赫数;

X ——流向坐标;

B ——弦长。

通过数值计算求解方程(2-102),得到 n 值,然后计算切应力参数 θ 、表面摩擦系数,形状因子、附面层动量厚度和位移厚度。

(2)紊流计算求解 Sasman - Cresci 推导的积分形式的动量和动量矩方程

$$\frac{d\theta_{tr}}{dX_{tr}} + \frac{\theta_{tr}}{U_e} \frac{dU_e}{dX_{tr}} \left[2 + H_i + \frac{\int_0^{\delta_{tr}} \left(\frac{h'}{h_0} - 1 \right) dY_{tr}}{\theta_{tr}} \right] = \left(\frac{T_0'}{T_e} \right) \left(\frac{\bar{T}}{T_0} \right) \frac{\tau_w}{\rho_e U_e^2} \quad (2-103)$$

$$\begin{aligned} \frac{dH_i}{dX_{tr}} = & \frac{-1}{U_e} \frac{dU_e}{dX_{tr}} \left[\frac{H_i(H_i+1)^2(H_i-1)}{2} \right] \left[1 + \frac{2}{(H_i+1)\theta_{tr}} \int_0^{\delta_{tr}} \left(\frac{h'}{h_0} - 1 \right) dY_{tr} \right. \\ & - \frac{2(H_i-1)}{H_i^2(H_i+1)\theta_{tr}^2} \int_0^{\delta_{tr}} \left(\frac{h'}{h_0} - 1 \right) Y_{tr} dY_{tr} \left. \right] + \frac{H_i(H_i^2-1)}{\theta_{tr}} \left(\frac{T_0'}{T_e} \right) \left(\frac{\bar{T}}{T_0} \right) \frac{\tau_w}{\rho_e U_e^2} \\ & - \frac{(H_i^2-1)(H_i+1)}{\theta_{tr}} \left(\frac{T_0'}{T_e} \right) \left(\frac{\bar{T}}{T_0} \right) \frac{\tau_w}{\rho_e U_e^2} \int_0^1 \frac{\tau}{\tau_w} d\left(\frac{Y_{tr}}{\delta_{tr}} \right) \end{aligned} \quad (2-104)$$

式中:

$$U_e = \frac{a_0}{a_e} u_e = a_0 M_e$$

$$X_{tr} = \int_0^X \frac{T_0'}{\bar{T}} \left(\frac{T_e}{T_0'} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}}$$

$$Y_{tr} = \left(\frac{T_e}{T_0'} \right)^{\frac{1}{2}} \int_0^y \frac{\rho}{\rho_0} dy$$

$$\theta_{tr} = \int_0^{\delta_{tr}} \frac{U}{U_e} \left(1 - \frac{U}{U_e} \right) dY_{tr}$$

$$H_i = \frac{\int_0^{\delta_{tr}} \left(1 - \frac{U}{U_e} \right) dY_{tr}}{\theta_{tr}}$$

方程(2-103)和(2-104)经变换后由龙格-库塔格式求解。

(3)从层流到紊流的转捩由 Schlichting - Ulrich - Granville 方法预测。在 Schlichting 和 Ulrich 的层流边界层稳定性曲线中,有一个动量厚度雷诺数和形状因子 K 的关系曲线,采用这一曲线来预测层流边界层的不稳定点,同时使用 Granville 的试验曲线预测不稳定点和转捩点

之间的距离。最终可以通过层流计算得到的 K 值判断转捩的发生。

(4) 对于层流边界层, 当壁面摩擦系数 C_f 或壁面切应力 τ_w 变为负值时, 认为已经分离; 紊流边界层由形状因子 H_i 判别分离, 当 $H_i > 2.5 \sim 2.8$ 时, 认为已经发生分离。

对图 2-20 和图 2-25 的叶型吸力面边界层进行分析, 得到的转捩点和初始叶型分离点位置如图 2-27 所示, 反问题设计的叶型没有发生分离。

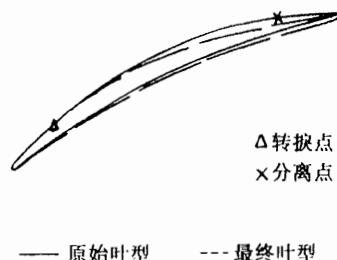


图 2-27 叶型转捩点和分离点位置

2.7 串列叶栅

在轮机中, 当所需完成的气流转角用一排叶栅不能实现, 或者即使能实现但损失过大时, 就采用前后相距很近的两排叶栅来完成。这样的叶栅叫做串列叶栅, 见图 2-28。

2.7.1 串列叶栅几何参数选择

就单个叶片的几何参数而言, 串列叶栅的前、后叶片与普通叶片完全相同。就整个叶栅来说, 串列叶栅因为有两排叶栅组成, 所以还有表示前、后排叶栅相对位置的几何参数(图 2-29)。

(1) 总弦长 b_T ——前叶片中弧线与前缘的交点和后叶片中弧线与后缘交点的连线称为串列叶片的总弦长, 见图 2-29。

(2) 总弯角 θ_T ——前叶片中弧线在前缘点的切线和后叶片中弧线在后缘点的切线之间的夹角称为总弯角, 见图 2-29。

(3) 总安装角 γ_T ——总弦长 b_T 和叶栅轴线之间的夹角称为总安装角, 它表示串列叶片在叶栅中的安装位置。

(4) 轴向距离 a ——前、后排叶栅之间沿轴向的距离称为轴向距离, 见图 2-28。或者用相对于前叶片弦长 b_F 的相对值 a/b_F 表示。

当 $a > 0$ 时, 前、后排叶栅在轴向不重叠。当 $a < 0$ 时, 在轴向有一部分重叠。

(5) 周向偏距 h ——前、后排叶栅在圆周方向错开的距离称为周向偏距, 见图 2-28。或者以相对于栅距 t 的相对值 h/t 表示。

串列叶片的总参数(总弦长, 总弯角, 总安装角), 可以由前排叶栅和后排叶栅的参数, 根据简单的几何关系求出。由图 2-30 可得:

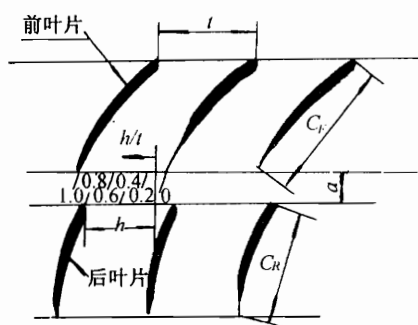


图 2-28 串列叶栅

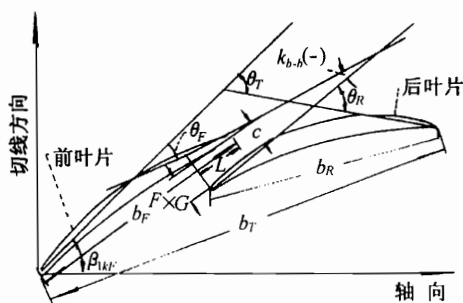


图 2-29 串列叶栅的几何参数

b_T —总弦长; θ_T —总弯角; F —缝隙流道收敛度;
 $F \times G$ —垂直于前叶片叶弦通过后叶片前缘圆心的直线量的长度; G —缝隙流道宽度; θ_R/θ_F —弯度比;
 b_R/b_F —弦长比; b_F —前叶片弦长; b_R —后叶片弦长

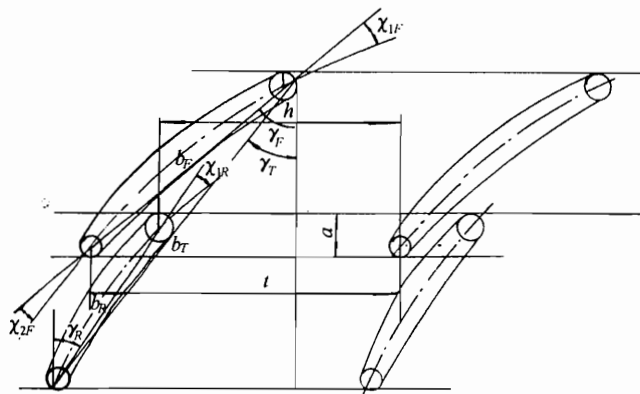


图 2-30 总参数与各个叶片参数的关系

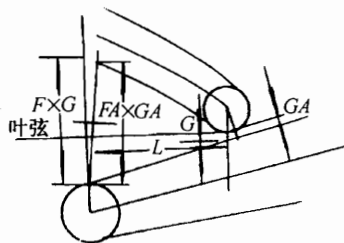


图 2-31 缝隙流道几何参数

$$b_T = \left\{ [b_F \sin \gamma_F (t - h) - R_{2F} \sin(\gamma_F - x_{2F} - R_{1R} \sin(\gamma_R + x_{1R}) + b_R \sin \gamma_R]^2 + \right. \\ \left. \{b_F \cos \gamma_F + R_{2F} [1 - \cos(\gamma_R + x_{1R})] + b_R \cos \gamma_R + a\}^2 \right\}^{1/2} \quad (2-105)$$

式中: R_1 ——叶片的前缘小圆半径;

R_2 ——叶片的后缘小圆半径;

下角标 R ——后叶片的参数。

$$\tan \gamma_T = \frac{b_F \sin \gamma_F - (t - h) - R_{2F} \sin(\gamma_F - x_{2F}) - R_{1F} - R_{1R} \sin(\gamma_R + x_{1R}) + b_R \sin \gamma_R}{b_F \cos \gamma_F + R_{2F} [1 - \cos(\gamma_R - x_{1R})] + b_R \cos \gamma_R + a} \quad (2-106)$$

$$\theta_T = \theta_F + \theta_R + \beta_{1kR} - \beta_{2kF} \quad (2-107)$$

串联叶栅的栅距 t , 一般前、后排是相等的。

德国、日本习惯采用上述几何参数。美国采用以下的几何参数(见图 2-31)。

(1) 重叠度 L ——后叶片前缘圆心和前叶片后缘圆心的连线在前叶片外弦上的投影长度称为重叠度。它表示前、后叶片沿前叶片外弦方向重叠的程度。

(2) 缝隙流道宽度 G ——前叶片后缘和后叶片吸力面之间的缝隙流道宽度称为缝隙流道宽度。从前叶片后缘圆心作一垂直于前叶片外弦的直线, 此直线与前叶片后缘小圆的交点到此直线与后叶片吸力面的交点的长度即为缝隙流道宽度 G 。

(3) 缝隙流道收敛度 F ——缝隙流道进口宽度 $F \times G$ 和出口宽度 G 之比, 称为缝隙流道收敛度。所谓缝隙流道进口宽度是这样测量的, 从后叶片前缘圆心作一垂直于前叶片外弦的直线, 此直线与后叶片前缘小圆的交点和此直线与前叶片压力面的交点的连线。

(4) 弯度比 θ_R/θ_F ——它是后叶片弯角和前叶片弯角之比。它表示后叶片和前叶片之间气动负荷的分配关系。

(5) 弦长比 b_R/b_F ——它是后叶片弦长和前叶片弦长之比。

缝隙流道宽度 G 和重叠度 L 与总弦长 b_T 有关。因此, 通常用以总弦长为参考量的相对值表示。

(6) $k_b - \delta$ 角——它是前叶片中弧线同 $F \times G$ (见图 2-29) 延长线的交点处的切线角度与后叶片中线前缘处的切线角度的差值。它近似表示后叶片上中心流的攻角。

串联叶栅的气动参数, 大多数与普通串联叶栅相同或相似。现介绍两个特殊的气动参数:

(1) 扩压速度比 DVR ——它的定义是叶片吸力面上最大速度与尾缘速度的比值, 即

$DVR = V_{\max} = V_2$ 。这个参数是叶片表面上扩压度的度量,也是有关边界层产生分离趋势的度量。这类似于被广泛应用的扩散因子。从叶片表面边界层发展情况看,认为 $DVR > 1.32$ 时,前叶片吸力面边界层将出现分离。

(2) 双列性系数 k ——它是通过缝隙流道流过的气流的动量与叶栅通道内按气流平均参数确定的动量的比值,即:

$$k = \frac{\rho_G W_G H_G^2 G}{\rho_m W_m^2 t \cos \gamma_T - \rho_m W_m^2 G} \quad (2-108)$$

式中: ρ_G ——流过缝隙流道的气流密度;

W_G ——流过缝隙流道的气流速度;

G ——缝隙流道的宽度;

ρ_m ——串列叶栅通道内的气流平均密度;

W_m ——串列叶栅通道内的气流平均速度,也就是进口和出口速度的向量平均值;

γ_T ——串列叶片的总安装角。

双列性系数 k 说明双列叶栅叶片通道内的能量,在主气流和通过缝隙流道的气流之间分配的情况。气流转角最大时的双列性系数 $k = 0.04 \sim 0.07$ 。

以上参数的选择,根据理论计算结果的比较和大量试验数据的综合,推荐表 2-12 所列的数值。

表 2-12 串列叶栅主要参数的推荐值

h/t	α/b_F	K_{b-b}	b_R/b_F	θ_R/θ_F	b_T/t
0.75~0.85	-0.02~0.1	-5°~-9°	0.68~1.0	2.0	2.2~2.5

轴向距离的相对值 α/b_F 应该与周向偏距的相对值 h/t 相匹配,可以用下式计算:

$$\left(\frac{h}{t}\right)_{opt} = 0.730 + 0.824 \times \left|\frac{\alpha}{b_F}\right| + 0.042 \quad (2-109)$$

2.7.2 串列叶栅设计方法

设计串列叶栅可按照如下顺序进行:

(1) 叶栅进气角 α_{1F} : 给定

(2) 叶栅出气角 α_{2R} : 给定

(3) 气流总折转角: $\Delta\alpha_T = \alpha_{1F} - \alpha_{2R} \quad (2-110)$

(4) 攻角 i_{1F} : 选定 ($= \alpha_{1F} - \alpha_{1KF}$) $(2-111)$

(5) 前叶片叶型进口角: $\alpha_{1KF} = \alpha_{1F} - i_{1F} \quad (2-112)$

(6) 总稠度 b_T/t : 初步选定叶尖和叶根处的值

(7) 叶型相对挠度 $\bar{f}$: 选定

(8) $m = 0.23 \times (2 + \bar{f})^2 + \alpha_{1R}/500 \quad (2-113)$

(9) 叶型总弯角 θ_T :

$$\theta_T = \frac{\Delta\alpha_T - i_{1F}}{1 - m \sqrt{\frac{t}{b_T}}} \quad (2-114)$$

(10) 气流落后角 δ :

$$\delta = m \theta_T \sqrt{\frac{t}{b_T}} \quad (2-115)$$

(11) k_{b-b} 角: 选叶尖和叶根值

(12) 弯角比值 θ_R/θ_F : 选叶尖和叶根值

(13) 弦长比 b_R/b_F : 选叶尖和叶根值

(14) 总弦长在轴向的投影 $b_{T,Z}$: 一般在压气机通流部分设计时, 对这个参数有一定要求。可选定叶尖和叶根值。

(15) 对上面五个参数 $b_T/t, k_{b-b}, \theta_R/\theta_F, b_R/b_F, b_{T,Z}$ 选定了叶尖和叶根值后, 沿径向的变化可以采用线性变化的规律, 即:

$$\frac{b_T}{t} = \left(\frac{b_T}{t} \right)_t - \left[\left(\frac{b_T}{t} \right)_t - \left(\frac{b_T}{t} \right)_H \right] \times \frac{r_t - r}{r_t - r_H} \quad (2-116)$$

$$K_{b-b} = (K_{b-b})_t - [(k_{b-b})_t (k_{b-b})] \times \frac{r_t - r}{r_t - r_H} \quad (2-117)$$

$$\frac{\theta_R}{\theta_F} = \left(\frac{\theta_R}{\theta_F} \right)_t - \left[\left(\frac{\theta_R}{\theta_F} \right)_t - \left(\frac{\theta_R}{\theta_F} \right)_H \right] \times \frac{r_t - r}{r_t - r_H} \quad (2-118)$$

$$\frac{b_R}{b_F} = \left(\frac{b_R}{b_F} \right)_t - \left[\left(\frac{b_R}{b_F} \right)_t - \left(\frac{b_R}{b_F} \right)_H \right] \times \frac{r_t - r}{r_t - r_H} \quad (2-119)$$

$$b_{T,Z} = (b_{T,Z})_t - [(b_{T,Z})_t - (b_{T,Z})_H] \times \frac{r_t - r}{r_t - r_H} \quad (2-120)$$

式中: 下角标 t ——叶尖处的参数;

H ——叶根处的参数。

$$(16) \text{前叶片弯角 } \theta_F: \quad \theta_F = \frac{\theta_T - k_{b-b}}{(1 + \theta_R/\theta_F)} \quad (2-121)$$

$$(17) \text{后叶片弯角 } \theta_R: \quad \theta_R = \theta_F \times \left(\frac{\theta_R}{\theta_F} \right) \quad (2-122)$$

$$(18) \text{前叶片叶型出口角 } \alpha_{2kF}: \quad \alpha_{2kF} = \alpha_{1kF} - \theta_F \quad (2-123)$$

$$(19) \text{后叶片叶型出口角 } \alpha_{2kR}: \quad \alpha_{2kR} = \alpha_{1kF} - \theta_T \quad (2-124)$$

$$(20) \text{后叶片叶型进口角 } \alpha_{1kR}: \quad \alpha_{1kR} = \alpha_{2kR} + \theta_R \quad (2-125)$$

(21) 前叶片叶型前缘 x_{1F} :

$$\text{对抛物线中弧线叶型:} \quad x_{1F} = \theta_F \times (1.5 - 2\overline{f_F}) \quad (2-126)$$

$$\text{或对双圆弧中弧线叶型:} \quad x_{1F} = \theta_F \times (1 - \overline{f_F}) \quad (2-127)$$

$$(22) \text{前叶片安装角 } \gamma_F: \quad \gamma_F = \alpha_{1kF} - x_{1F} \quad (2-128)$$

(23) 后叶片叶型前缘 x_{1R} :

$$\text{对抛物线中弧线叶型:} \quad x_{1R} = \theta_R \times (1.5 - 2\overline{f_R}) \quad (2-129)$$

$$\text{或对双圆弧中弧线叶型:} \quad x_{1R} = \theta_R \times (1 - \overline{f_R}) \quad (2-130)$$

$$(24) \text{后叶片安装角 } \gamma_R: \quad \gamma_R = \alpha_{1kR} - x_{1R} \quad (2-131)$$

(25) 平均半径处的相对轴向距离 $(a/b_F)_m$: 选定

(26) 平均半径处的前叶片弦长 $b_{F,m}$:

$$b_{F,m} = \frac{b_{T,Z,m}}{\left[\cos \gamma_F + \left(\frac{b_R}{b_F} \right) \cos \gamma_R + \left(\frac{a}{b_F} \right)_m \right]} \quad (2-132)$$

$$(27) \text{平均半径处的后叶片弦长 } b_{R,m}: \quad b_{R,m} = b_{F,m} \times \left(\frac{b_R}{b_F} \right)_m \quad (2-133)$$

$$(28) \text{平均半径处的轴向距离 } a_m: \quad a_m = b_{F,m} \times \left(\frac{a}{b_F} \right)_m \quad (2-134)$$

(29) 轴向距离 a 沿半径的变化: 一般选择轴向距离沿半径为常数, 即

$$a_t = a_H = a_m = \text{常数} \quad (2-135)$$

$$(30) \text{ 前叶片弦长 } b_F: \quad b_F = \frac{b_{T,Z} - \alpha}{\left[\cos \gamma_F + \left(\frac{b_R}{b_F} \right) \cos \gamma_R \right]} \quad (2-136)$$

$$(31) \text{ 后叶片弦长 } b_R: \quad b_R = b_F \times \left(\frac{b_R}{b_F} \right) \quad (2-137)$$

$$(32) \text{ 相对轴向距离 } a/b_F: \quad \frac{\alpha}{b_E} = \frac{a}{b_F} \quad (2-138)$$

$$(33) \text{ 相对周向偏距 } h/t: \quad \frac{h}{t} = 0.0730 + 0.824 \left| \left(\frac{a}{b_F} \right) + 0.042 \right| \quad (2-139)$$

$$(34) \text{ 串列叶片总弦长 } b_T: \quad Ab_T^2 + Bb_T + C = 0 \quad (2-140)$$

$$A = 1 - \left(\frac{h}{t} - 1 \right)^2 \left(\frac{1}{b_T/t} \right)^2$$

$$\text{式中:} \quad B = 2.0 \left(1 - \frac{h}{t} \right) \left(\frac{1}{b_T/t} \right) (b_F \sin \gamma_F + b_R \sin \gamma_R) \quad (2-141)$$

$$C = -[(b_F \sin \gamma_F + b_R \sin \gamma_R)^2 + b_{T,Z}^2]$$

于是

$$b_T = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (2-142)$$

$$(35) \text{ 栅距 } t': \quad t' = b_T \left(\frac{1}{b_T/t} \right) \quad (2-143)$$

$$(36) \text{ 叶片数目 } Z': \quad Z' = \frac{2\pi R}{t'} \quad (2-144)$$

对 Z' 圆整, 即取 Z , 使其等于接近 Z' 的整数。

$$(37) \text{ 栅距 } t: \quad t = \frac{2\pi R}{Z} \quad (2-145)$$

$$(38) \text{ 周向偏距 } h: \quad h = t \left(\frac{h}{t} \right) \quad (2-146)$$

(39) 总弦长 b_T 近似计算式为:

$$b_T = \{ [b_F \sin \gamma_F - (t - h) + b_R \sin \gamma_R]^2 + b_{T,Z}^2 \}^{\frac{1}{2}} \quad (2-147)$$

$$(40) \text{ 总稠度 } b_T/t: \quad \left(\frac{b_T}{t} \right) = \frac{b_T}{t} \quad (2-148)$$

$$(41) \text{ 前叶片稠度 } b_F/t: \quad \left(\frac{b_F}{t} \right) = \frac{b_F}{t} \quad (2-149)$$

$$(42) \text{ 后叶片稠度 } b_R/t: \quad \left(\frac{b_R}{t} \right) = \frac{b_R}{t} \quad (2-150)$$

至此, 串列叶栅的设计完成。上面介绍的是采用轴向距离 a 沿径向不变的规律的设计方法。当然, 随着具体的要求, 可以采用别的不同的规律进行设计, 例如, h/t 给定, 并且沿径向不变。碰到这种情况, 只要对以上顺序稍加修改就可以了。

对于前、后叶片的稠度, 可以利用设计普通单排叶栅时存在的出气角 α_2 、气流折转角 $\Delta\alpha$ 和稠度 b/t 之间的关系, 来进行比较。可按以下顺序进行计算。

(1) 前叶片出气角 α_{2F}

$$\alpha_{2F} = 90 - \frac{90 - \alpha_{ZKY} - \theta_F \sqrt{\frac{1}{(b_F/t)} \times (0.23 \times (2\tilde{f}_F)^2 + 9/50)}}{\left[1 - \frac{\theta_F \sqrt{\frac{1}{b_F/t}}}{500}\right]} \quad (2-151)$$

(2) 稠度为1时的气流折转角 $\Delta\alpha_{b/t=1}$

$$\Delta\alpha_{b/t=1} = 8.4 + \frac{25.1}{60}(60 - \alpha_2) - \frac{(60 - \alpha_2)\left(\frac{19}{18}\right)\alpha_2}{900} 1.2003 \quad (2-152)$$

式中的 α_2 , 对前叶片 $\alpha_2 = \alpha_{2F}$, 对后叶片 $\alpha_2 = \alpha_{2R}$ 。

(3) 稠度(b/t):

$$\frac{b}{t} = 1.529 \sqrt{1 - \left[\frac{\Delta\alpha}{\Delta\alpha_{b/t=1}} - 3.95\right]^2} / 16 - \left[\left[\frac{\Delta\alpha}{\Delta\alpha_{b/t=1}}\right] - 0.1\right]^{0.5} \left[2.5 - \frac{\Delta\alpha}{\Delta\alpha_{b/t=1}}\right] 0.015882 \quad (2-153)$$

按此式, 分别求出前、后叶片的稠度(b/t), 再将此值与前面设计中确定的值进行比较, 看设计得是否合理。

2.8 攻角选择

2.8.1 亚声速叶型攻角选择

攻角的选择与所采用的叶型及该叶型所在压气机的轴向和径向位置有关。

2.8.1.1 最小损失攻角的计算

对于二元叶栅最佳攻角计算以 NACA65 系列叶栅为例。最佳攻角关系式的形式为:

$$i = i_0 + n\theta \quad (2-154)$$

式中: i_0 ——叶型零弯角时的最佳攻角;

n ——攻角随弯角变化的斜率;

θ ——叶型的弯角。

i_0 是叶型厚度产生的结果, 假设其依赖于前缘的形状和最大厚度, i_0 可以用下式表示:

$$i_0 = (K_i)_{sh}(K_i)_t(i_0)_{10} \quad (2-155)$$

$(i_0)_{10}$ 项是零弯角和 10% 相对厚度的 NACA65 叶栅的最小损失攻角, 见图 2-32。

$(K_i)_{sh}$ 计及厚度影响系数, 对 NACA65 叶型 $(K_i)_{sh}$ 为 1.0。由于 C4 叶型前缘具有较大的厚度, 建议 C4 叶型的 $(K_i)_{sh}$ 为 1.1。对双圆弧叶型, 由于前缘较薄, 故 $(K_i)_{sh}$ 为 0.7。 $(K_i)_t$ 计及不同厚度的影响, 所推荐的值见图 2-33 所示。

最小损失攻角与叶型弯角的相关斜率因子由图 2-34 决定。

2.8.1.2 多级压气机攻角的选择

在设计点每一级都选用最小损失攻角并不是最满意的选择, 在低转速下的攻角与设计点攻角差别很大, 特别是进出口级的攻角变化非常大。下面给出的参数是无进口导流叶片的六级压气机叶片的攻角, 其第 1 级转子叶片设计点攻角 -2.0° , 而在 60% 转速时, 攻角增大到 8.0° 。第 1 级静子叶片设计点攻角为 -4.0° , 在 60% 转速时, 攻角高达 8.6° 。对于末级转子设计点攻角为 2.0° , 在 60% 转速时, 攻角为 -2.5° ; 而静子叶片设计点攻角为 4.0° , 而在 60% 转速

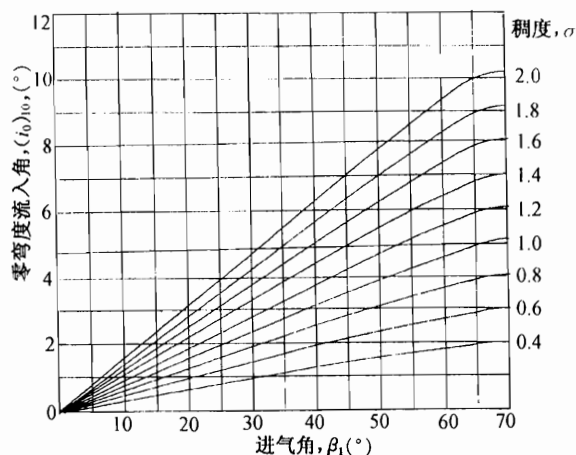


图 2-32 零弯度 10% 相对厚度 NACA65 叶型的最小损失攻角

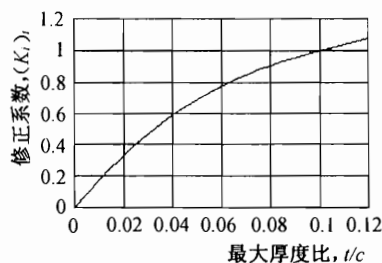


图 2-33 零弯度基准最小损失流入角的叶片最大厚度修正系数

下,攻角为 -18.9° 。4、5 两级转子叶片从设计点到 60% 转速,攻角变化不大。为了照顾低转速性能,在 100% 转速时选择攻角稍微偏离最小损失攻角,使部分低转速性能大大改善。

在压气机设计中采用准三维设计方法时,攻角的选择难度较大,经验成分较多,与经验数据积累有关。军用发动机和民用发动机的压气机攻角选择有所区别,压气机进口有导流叶片和无进口导流叶片,对进口级组的叶片攻角也不一样,所以在设计压气机时,针对不同型号的发动机,攻角的选择不尽相同。这里只对军用航空发动机高压压气机攻角选择作初步介绍。

在压气机设计时要进一步考虑叶型的几何形状,不同的叶型弯度分布,其攻角选取的范围有所区别。特别要注意级与级之间的流量匹配和各叶片排流量沿径向的分布规律。还要考虑到环壁边界层沿轴向的增厚及径向掺混。在准三维设计中要完全解决上述问题是非常困难的,只有通过粘性全三维计算才能较好的解决上述问题。

有进口导流叶片的多级轴流压气机(军机)攻角初选时可参考以下推荐值:

转子叶片攻角:

(1)进口级组的攻角

叶根: $1^\circ \sim 3^\circ$, 叶中: $0.5^\circ \sim 2^\circ$, 叶尖: $-1^\circ \sim 1^\circ$ 。

(2)中间级组的攻角

叶根: $-1^\circ \sim 0^\circ$, 叶中: $-0.5^\circ \sim 0.5^\circ$, 叶尖: $-2^\circ \sim 0^\circ$ 。

(3)出口级组的攻角

叶根: $-1^\circ \sim -1.5^\circ$, 叶中: $0^\circ \sim 1.5^\circ$, 叶尖: $-2^\circ \sim 0^\circ$ 。

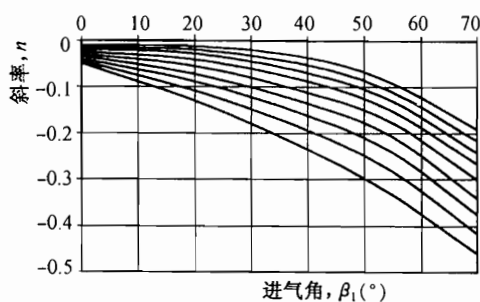


图 2-34 根据 NACA65(A_{10})系列叶片 (其中弧线当作当量圆弧) 的低速叶栅所得出的基准最小损失流入角的斜率

如果考虑中间级组有引气,出口级组攻角的选择应与常规有所不同。

静子叶片攻角:

(1)进口导流叶片:

从根到尖攻角都可以选负值,通常在 $-4^{\circ} \sim -2^{\circ}$ 。

(2)进口级组

叶根: $-3^{\circ} \sim -2^{\circ}$,叶中: $-2^{\circ} \sim -1^{\circ}$,叶尖: $-4^{\circ} \sim -2^{\circ}$ 。

(3)中间级组

叶根: $-4^{\circ} \sim -3^{\circ}$,叶中: $-3^{\circ} \sim -2^{\circ}$,叶尖: $-3^{\circ} \sim -2^{\circ}$ 。

(4)出口级组

叶根: $1^{\circ} \sim 2^{\circ}$,叶中: $3^{\circ} \sim 4^{\circ}$,叶尖: $2^{\circ} \sim 3^{\circ}$ 。

2.8.2 超声速叶型攻角选择

目前的设计经验,以叶背前缘攻角为准,在设计中该攻角选择在 $0^{\circ} \sim 2^{\circ}$ 之间,在任意多项式中弧线造型方法中,对于进口级叶尖、叶背攻角为 1° 左右,叶中为 2° 左右,叶根为亚声速叶型,叶背攻角在 $0^{\circ} \sim -2^{\circ}$ 之间,对于第2、3级转子叶型,在超声部分攻角都选 0° 。静子叶片,若进口马赫数在1.0左右,叶背攻角也选为 0° 。

2.9 落后角计算

叶栅稠度 $\sigma = b/t$, b 为弦长, t 为叶栅进口和出口栅距的平均值。出口气流角 β_2 ,进口气流角 β_1 ,攻角 i ,叶型落后角为 δ ,则叶型弯角 θ 为:

$$\theta = (\beta_1 - \beta_2) - i + \delta \quad (2-156)$$

落后角 δ 用卡特公式计算

$$\delta = m\theta\sqrt{\frac{t}{b}} \quad (2-157)$$

式中:
$$m = 0.23\left(\frac{2a}{b}\right)^2 - 0.002(90 - \beta_2) + 0.18 \quad (2-158)$$

用卡特公式计算的落后角和实际的叶栅落后角有一定的误差,尤其在叶片根、尖部分差别很大,所用的叶型不同,计算的落后角也不一样,所以在设计压气机叶片时,必须对卡特公式计算的落后角进行修正。修正的落后角按下式计算:

$$\delta = \delta + X \quad (2-159)$$

式中, X 为修正量,叶中截面 X 为 $0^{\circ} \sim 0.5^{\circ}$,在叶根截面 X 约为 $2^{\circ} \sim 3^{\circ}$,在叶尖截面 X 约为 $1^{\circ} \sim 2^{\circ}$ 。修正量的具体值,根据不同的设计经验和试验数据库确定。

2.10 叶片最小喉道面积计算

基元叶片数据分析表明,最小损失发生在最小通道面积同其临界面积的比约为1.03~1.05时。所以在压气机叶片设计过程中,为了使基元叶片在最小损失下工作,必须进行槽道最小喉道面积比的计算及调整。

2.10.1 激波损失计算

要计算基元叶片槽道最小喉道面积比,首先就要计算基元叶片的激波损失。本节用到的叶栅槽道正激波模型如图 2-35 所示,以前缘 A 点作槽道中线的垂线,交于另一叶片叶背,垂线 AB 就作为一道正激波。

为了计算激波损失,必须先计算波前马赫数。由自由流临界面积比 $\left(\frac{A}{A^*}\right)_F$ 的分布得到激波前的临界面积比为:

$$\left(\frac{A}{A^*}\right)_{sh} = \left(\frac{A}{A^*}\right)_F \frac{2r_m}{t \sin \beta_m} = \left(\frac{A}{A^*}\right) \frac{r_m}{\pi r \sin \beta_m} \quad (2-160)$$

式中, t 、 r 、 β_m 分别是 C 点对应的栅距、径向坐标和自由流角度, r_m 是以 C 点为中心的槽道内切圆半径。

$\left(\frac{A}{A^*}\right)_{sh}$ 与波前马赫数 M_s 的关系是:

$$\left(\frac{A}{A^*}\right)_{sh} = \frac{1}{M_s} \left[\left(\frac{2}{\gamma+1} \right) \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_s^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (2-161)$$

由此可得激波损失是:

$$\frac{\omega_s}{\omega_s} = \frac{1 - \left[\frac{(\gamma+1)M_s^2}{(\gamma-1)M_s^2 + 2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[\frac{\gamma+1}{2\gamma M_s^2 - (\gamma-1)} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}}}{1 - \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{w1}^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (2-162)$$

2.10.2 叶栅槽道喉道面积比计算

在锥面切平面上的叶栅槽道如图 2-36 所示。除基准叶片外,在与转动方向相反的方向上,按锥面上栅距作叶盆,与基准叶片的叶背形成叶栅槽道。由于锥面上栅距的变化,所作叶盆与基准叶片的叶盆不同。

激波损失用前面所述方法计算,叶片前后缘流场计算中得到的总损失系数。

$\bar{\omega}_t$ 减去激波损失系数 $\bar{\omega}_s$, 即为叶型损失系数 $\bar{\omega}_p$, 在激波与叶背交点之前认为没有损失,假定该点到叶片后缘之间,叶型损失系数作线性分布(见图 2-37)。

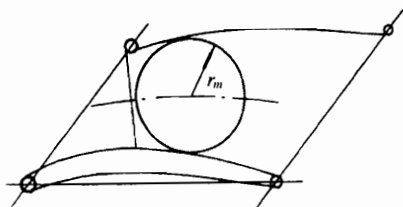


图 2-36 锥面切平面叶栅槽道

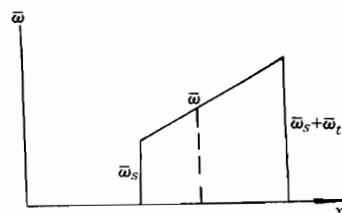


图 2-37 叶栅槽道叶型损失系数分布

基元叶片叶栅槽道喉道面积比计算:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{mP_{tw} \times 2r_m \cos \varphi N_B}{\sqrt{T_{tw}} \frac{\partial G_B}{\partial r}} \quad (2-163)$$

当地相对总温计算:

$$T_{tw} = T_{twq} \left\{ 1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{r^2 \omega^2}{kRT_{twq}} \left[1 - \left(\frac{r_q}{r} \right)^2 \right] \right\} \quad (2-164)$$

当地相对总压计算:

$$P_{tw} = P_{twq} \sigma \left(\frac{T_{tw}}{T_{twq}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2-165)$$

$$\sigma = 1 - \frac{\bar{\omega}}{\left(\frac{T_{tw}}{T_{twq}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \left\{ 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{wq}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \right\} \quad (2-166)$$

损失系数计算:

$$\bar{\omega} = \bar{\omega}_s + \frac{\bar{\omega}_T - \bar{\omega}_s}{b - X_{sh}} (X - X_{sh}) \quad (2-167)$$

式中: P_{tw}, T_{tw} ——分别为当地相对总压、总温;

P_{twq}, T_{twq} ——分别为进口处相对总压、总温;

φ ——子午面流线与 Z 轴夹角;

N_B ——叶片数;

G_B ——流量;

σ ——总压恢复系数;

$\bar{\omega}$ ——总压损失系数;

$\bar{\omega}_T$ ——叶片总损失系数;

$\bar{\omega}_s$ ——激波损失系数;

M_{wq} ——进口相对马赫数;

X ——槽道轴向坐标;

X_{sh} ——槽道激波位置轴向坐标。

基元叶片设计过程中,要求最小喉道面积比 A/A^* 的最小值介于 1.03~1.05 左右,超过此范围较大时,可调整叶片数或基元叶型稠度,其次,也可调整基元叶型弯度。经验表明,在叶尖附近,调整弯度对最小喉道面积比 A/A^* 的影响不大,在叶根附近,调整弯度对最小喉道面积比 A/A^* 有影响。

2.11 叶片积叠

利用不同的叶型设计方法可以得到叶片基元叶型,但还没有形成完整的叶片。叶片积叠就是根据流面或锥面上的基元叶型按一定的规律叠放,得到三维的叶片,并生成制造加工所需的坐标。

2.11.1 基元叶型坐标

在完成 S_2 流面设计计算后,可以得到子午面不同流线上的气流参数,基元叶型的设计一般根据这些参数来进行。利用各流线进出口参数在锥面造型。图 2-38 为子午面上的叶片及流线。

在基元叶型设计时,要得到笛卡尔坐标系下的叶型坐标。笛卡儿坐标系 (x, y, z) 和流面

坐标系(m, r, ϵ)的关系,如图2-39所示。其中 m 为子午流线上点的切向坐标。对于任一流面上的点, m 坐标可由轴向坐标 x 通过以下关系式求得:

$$m_n = m_{n-1} + (x_n - x_{n-1}) \sqrt{1 + ((dr/dx_n + dr/dx_{n-1})/2)^2} \quad (2-168)$$

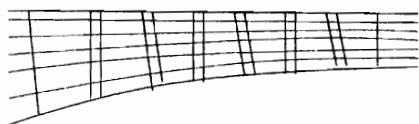


图2-38 子午面上的叶片及流线

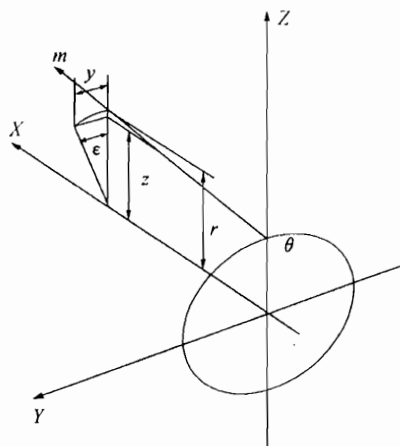


图2-39 笛卡儿坐标系和流面坐标系关系图

流线上 $r-x$ 的关系是确定的,因而 dr/dx 可以利用spline插值求得。叶型表面的 ϵ 坐标可由中线坐标和叶型厚度分布确定:

$$\epsilon = \epsilon_{ml} + \frac{\Delta y}{r} \quad (2-169)$$

叶型笛卡儿坐标则通过以下关系式得到:

$$z = r \cos \epsilon \quad (2-170)$$

$$y = r \sin \epsilon \quad (2-171)$$

2.11.2 积叠线

积叠线的形状有径向线、倾斜直线、曲线等。图2-40为径向积叠线。这种积叠线最简单,生成的叶型投影如图2-41所示,在转子叶片和静子叶片中均可采用。

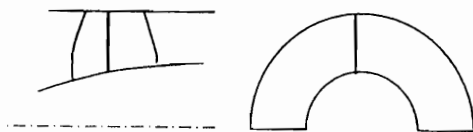


图2-40 径向积叠线

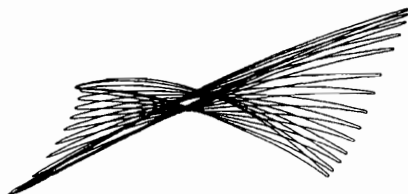


图2-41 径向积叠线生成的叶型投影

倾斜积叠线可以沿轴向倾斜(如图2-42),也可以沿周向倾斜(如图2-43)或综合轴向和周向倾斜。积叠线的倾斜可以帮助改善叶片气动性能,其中静子叶片常采用周向倾斜积叠线来减小二次流损失、改善叶片沿径向的流量匹配,这种叶片被称为“倾斜叶片”。倾斜积叠线还经常用于降低叶片应力水平,叶片加上罩量后往往变成倾斜积叠线积叠。由倾斜积叠线生成

的叶型投影如图 2-44 所示。

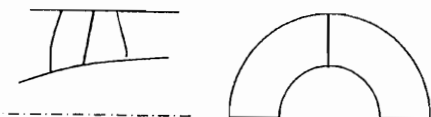


图 2-42 轴向倾斜积叠线

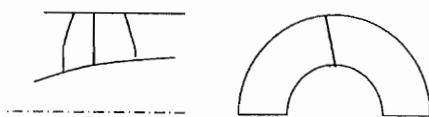


图 2-43 周向倾斜积叠线

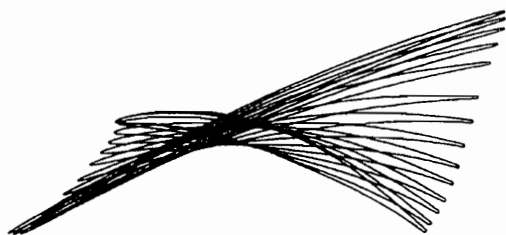


图 2-44 倾斜积叠线生成的叶型投影

曲线积叠线如图 2-45 和图 2-46 所示。轴向曲线可以生成复杂的叶片子午投影,如后掠叶片、前掠叶片等;周向曲线可以用于改善叶片沿径向的流量匹配,这种叶片被称为“弯曲叶片”或“倾斜叶片”,在静子叶片中应用尤为广泛。图 2-47 为由曲线积叠线生成的叶型投影的例子。

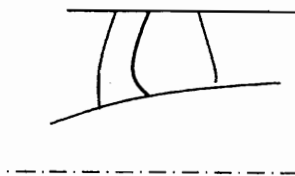


图 2-45 曲线积叠线在子午面上的投影

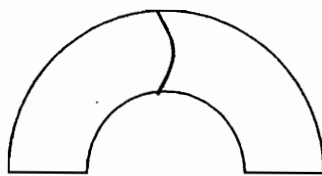


图 2-46 曲线积叠线在环面上的投影

积叠轴可以位于叶片的不同位置,对于静子叶片,可选择从前缘到尾缘的不同位置,但可调静子叶片一般把积叠线放在旋转轴位置;对于转子叶片,一般位于叶片形心(重心),以减小叶片应力水平。叶片形心的坐标 $(\bar{x}, \bar{y})$ 通过以下方法计算:

$$\bar{x} = \frac{\int x dA}{\int dA} \quad (2-172)$$

$$\bar{y} = \frac{\int y dA}{\int dA} \quad (2-173)$$

在程序中,积分可通过数值方法求解。如图 2-48 所示,将叶型分成若干小的区域,前缘作半圆处理,其余部分近似分成很多小的梯形。上述积分可按下式计算:

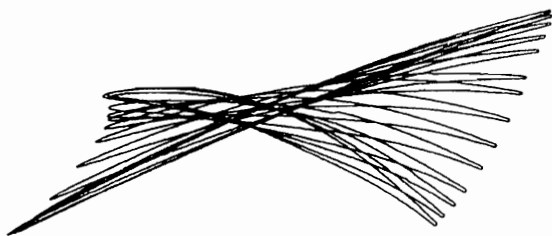


图 2-47 曲线积叠线生成的叶型投影

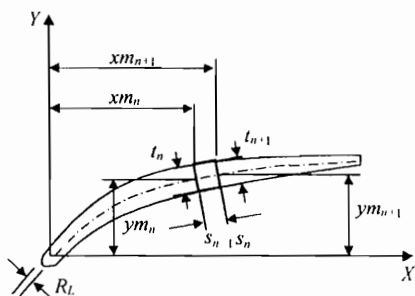


图 2-48 叶型形心求解示意图

$$\int dA = \pi R_L^2 + \sum_{1, n-1} ((S_{n+1} - S_n)((t_n + t_{n+1})/2)) \quad (2-174)$$

$$\int X dA = \pi R_L^2/2 \times (R_L - 4R_L \cos \alpha_1 / \pi/3) + \sum_{1, n-1} ((xm_n + xm_{n+1})(S_{n+1} - S_n)(t_n + t_{n+1})/4) \quad (2-175)$$

$$\int Y dA = -\pi R_L^2/2 \times (R_L - 4R_L \cos \alpha_1 / \pi/3) + \sum_{1, n-1} ((ym_n + ym_{n+1})/2(S_{n+1} - S_n)(t_n + t_{n+1})/2) \quad (2-176)$$

2.11.3 生产坐标

为了便于叶片加工和检验,提供生产厂商的坐标为圆柱面切平面上的直角坐标。确定生产坐标的步骤如下:

(1)确定基元叶型各流线面上的积叠点位置。选择 2.11.2 介绍的积叠线的一种,利用插值得到各基元叶型上积叠点坐标初值 $(\bar{x}_i, \bar{y}_i, \bar{z}_i)$,然后加上轴向偏移量 Δx ,周向偏移量 Δy ,得到积叠点坐标 $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{z})$

$$\bar{x} = \bar{x}_i + \Delta x \quad (2-177)$$

$$\bar{y} = \bar{y}_i + \Delta y \quad (2-178)$$

$$\bar{z} = \bar{z}_i \quad (2-179)$$

轴向偏移量 Δx 和周向偏移量 Δy 可根据两方面的要求确定:一是为满足气动性能而生成一定弯掠形状的叶片;二是为满足强度要求而加的罩量。

(2)将基元叶型坐标平移到坐标原点为 $(\bar{x}, \bar{y})$ 的坐标系,基元叶型原坐标系原点为 $(0,0)$

$$X = x - \bar{x} \quad (2-180)$$

$$Y = y - \bar{y} \quad (2-181)$$

(3)根据基元叶型坐标 (X, Y, Z) ,利用插值求得生产截面上的坐标 (X_m, Y_m, Z_m) 。 Z_m 为给定的生产坐标截面坐标。内插可采用三点拉格朗日插值或样条插值,外插时采用线性插值。

(4)考虑弹性恢复角的影响,求得实际加工时所需的坐标。对于负荷较小的转子叶片,可在每一生产截面上旋转一个角度;对于负荷较大的转子叶片,应考虑叶型各坐标点上的变形,通过与强度计算迭代得到加工坐标。对于静子叶片,可不考虑弹性恢复的影响。

(5)求得生产坐标叶型的特征参数,以供叶片加工检验时采用。一般地,需要提供工艺弦长、安装角、前后缘半径和切点坐标、前段弦长、后段弦长等,见图2-49。

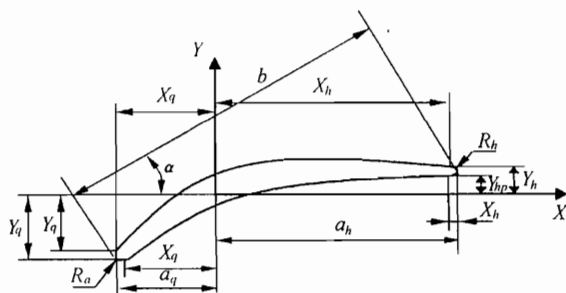


图2-49 叶型特征参数示意图

叶片积叠时的输入数据如下:

基元叶型流面数 N_{se}

基元叶型坐标点数 N_e

基元叶型吸力面坐标 $(x_s(i), y_s(i))$

$(i=1, N_e)$

基元叶型压力面坐标 $(x_p(i), y_p(i)) (i=1, N_e)$

生产坐标截面数 N_{sm}

生产坐标截面径向坐标 $Z_m(i) (i=1, N_{sm})$

生产坐标点数 N_m

积叠形式, $M_s=0$ 重心积叠; $M_s=1$ 非重心积叠, 并要输入积叠线初始位置 M_s

积叠轴轴向偏移量 $\Delta x(i), (i=1, N_{se})$

积叠轴周向偏移量 $\Delta y(i), (i=1, N_{se})$

弹性恢复角 $Bet(i), (i=1, N_{sm})$

叶片积叠时输出数据如下:

生产坐标截面数 N_{sm}

生产坐标点数 N_m

生产坐标截面径向坐标 $Z_m(i), (i=1, N_{sm})$

生产坐标 $(X_m, Y_m), (i=1, N_m)$

工艺弦长 b

叶型安装角 α

前缘半径 R_q

后缘半径 R_h

前缘叶背切点坐标 X

前缘叶盆切点坐标 X_{qp}

后缘叶背切点坐标 X_{hb}

后缘叶盆切点坐标 X_{hp}

前段弦长 a_q

后段弦长 a_h

第3章 轴流压气机全三维气动计算

3.1 全三维计算方法介绍

压气机中的全三维流场计算,就是在选定的压气机叶片排的三维通道内,用数值计算方法求解三维气动方程组,得出压气机内气流参数和性能的分布。

根据求解的问题是否随时间变化,这类计算分为非定常和定常全三维计算。由于非定常计算方法还未在设计系统中采用,在本手册中不作介绍,只介绍计算结果与时间无关的定常全三维计算。

根据是否忽略气流的粘性,这类计算还分为无粘和粘性全三维计算。无粘全三维计算就是求解 $N-S$ 方程的特例欧拉方程。由于此类计算的结果与实际情况差别较大,设计中已很少采用,在本手册中也不作介绍。

3.1.1 控制方程

压气机中的全三维计算一般求解非定常、绝热雷诺平均 $N-S$ 方程。其在直角坐标系 (x, y, z) 下的微分守恒形式为:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y} + \frac{\partial H}{\partial z} = 0 \quad (3-1)$$

式中:

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho V_x \\ \rho V_y \\ \rho V_z \\ e \end{bmatrix} \quad (3-2)$$

$$F = \begin{bmatrix} \rho V_x \\ \rho V_x^2 + p - \tau_{xx} \\ \rho V_x V_y - \tau_{xy} \\ \rho V_x V_z - \tau_{xz} \\ (e + p) V_x - \tau_{xx} V_x - \tau_{xy} V_y - \tau_{xz} V_z + q_x \end{bmatrix} \quad (3-3)$$

$$G = \begin{bmatrix} \rho V_y \\ \rho V_y V_x - \tau_{xy} \\ \rho V_y^2 + p - \tau_{yy} \\ \rho V_y V_z - \tau_{yz} \\ (e + p) V_y - \tau_{yx} V_x - \tau_{yy} V_y - \tau_{yz} V_z + q_y \end{bmatrix} \quad (3-4)$$

$$H = \begin{bmatrix} \rho V_z \\ \rho V_z V_x - \tau_{xz} \\ \rho V_z V_y - \tau_{yz} \\ \rho V_z^2 + p - \tau_{zz} \\ (e + p)V_z - \tau_{zx}V_x - \tau_{zy}V_y - \tau_{zz}V_z + q_z \end{bmatrix} \quad (3-5)$$

式中, ρ 为气体密度, $\vec{V} = (V_x, V_y, V_z)$ 为速度矢量, p 为压力, e 为气体内能, t 为时间变量, 各粘性应力分量为:

$$\tau_{xx} = (\mu_\ell + \mu_t) \left[2 \frac{\partial V_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \right] \quad (3-6)$$

$$\tau_{yy} = (\mu_\ell + \mu_t) \left[2 \frac{\partial V_y}{\partial y} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \right] \quad (3-7)$$

$$\tau_{zz} = (\mu_\ell + \mu_t) \left[2 \frac{\partial V_z}{\partial z} - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) \right] \quad (3-8)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = (\mu_\ell + \mu_t) \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right) \quad (3-9)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = (\mu_\ell + \mu_t) \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right) \quad (3-10)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = (\mu_\ell + \mu_t) \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right) \quad (3-11)$$

$$q_x = - \left(1 + \frac{\mu_t}{\mu_\ell} \frac{Pr_\ell}{Pr_t} \right) \kappa \left(\frac{\partial T_s}{\partial x} \right) \quad (3-12)$$

$$q_y = - \left(1 + \frac{\mu_t}{\mu_\ell} \frac{Pr_\ell}{Pr_t} \right) \kappa \left(\frac{\partial T_s}{\partial y} \right) \quad (3-13)$$

$$q_z = - \left(1 + \frac{\mu_t}{\mu_\ell} \frac{Pr_\ell}{Pr_t} \right) \kappa \left(\frac{\partial T_s}{\partial z} \right) \quad (3-14)$$

式中, T_s 为气体温度, μ_ℓ 为气体的层流粘性系数, μ_t 为气体的紊流粘性系数, Pr_ℓ 为气体的层流普朗特数, Pr_t 为气体的紊流普朗特数, κ 为热传导系数。在上述方程组中包含五个方程, 而未知参数有六个, $\rho, V_x, V_y, V_z, e, p$ 。要形成封闭方程组, 还需要联立求解完全气体的状态方程:

$$p = \rho R T_s \quad (3-15)$$

式中, R 为气体常数。而层流粘性系数 μ_ℓ 通常用苏士南(Sutherland)公式计算:

$$\mu_\ell = \mu_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{1.5} \frac{273 + C}{T + C} \quad (3-16)$$

式中, $\mu_0 = 1.711 \times 10^{-5} (\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2)$, $C = 122 \text{K}$ 。

对于紊流粘性系数 μ_t , 则需要用各种紊流模型来计算(见 3.1.2)。如令气流的粘性系数 $\mu = \mu_\ell + \mu_t = 0$, 则上述 $N-S$ 方程简化为欧拉方程, 它是无粘气流的一般控制方程。

在压气机中, 通常使用圆柱坐标系的气动方程。在这种情况下, 需将上面的方程变换到圆柱坐标系。

3.1.2 紊流模型

在工程设计中所采用的紊流模型通常分成代数模型、一方程模型和双方程模型。代数模

型只需要简单的代数计算,而一方程模型和双方程模型需要解除主方程以外的偏微分方程,因而所需要的计算机内存和计算时间更多,因此代数模型在发展粘性全三维计算程序之初是主要的模型。

在本手册内只对典型的模型作简单介绍,详细的内容可参考陈矛章著《粘性流体动力学理论及紊流工程计算》。

3.1.2.1 代数模型

代数模型中以 Baldwin—Lomax(或称 B—L)模型的使用最为广泛,多数已发表的粘性流场全三维计算程序都采用此模型。另外在 3.2 中还给出了一个特殊的模型。

该模型为一个双层代数涡粘性模型,即把紊流粘性系数 μ_t 表示为:

$$\mu_t = \begin{cases} (\mu_t)_i & y \leq y_c \\ (\mu_t)_0 & y > y_c \end{cases} \quad (3-17)$$

式中, y 为离开壁面的法向距离, y_c 为内外两层公式得出的值相等对应的 y 的最小值。

内层模型为 Prandtl—Van Driest 公式:

$$(\mu_t)_i = \rho l^2 |\omega| \quad (3-18)$$

式中:

$$l = \kappa y [1.0 - e^{(-y^+/A^*)}] \quad (3-19)$$

$$|\omega| = \sqrt{\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} - \frac{\partial V_y}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial x} - \frac{\partial V_x}{\partial z}\right)^2} \quad (3-20)$$

$$y^+ = \frac{\sqrt{\rho_w \tau_w} y}{\mu_w} \quad (3-21)$$

式中, τ_w 为壁面摩擦应力。

外层公式为:

$$(\mu_t)_0 = KC_{cp} \rho F_{wake} F_{Kleb}(y) \quad (3-22)$$

式中, K 和 C_{cp} 为两个常数,而

$$F_{wake} = \min(y_{\max} F_{\max}, C_{uk} y_{\max}) U_{DIF}^2 / F_{\max} \quad (3-23)$$

参量 $y_{\max}$ 和 $F_{\max}$ 由下面的函数确定:

$$F(y) = y |\omega| [1.0 - e^{(-y^+/A^*)}] \quad (3-24)$$

在尾迹中,上式中的指数项令为零。 $F_{\max}$ 就是函数 $F(y)$ 分布中的最大值, $y_{\max}$ 为对应的 y 值。

而

$$F_{Kleb}(y) = \left[1 + 5.5 \left(\frac{C_{Kleb} y}{y_{\max}}\right)^6\right]^{-1} \quad (3-25)$$

$$U_{DIF} = \left(\sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}\right)_{\max} - \left(\sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}\right)_{\min} \quad (3-26)$$

转换对紊流的影响由下列准则判断:

- 如果 $(\mu_t)_{\max} < C_{ml} \mu_{\infty}$, $\mu_t = 0.0$, 即气流为层流;
- 如果 $(\mu_t)_{\max} \geq C_{ml} \mu_{\infty}$, $\mu_t \neq 0.0$, 即气流为紊流。

公式中的常数值取值见下表:

A^*	C_{cp}	C_{Kleb}	C_{uk}	κ	K	Pr_t	Pr_t	C_m
26	1.6	0.3	0.25	0.4	0.0168	0.72	0.9	14

根据一些计算流体力学工作者的研究,在流体中存在压力梯度时,需要修改 $B-L$ 模型中所用的常数。见下表:

A^+	C_{ip}	C_{Kktb}	C_{ick}	κ	K	Pr_t	Pr_t	C_m
26	1.0	0.64	0.25	0.4	0.0168	0.72	0.9	14

3.1.2.2 双方程模型

双方程模型以标准的 $k-\epsilon$ 模型为代表。定义紊流动能为:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (3-27)$$

式中, u_i 为速度脉动量分量。紊流耗散率定义为:

$$\epsilon = \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3-28)$$

紊流动能 k 、紊流耗散率 ϵ 和长度尺度 ℓ 具有下面的关系式:

$$\ell = \frac{C_D k^{\frac{3}{2}}}{\epsilon} \quad (3-29)$$

紊流动能 k 的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z k)}{\partial z} = \text{GEN} - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial z} \right) \quad (3-30)$$

紊流耗散率 ϵ 的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y \epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z \epsilon)}{\partial z} = \frac{C_1 \epsilon}{k} \text{GEN} - \frac{C_2 \rho \epsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right) \quad (3-31)$$

在直角坐标系中,生成项 GEN 为:

$$\begin{aligned} \text{GEN} = \mu_t & \left(2 \left(\left(\frac{\partial V_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 \right) + \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right)^2 \right. \\ & \left. + \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (3-32)$$

紊流粘性系数由下式计算:

$$\mu_t = \min \left(\frac{C_D \rho k^2}{\epsilon}, \mu_{\text{limit}} f_{\ell} \right) \quad (3-33)$$

上述式子中常数的一些典型取值见下表:

C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ϵ	$f_{\ell \text{ limit}}$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.217	1000.0

以上的标准 $k-\epsilon$ 方程多应用于雷诺数较高的场合,不能正确计算激波后区域和分离流动区域内的紊流应力。对于压气机内的流动,为了计算更准确,一般需要作低雷诺数修正。

其中的一种考虑了低雷诺数影响的 $k-\epsilon$ 方程为:

紊流动能 k 的输运方程同式(3-30)。而紊流耗散率 ϵ 的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y \epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z \epsilon)}{\partial z}$$

$$= \frac{\epsilon}{k} \text{GEN}(C_1 + C_3 R) - \frac{C_2 \rho \epsilon^2}{k} + \frac{\partial \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right)}{\partial x} + \frac{\partial \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right)}{\partial y} + \frac{\partial \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right)}{\partial z} \quad (3-34)$$

相应的常数取值见下表:

C_μ	C_1	C_2	C_3	σ_k	σ_ϵ	μ_{min}
0.09	1.15	1.90	0.25	0.75	1.05	1000.0

3.1.2.3 壁面函数

使用壁面函数模型可大量减少对网格节点数的要求,是一种经济、常用的方法。目前方法中一般采用下式所表示的壁面函数为:

如果 $Y^+ \leq 11.225$

$$\frac{V}{V_w} = Y^+ = \frac{\rho y}{\mu_l} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3-35)$$

如果 $Y^+ > 11.225$

$$\frac{V}{V_w} = \frac{1}{\kappa} \log(EY^+) = \frac{1}{\kappa} \log \left(E \frac{\rho y}{\mu_l} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \right) \quad (3-35a)$$

式中, $V_w = (\tau_w / \rho)^{1/2}$ 为摩擦速度, $\kappa = 0.4187$, $E = 9.793$ 。

3.1.3 数值计算方法

数值计算方法包含两部分内容,一部分为连续的物理空间的离散方法,即网格划分;另一部分为在离散点上的具体的求解步骤,即数值计算格式。

3.1.3.1 数值计算网格

根据网格是否由三簇网格线构成的,有结构网格和非结构网格之分。结构网格具有编程简单的优点,从而使用户在分网上不用投入太多的时间。但用结构网格刻画一些复杂的几何形状非常困难;因此,在一些地方,用户不得不作出简化。反过来,非结构网格在刻画复杂的几何形状上非常灵活,缺点是分网需要大量的时间。这里只介绍结构网格。

对结构网格,从一个流线面截面来看,在压气机的全三维数值计算中主要采用O型(见图3-1)、C型(见图3-2)和H型(见图3-3)

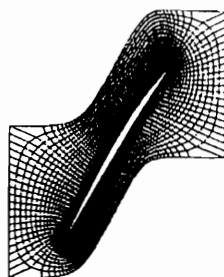


图3-1 O型网格

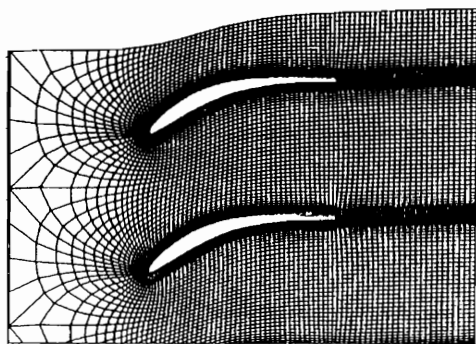


图3-2 C型网格

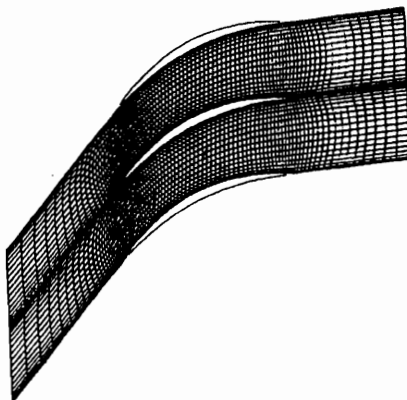


图3-3 H型网格

网格来离散物理空间。但在计算多个叶片排中的流动时,大多数方法都采用 H 型网格。

在叶片表面网格点相同的条件下,以 O 型网格的网格节点最少,C 型次之,H 型网格节点最多。因此,O 型网格的计算效率最高。但由于 H 型网格思路最简单,易于与压气机中的流面概念相联系,并在多叶片排的计算中使分网最容易实现,所以得到较广泛的应用。

在网格点的分布上一般都应考虑如下问题:

(1)在气流参数梯度较大的区域需使用较多的网格点,如叶片表面和内外流路这些固体壁面附近,叶片的前后缘,激波位置处,尾迹分布区域等。而其余地方可分布较少的网格点,以减少所用的计算时间。

(2)在流体参数梯度较大的方向上尽量避免网格尺寸的突然变化。

(3)在固体壁面附近,要尽量保证网格的正交性等。

3.1.3.2 数值计算格式

在压气机中较常用的是时间相关法,这种方法以求解时间相关的三维 $N-S$ 方程,通过时间推进获取定常解。其中常用的数值计算方法有:

(1)Jameson 的多步龙格-库塔法。

(2)Denton 的对置格式(opposed difference scheme)。

(3)Ni Ronho 在 Lax-Wendroff 格式的基础上提出的有限体积格式,即 Ni 格式。

3.1.4 边界条件和初场

3.1.4.1 边界条件

在压气机中一般选取图 3-4 所示的控制体区域进行计算。在此区域上存在四类边界:进口、出口、固壁和周期性边界。

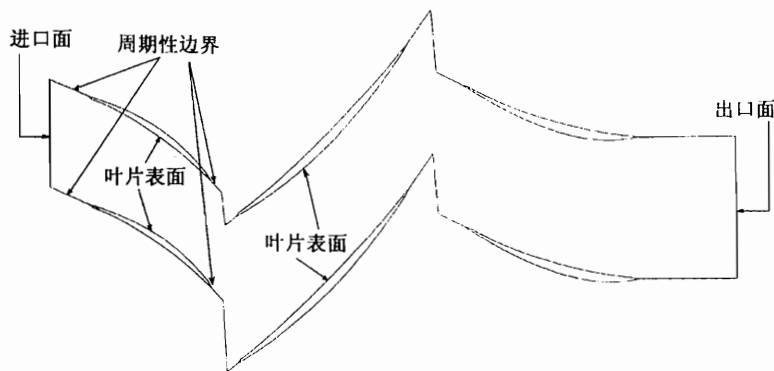


图 3-4 计算区域示意图

根据特征分析,在进口边界气流为亚声速时,在进口给定气流的总压、总温、子午面倾角和切向气流角;当气流为超声速时,在进口给定总压、总温、子午面倾角和切向速度分量。如果还要求解 $k-\epsilon$ 方程,则还需要在进口边界给定紊流动能 k_m 和紊流耗散率 ϵ_m 的值,而这通常由下面的式子给出:

$$k_m = \frac{3}{2}(\zeta V)^2 \quad (3-36)$$

$$\epsilon_m = \frac{k_m^{3/2}}{\lambda L} \quad (3-37)$$

式中, ζ 为进口紊流强度, 通常取为 2%, $\lambda = 0.05$, L 为进口环面高度。

在出口边界上, 在轮毂或机匣之间的某个叶展位置处给定背压, 其余点处的压力由简化径向平衡方程求得; 或者给定出口面的压力场分布。

在固体壁面上使用非滑移条件。若求解 $k-\epsilon$ 方程, k 和 ϵ 壁面边界条件由壁面函数导出, 具体处理可参考 ASME 92-GT-308。

在周期性边界上使用周期性边界条件。

3.1.4.2 初场

时间推进是从一个猜测的初始流场开始的。给定初场的质量可能影响到计算的稳定和所用的计算时间, 因此要尽量使初场与最终解一致。一般的给法是, 给定叶片排进出口的静压, 假定压力在叶片槽道内线性分布, 利用转焓守恒等得出所有网格节点上的流场参数分布。

3.1.4.3 多叶片排计算中的界面处理

在做多叶片排通道中的定常流场计算时, 需要在相邻的两个叶片排之间的间隙内使用某种数值的交界面处理。目前在多叶片排计算中的界面处理主要有两类, 一类为在两个相邻叶片排之间某位置处对气流进行周向平均处理的“掺混面”方法, 如图 3-5 所示; 另一类为在控制方程中添加确定应力(deterministic stress)的“连续界面”方法(参见 ASME 95-GT-342), 如图 3-6 所示。

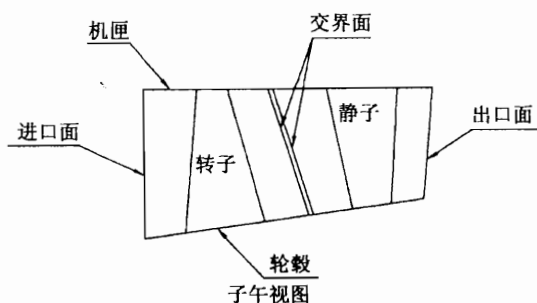


图 3-5 “掺混面”方法中的界面示意图

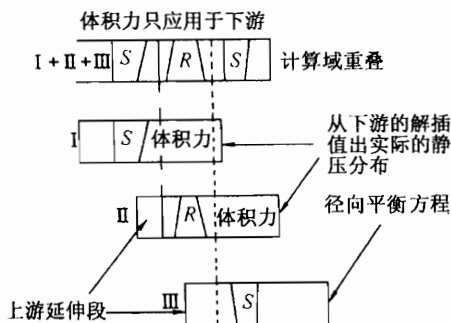


图 3-6 “连续界面”方法中的界面示意图

“掺混面”方法简单实用, 易于编程实现; 但在界面处所作的平均处理使气流产生数值损失, 造成计算出的损失在界面处有一个突跃, 从而有可能不正确地预测出下游叶片前缘的载荷; 而“连续界面”方法保证了气流穿过交界面时熵的连续变化, 从而可更准确地计算下游叶片前缘的载荷。在图 3-7 中示出了两种方法计算的损失沿计算站的分布。

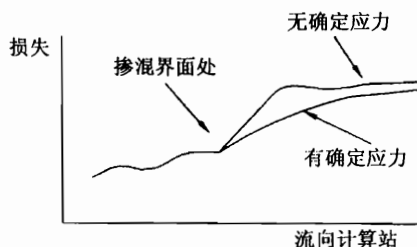


图 3-7 用不同的叶片排间界面处理计算的损失沿计算站的分布

3.2 多级压气机粘性全三维正问题计算程序

以下用一个特定的定常粘性全三维计算程序为例, 进一步说明全三维计算的情况。

这个程序采用有限体积法显式求解时间相关 $N-S$ 方程, 通过时间推进获取多叶片排内

的定常流场。

3.2.1 控制方程

在圆柱坐标系 (r, θ, x) 下,在时间步 Δt 上对立方控制体 ΔV ,求解的控制方程的守恒形式为:
连续方程

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} \Delta \rho = \sum (\rho V_x dS_x + \rho V_\theta dS_\theta + \rho V_r dS_r) \quad (3-38)$$

轴向动量方程

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} \Delta(\rho V_x) = \sum [(\rho + \rho V_x^2) dS_x + \rho V_x V_\theta dS_\theta + \rho V_x V_r dS_r] + F_x \quad (3-38a)$$

周向动量方程

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} \Delta(\rho r V_\theta) = \sum [\rho V_x r V_\theta dS_x + (pr + \rho V_\theta r V_\theta) dS_\theta + \rho V_r r V_\theta dS_r] + F_\theta \quad (3-38b)$$

径向动量方程

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} \Delta(\rho V_r) = \sum [\rho V_x V_r dS_x + \rho V_\theta V_r dS_\theta + (p + \rho V_r^2) dS_r] + F_r \quad (3-38c)$$

能量方程

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} \Delta(\rho E) = \sum [\rho H V_x dS_x + \rho H V_\theta dS_\theta + \rho H V_r dS_r] \quad (3-38d)$$

式中, (V_r, V_θ, V_x) 为圆柱坐标系下的各速度分量, (dS_r, dS_θ, dS_x) 为表示单元体各面的向量,其法向指向单元体内;符号 $\sum$ 表示沿单元体的 n 面求和; (F_r, F_θ, F_x) 为用体积力形式表示的作用于控制体 ΔV 上的粘性力。这些方程还必须与下列完全气体的关系式及式(3-15)一起求解:

$$H = C_p T + \frac{1}{2} V^2 \quad (3-39)$$

$$E = C_v T + \frac{1}{2} V^2 \quad (3-40)$$

3.2.2 程序中使用的紊流模型

作用于每个有限体积上的粘性力,必须由沿单元体的各面对粘性剪切应力和法向应力求和来得到;对这些应力可以使用任何量级的近似。在本程序中就使用了多种方式,在这里只介绍其中的一种。在这个方式中作薄层近似,既忽略粘性力的所有法向分量,也忽略了与气流方向准正交的单元面上的所有粘性应力,就是只考虑了立方单元体上的流向面和叶片到叶片方向面上的剪切应力,如图3-8所示。并且,由于叶轮机中气流的普朗特数接近1.0,还省略了能量方程中的剪切应力功和热传导项。作上述简化后,所用控制方程实质上是在欧拉方程中添加一个形为体积力的粘性力项后的方程。

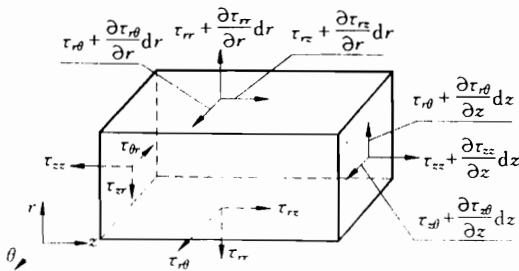


图3-8 单元体所受剪切应力示意图

紊流粘性应力项的计算分两步。第一步计算壁面剪切应力,采用壁面函数关系式来计算。为了避免迭代求解,使用表面摩擦系数 C_f 的一个显式关系式来近似式(3-35):

$$C_f = \tau_w / (0.5\rho V^2) = -0.001767 + 0.0317(\ln Re)^{-1} + 0.25614(\ln Re)^{-2} \quad (3-41)$$

式中,雷诺数 $Re = \rho V_{wy} / \mu_t$ 使用离开壁面一个网格点处的速度。

第二步,采用一个传统的混合长度模型来计算其余网格点处的剪切应力:

$$\tau = \rho \mu_t \frac{\partial V}{\partial y} \quad (3-42)$$

而紊流粘性系数:

$$\mu_t = (0.41y)^2 \left| \frac{\partial V}{\partial y} \right| \quad (3-43)$$

用这种方式获得粘性剪切应力后,再沿单元体的流向面和叶片到叶片方向面求和即得到粘性力项。气流从层流到紊流的转捩根据 3.1.2.1 中的方法判断。

3.2.3 网格和数值计算格式

在此程序中采用简单的 H 型网格离散物理空间,在求解过程中把气流参数存放在计算单元体的角点上,并且计算在物理域上进行。

网格的生成分两步进行:首先是生成子午面上的网格,即确定轴向和径向点的分布。通常,设计人员为了较好的描述叶片的各个截面叶型的形状,吸力面和压力面的坐标是分开表示的,并且轴向坐标等距分布。如图 3-9 所示。

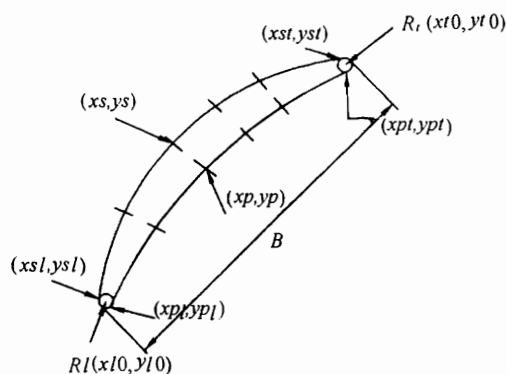


图 3-9 叶型坐标的一般表示方式

(x_s, y_s) —吸力面型线坐标; (x_p, y_p) —压力面型线坐标;

$(x_{sl}, y_{sl}), (x_{pl}, y_{pl})$ —前缘切点坐标;

$(x_{st}, y_{st}), (x_{pt}, y_{pt})$ —后缘切点坐标;

$(x_{l0}, y_{l0}), (x_{t0}, y_{t0})$ —前、后缘小圆心坐标;

R_l, R_t —前、后缘小圆半径; B —弦长

本程序要求吸力面和压力面上对应点具有相同的轴向坐标,而且点的分布要根据气流流动的情况进行局部加密或变疏;具体地说,就是气流参数变化较大的地方要求分布多一点的点,以更好地分辨出那里的气流流动;而气流参数变化较小的地方则可少分布一些点,以节约计算时间。根据这一原则,对于压气机的叶型就需要在叶型的前后缘和可能出现激波的区域,以及临近固体壁面的地方加密网格。

在叶片上游和下游的计算区域内,网格是这样生成的:取一簇网格线顺流向,尤其是下游

的网格线应尽量与出口气流角一致,以使尾迹能得到更精确地计算。在靠近叶片的地方需要加密网格,并使点的分布光滑过渡到叶片上。

按上述方法生成的子午网格如图 3-10。

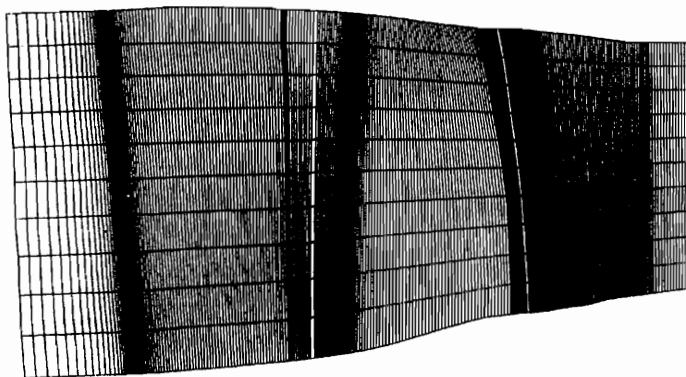


图 3-10 处理后的子午网格

这个网格输入程序后,程序根据输入的径向和周向网格点分布参数自动在径向插值和确定周向的网格点分布,最终完成网格的构筑。这样的一个计算网格如图 3-11。

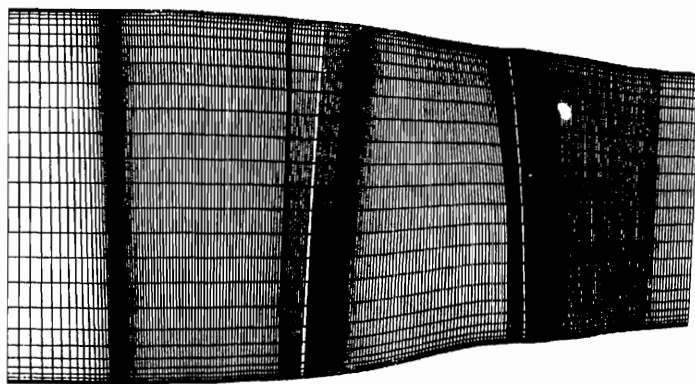


图 3-11 计算用子午面网格

处理后计算中使用的一个叶片到叶片截面的网格参见图 3-12。

上述内容即是全三维计算网格的前置处理方法。对应于不同的气动参数和几何形状,都可按上述步骤处理原始数据,以形成全三维计算的输入数据格式。

在对物理域作了离散后,程序分两步进行计算:

第一步,根据上一时间步获得的速度场(在迭代的第一时间步用初始速度场),用中心差分离散式(3-42)和式(3-43)中的速度导数,计算出粘性应力项,从而得到每个控制体积所受的粘性力。把此粘性力的三个分量代入动量方程。

第二步,用 Denton 的对置格式计算。即,通过单元体各个面的对流通量,就用存放在那一面的各个角点上的气流参数的平均值计算。首先把这些通量代入方程(3-38)至(3-38d),然

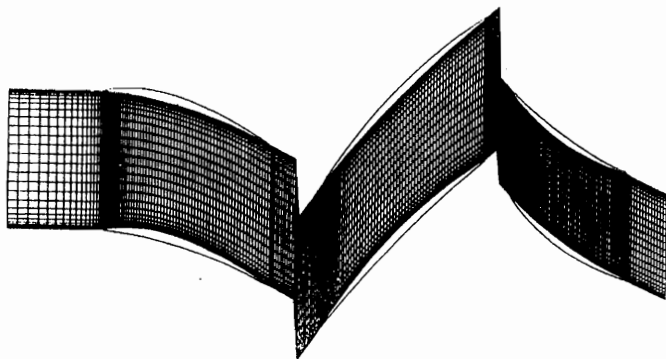


图 3-12 计算用叶片到叶片网格

后进行如下步骤的计算:

第一步,计算各节点的 ρ

$$\rho^n = \rho^{(n-1)} + \frac{1}{4}(\Delta\rho_1 + \Delta\rho_2 + \Delta\rho_3 + \Delta\rho_4) \quad (3-44)$$

第二步,计算各节点的 ρE

$$(\rho E)^n = (\rho E)^{(n-1)} + \frac{1}{4}(\Delta(\rho E)_1 + \Delta(\rho E)_2 + \Delta(\rho E)_3 + \Delta(\rho E)_4) \quad (3-45)$$

第三步,计算各节点的压力 p

$$p^n = (\rho E)^n - \frac{1}{2}\rho^n V^n V^n \quad (3-46)$$

对各节点的 p 作修正

$$CFP^{new} = (1 - \alpha)CFP^{old} + \alpha(p_{j-1}^{n-1} - p_{j+2}^{n-1}) \quad (3-47)$$

$$Pef^{(n)} = p^{(n)} + CFP^{new} \quad (3-48)$$

用 $Pef^{(n)}$ 替换三个动量方程中的压力 p 。

第四步,计算各节点的 $\rho V_x, \rho V_\theta, \rho V_r$:

$$(\rho V_x)^{(n)} = (\rho V_x)^{(n-1)} + \frac{1}{4}(\Delta(\rho V_x)_1 + \Delta(\rho V_x)_2 + \Delta(\rho V_x)_3 + \Delta(\rho V_x)_4) \quad (3-49)$$

$$(\rho V_r)^{(n)} = (\rho V_r)^{(n-1)} + \frac{1}{4}(\Delta(\rho V_r)_1 + \Delta(\rho V_r)_2 + \Delta(\rho V_r)_3 + \Delta(\rho V_r)_4) \quad (3-50)$$

$$(\rho r V_\theta)^{(n)} = (\rho r V_\theta)^{(n-1)} + \frac{1}{4}(\Delta(\rho r V_\theta)_1 + \Delta(\rho r V_\theta)_2 + \Delta(\rho r V_\theta)_3 + \Delta(\rho r V_\theta)_4) \quad (3-51)$$

这样就完成了一次迭代计算。在这个数值计算格式中,前三步的计算顺序是有要求的,而动量方程的求解顺序则无要求。

为了捕获激波,在式(3-47)中引入了正比于流向密度梯度的平方的人工压力项。为了加快收敛,采用了当地时间步长,多重网格等加速收敛的技术。

3.2.4 全三维计算输入参数

下面介绍程序的输入数据:

计算项目的名称(在 1-80 列内的一个字符串):NAME(LL)

周向(I)的网格节点数:IM

流向(J)的网格节点数:JM

展向(K)的网格节点数:KM

迭代的最大次数:NMAX,典型地取为 6000 次

输入叶型坐标数据的截面数:NOSECT。注意,必须满足 $\text{NOSECT} \leq \text{KM}$

要计算的叶片排数:NROWS

在掺混平面上使用周向平均和通量外插:IFMIX

= 1,周向平均;

= 0,不平均,而是直接将周向的非均匀的计算
值从一个叶片排传到下一个叶片排。

通常使用 IFMIX=1。

叶片排间的间隙内网格步长调整控制参数:ISHIFT

输入进口边界条件参数的 K 向点数:KIN

定义进口边界条件的类型:INMACH,即在进口指定相对气流角,绝对气流角或在进口指
定绝对切向速度

输入叶型坐标的方式的控制参数:INPUT

进口数值边界条件控制参数:INVR

= 1,给定进口子午角;

= 0,进口参数用条件 $dV_r/dm = 0$ 获得;

= 3,周向均匀来流;

= 4,进口均匀静压。

定义使用的时间步长类型:ITIMST

= 0,使用均匀时间步长;

= 1,使用非均匀时间步长;

= 2,使用平均时间步长;

= 3,使用马赫数的函数适时修改的非均匀时间步长。

通常使用 ITIMST = 3。

定义数值光滑的类型:ISMTH

= 1,使用线性光滑;

= 2,使用非线性光滑;

通常使用 ISMTH=1。

背压输入控制参数:IPOUT

= 1,只在叶根和叶尖输入出口静压,且假定静压沿展向线性变化;

= 0,只固定轮毂的压力;

= -1,只固定叶尖的压力;

= 3,读入出口压力场。

流量确定方式控制参数:INFLOW

= 0,由输入的背压确定流量;

= 2,由背压确定流量,但往加速收敛的平均值靠;

= 3,计算流量强迫接近变量 INFLOW 读入值。

通常选取 INFLOW=0。

损失子程序的类型控制参数:ILCOS

= 1, 用 LOSS1;

= 2, 用 LOSS2;

= 5, 用 LOSS5;

= 6, 用 LOSS6;

= 7, 用 LOSS7。

粘性力修正控制参数: NLOS(步/次), 典型地取 5 或 10

初场形成方式控制参数: IINST

= 0, 用猜测的参数形成初场;

≠ 0, 读入续算文件作为初场。

续算文件输出控制参数: IOUSTST

= 0, 不输出续算文件;

≠ 0, 输出续算文件。

端壁边界上的粘性剪应力的计算控制参数: IBOUND

= 0, 在两端壁面上计入粘性剪应力;

= 1, 在轮毂上不计入剪应力;

= 2, 在机匣上不计入剪应力;

= 3, 在机匣和轮毂上都不计入剪应力。

第一层多重网格块大小控制参数: IR, 周向(I 向)块大小;

JR, 轴向(J 向)块大小;

KR, 径向(K 向)块大小。

第二层多重网格块大小控制参数: IRR, 周向(I 向)块大小;

JRR, 轴向(J 向)块大小;

KRR, 径向(K 向)块大小。

多重网格中叶片上游的块大小: NSUP

多重网格中叶片内的块大小: NSBON

多重网格中叶片下游的块大小: NSBDN

当前叶片排的任意名称: ROWTITLE

在当前叶片排上的流向网格点数: JMROW

在叶片上的第一个网格点(即前缘点)的 J 值: JLEROW

在叶片上的最后一个网格点(即在尾缘点)的 J 值: JTEROW

当前叶片排的叶片数: NBLROW

当前叶片排旋转速度(r/min): RPMROW, 以 θ 增加的方向为正

当前叶片排上游边界处的猜测静压(N/m^2): PUPROW

当前叶片排前缘处的猜测静压(N/m^2): PLEROW

叶片排后缘处的猜测静压(N/m^2): PTEROW

叶片排下游边界处的猜测静压(N/m^2): PDNROW

当前叶片排规定的多变效率的径向分布(当 ILOSS = 6): FPOLY(NR, K)

输入轴向坐标的单位换算比例: FAC1

轴向坐标原点的平移量: XSHIFT

在第 K 个输入截面上的第 J 个点的轴向坐标(m): DX(J, K)

输入周向坐标的单位换算比例:FAC2

周向坐标原点的平移量:TSHIFT

在第 K 个输入截面上的第 J 点叶片表面的周向坐标($r\theta$,m):GR(1,J,K)

输入叶片切向厚度的单位换算比例:FAC3

在第 K 个输入截面上的第 J 个点处的切向厚度($\Delta(r\theta)$,m):GR(IM,J,K)

输入的径向坐标的单位换算比例:FAC4

径向坐标的平移量:RSHIFT

第 K 个输入截面上的第 J 个点的径向坐标(m,当 INPUT $\neq$ 0):RR(J,K)

第 K 个圆柱面的半径(m,当 INPUT=0):RCYL(K)

轮毂在第 J 个点的轴向坐标(m):XH(J)

轮毂上第 J 个点的径向坐标(m):RH(J)

机匣上第 J 个点的轴向坐标(m):XT(J)

机匣上第 J 个点的轴向坐标(m):RT(J)

气体的定压比热($J/(kg\cdot K)$):CP

绝热指数:GA

时间步长乘子(即 CFL 数):FT

周向与展向的光滑因子:SF

轴向的光滑因子:SFX

压力修正的松弛因子:RF

压力修正因子的类型和大小控制参数:FUP,通常取 -0.9

控制负反馈的因子:DAMP,典型地取 10.0

控制回流处理的因子:FVMIN,典型地取 0.1

由多层网格的第一层产生的变化的尺度因子:FBLK1,典型地取 0.40

由多层网格的第二层产生的变化的尺度因子:FBLK2,典型地取 0.20

由多层网格的第三层产生的变化的尺度因子:FBLK3,典型地取 0.10

出口流场的光滑因子:SFEX,通常取 0.0

与每个时间步的子午速度变化的平均百分数相同的收敛标准:CLIM

进口压力改变值的松弛因子:RFIN,通常令 RFIN=0.1

在网格进口轮毂上静压的初始猜测值(N/m^2):PUPHUB

在网格进口机匣上静压的初始猜测值(N/m^2):PUPTIP

在叶根指定的出口静压(N/m^2):PDHUB

在叶尖处的出口静压(N/m^2):PDTIP。如果 IPOUT

=0,仅为初始猜测值;

=1,则为指定值。

进口绝对滞止压力值(N/m^2):POI(K)

出口面静压场(N/m^2 ,当 IPOUT=3):PID(K)

进口绝对滞止温度值(K):TOI(K)

进口绝对切向速度(m/s):VTIN(K)

进口面子午速度初始猜测值(m/s):VMI(K)

进口绝对或相对旋转角($^\circ$):BS(K),若 INMACH

=0, 则为 $\tan^{-1}(V_{\theta}/V_m)$;

=2, 则为 $\tan^{-1}(W_{\theta}/V_m)$;

=1, 不使用但必须输入。

进口的子午倾斜角($^{\circ}$):BR(K), 若 INVR

=1、3 或 4, 保持为常数;

=0, 只为初始猜测值。

展向数据输入点的相对间距:FR(K)

周向网格点的相对间距:FP(I)

控制周向平均参数输出的迭代步:IPRINT(L)

输出控制参数 IOUT(1)

输出参数在径向的控制参数:KOUT(K)

=0, 在那条(K)线上不输出;

=1, 在那条(K)线上输出。

已知或猜测的整个环形通道总流量(kg/s, 当 INFLOW=2 或 3):FLOWIN

强迫流动的松弛因子(当 INFLOW=2 或 3):RFLOW, 典型地取 0.25

子程序 LOSS1 中使用的在通道中间的压力损失(N/m^2):PLMID

在 LOSS1 中固体边界上的压力损失:PLWAL

在 LOSS1 和 LOSS2 中用来分配沿栅距的粘性力的幂数律中的指数:POWER

只在 LOSS2 中使用的表面摩擦系数:CF, 典型地取 0.01

粘性系数计算范围控制参数:FRACPB, 典型地取 0.05

尾迹混合长度控制参数:FRACPW, 典型地取 0.05

由出口叶中速度和第一排叶片的子午弦长计算的雷诺数:REYNO

粘性力变化的松弛因子:REL, 典型地取 0.50

简单的边界层转捩控制参数:FTRANS

四阶光滑的光滑系数:FACSEC, 典型地取 0.8

在掺混平面处对周向变化值进行外插的尺度因子:FEXT, 典型地取 0.8

展向的网格点(K)的相对间距:FRNEW(K)

3.3 全三维计算结果分析

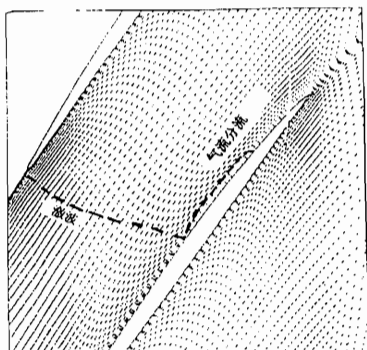
当计算收敛或已完成规定的最大计算步数后, 就可用数据、图表等方式对计算所得的流场进行分析, 以获取对设计有用的信息。这就是全三维计算的后置处理。分析通常包括定性和定量两部分。

3.3.1 定性分析

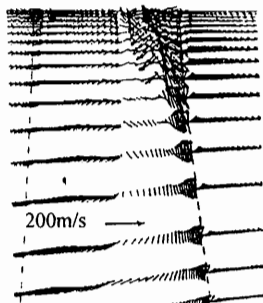
定性分析一般是通过作各种参数沿轴向或弦向的分布、等值线图(或云图)、流线和速度矢量图等, 对计算结果进行可视化处理, 以了解诸如速度峰值位置、激波位置、附面层厚薄和发展、分离和二次流动等涉及叶片槽道内气流流动的信息。

由于在一个已实验的压气机中或者一次设计中, 计算结果不可能包括所有不良流动。为了示意粘性全三维计算出的大多数不良流场品质, 从文献中引用了以下图形(图 3-13(a)~

(m)), 供在实际设计中作全三维计算后置处理参考。



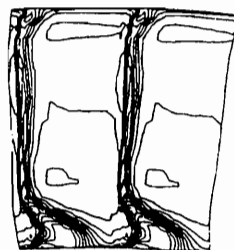
(a) 叶片到叶片截面的速度矢量
(叶背上的气流分离)



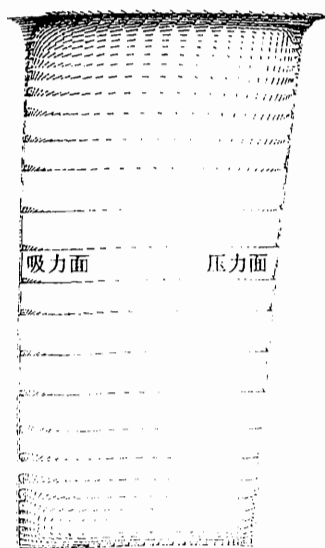
(b) 近叶片吸力面的速度矢量
(激波后强烈的二次流动)



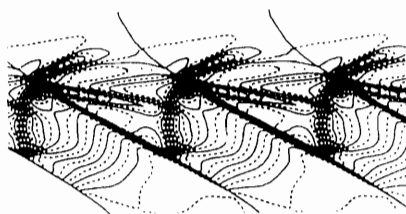
(c) 近叶片吸力面的流线图
(吸力面-轮毂角区分离)



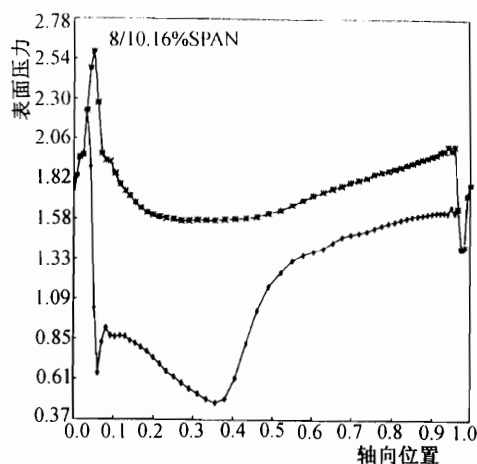
(d) 出口面的总压等值线图
(吸力面-轮毂角区的高损失区)



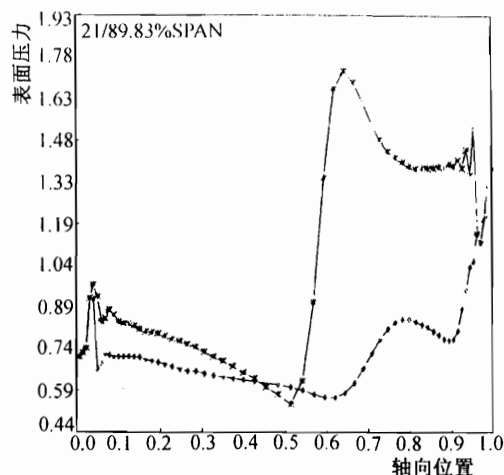
(e) 出口面的速度矢量(角涡)



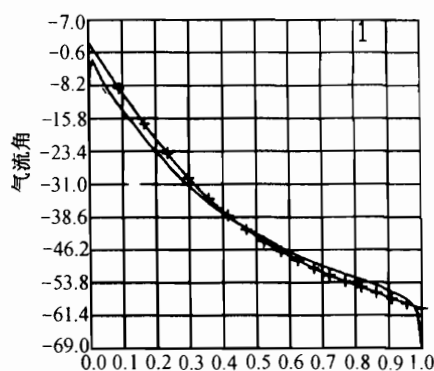
(f) 尖部间隙内的马赫数等值线图
(复杂的流场结构。涡与激波干涉、波足后存在分离泡)



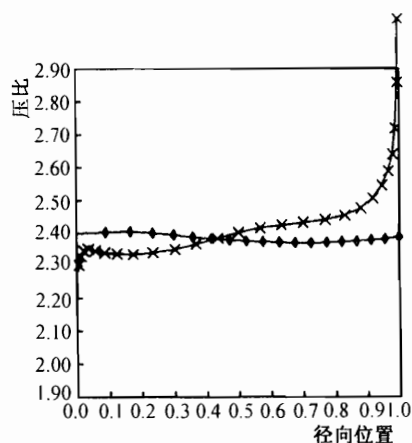
(g) 叶片表面压力分布
(载荷太靠前, 弦长中间以后气流将分离)



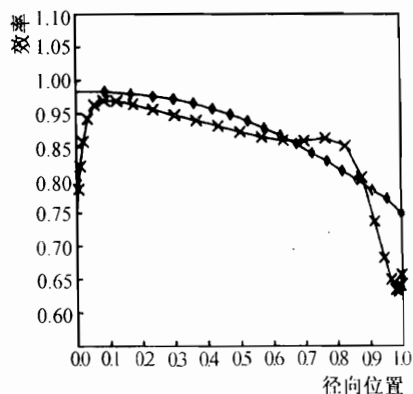
(h) 叶片表面压力分布
(载荷太靠后, 未有效利用叶型前段加功, 并易造成尾缘分离)



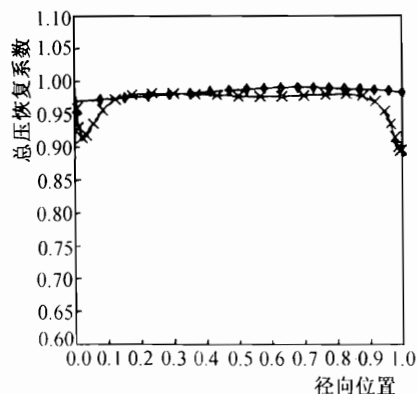
(i) 叶片出口气流角的径向分布
(根部低于设计值, 而尖部高出太多, 将造成根部气流转折不够, 而尖部过转)



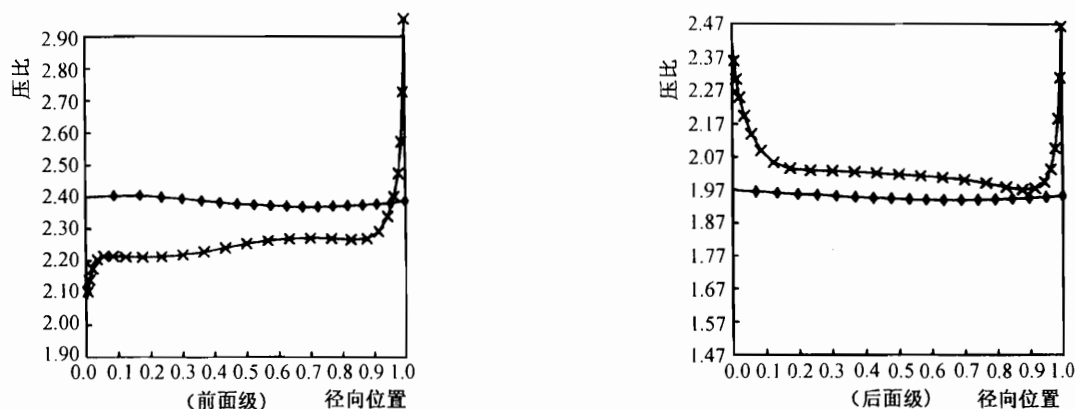
(j) 转子叶片压比的径向分布
(根部压比低于设计值, 而尖部高出太多)



(k) 转子叶片效率的径向分布

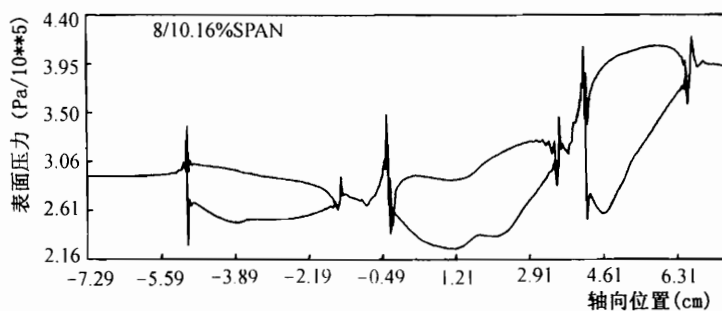


(l) 静子叶片总压恢复系数
(根部损失高)

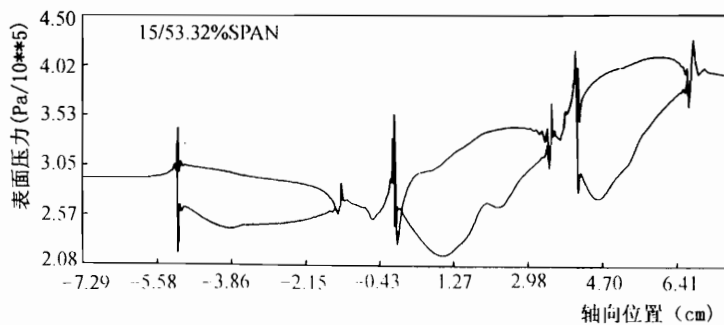


(m) 相邻级压比的径向分布
(前面级卸载、而后面级过载, 级匹配不良)
图 3-13 粘性全三维计算出的各种不良流动

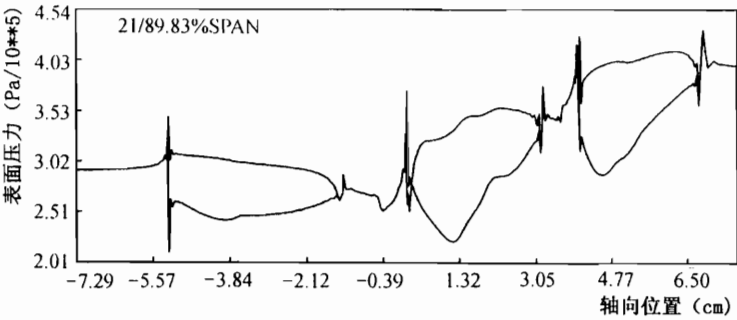
作为对比, 图 3-14~图 3-25 给出了一个在粘性全三维计算基础上对压气机内流场进行了优化后所得到的全三维结果。



(a) 根部截面

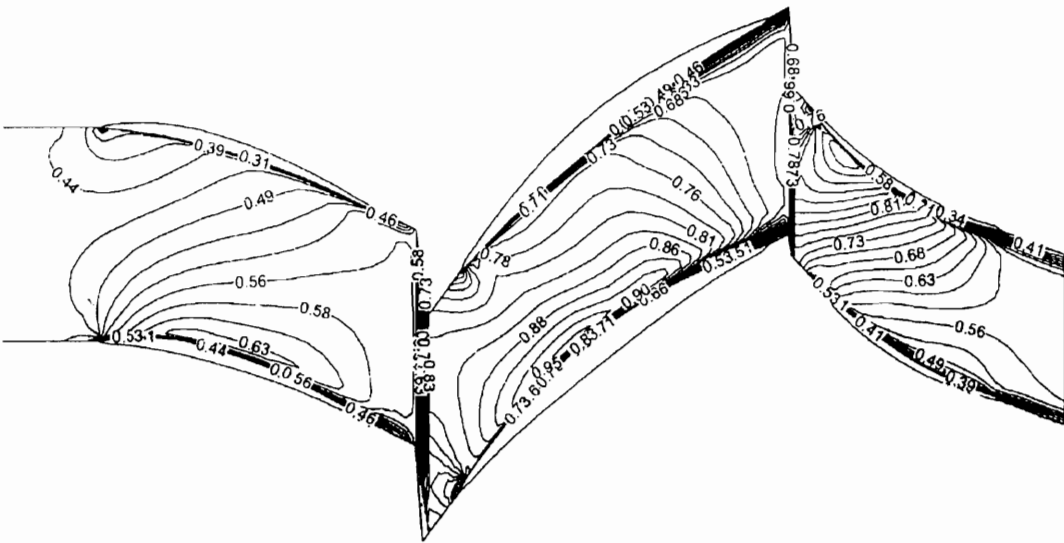


(b) 叶中截面

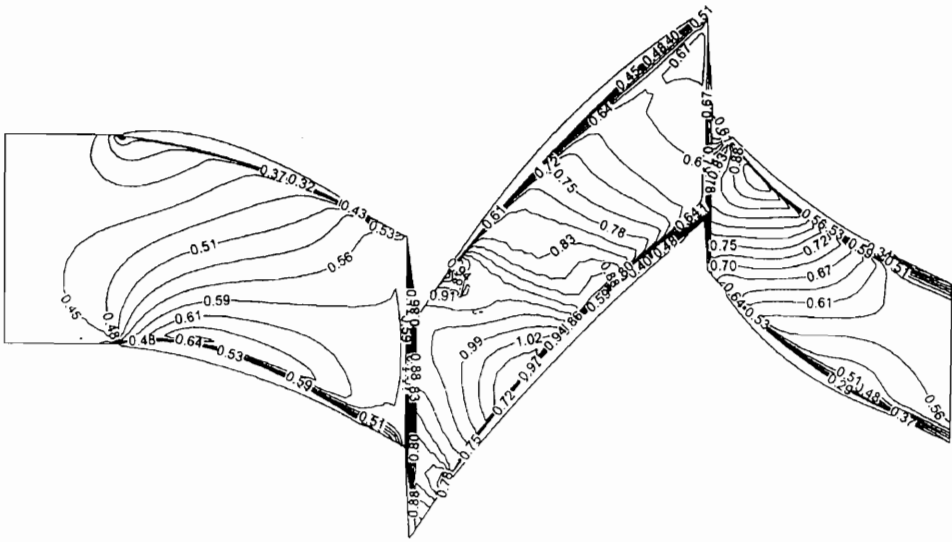


(c)尖部截面

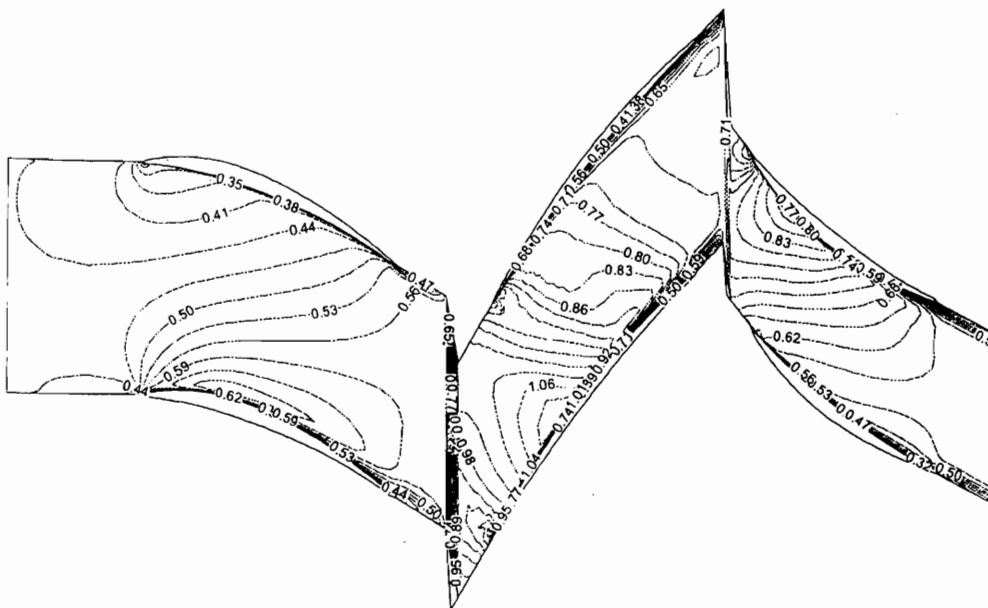
图 3-14 叶片根、中、尖流面截面的表面压力分布



(a)根部截面



(b)叶中截面



(c)尖部截面

图 3-15 根、中、尖叶片到叶片马赫数等值线图

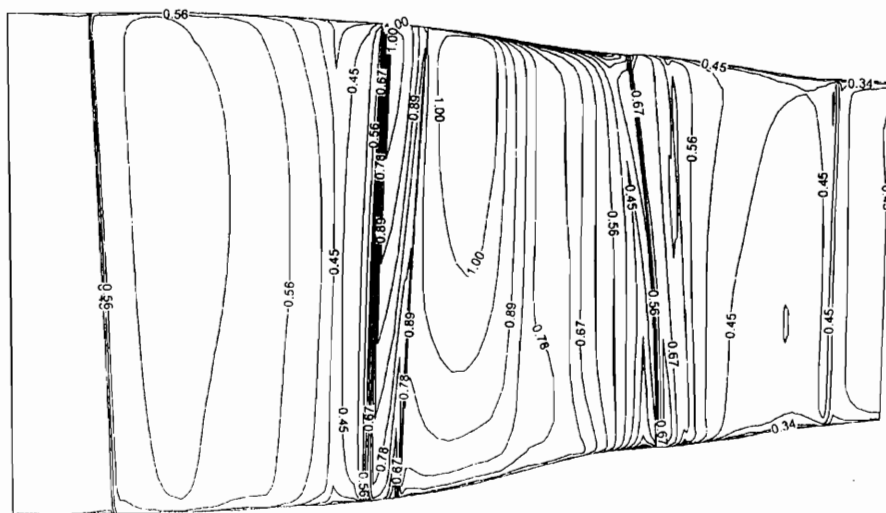


图 3-16 近转子叶背和近静子叶盆马赫数等值线图

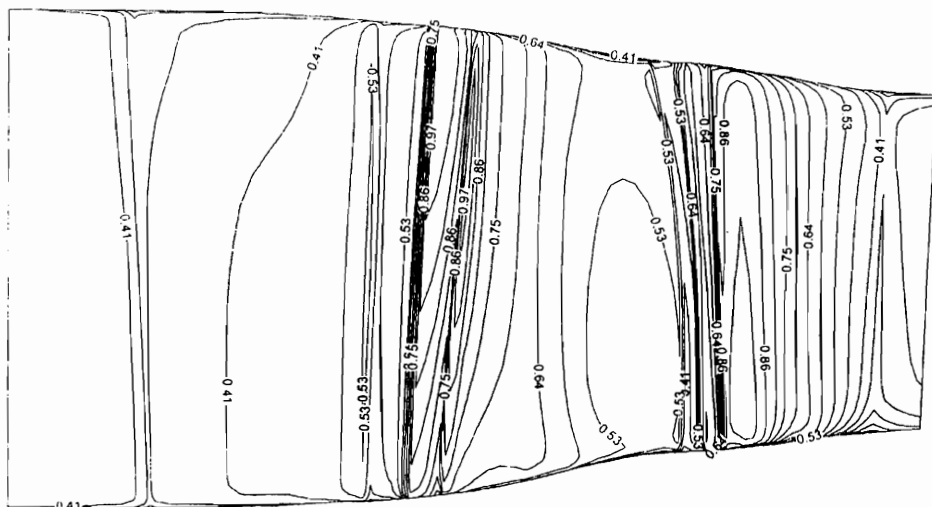
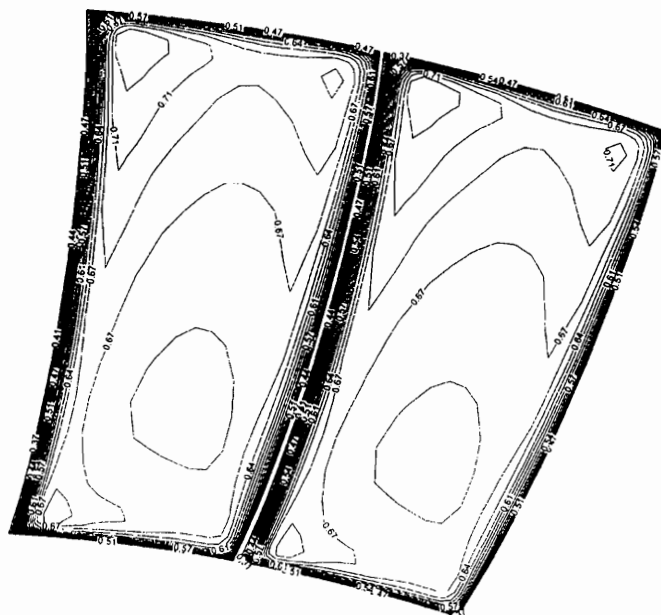
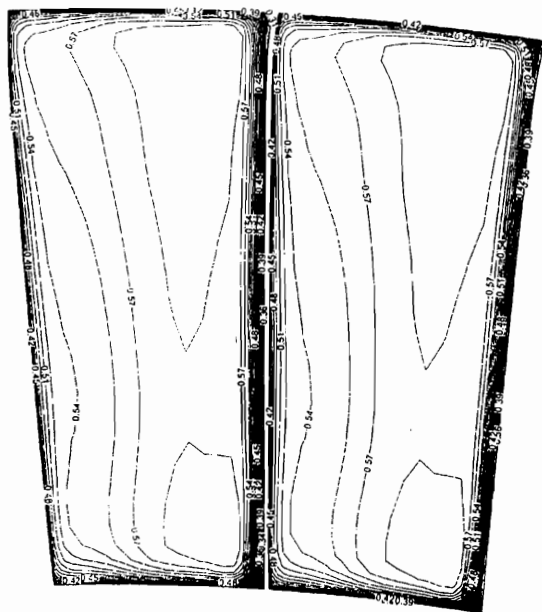


图 3-17 近转子叶盆和近静子叶背马赫数等值线图

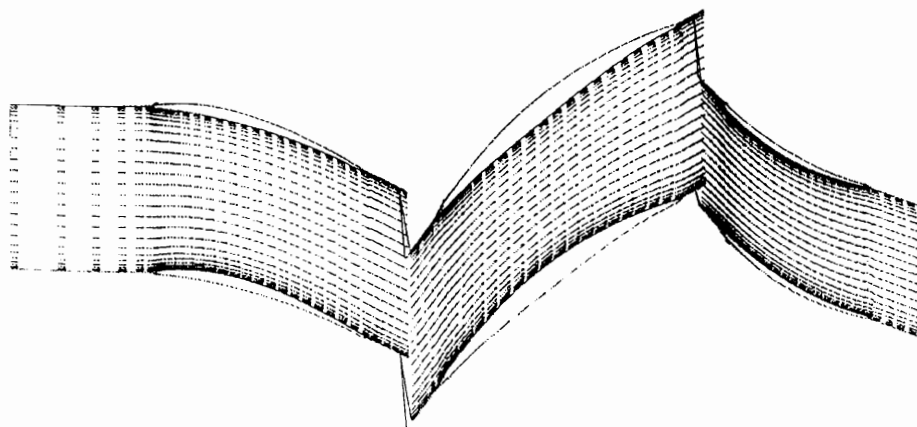


(a) 转子出口

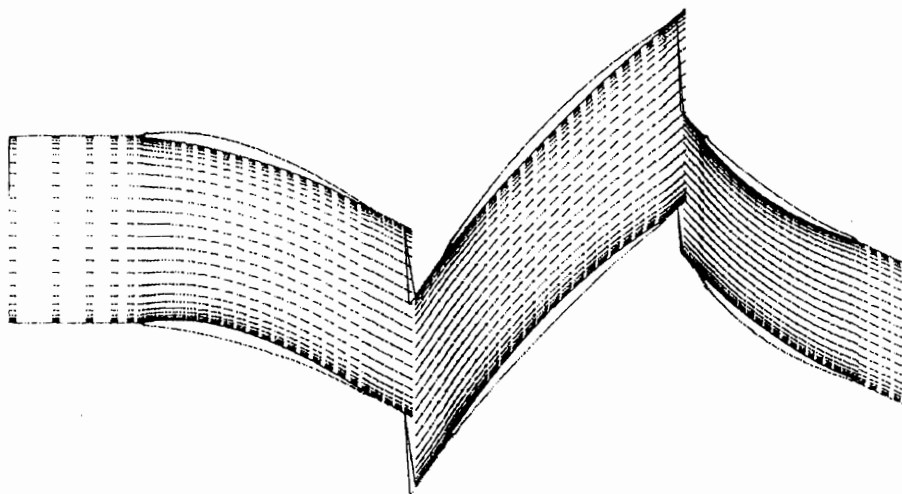


(b) 静子出口

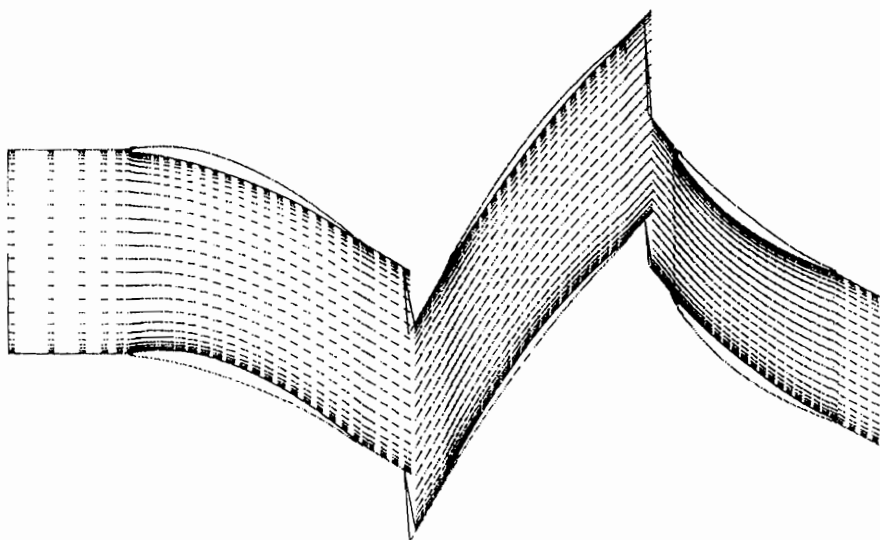
图 3-18 各排叶片出口面马赫数等值线图



(a) 根部截面



(b)叶中截面



(c)尖部截面

图 3-19 根、中、尖流面截面的速度矢量图

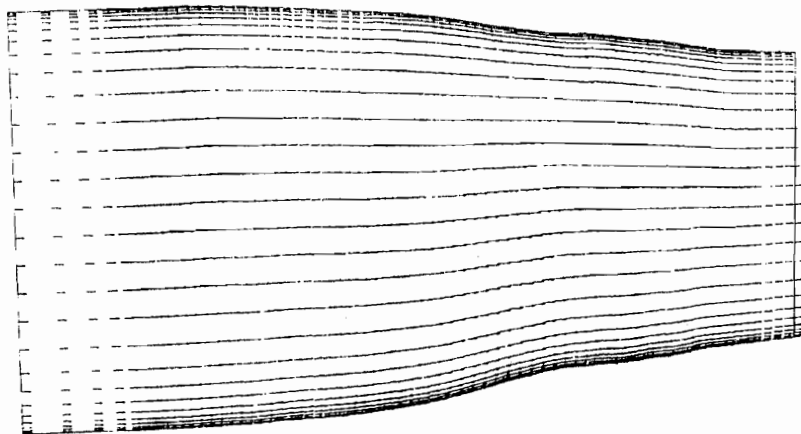


图 3-20 近转子叶背和近静子叶盆速度矢量图

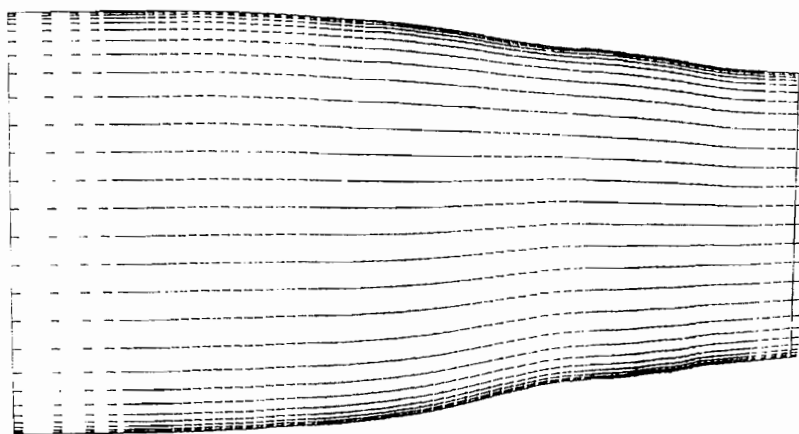


图 3-21 近转子叶盆和近静子叶背速度矢量图

3.3.2 定量分析

定量分析即是用计算出的各种参数与作为叶片设计目标的子午面通流计算结果进行比较。从中分析诸如攻角、落后角、喉道等设计参数选取的合理性。主要包括两方面的内容：

(1) 设计点的总性能(总流量、总压比、总效率和各级的压比、效率等)和叶片排内性能参数的分布,尤其要计算比较各叶片排的各个截面上气流弯角。

(2) 非设计点性能计算。这是对所设计压气机的特性进行验证性计算,着重分析各高转速下的喘振裕度的计算情况和最高效率包络线趋势。

在图 3-22~图 3-25 中,用一个单级的结果给出了设计人员最关心的结果。

在压气机的叶片排数不是很多的情况,现有的多叶片排三维粘性计算程序甚至可以对压气机的特性作出较准确的计算预测。这是在给定的转速下,通过逐步改变全三维计算给定的出口背压,从而计算得到形成特性线的一系列点。

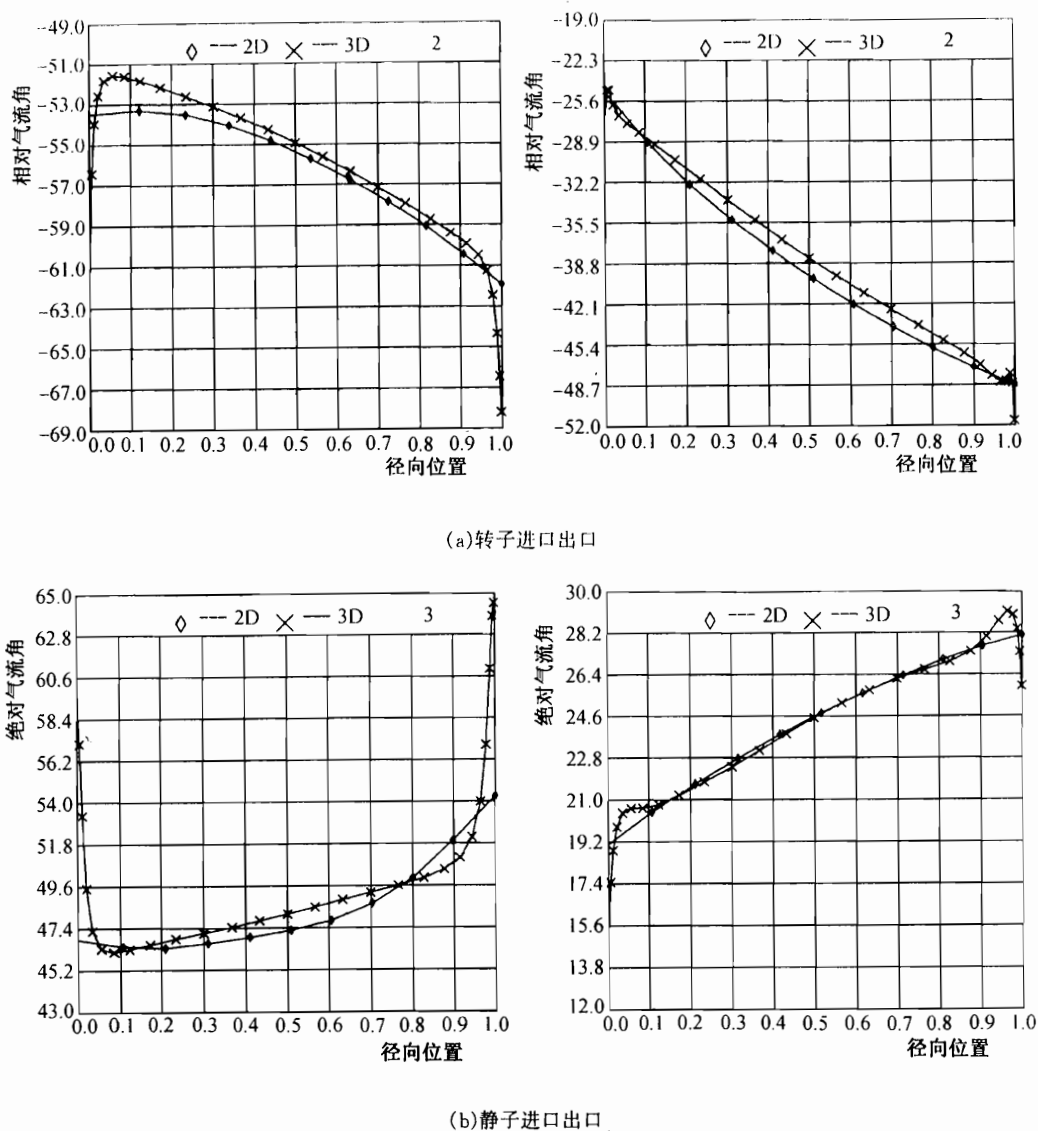


图 3-22 三维计算的气流角度与通流计算结果沿径向分布的比较图

其中,近端点是这样确定的:当背压提高到这样一个水平,以至于三维计算在规定的最大计算步数内仍未收敛时,通过检查各转子叶片尖部的马赫数等值线图,看激波是否已经被推出槽道,和波后是否有由于激波边界层引起的大气流分离区。若是,则可认为气流已经近端,可在前一次收敛解所取背压和本次计算的背压之间取一个值再进行计算,反复调整背压,即可得到一个临近端点的性能点。计算预测的喘振裕度 SM 按下式计算:

$$SM = \left(\frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_s} \frac{\pi_s}{\pi_d} - 1 \right) \times 100\% \quad (3-52)$$

式中, $\dot{m}_d$ 、 π_d 为在设计点的计算流量、压比, $\dot{m}_s$ 、 π_s 为预测的近端点的计算流量、压比。

近堵点是这样判断的。当降低背压计算后,某排叶片槽道内已有贯穿槽道的激波存在,则认为该点为堵点。

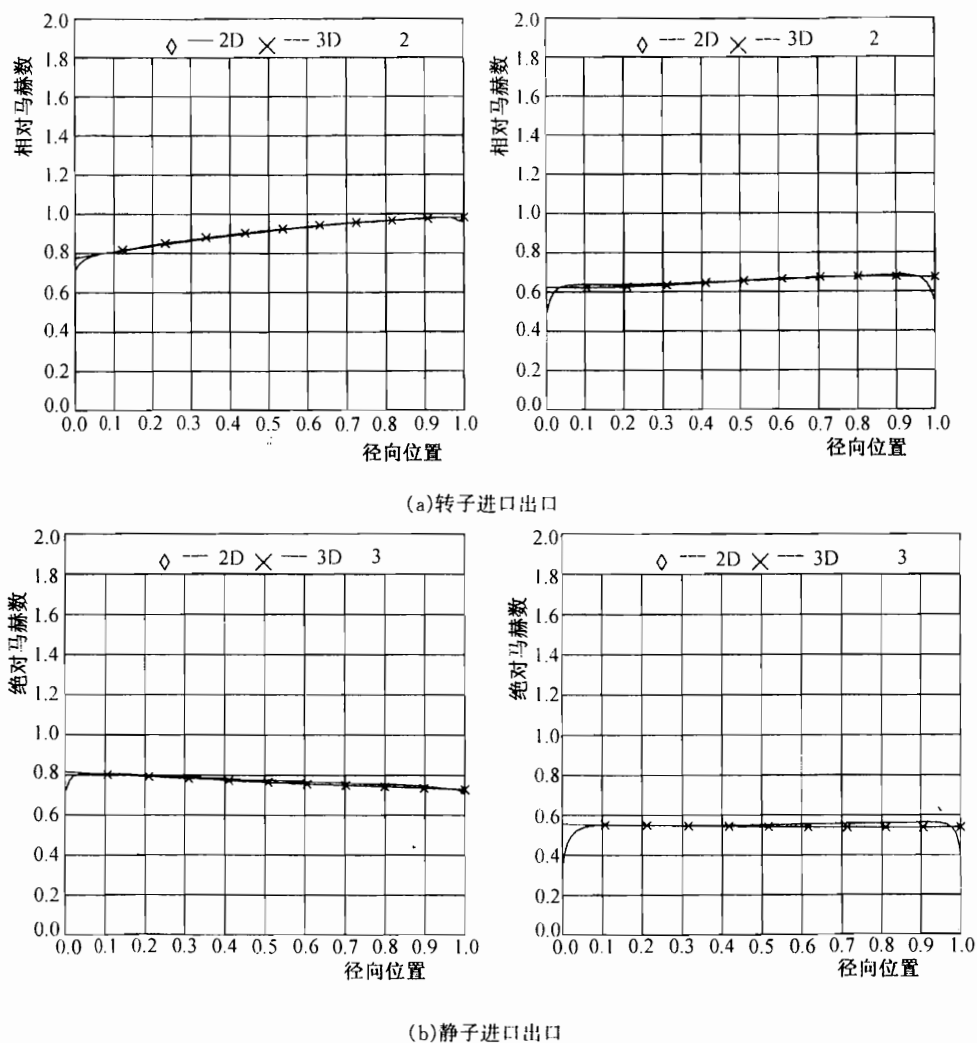


图 3-23 三维计算的气流马赫数与通流计算结果沿径向分布的比较图

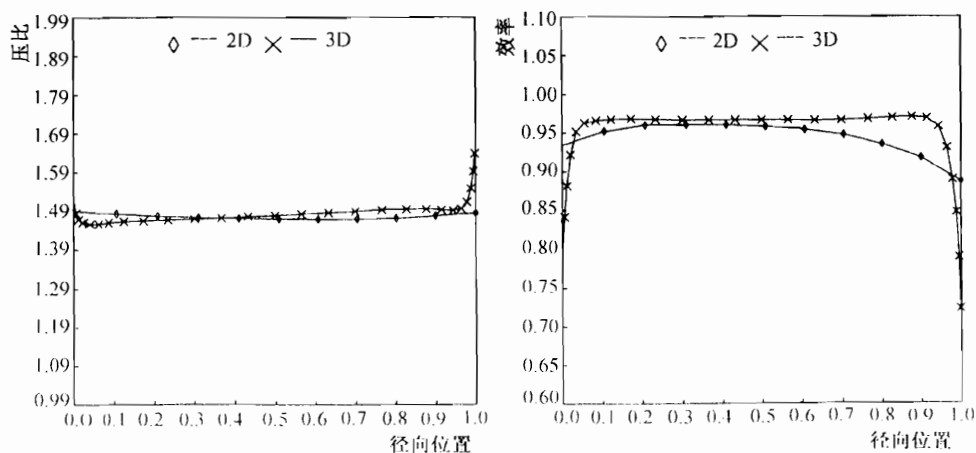


图 3-24 三维计算转子压比、效率与通流计算结果沿径向分布的比较图

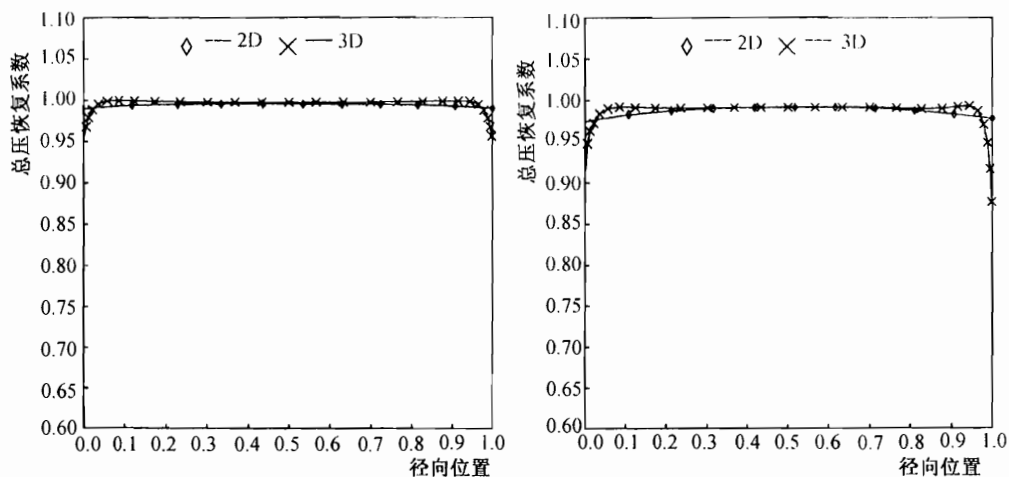


图 3-25 三维计算静子总压恢复系数与通流计算结果沿径向分布的比较图

根据以往的计算经验,在设计转速的 80% 以上都可进行计算,并得到收敛解。这样的一个结果如图 3-26 所示,

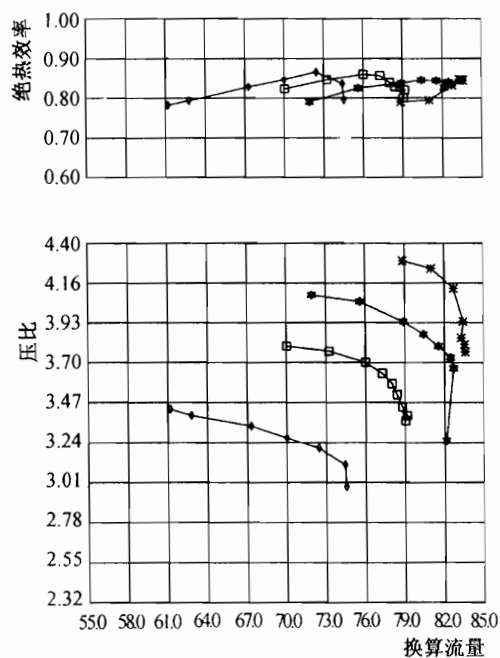


图 3-26 某三级风扇的全三维特性预测结果

第4章 非设计性能计算、扩稳设计与叶片颤振分析

在气动计算中所确定的压气机流道形状、级数、叶型等,都是以某一特定的工作状态为基准的,此工作状态称为设计工作状态。对应于设计工作状态的总增压比、空气流量、转速以及其他工作参数称为设计参数。压气机在进口气流条件、转速偏离其具体设计时的性能参数称为非设计性能参数。表示压气机在不同转速和流量范围内各稳定工作状态的性能参数——流量与增压比、效率变化关系的曲线称为特性曲线。

叶片颤振则是一种气动弹性失稳。对风扇、压气机工作安全有极大影响。研究不同类型叶片颤振的特征,并发展相应的预估方法,可以为解决叶片颤振问题提供技术保证。

4.1 非设计点性能计算

用于计算压气机非设计性能的方法较多,目前用于实际工程的方法主要可分为统计法、一维计算方法和二维轴对称计算方法。近年来全三维方法开始用于计算压气机特性,并取得较好进展。

4.1.1 统计法

4.1.1.1 方法简介

此方法是根据转速变化时压气机的参数在最佳工作状态曲线上变化的一般规律与压气机的特性之间相似性得到的,是以对轴流压气机的试验特性数据分析为依据而建立的一种近似计算方法。计算由三个部分组成:(1)根据设计参数确定各转速线上最高效率点的性能参数;(2)计算压气机性能参数沿等转速线的变化;(3)计算喘振边界和堵塞边界。

4.1.1.2 假设条件

(1)沿等转速线压气机加功量对流量系数的变化关系,如同级的关系一样,在整个工作范围内是线性的,其斜率由压气机中各级的平均载荷系数确定;(2)当转速改变时,压气机在最佳工作状态时的加功量相对变化量主要与压气机的相对转速、相对平均载荷有关。

此方法主要用于静子叶片安装角不可调的轴流压气机性能计算。

4.1.1.3 适用范围

相对换算转速	$\bar{n} = 0.4 \sim 1.1$
叶尖速度	$U = 200 \sim 430 (\text{m/s})$
级负荷系数	$\psi = 0.3 \sim 0.5$

4.1.1.4 已知条件

设计状态下的流量 G 、压比 π_{des} 、绝热效率 η_{des} 、转速 n_{des} 、喘振裕度 SM 、级数 Z 、进口总压 P_0 、进口总温 T_0 、第一级叶尖切线速度 U_{des} 、进出口面积 A_i 、 A_e 。

4.1.1.5 计算步骤

给定若干需计算的相对换算转速值 $\bar{n}$

(1)计算设计状态下的有关参数

$$\text{温度比} \quad TR_{des} = \frac{\pi_{des}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{des}} + 1 \quad (4-1)$$

$$\text{负荷系数} \quad \psi_{des} = \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_{ti} \frac{\pi_{des}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{des} UT_{des}^2} \quad (4-2)$$

$$\text{平均负荷系数} \quad \psi_{av} = \frac{\psi_{des}}{Z} \quad (4-3)$$

$$\text{进口密流值} \quad q(\lambda) = \frac{G \sqrt{T_{ti}}}{A_i K P_{ti}} \quad (4-4)$$

$$\text{流量系数} \quad \phi_{des} = \frac{V_i}{U_{des}} \quad (4-5)$$

$$\text{加功量} \quad W_{des} = \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_{ti} \frac{\pi_{des}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{des}} \quad (4-6)$$

加功斜率系数

$$\delta_0 = C - 6.877 \psi_{av} + 5.567 \psi_{av}^2 + 1.562 \psi_{av}^3 \quad (4-7)$$

式中: C 为系数, 当 $M_r < 1$ 时, $C = 2.898$; 当 $M_r \geq 1$ 时, $C = 2.558$ 。

(2) 确定各转速线上最高效率点的性能参数

$$\text{最高效率} \quad \eta_{\max} = \bar{\eta} \eta_{des} \quad (4-8)$$

$$\text{式中:} \quad \bar{\eta} = 1 - B(\bar{n} - 1) + D(\bar{n}^2 - 1) + F(\bar{n}^3 - 1) \quad (4-8a)$$

$$A = \pi_{des} / 10 \quad (4-8b)$$

$$B = 2.1252 - 7.3298A + 16.8491A^2 - 6.9116A^3 \quad (4-8c)$$

$$D = 4.2095 - 13.619A + 32.6176A^2 - 14.296A^3 \quad (4-8d)$$

$$F = 2.3567 - 6.9786A + 16.7085A^2 - 7.5037A^3 \quad (4-8e)$$

$$\text{最佳加功量} \quad W_{opt} = \bar{W}_{opt} W_d \bar{n}^2 \quad (4-9)$$

$$\bar{W}_{opt} = 1 + \alpha \delta_0 \quad (4-10)$$

当 $0.4 < \bar{n} < 1.0$ 时

$$\alpha = -0.361(\bar{n} - 1) + 0.585(\bar{n}^2 - 1) - 0.135(\bar{n}^3 - 1) \quad (4-10a)$$

当 $\bar{n} \geq 1.0$ 时

$$\alpha = -0.361(\bar{n} - 1) \quad (4-10b)$$

$$\text{最佳流量系数} \quad \phi_{opt} = \phi_{des} \bar{\phi}_{opt} \quad (4-11)$$

$$\bar{\phi}_{opt} = 1 - 0.722(\bar{n} - 1) + 1.488(\bar{n}^2 - 1) - 0.896(\bar{n}^3 - 1) \quad (4-12)$$

$$\text{最佳压升系数} \quad \psi_{opt} = W_{opt} / Z (U_{des} \bar{n})^2 \quad (4-13)$$

(3) 计算沿等转速线的性能参数

首先计算切线速度 U 和相对加功量 δ 对流量系数 ϕ 变化曲线的斜率。

$$U = U_{des} \bar{n} \quad (4-14)$$

$$\delta = \delta_0 + \delta_c \quad (4-15)$$

$$\text{当 } U > 260 \text{ m/s 时, } \delta_c = 1.32790 - 0.011337U + 0.000024U^2 \quad (4-15a)$$

$$\text{当 } U \leq 260 \text{ m/s 时, } \delta_c = 0.0 \quad (4-15b)$$

给出一系列的相对流量系数 $\phi = \phi / \phi_{des}$, 对其中的每一个值作如下计算。

$$\text{相对加功系数} \quad L_k = 1 - \delta(\phi - 1) \quad (4-16)$$

$$\text{加功量} \quad W = L_k W_{des} \bar{n}^2 (1 + \alpha \delta_0) \quad (4-17)$$

$$\text{温升比} \quad TR = 1 + (TR1 - 1) L_k \quad (4-18)$$

$$TR1 = 1 + (TR_{des} - 1) \bar{n}^2 (1 + \alpha \delta_0) \quad (4-18a)$$

$$\text{绝热效率} \quad \eta = 1 - \zeta \bar{\phi}^2 \frac{(1 - \eta_{des} \eta)}{L_k} \quad (4-19)$$

$$\text{当 } \bar{\phi} \geq 1.25 \text{ 时, } \zeta = 1.055 - 6.926(\bar{\phi} - 1) + 2.815(\bar{\phi}^2 - 1) \quad (4-19a)$$

当 $1.25 \geq \bar{\phi} \geq 0.85$ 时,

$$\zeta = 1.0 - 159.2(\bar{\phi} - 1) + 134.9(\bar{\phi}^2 - 1) - 37.9(\bar{\phi}^3 - 1) \quad (4-19b)$$

当 $0.85 \geq \bar{\phi} \geq 0.75$ 时,

$$\zeta = 2.09 - 10.28(\bar{\phi} - 0.85) \quad (4-19c)$$

$$\text{压比} \quad \pi = [1 + (TR - 1) \eta]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4-20)$$

(4) 计算喘振边界和堵塞边界

喘振边界 当等转速值为 1 时,喘振边界由给定的喘振裕度值计算确定。喘振裕度的定义为:

$$SM = \left[\frac{\left(\frac{\pi}{G} \right)_{stall}}{\left(\frac{\pi}{G} \right)_{des}} - 1 \right] 100\% \quad (4-21)$$

当等转速值不等于 1 时,根据设计转速时喘振点的 L_k ,按上述计算方法,计算不同转速下喘振点的 L_k 。

堵塞边界 假设压气机出口的堵塞边界与出口叶片通道局部达到声速相对应。与堵塞对应的出口密流是恒定不变的,此密流值在假设中给定。一般取 $q(\lambda)$ 为 0.80~0.88。

4.1.2 一维计算方法

4.1.2.1 方法简介

计算站设于各级转子进出口截面的面积平均半径上,见图 4-1。平均半径定义为:

$$r_m = \sqrt{\frac{r_t^2 + r_h^2}{2}} \quad (4-22)$$

计算在各级转子叶片排的进出口截面进行,假设转子叶片排的计算性能即代表此转子叶片排所在级的性能,其进出口平均半径的速度三角形代表整个级性能的当量速度三角形。

在计算中,流经各计算截面的气流满足流量连续方程。即

$$G_1 = G_2 = \rho_2 V_{2,2} A_2 K_{B,2} = \dots = G_n \quad (4-23)$$

根据已知压气机进口的总温、总压、流量、面积和转速等参数,解出转子进口截面平均半径处的速度三角形。已知该级的总压比、绝热效率,又可解得出口处的速度三角形。将此出口参数作为下一级的进口参数,可计算得到下一级的出口参数。重复此计算过程,直至求得全台压气机的性能参数。此方法即为本计算的级叠加法。

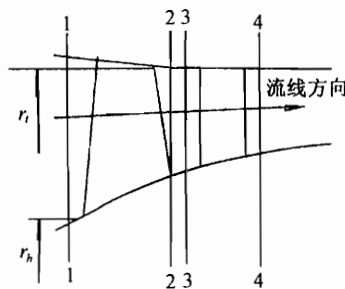


图 4-1 计算站示意图

4.1.2.2 假设条件

气流流动为一维的定常、绝热、无粘流动,满足理想气体状态方程。

4.1.2.3 已知条件

参数名称	符号	单位
进口总压	P_{ti}	Pa
进口总温	T_{ti}	K
设计流量	G_{des}	kg/s
设计转速	n_{des}	r/min
进口气流角	α_i	(°)与发动机轴线夹角
各叶片排安装角	λ	(°)与发动机轴线夹角
各叶片排稠度	σ	
各叶片排进、出口构造角	β_{1k}, β_{2k}	(°)与发动机轴线夹角
各叶片排进口截面的叶根半径	R_{hi}	m
各叶片排进口截面的叶尖半径	R_{ti}	m
各叶片排出口截面的叶根半径	R_{ho}	m
各叶片排出口截面的叶尖半径	R_{to}	m
各级级性能参数	流量系数 ϕ	压力系数 ψ
		绝热效率 η

4.1.2.4 主要计算步骤

(1)根据各级的设计参数、流量、总压比、绝热效率和流道几何数据,转子叶片参数,计算设计状态的各级转子进出口截面平均半径上的当量速度三角形;

(2)依据设计状态的速度三角形,计算确定各转速线上的最高效率点、失速边界和堵塞边界的流动参数;

(3)由上述各级的特征点参数计算出构造出各单级的级特性,用于级叠加计算的级性能参数采用流量系数与压力系数、绝热效率的函数曲线表示;

(4)利用各单级的级特性,按流量连续方程从前向后逐级叠加计算出全台压气机的总特征,根据需要也可计算改变静子叶片安装角或级间放气情况下的全台压气机的总特性。

4.1.2.5 失速边界、堵塞边界和最高效率点流量系数和绝热效率的计算

(1)失速边界计算

在接近失速时,由于受叶端附面层、叶尖间隙等二次流的影响,气流流经叶片排的损失和转折角的变化规律——叶片排特性是很难确定的。本计算方法是在采用单叶片排失速起始点的线性理论,将失速边界与叶片排几何参数相关联,在综合统计试验数据的基础上得到的。适用于进口平均相对马赫数小于1.40的亚、跨声双圆弧、多圆弧叶型。具体计算如下:

a. 根据所计算工作点的转子叶片排的平均半径切线速度以及叶片排安装角,由公式

$$\bar{S}_{1S} = b_0 + b_1 M_{us} \quad (4-24)$$

对给定进气条件迭代求解,计算出 β_1 和 M_{us} 。

式中, b_0 、 b_1 为与叶片安装角有关的经验系数,具体数据可从图4-2查得。 $\bar{S}_{1S}$ 为叶片排失速时的相对进口气流角的正切值 $\tan \beta_1$, β_1 为气流方向与轴向的夹角。 M_{us} 为平均切向马赫数。

b. 由 β_1 和 M_{us} 可计算出失速点的流量和进口相对马赫数 M_{W1S} 。

c. 由 M_{W1S} 查图4-3得出转子叶片排的失速总压比 $\pi_{r,s}$ 和总压损失相对值 ΔP_s 。按下式解得转子失速状态的效率。

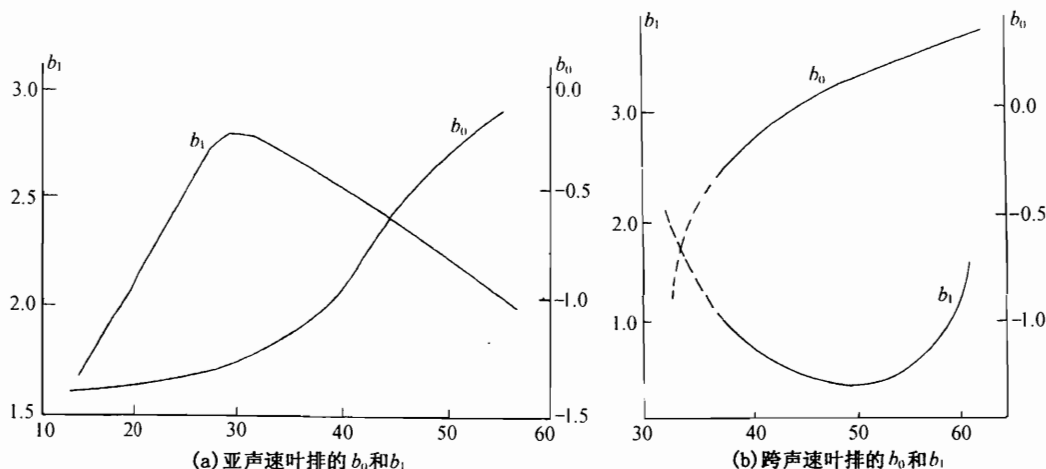
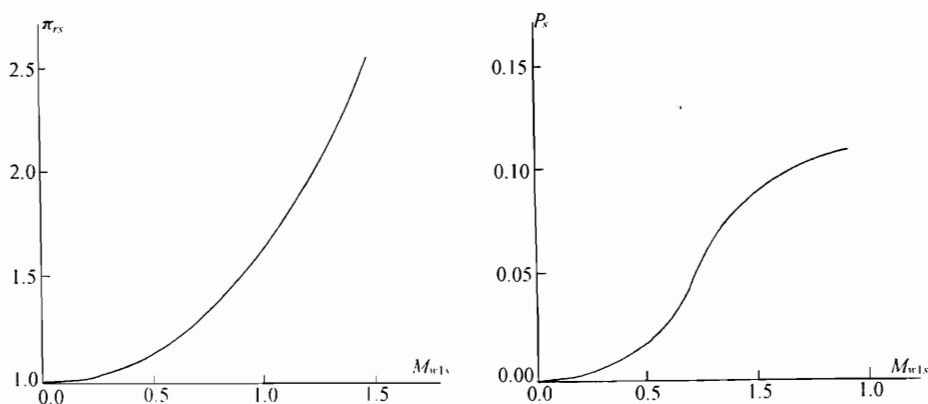
图 4-2 b_0 、 b_1 与叶片安装角相关的经验系数

图 4-3 转子叶片排的失速总压比和总压损失相对值关系

$$\eta_r = \frac{\frac{\gamma-1}{\pi_{r,s}} - 1}{\left(\frac{\pi_r}{1 - \Delta P_s}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \quad (4-25)$$

d. 级失速点的效率与转子失速点的效率有所不同。级效率按下列公式计算：

$$\eta_s = \frac{\left(\pi_{r,s} \cdot \sigma_s\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{\gamma-1}{\pi_r} - 1} \quad (4-26)$$

式中, σ_s 为静子在失速起始条件下的总压恢复系数。一般取 σ_s 等于二倍设计条件下的总压恢复系数值。

e. 由于静子叶片排的存在使级的失速边界向小流量方向移动。级的失速边界流量为：

$$G_s = G(1 - \Delta \dot{m}_s) \quad (4-27)$$

式中, $\Delta \dot{m}_s$ 为修正系数, 与 $\pi_{r,s}$ 有关, 见图 4-4。

(2) 堵塞边界计算

对于几何参数确定的叶片排, 最高效率点与堵塞点的转子进口相对攻角与进口相对马赫

数之间有如图4-5所示关系。

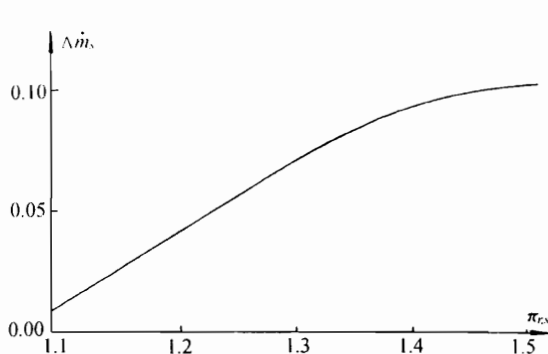


图4-4 修正系数 Δm_s 与 $\pi_{r,s}$ 的关系曲线

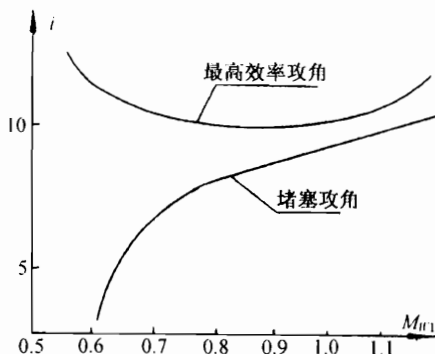


图4-5 转子最高效率攻角、堵塞攻角与进口相对马赫数的变化曲线

a. 由最高效率点的进口相对气流角 β_{me} 和进口相对马赫数 M_{H1} ，查图4-5 计算得出最高效率点攻角与堵塞点差值 Δi ，可得堵塞点的进口气流角 β_c 。

$$\beta_c = \beta_{me} - \Delta i \quad (4-28)$$

b. 由公式

$$\phi_c = \frac{1}{\left[\frac{1}{\phi_{me}} - \operatorname{tg} \beta_{me} + \operatorname{tg} \beta_c \right]} \quad (4-29)$$

计算得到堵塞点的流量系数 ϕ_c ，结合进气条件可解得流量 G_c 。

c. 计算堵塞点效率

根据堵塞点流量，由公式(4-30)计算得到堵塞点温升

$$\Delta T = F_1 - F_2 \cdot G_{me} \quad (4-30)$$

式中， F_1 和 F_2 可根据最高效率点和失速点的温升、流量确定。

$$\text{堵塞点效率} \quad \eta_s = \eta_{me} \left\{ 1 - 0.5 \left[\frac{(z-1)^2}{z} \right] \right\} \quad (4-31)$$

式中：

$$z = \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{me}} \right) \left(\frac{G_{me}}{G} \right) \quad (4-31a)$$

(3)最高效率点流量系数计算

a. 流量确定。计算中假设在设计转速时，设计点参数即为最高效率点的参数。在非设计转速时，认为其最高效率点的转子进口相对气流角与设计状态的气流角相同，速度三角形相似。结合进口气流条件，由此可计算出转子进口的流量。

b. 效率确定。根据试验分析，认为非设计转速下的最高效率相对值与设计转速下的最高效率相对值有如下关系。

$$\frac{\eta_{\max}}{\eta_{\max}} = \frac{(\eta_{\max})_n}{(\eta_{\max})_{des}} \quad (4-32)$$

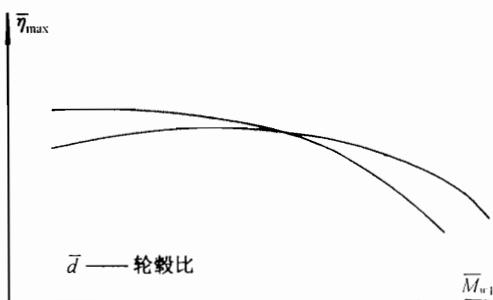


图4-6 最高效率与进口相对马赫数的关系示意图

式中, $\bar{\eta}_{\max}$ 为经验系数, 与轮毂比、相对马赫数有关, 见图 4-6。

c. 流量系数的变化。级的流量系数范围在不同的非设计转速下, 会因气流密度的变化而发生变化。一般与偏离设计转速的程度, 等转速比值成反比。可用下列计算修正:

$$\phi_n = \phi_{des} \left\{ 1 + \left[\left(\frac{\phi}{\phi_{des}} \right)^{\frac{n_{des}}{n}} - 1 \right] \left[1 - \frac{n}{n_{des}} \right] \right\} \quad (4-33)$$

4.1.2.6 级特性计算

完成失速边界、堵塞边界和最高效率点参数计算后, 按下列步骤进行级特性计算。

(1) 级效率线计算。假设级效率线的形状可以用两条抛物线近似表示, 见图 4-7。

$$\text{当 } \phi_s \leq \phi \leq \phi_{me} \text{ 时, } \eta = a_1 \phi^2 + b_1 \phi + c_1 \quad (4-34)$$

$$\text{当 } \phi_{me} \leq \phi \leq \phi_c \text{ 时, } \eta = a_2 \phi^2 + b_2 \phi + c_2 \quad (4-35)$$

在最高效率点应满足

$$\left(\frac{d\eta}{d\phi} \right)_{\phi=\phi_{me}} = 0 \quad (4-36)$$

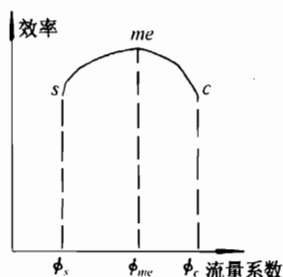


图 4-7 级效率线的近似

对于各段抛物线而言, 有两个特征点和一个斜率条件, 因此可以分别确定系数 a_1 、 b_1 、 c_1 和 a_2 、 b_2 、 c_2 。

(2) 级压力升系数计算。计算出对应流量系数 ϕ 点的 ψ 。级压力升系数为:

$$\psi = \frac{\eta \frac{\gamma}{\gamma-1} R (T_{t2} - T_{t1})}{\frac{1}{2} U^2} \quad (4-37)$$

式中:

$$T_{t2} - T_{t1} = U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1} \quad (4-38)$$

4.1.2.7 级叠加计算

给定若干需计算的相对换算转速值, 对每一相对换算转速线取若干个流量 G , 进行非设计性能参数计算。对于某一给定相对换算转速值和流量的非设计性能参数计算步骤如下。

(1) 计算各叶片进出口截面的面积等参数

进口面积 A_i , 出口面积 A_o , 进口平均半径 R_{mi} , 出口平均半径 R_{mo} , 进口平均半径切线速度 U_{mi} , 出口平均半径切线速度 U_{mo} 。

(2) 叶片排进口气流参数计算

$$\text{总密度} \quad \rho_{ti} = \frac{P_{ti}}{RT_{ti}} \quad (4-39)$$

式中, R 为气体常数。

$$\text{轴向速度} \quad V_{zi} = \frac{G}{\rho_i \cdot A_i \cdot K_h} \quad (4-40)$$

式中, K_h 为流量堵塞系数, 一般选取范围 0.98 ~ 0.94。

$$\text{绝对速度} \quad V_i = \frac{V_{zi}}{\cos \alpha_i} \quad (4-41)$$

$$\text{静温} \quad T_{si} = \frac{T_{ti}}{\left[1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{V_i^2}{\gamma R T_{ti}} \right]} \quad (4-42)$$

式中, γ 为比热比, 根据温度确定。

$$\text{静压} \quad P_{st} = \frac{P_{ti}}{\left[\frac{T_{ti}}{T_{st}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (4-43)$$

$$\text{静密度} \quad \rho_{st} = \frac{P_{st}}{RT_{st}} \quad (4-44)$$

$$\text{流量} \quad G = \rho_{st} V_{zi} A_i K_b \quad (4-45)$$

迭代求解方程(4-40)~(4-45), 使前后迭代计算流量差小于给定的误差值

根据速度三角形, 可计算下列参数: 绝对切向速度、绝对速度、绝对马赫数、攻角、相对切向速度、相对速度、相对马赫数、相对气流角。

(3) 叶片排出口气流参数计算

$$\text{出口绝对速度轴向分量} \quad V_{zo} = V_{zi}$$

假设, 对于静子叶片

$$\text{绝对出口气流角} \quad \alpha_o = \delta + \alpha_{2k} \quad (4-46)$$

$$\text{绝对出口切向速度} \quad V_{to} = V_{zo} \cdot \tan \alpha_o \quad (4-47)$$

$$\text{绝对出口速度} \quad V_o = \sqrt{V_{to}^2 + V_{zo}^2} \quad (4-48)$$

对于转子叶片

$$\text{相对出口气流角} \quad \beta_o = \beta_{2k} + \delta \quad (4-49)$$

$$\text{相对出口切向速度} \quad V_{tor} = V_{zo} \cdot \tan \beta_o \quad (4-50)$$

$$\text{相对出口速度} \quad V_{or} = \sqrt{V_{tor}^2 + V_{to}^2} \quad (4-51)$$

$$\text{绝对出口切向速度} \quad V_{to} = U - V_{tor} \quad (4-52)$$

$$\text{绝对出口速度} \quad V_o = \sqrt{V_{to}^2 + V_{zo}^2} \quad (4-53)$$

$$\text{扩散因子} \quad D = 1 - \frac{V_{or}}{V_{ir}} \pm \frac{V_{tor} U_o - V_{tir} U_i}{(R_i + R_o) \sigma V_{tir}} \quad (4-54)$$

(4) 对应的压力系数 ψ 和绝热效率 η 计算, 由流量系数 ϕ 根据给定的单级性能参数确定
当计算状态偏离设计点时, 气流角按下式修正:

$$\delta\beta = -10 \times \left[\frac{V_o}{V_i} - \left(\frac{V_o}{V_i} \right)_{des} \right] \quad (4-55)$$

(5) 级出口气流参数计算

$$\text{总温} \quad T_{to} = T_{ti} + \frac{\phi \cdot U^2}{C_p \cdot \eta} \quad (4-56)$$

$$\text{总压} \quad P_{to} = P_{ti} \left[1 + \eta \left(\frac{T_{to}}{T_{ti}} \right) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4-57)$$

(6) 其余级参数的计算

$$\text{静温} \quad T_{so} = \frac{T_{to}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} Mr^2 \right)} \quad (4-58)$$

$$\text{静压} \quad P_{so} = \frac{P_{to}}{\left(\frac{T_{to}}{T_{so}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (4-59)$$

$$\text{静密度} \quad \rho_{s0} = \frac{P_{s0}}{RT_{s0}} \quad (4-60)$$

$$\text{流量} \quad G = \rho_{s0} \cdot V_{s0} \cdot A_o \cdot K_b \quad (4-61)$$

返回方程(4-40),迭代求解,使前后迭代计算流量差小于给定的误差值。

(7)其余叶片排参数的计算

将该叶片排出口气流参数作为下一叶片排的进口条件,重复上述计算,计算下一叶片排的性能参数。从前往后对每一叶片排进行计算,得到全台压气机的性能参数。

4.1.3 二维轴对称计算方法

4.1.3.1 方法简介

压气机内部流场采用完全径向平衡方程方法求解,计算站设在叶片排轴向间隙中。在流量连续方程中用堵塞系数来考虑环壁附面层的堵塞影响。气流经过叶片排的损失和气流角的变化采用攻角、进口相对马赫数与损失、落后角相关联的经验公式和统计数据计算,再加上叶片几何参数修正。按流线迭代计算整个流场。

4.1.3.2 基本假设

- 气体是完全气体;
- 气体的流动是定常和绝热的;
- 气体是无粘性的,其粘性以及由此产生的二次流的影响采用堵塞系数、损失关系式或经验数据加以修正;
- 压气机进出口以及在轴向间隙中的流动是轴对称流动。

4.1.3.3 基本方程

根据上述假设得出的基本方程如下:

连续方程 通过压气机各计算站的流量应满足流量连续的方程

$$G_b = \int_{r_h}^{r_t} 2\pi r k_b \rho V_m \cos(\sigma - \psi) dr \quad (4-62)$$

径向平衡方程 在圆柱坐标系下,叶片排前后的轴向间隙中,沿任意方向 Y 确定气流参数的径向平衡方程为(见图4-8):

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_m}{\partial y} = \frac{1}{V_m} \left[\frac{\partial H}{\partial y} - T \frac{\partial S}{\partial y} - \frac{V_t}{r} - \frac{\partial(V_t r)}{\partial y} \right] \\ - \left[\frac{\cos(\sigma - \psi)}{r_m} - \frac{\sin(\sigma - \psi)}{V_m} \frac{\partial V_m}{\partial m} \right] V_m \end{aligned} \quad (4-63)$$

式中: r_m ——流线曲率半径;

$\frac{\partial V_m}{\partial m}$ ——子午速度对流线的导数

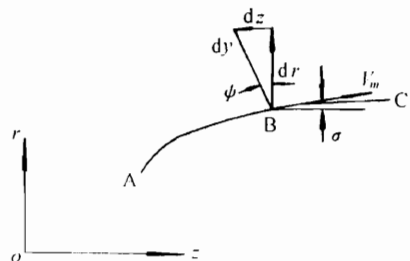


图4-8 子午面上的流线示意图

为了计算方便,令

$$F_1 = \left[\frac{\cos(\sigma - \psi)}{r_m} - \frac{\sin(\sigma - \psi)}{V_m} \frac{\partial V_m}{\partial m} \right] \quad (4-64)$$

$$F_2 = \frac{1}{V_m} \left[\frac{\partial H}{\partial y} - T \frac{\partial S}{\partial y} - \frac{V_t}{r} - \frac{\partial(V_t r)}{\partial y} \right] \quad (4-64a)$$

平衡方程可写为:

$$\frac{\partial V_m}{\partial y} = F_1 \cdot V_m + F_2 \quad (4-65)$$

由于在迭代计算中,流线在子午面投影的曲率半径、气流参数可先解出,系数 F_1 和 F_2 也可确定。因此,对平衡方程求解问题变成一个解一阶常微分方程的问题,其通解为:

$$V_m = e^{\int F_1 dy} \left[\int F_2 e^{-\int F_1 dy} dy + C \right] \quad (4-66)$$

能量方程 气流通过叶片排总焓的增加可由稳定流动能量方程及切向力对轴心线的角动量的改变求得:

$$\Delta H = V_{t2} U_2 - V_{t1} U_1 \quad (4-67)$$

状态方程 根据假设,气体为理想气体,并满足状态方程

$$p = \rho RT \quad (4-68)$$

熵方程 气体的熵沿流线移动的改变由下式给出:

$$S_2 - S_1 = C_p \ln \left(\frac{T_{t2}}{T_{t1}} \right) - R \ln \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right) \quad (4-69)$$

4.1.3.4 计算步骤

流场计算中主要方程求解的基本步骤如下。

(1) 初始流线的确定

初始流线按给定的流线数目 n_j , 将各计算站上的环面面积等分为 $n_j - 1$ 个面积相等的小环形面积。由于轮毂边界为第一条流线, 第 j 条流线的半径可按式计算:

$$r_j = \sqrt{r_{j-1}^2 + \frac{r_t^2 - r_h^2}{n_j - 1}} \quad (4-70)$$

由此,可利用样条拟合方法计算各条流线上计算站的曲线斜角和流线的斜率、曲率半径。

对于第一个计算站,进口气流条件已知,按划分的流线半径插值得到对应的总温、总压、气流角。子午速度的初值认为沿计算站是均匀分布的,按下式近似给定:

$$V_{m(i,j)} = \frac{G_b}{A_{(i)} \cdot \rho_{(i)}} = G_b \cdot R \cdot \frac{T_{t(i)}}{P_{t(i)}} \quad (4-71)$$

i 为计算站数,表示从进口起的第 i 个计算站。 j 为流线数,表示从流道根部起的第 j 条流线,见图 4-9。

(2) 流线曲率

由高等数学得知:平面内某曲线的曲率半径可以根据该曲线的一阶导数和二阶导数确定,即:

$$r_m = - \frac{\left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)}{\left(1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}}} \quad (4-72)$$

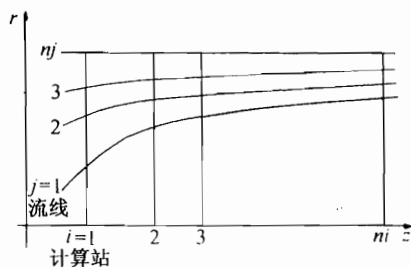


图 4-9 计算站和流线示意图

目前应用较广泛的方法是样条(Spline)拟合法。但样条拟合只有在曲线波长与组成样条曲线的原始数据点间距之比值大于 5 时,才较为精确。为此,在比值小于 5 时,程序改用 3 点拉格朗日多项式曲线拟合。

(3) 系数 F_1 和 F_2 的求解

系数 F_1 中的流线斜率、计算站斜角及曲率半径均取决于流线网格。已知流线形式后,用样条拟合或多项式插值求出。偏导数 $\frac{\partial V_m}{\partial m}$ 为子午速度沿子午流线方向的变化率,具体计算流线弧长 $L_{(i,j)}$ 时,用由各计算站间直线所连成的折线近似表示。

$$L_{(i,j)} = L_{(i-1,j)} + DL_{(i,j)} \quad (4-73)$$

$$DL_{(i,j)} = \sqrt{(r_{(i,j)} - r_{(i-1,j)})^2 + (z_{(i,j)} - z_{(i-1,j)})^2} \quad (4-74)$$

系数 F_2 代表焓和熵沿计算站方向的变化量。已知各计算节点上的总温、总压,相应的总焓和熵按下式:

$$H_{(i,j)} = C_p T_{t(i,j)} \quad (4-75)$$

$$S_{(i,j)} = C_p \ln \left(\frac{T_{t(i,j)}}{T_0} \right) - R \cdot \ln \left(\frac{P_{t(i,j)}}{P_0} \right) \quad (4-76)$$

式中,角标 0 表示熵为零的基准状态。计算程序中取进口计算站第一条流线上的点为基准值。

焓和熵对计算站方向的偏导数按下式计算:

对于计算站根部($j=1$)

$$\left(\frac{\partial H}{\partial y} \right)_{(i,j)} = \left(\frac{\Delta H}{\Delta y} \right)_{(i,j)} = \frac{H_{(i,j+1)} - H_{(i,j)}}{\Delta y_{(i,j)}} \quad (4-77)$$

对于中间计算站($2 \leq j \leq n_j - 1$)

$$\left(\frac{\partial H}{\partial y} \right)_{(i,j)} = \left(\frac{\Delta H}{\Delta y} \right)_{(i,j)} = \frac{1}{2} \left(\frac{H_{(i,j+1)} - H_{(i,j)}}{\Delta y_{(i+1,j)}} + \frac{H_{(i,j)} - H_{(i,j-1)}}{\Delta y_{(i,j)}} \right) \quad (4-78)$$

对于计算站顶部($j=n_j$)

$$\left(\frac{\partial H}{\partial y} \right)_{(i,j)} = \left(\frac{\Delta H}{\Delta y} \right)_{(i,j)} = \frac{H_{(i,j)} - H_{(i,j-1)}}{\Delta y_{(i,j)}} \quad (4-79)$$

(4) 子午速度的计算

初始计算时,各计算节点上的子午速度根据各计算站上的平均速度确定,并计算各节点的温度、压力等参数。迭代计算时,计算站根部的子午速度仍取为初值,首先计算 $j \geq 2$ 各节点上的子午速度梯度:

$$\left(\frac{\partial V_m}{\partial y} \right)_{(i,j)} = F_{1(i,j)} V_{m(i,j)} + F_{2(i,j)} \quad (4-80)$$

并计算速度

$$V_{m(i,j)} = V_{m(i,j-1)} + \Delta y \left(\frac{\partial V_m}{\partial y} \right)_{(i,j)} \quad (4-81)$$

然后根据下式用计算得到的速度,重新计算各节点的气流参数。求出新的子午速度梯度

$$\left(\frac{\partial V_m}{\partial y} \right)_{(i,j)} = F_{1(i,j)} V_{m(i,j)} + F_{2(i,j)} \quad (4-82)$$

和子午速度

$$V_{m(i,j)} = V_{m(i,j-1)} + \Delta y \left(\frac{\partial V_m}{\partial y} \right)_{(i,j)} \quad (4-83)$$

式中,子午速度梯度为两相邻计算节点上的子午速度梯度的平均值。

$$\left(\frac{\partial V_m}{\partial y} \right)_m = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial V_m}{\partial y} \right)_{(i,j)} + \left(\frac{\partial V_m}{\partial y} \right)_{(i,j-1)} \right] \quad (4-84)$$

求出各径向流线上的子午速度分布后,需调整子午速度初值,使其满足流量连续的要求。通过整个计算站截面的流量用梯度法积分求出:

$$G = \sum_{j=2}^m \frac{2\pi r_{(i,j)}(g_{(i,j)} + g_{(i,j-1)}) \cdot \Delta y_{(i,j)}}{2} \quad (4-85)$$

式中:

$$g_{(i,j)} = \rho_{(i,j)} V_{m(i,j)} \cos(\sigma - \phi) \quad (4-85a)$$

若计算流量与给定的流量间误差大于 0.00001, 则应调整计算站根部的子午速度, 重新计算。

(5) 计算站间参数连接

除进口计算站的气流参数已知外, 其余计算站的气流参数均需在计算中给定, 以便求解径向平衡方程。需确定的参数有: 总温、总压、总焓、熵和切向速度。压气机中的计算主要有三种情况: 无叶片管道、静子叶片出口流道和转子叶片出口流道。分别说明如下。

(a) 无叶片管道

此种情况包括气流流经进气管道、出气管道和级间过渡管。由于气流流动为绝热过程, 认为总温不变, 即:

$$T_{t(i,j)} = T_{t(i-1,j)} \quad (4-86)$$

$$P_{t(i,j)} = \sigma_{(i,j)} P_{t(i-1,j)} \quad (4-87)$$

$$\text{熵} \quad S_{(i,j)} = C_p \ln \left(\frac{T_{t(i,j)}}{T_{t0}} \right) - R \ln \left(\frac{P_{t(i,j)}}{P_{t0}} \right) \quad (4-88)$$

切向速度按沿同一条流线前后计算站上的环量不变的原则计算:

$$V_{t(i,j)} = \frac{V_{t(i-1,j)} r_{(i-1,j)}}{r_{(i,j)}} \quad (4-89)$$

(b) 静子叶片出口流道

总温、总压和熵的计算同上。由于静子叶片出口绝对气流角 α 已知, 切向速度可计算得出:

$$V_{t(i,j)} = V_{m(i,j)} \cos(\sigma - \Psi) \operatorname{tg}(\alpha) \quad (4-90)$$

(c) 转子叶片出口流道

假设出口气流角已知, 切向速度按下式计算:

$$V_{t(i,j)} = V_{m(i,j)} \cos(\sigma) \operatorname{tg}(\alpha) \quad (4-91)$$

$$\text{焓增} \quad \Delta H_{(i,j)} = V_{t(i,j)} U_{(i,j)} - V_{t(i-1,j)} U_{(i-1,j)} \quad (4-92)$$

$$\text{熵增} \quad \Delta S_{(i,j)} = -R \cdot \ln \left[1 - \frac{\Delta P_{t(i,j)}}{P_{t(i-1,j)}} \left(\frac{H_{(i-1,j)}}{H_{(i,j)}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right] \quad (4-93)$$

$$\text{总压差} \quad \Delta P_{t(i,j)} = \bar{\omega}_{(i,j)} (P_{t(i-1,j)} - P_{s(i-1,j)}) \quad (4-94)$$

(6) 流线位置

在初次计算时, 各计算站上流线半径是按各流线环面面积相等的原则确定的, 在迭代计算过程中, 则以等流量的原则划分流量(各相邻二计算节点均处于同心空心流管的内外回转流面上), 重新计算流线半径。为保证各个空心流管中通过相同的流量。新流线位置利用反插法确定。

在流线位置以及依赖于流线位置的参数的迭代计算过程中, 必须采用小于 1 的阻尼因子, 以使计算收敛。

阻尼因子

$$F = \frac{1}{1 + \frac{Q}{6} \cos^2 \beta \left(\frac{\Delta R}{\Delta X} \right)^2} \quad (4-95)$$

$$Q = 1 - M_{mid}^2 \quad (4-95a)$$

式中, β 为气流角度, $\Delta \beta$ 为该计算站的高度, ΔX 为相邻计算站的轴向间隙, M_{mid} 为该计算站

的平均马赫数。

每次重新计算流线的位置和分配计算网格后,均需比较各网格点流线半径的前后两次计算误差。如果不满足给定的误差要求,返回重新计算,直至满足误差要求为止。误差计算按下式进行:

$$err = \sum_{i=1}^{n_i} \sum_{j=1}^{n_j} (r_{(i,j)}^N - r_{(i,j)}^{N-1})^2 \quad (4-96)$$

式中, n_i 和 n_j 分别为计算站和流线数目, N 为迭代次数。

4.1.3.5 叶片排损失计算

计算中各种损失用损失系数表示,其定义为:

$$\delta = \frac{P_{t2} - P_{s1}}{P_{t1} - P_{s1}} \quad (4-97)$$

损失系数与主方程中的熵 S 可用下式联系:

$$\Delta S = -R \ln \sigma \quad (4-98)$$

式中, σ 为总压恢复系数。

各种损失源分为叶型损失 δ_{pc} 、激波损失 δ_c 等两种相互独立的部分,各种损失分别计算。

叶型损失一般是指远离端壁区叶片部分产生的损失,以叶型损失系数与扩散因子的函数表示。采用叶型损失的经验公式,引入叶型损失系数随扩散因子变化的关系如下。

$$D = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}}{\sigma(r_1 + r_2) V_1} \quad (4-99)$$

总压损失系数

$$\delta_p = \frac{2\sigma}{\cos \beta_2} (0.004 + 0.0639(D + 0.1)^{2.91} + 0.228D^{2.02}(1 - \lambda)^{3.77}) \quad (4-100)$$

$$\lambda = \frac{r_t - r}{r_t - r_h} \quad (4-100a)$$

当 $\beta_2 \geq 45^\circ$ 时,对于转子需作如下修正:

$$\delta_{pc} = \delta_p \cos \beta_2 \sqrt{2} \left(1 - \frac{\pi}{4} + \frac{\pi \beta_2}{180} \right) \quad (4-101)$$

式中, β_2 单位为度。

激波损失是超声速压气机损失计算中的一个主要因素。采用 Miller 提出的正激波模型方法。将激波结构假设为从叶片前缘到相邻叶片吸力面正交的正激波。损失用总压表示,假设该损失近似为在平均马赫数下的正激波损失。平均马赫数取为前缘马赫数与吸力面上激波入射点马赫数的中间值。 M_s 为叶背吸力面激波着落点的马赫数, M_r 为叶片进口相对马赫数,当 $M_r \ll 1$ 时,取 $M_r = 1$ 计算。

M_s 采用 Prandtl-Mayer 函数计算:

$$M_s = 1.095 + 0.03395 \cdot \Delta V + 1.086(M_r - 1)^{1.372} \quad (4-102)$$

$$\Delta V = \frac{0.625(\beta_2 - \beta_1)}{\sigma} \quad (4-102a)$$

式中: σ ——叶栅稠度。

平均进口马赫数

$$M = \frac{M_s + M_r}{2} \quad (4-103)$$

激波引起的总压损失系数

$$\delta_c = \frac{1 - \left[\frac{(\gamma+1)M^2}{(\gamma-1)M^2+2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[\frac{\gamma+1}{2\kappa M^2 - (\gamma-1)} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}}}{1 - \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} M_r^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (4-104)$$

$$\text{总的总压损失系数} \quad \delta = \delta_p + \delta_c \quad (4-105)$$

4.1.3.6 转子效率计算

对于单转子叶片排,沿流面流动的绝热温升效率,按定义为:

$$\eta = \frac{C_p(T_{2IS} - T_1)}{\Delta H} = \frac{T_{2IS} - T_{t1}}{T_{t2} - T_{t1}} \quad (4-106)$$

$$T_{2IS} = T_{t2} e^{-\frac{\Delta S}{C_p}} \quad (4-106a)$$

4.1.3.7 质量平均参数计算

气流性能参数 F 的质量平均值计算按下式进行

$$\bar{F} = \frac{1}{G_b} \int_{r_h}^{r_t} 2\pi r \rho V_m \cos(\sigma - \phi) F dr \quad (4-107)$$

4.1.3.8 落后角、附面层堵塞计算

落后角计算分为最小损失攻角下的落后角 δ_m 和非设计落后角 δ_{ad} 两部分。最小损失攻角下的落后角,由与叶型弯角、弦长和栅距相关的经验公式确定。非设计落后角为攻角偏离最小损失攻角时落后角的增加部分。

$$\text{落后角} \quad \delta = \delta_m + \delta_{ad} \quad (4-108)$$

$$\delta_m = \frac{(\Delta\beta - 1) m_c \sqrt{\frac{1}{\sigma}}}{1 - m_c \sqrt{\frac{1}{\sigma}}} \quad (4-109)$$

$$m_c = 0.92 \left(\frac{a}{c} \right)^2 + 0.002 \beta_0 \quad (4-109a)$$

$$\Delta\beta = \phi + i - \delta \quad (4-109b)$$

式中: a/c ——最大弯度点至前缘距离与弦长之比;

ϕ ——叶型弯度角;

δ_{ad} ——实际气流攻角偏离最佳攻角时引起的落后角变化,根据图 4-10,按下式计算得到。

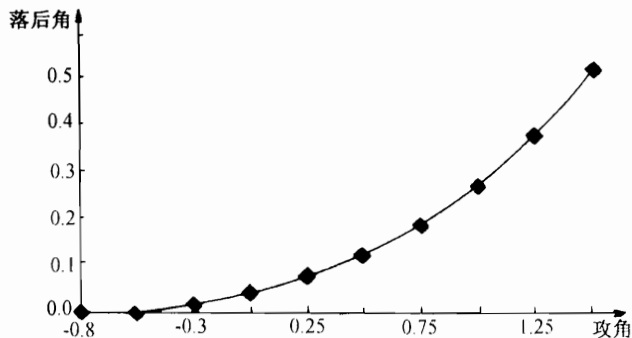


图 4-10 实际气流攻角偏离最佳攻角时引起的落后角变化 δ 关系曲线

$$\frac{\delta_{ad} - \delta_m}{\phi} = f\left(\frac{i - i_m}{\phi}\right) \quad (4-110)$$

用堵塞系数在连续方程中计入环壁附面层堵塞的影响。

图4-11给出了上述二维轴对称特性计算的计算机程序框图。

4.1.4 喘振边界计算

在通常情况下,随着流量减少压气机的出口压力增加,在达到最大压力升之后进一步减少流量将导致压气机压力和流量的突然变化,压气机工作进入不稳定工作状态(失速或喘振)。传统上将该不稳定点称为“喘点”,对应于不同转速下这些喘点组成的线称为“喘振边界”。

喘振是包括压气机在内的整个压缩系统的工作不稳定性现象。喘振起始状态不仅与压气机性能有关,而且与压气机所处的系统特性有关。在形式上接近于一维的气流运动,表现为气流在压气机工作的整个系统内的低频振荡。喘振时,压气机中气流的压力、流量出现大幅度、低频率的周期性振荡。喘振的频率不仅与压气机的压力特性和系统的阻尼特性有关,也取决于压气机以及压气机连接的管道中的空气容积。一般约为5~20Hz,与压气机转速关系不大。

在压气机中存在两种主要类型的喘振:(1)突变失速喘振;(2)渐进失速喘振。

4.1.4.1 喘振机理

喘振主要是关于通过压气机及其工作时所在系统稳定性问题。现有各种方法所考虑的与压气机相联系的流动系统,其复杂性有相当大的差别。最简单的模型如图4-12所示,系统由一个压气机和容积组成。

一般条件下,所有的喘振分析的结果基本上是相同的。关于喘振起始点,认为在压气机特性线的斜率为零或约小于正值的压气机工作点上,系统变得不稳定。当系统不稳定时,系统的阻尼为负值,任何微小的扰动都将使喘振幅度增大。在临界稳定点,阻尼为零。但流量变化时,系统的阻尼也变化。阻尼的变化量取决于流量脉动时压气机特性上工作点所处的斜率。采用小扰动法等线性理论可以得到上述结论。当喘振的流量脉动幅度变大时,系统的振动为非线性的,喘振的形式在很大程度上取决于压气机特性线的形状。

4.1.4.2 压气机出现不稳定类型的判别

当压气机出现不稳定工作时,判别是出现旋转失速或是出现喘振,可利用 Greitzer 提出的

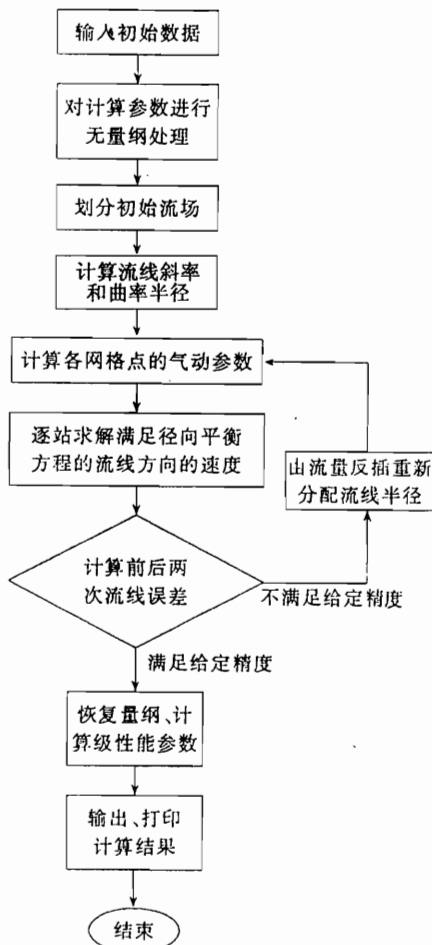


图4-11 二维轴对称特性计算程序框图

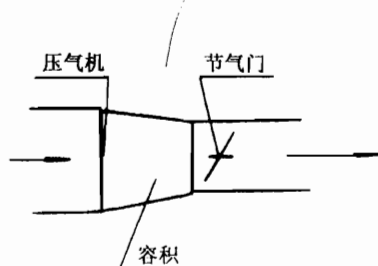


图4-12 最简单的喘振模型

假设,通过将压缩系统模型简化为 Helmholtz 谐振管,导出的无因次参数 B 判别:

$$B = \frac{U}{2\bar{\omega}L_c} \quad (4-111)$$

式中: $\bar{\omega}$ ——系统的 Helmholtz 谐振频率;

L_c ——压气机管道的有效长度;

U ——转子切向速度。

$$\bar{\omega} = \frac{a}{L_c} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (4-112)$$

式中: a ——声速;

A_c ——压气机流通面积;

V_p ——容积。

对于一个给定的压缩系统及其特性线,存在一个临界 B 因子。根据 Greitzer 的文章,计算结果显示参数 U 大于 0.7 时,系统将出现喘振,低于 0.7 时系统将进入失速状态。对于不同的压缩系统,临界值有所不同,需通过计算或试验确定。

参数 B 的大小取决于压气机性能、设计参数、级数。对于多级压气机,考虑压气机级数的一个喘振预估的粗略方法是采用 NB 值作为关键参数。

4.1.4.3 小扰动法

(1) 方法简介

将压气机系统简化为压气特性和节流特性的组合,采用小扰动法求解流量连续方程和动量方程,由所得二阶常微分方程的根判别系统的不稳定性。由于喘振的不稳定都是大幅度的气流振荡,小扰动分析有较大的局限性。

(2) 假设条件

a. 流经压缩系统的流动为一维非定常流动;

b. 压气机主要产生压升,向管道输送气体。节气门对气流产生阻力,平衡整个管道上的压力。

(3) 基本模型

将压缩系统的流动简化为如图 4-13 所示的压力容积管道模型。气流经压气机增压后进入长为 L 、面积为 A 的管道,然后向容积 V 充气,并经节气门排入大气。压气机特性按静压升曲线表示,节气门用节流特性表示,见图 4-14。

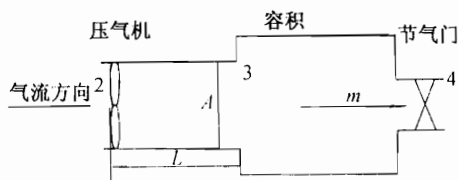


图 4-13 压缩系统模型

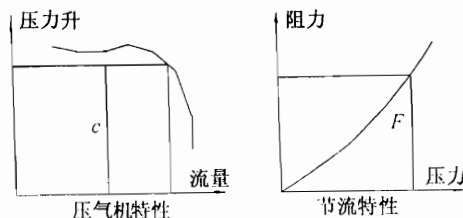


图 4-14 压气机特性和节流特性

(4) 喘振起始条件

$$C^1 = \frac{LyRT_{t3}}{AF^1V} \quad (4-113)$$

即在任何一个实际系统中,起始点均落在特性线的最高点的左边,非常靠近最高点的地方。喘振频率按下式确定:

$$\bar{\omega} = \frac{a}{L} \sqrt{\frac{V_1}{V}} \quad (4-114)$$

式中, $V_1 = AL$ 为包含压气机在内的管道容积; V 为压气机后面的容积。

4.1.4.4 非线性模型分析法

(1) 方法简介

用改进的 Helmholtz 谐振管作为喘振模型的基础。并在模型中加入激盘,以模拟增压气体、补充能量以及维持振荡的物理过程。

(2) 分析模型

对于多级压气机,以每一个级为基础,将压气机划分为若干个单元。每个单元为一个小的谐振管,它由一个激盘和一个容积组成。激盘按准稳态的级特性给气流增压,见图 4-15。

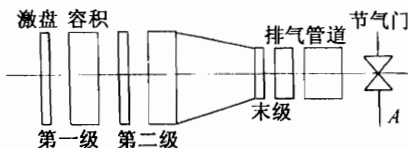


图 4-15 多级压气机的激盘容积模型

$$\pi = f_1 \left[\frac{G\sqrt{\theta}}{\pi}, \frac{n}{\sqrt{\theta}} \right] \quad (4-115)$$

$$\eta = f_2 \left[\frac{G\sqrt{\theta}}{\pi}, \frac{n}{\sqrt{\theta}} \right] \quad (4-115a)$$

激盘后的气流参数为:

$$P_{t2} = P_{t1} \pi \quad (4-116)$$

$$T_{t2} = T_{t1} + \frac{\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta} \quad (4-116a)$$

在激盘后的容积内,气流振荡是各截面参数随时间变化,并服从流量连续方程、动量方程和能量方程。计算时对时间求解,若出口截面的流量、总压等参数发生振荡,则为喘振。

(3) 基本方程

对图 4-16 所示的一个级的单元容积有下列方程:

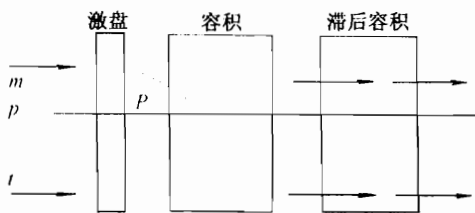


图 4-16 一个级的物理模型

$$\text{流量连续方程} \quad \frac{d\rho_2}{dt} = \frac{1}{V} (G_1 - G_2) \quad (4-117)$$

$$\text{动量方程} \quad \frac{dG_2}{dt} = \frac{A}{\Delta L} (P_{s1} - P_{s2}) \quad (4-118)$$

$$\text{能量方程} \quad \frac{d(\rho e)_2}{dt} = -\frac{1}{V} (G_2 h_2 - G_1 h_1) \quad (4-119)$$

对于排气系统中的动态方程有

$$\text{流量连续方程} \quad \frac{dP_s}{dt} = \frac{k p}{\rho V} (G_k - G_{ex}) \quad (4-120)$$

$$\text{动量方程} \quad \frac{dG_{ex}}{dt} = \frac{A_{ex}}{\Delta L_{ex}} (P_{tk} - P_{ex}) \quad (4-121)$$

最后,从节流阀流出的流量由堵塞条件确定

$$G_v = \frac{kA_{ch}P_{tv}}{\sqrt{T_{tv}}} \quad (4-122)$$

(4) 计算方法

上述方程可以写为微分方程的标准形式

$$\frac{dy_i}{dt} = f_i(t, y_1, y_2, \dots, y_n) \quad (4-123)$$

式中, $y_1, y_2, \dots, y_n$ 分别为 $P_{t2}, G_1, G_2, T_{t2}, \dots, P_{tv}$ 和 G_v 等变量。

此方程为一阶常微分方程组,其解属初值问题,可用龙格-库塔法计算。计算公式为:

$$(y_{m+1})_i = (y_m)_i + \frac{1}{6}(k_{1i} + 2k_{2i} + 2k_{3i} + k_{4i}) \quad (4-124)$$

式中,

$$k_{1i} = hf_i(t_m, y_{m1}, y_{m2}, \dots, y_{mn}) \quad (4-124a)$$

$$k_{2i} = hf_i\left(t_m + \frac{h}{2}, y_{m1} + \frac{h}{2}k_{11}, y_{m2} + \frac{h}{2}k_{12}, \dots, y_{mn} + \frac{h}{2}k_{1n}\right) \quad (4-124b)$$

$$k_{3i} = hf_i\left(t_m + \frac{h}{2}, y_{m1} + \frac{h}{2}k_{21}, y_{m2} + \frac{h}{2}k_{22}, \dots, y_{mn} + \frac{h}{2}k_{2n}\right) \quad (4-124c)$$

$$k_{4i} = hf_i(t_m + h, y_{m1} + hk_{31}, y_{m2} + hk_{32}, \dots, y_{mn} + hk_{3n}) \quad (4-124d)$$

式中: h ——积分步长;

$(y_m)_i$ ——第 i 个变量在节点 $t_m = t_0 + m \cdot h$ 处的近似值。

4.2 压气机性能优化

所谓方案优化设计就是在规定的约束条件内,以最大限度地达到所要求的总性能参数为目标前提,采用优化计算方法确定方案中的设计参数。

4.2.1 非设计性能优化

作为现代先进航空发动机的压气机,不仅要求具有很高的设计点性能和宽广的工作裕度,而且应在整个工作范围内都具有较高的效率。因此在方案设计阶段就需要对各个影响性能的参数作分析计算,从中优化选出最佳的设计参数。

优化程序一般由性能模型、优化目标函数、优化方法三部分组成。性能模型是优化计算的基础,对优化计算的精度有主要影响。优化目标和约束条件根据具体的优化分析问题确定。一般将压气机效率随某个或几个参数的变化作为优化目标。见图 4-17。

4.2.2 优化目标及约束条件

根据优化要求不同,分为单目标和多目标优化两种优化目标函数。在优化计算时,采用目标函数的形式考虑进优化目标和约束条件的影响。

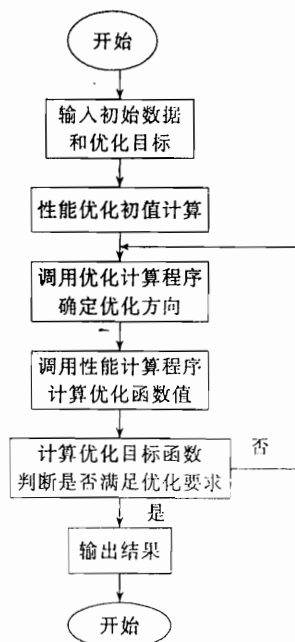


图4-17 压气机性能优化计算程序框图

一般而言,为便于计算收敛、有效,建议选择的优化参数尽量少,不多于10个。

4.2.3 优化计算方法

用于优化计算的方法较多,常用的有速度梯度法和单纯形法等。各类数学书中已有介绍,在此不再重述。

4.2.4 举例

图4-18和图4-19给出了利用一维特性计算程序作的压气机优化的分析例子。图4-18为优化前的压气机特性计算曲线,图4-19为压气机静子叶片角度和主要级性能参数优化后的特性计算曲线。从图可知,两个设计方案的设计点参数基本相同,但整个工作范围内的喘振裕度和非设计转速上的最大效率有非常明显的提高。

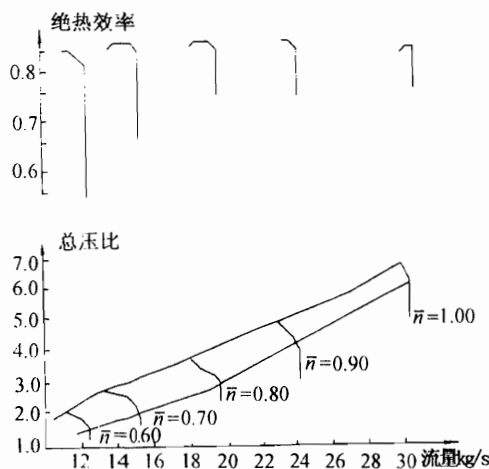


图4-18 优化前的压气机特性计算曲线

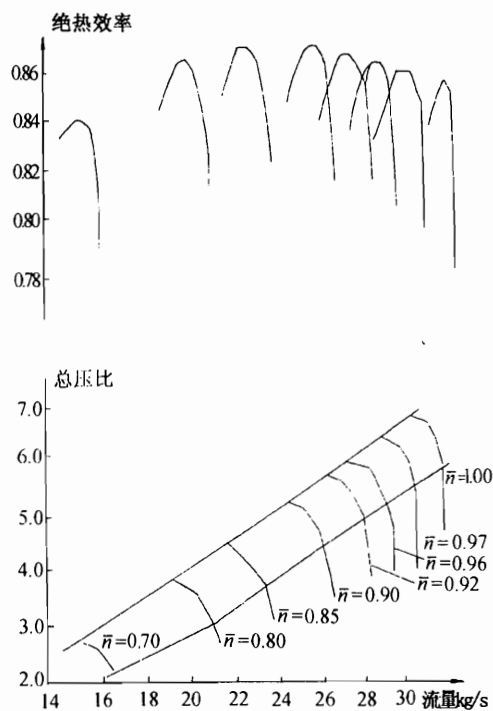


图4-19 压气机静子叶片角度和主要级性能参数优化后的特性计算曲线

4.3 扩稳设计

在实际发动机中,压气机的工作状态是各种各样的,为减少多级压气机在非设计状态下级间的不协调,改善压气机在不同使用条件下的工作性能,需在发动机上采用各种不同的扩稳方法。所要达到的目的主要有:(1)扩大压气机的稳定工作范围,以保证压气机在发动机所有的使用条件下都能稳定工作;(2)提高非设计状态时压气机的效率;(3)改变发动机压比、转速在工作状态时的比值,以改善发动机的某些特性。

4.3.1 扩稳方法

扩稳调节的主要方法有:(1)机匣处理;(2)级间放气;(3)调节静子或转子叶片安装角度;(4)改变各不同级间的转速关系,如双转子。

4.3.2 机匣处理

轴流压气机中,机匣处理主要用于转子叶片叶尖处的机匣。如果静子叶片是悬臂的,也可用于在静子下端的转子轮毂处。机匣处理的结构形式可以有多种,图4-20给出了几种在压气机上采用的结构形式。

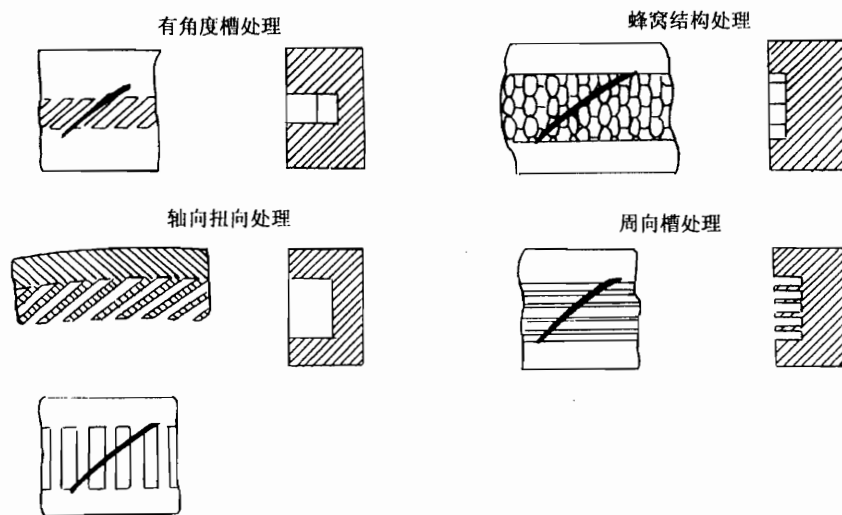


图4-20 几种机匣处理的结构形式

采用机匣处理的优点在于结构简单,在尽可能扩大压气机工作裕度的同时,又不至于造成较大程度的性能下降。且在高进口马赫数下有效的机匣处理,在低马赫数下也有效。图4-21为机匣处理对一台跨声风扇性能的影响示意图。

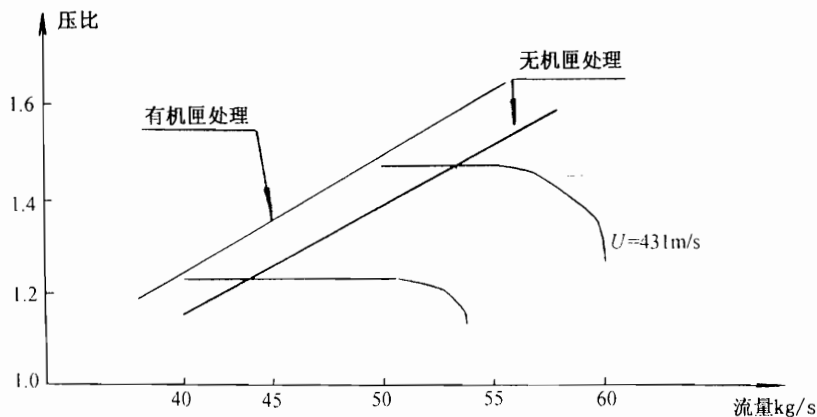


图4-21 机匣处理对风扇性能的影响

但并非所有的机匣处理都有效。现给出一台单转子压气机在不同机匣处理条件下的总性能参数变化实例。机匣处理形式见图 4-22,此压气机叶片基元设计参数列于表 4-1,压气机在不同机匣处理条件的总性能参数变化情况列于表 4-2。

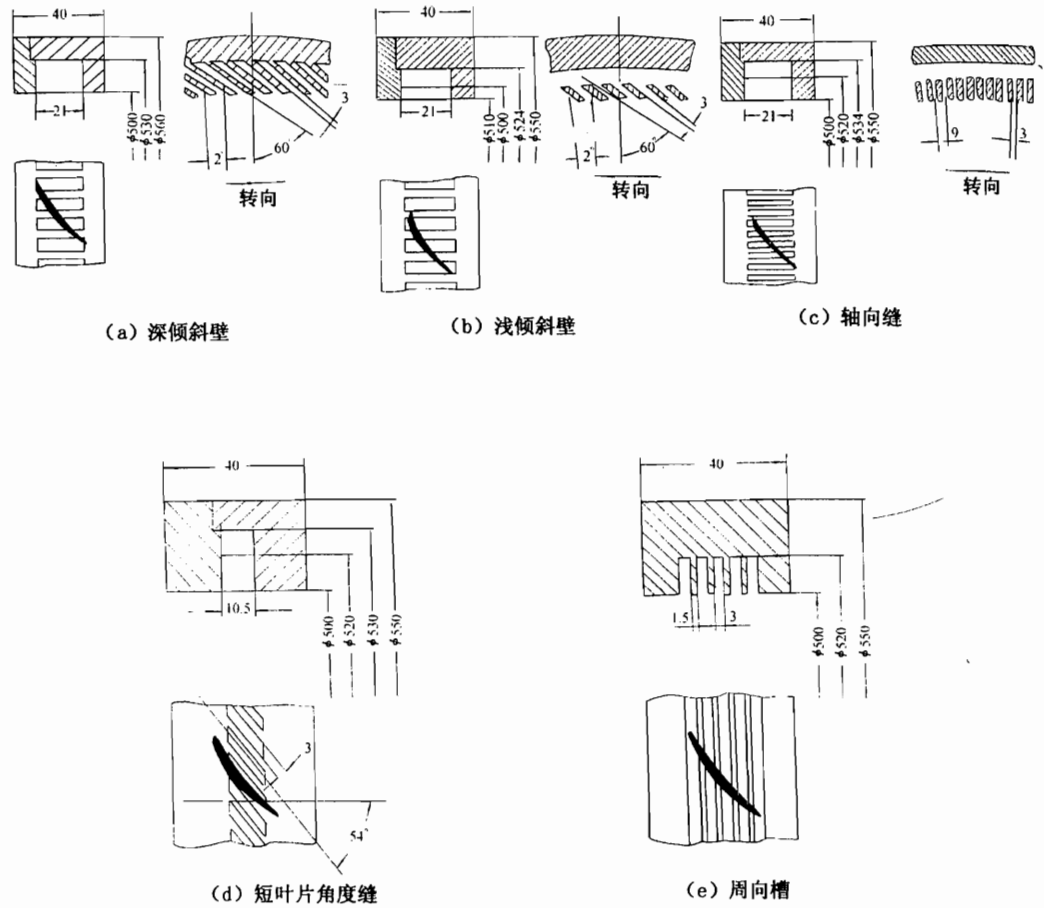


图 4-22 某研究压气机采用的几种机匣处理形式

表 4-1 叶片基元设计参数

	尖部	中径	根部
稠度	0.69	0.98	1.43
安装角(°)	53.6	44.6	27.2
弦长(mm)	30	35	40

表 4-2 失速裕度改进的百分比

转子叶片叶尖间隙	0.3mm	0.6mm	1.2mm
结构	改进百分比%	改进百分比%	改进百分比%
实壁	—	—	—
深倾斜壁	20.3	21.0	24.7
浅倾斜壁	20.3	21.0	24.7
轴向缝	12.7	14.8	21.2
短叶片角度缝	5.1	2.5	3.5
周向槽	3.8	2.5	2.4
反向深倾斜壁	-11.4	-8.6	-1.2
反向浅倾斜壁	-13.9	-11.1	-4.7

试验研究表明,对于小转子叶尖间隙的压气机,采用方向正确的斜壁槽机匣处理,可使喘振裕度改善 20%,采用轴向槽处理仅使喘振裕度改善 13%,而采用错误方向的斜壁槽反使喘振裕度下降 11%~14%。

4.3.3 级间放气

级间放气是最简单的压气机的扩稳方法之一。

放气防喘的机理为,当多级轴流压气机的工作转速低于设计值时,压气机转子的作功能力下降,气流密度沿通道的轴向变化率低于通道面积的变化,通过各级的气流轴向速度逐渐增加。后面级的流通能力限制了压气机进口的空气流量。使前面级叶片处于失速正攻角状态,而后面级叶片处于堵塞负攻角状态。工作转速越低,级间的不协调性越大,压气机性能越差。采用级间放气正好可使前面级的流量增加,改善工作状态,又减少后面级的空气流量、降低轴向速度,攻角减少接近设计值。从而增大压气机的稳定裕度,提高绝热效率。

放气一般都在压气机转速降低时才能取得好的效果。当转速值高时,级间的匹配与上述变化相反,气流的分离首先出现在后面级,放气反而减少稳定裕度。

一般情况,放气量为进入压气机空气流量的 15%~25%,放气量与转速有关。放气口设在压气机中间级,可以为一排或多排,转速降低时有次序地开启,以保证放气量有最好的比例,达到增加稳定工作裕度的目的。图 4-23 为放气量对压气机稳定裕度影响的示意图。

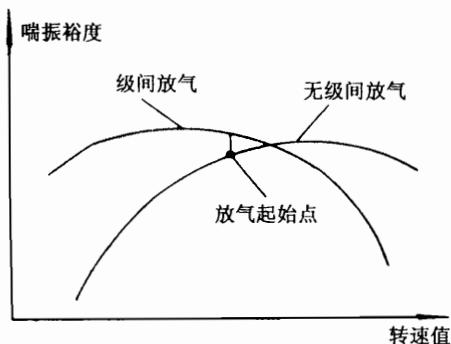


图 4-23 放气量对压气机稳定裕度影响的示意图

4.3.4 可变弯度进口导流叶片

调整进口导流叶片角度在增大压气机稳定工作裕度和降低流量的同时,其本身的工作条件因攻角加大而恶化,使进口导流叶片的效率下降。常用的解决方法是采用可变弯度进口导流叶片。

4.3.5 角度可调叶片

当压气机的工作状态改变时,可以通过相应地改变转子叶片或者静子叶片的安装角将压气机各级的攻角转变到接近设计的角度,达到改善级间匹配的目的。

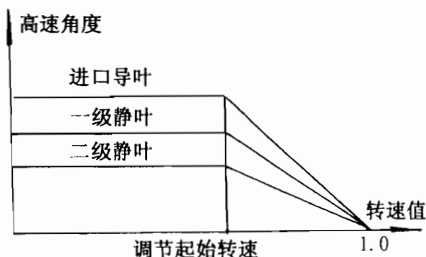


图 4-24 多级轴流压气机在各个不同转速时的静子叶片安装角的变化

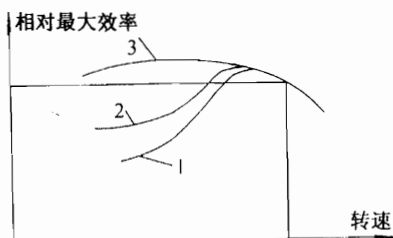


图 4-25 调整静子叶片安装角对压气机性能影响的示意图

1—不可调压气机; 2—进口导流叶片可调; 3—多级静子叶片可调

应用最广泛的是调整进口导流叶片或静子叶片排。被调整叶片排的数目、所在位置和角度,根据压气机的类型、总的级数及其用途确定。一般选择进口导流叶片或前面几级的静子叶片排。在低转速时,静子叶片的调整不仅增大压气机的稳定裕度,也降低了所需求的功、增压比和工作流量。因此,在发动机起动时对转动压气机所需要的功率而言是有利的。图4-24为一台多级轴流压气机在各个不同转速时静子叶片安装角的变化示意图。图4-25为调整静子叶片安装角对压气机性能影响的示意图。

静子叶片角度调整值一般随转速降低而增大。在中低转速时,由于后面级的气流堵塞严重,过多增大前面级静子叶片的角度并不能扩大稳定裕度,而此时适当调整角度,压气机的效率却可得到明显的提高。图4-26为一台多级轴流压气机静子叶片安装角可调对压气机性能影响示意图。

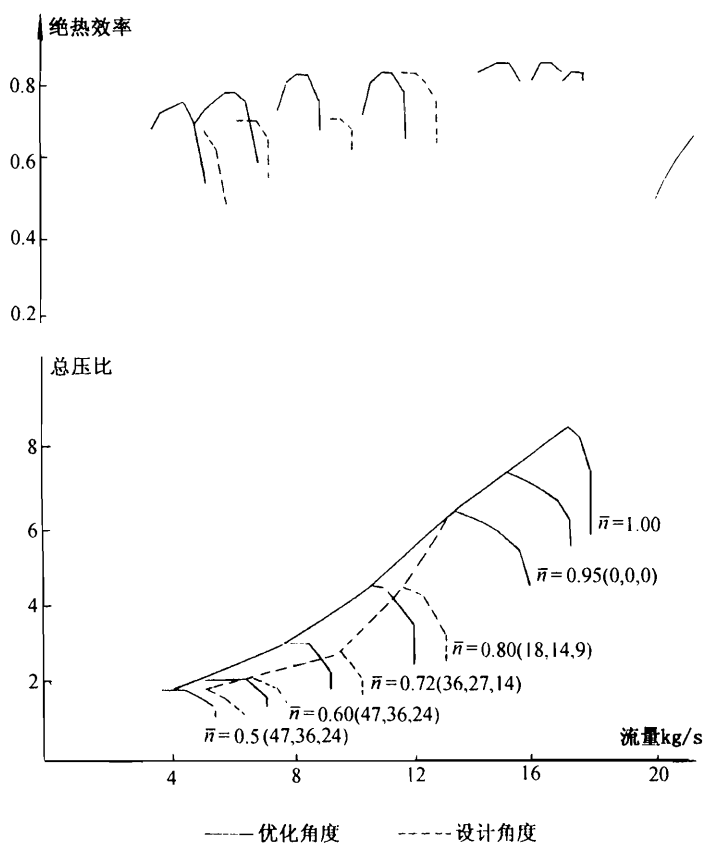


图4-26 静子叶片安装角可调对压气机性能影响示意图

4.3.6 多转子

双转子结构是目前航空发动机设计中普遍采用的一种形式。与单转子的压气机比较,可明显提高压气机的效率及稳定裕度。

由于设计压比值高的压气机被分为几个压气机级组(即几个转子),这些级组的压比值相应减少,低转速时级组内各级之间的不协调性也相应减小。当总的增压比改变时,各级转子之间的不协调靠涡轮之间的功分配或调节规律的控制,改变各转子级组的转速比。转子数目越

多,可能达到的效果越好。但由于构造复杂,转子的数目多于三个的方案目前未见有使用。

4.4 叶片颤振分析

叶片颤振为气动弹性失稳,当叶片运动从气流中吸取的能量大于机械阻尼功时,则叶片颤振发作,并可能造成灾难性后果,实现无颤振叶片设计是设计者追求的目标。

4.4.1 叶片颤振分类

在风扇/压气机特性图上表示的叶片颤振可分为四类,见图4-27。

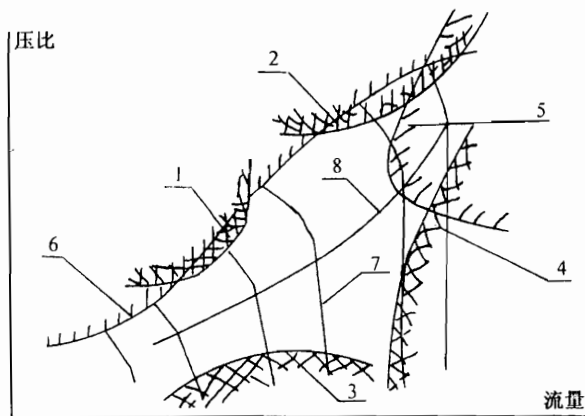


图4-27 叶片颤振分类示意图

1—亚跨声失速颤振边界;2—超声失速颤振边界;3—亚声堵塞颤振边界;4—超声非失速颤振边界;
5—A100型颤振;6—压气机喘振边界;7—等转速线;8—发动机共同工作线

4.4.1.1 失速颤振

失速颤振发生在风扇/压气机失速边界附近,与叶片高负荷和气流分离密切相关。在低折合转速出现的是亚/跨声失速颤振,多为扭转振型,高折合转速出现的超声失速颤振通常对应着弯曲振型。失速颤振发作是以动应力或振幅突增为标志。风扇/压气机转子上每个叶片的动应力和振幅的数值各不相同,相邻叶片间相角亦不为常数。失速颤振故障具有高应力疲劳破坏的典型特征。

4.4.1.2 堵塞颤振

堵塞颤振发生在压气机特性图上的堵塞线附近。多级轴流压气机在部分转速运行,中间级和后面级常常处于堵塞或接近堵塞状态,对应着小攻角低反压出现的一类颤振。当多级轴流压气机中相邻两级转子叶片安装角的平均值有显著变化时,更易于出现堵塞颤振。堵塞颤振多为弯曲振型,颤振发作的动应力逐渐增加,是一种软颤振。

4.4.1.3 超声非失速颤振

超声非失速颤振指风扇转子以超声相对进口速度运行,在低反压条件,叶片通道中气流未失速而出现的一类自激振动。超声非失速颤振边界在高转速时与共同工作线相交,发动机设计点也可能落入超声非失速颤振区。超声非失速颤振发作的初始扰动振幅超过临界值,叶片动应力突然增加为特征,这种颤振属于硬颤振。超声非失速颤振有三种基本振型。在低反压

出现扭转振型,在较高反压则为弯曲振型,这两种振型对应的风扇转子叶片叶尖相对进口马赫数大于1.4。第三种为弦向弯曲振型,这种振型叶尖相对进口马赫数大于1.6,对应着小展弦比薄叶片高叶尖切线速度而发生的叶片颤振。

4.4.1.4 A100型超声颤振与系统耦合颤振

A100型颤振是在美国TF41-A100型发动机上出现的,这种颤振对应超声风扇的叶尖部位,通常为扭转振型。A100型颤振的一个主要特征是存在起始反压和熄灭反压,颤振边界与等转速线有两个交点。当这类颤振发作时,风扇转子全部叶片以相同的频率和叶片间相角振动,动应力增加十分陡峭。对于带有减振凸台的叶片——转子组件,还存在着系统振型气动弹性不稳定性。系统振型不稳定性发作频率与叶片的某阶固有频率无关联,与风扇或压气机转速之间亦不存在整数倍关系,经常存在不同节径的行波或驻波。这种颤振的不稳定区域难以在风扇/压气机特性图上标出其位置,对应着较高的气动负荷,但气流不一定有明显的分离,其机理还有待进一步研究。

上述四类叶片颤振对应着不同的流动特征和工作条件,且与风扇/压气机结构形式关系密切。颤振类型不同,其预估方法亦应有所区别。

4.4.2 叶片设计的颤振分析与抑制

4.4.2.1 影响叶片颤振的主要设计因素

(1)切线速度 增加切线速度对加功增压有利,同时也增大了叶尖进口相对马赫数,导致叶片通道内激波增强,转子效率降低,激波与附面层干扰导致的气流分离,亦会增大诱发叶片失速颤振的可能性。

(2)展弦比 增加弦长,降低叶片展弦比,对提高风扇/压气机性能有利。同时提高叶片折合频率,则可抑制叶片颤振的出现。实践证明小展弦比叶片不易出现颤振。

(3)叶片气动负荷 叶片气动负荷参数(如 D 因子或压升系数 ψ)超过极限值,会引起气流分离,对效率和气弹性稳定性不利。计算与实验都指出稳定负荷高的叶片容易诱发颤振。

(4)掠弯叶片设计 根据掠弯空气动力学设计的掠弯叶片,合理设计叶片前缘空间曲线的形状对降低激波前的法向马赫数,削弱激波强度有重要作用,对提高效率和抑制叶片颤振有利。经验表明,前掠和大后掠叶片设计都容易诱发叶片颤振。

(5)叶型设计 叶型对颤振的影响主要体现在重心、扭心和气动力作用中心三者相对位置的安排。叶型重心靠前稳定性好,超跨声叶型前端厚对气动力特性不利。前扭心叶片容易失稳,后扭心则可抑颤。对于前扭心叶片,气动力中心位于扭心和重心之间稳定性好,位于重心之后稳定性差。对于后扭心叶片,气动力中心位于重心和扭心之间稳定性差,位于叶片前缘稳定性较好。合理安排三心的相对位置对抑制叶片颤振是有利的。

4.4.2.2 防颤措施

防颤措施因机种不同而异,其有效性应结合具体条件来考虑。下面列举一些可供参考的防颤措施:

(1)增大弦长,减小展弦比系常用的防颤措施。

(2)叶片前缘曲线适当后掠,有一定防颤效果。

(3)根据防颤要求合理安排叶片的重心、扭心和气动力中心三者的相对位置,能较好抑制叶片颤振。

(4)错频技术防颤采用增大叶片间的频差,削弱叶片间的气动弹性耦合,可抑制叶片颤振

发作,对频率分布规律进行优化,可得到较好的防颤效果。

(5)多孔壁机匣防颤,在机匣上安装多孔壁消声衬垫,消除超声非失速颤振。

(6)减振凸台防颤,早期大展弦比风扇叶片应用这项技术防颤,付出的代价是增加重量和降低效率,目前较少采用。

(7)复合材料叶片防颤,风扇/压气机叶片采用金属骨架,空心填充物,复合材料蒙皮的结构形式,利用复合材料的可塑性,铺层剪裁性和非线性振动特性,改变叶片的固有振动特性,实现叶片气动弹性剪裁,抑制颤振发作。

4.4.3 叶片颤振预估方法

4.4.3.1 预估方法分类

按能量法原理预测叶片颤振发作的方法主要分为经验法、半经验法和计算流体力学方法三类。

(1)经验法

经验法以相似理论为指导,将大量的叶片颤振统计数据,整理成经验性预测准则或经验性曲线,用以预测新设计叶片的颤振稳定性。经验法包括单参数法,双参数法,三参数法与颤振数据库等不同内涵。最早用单参数法预测叶片失速颤振。

单参数法常用折合频率 $k = \frac{\omega b}{W_1}$ (或其倒数折合速度 $\bar{V} = \frac{1}{k}$) 的临界值来判别叶片颤振的发作,折合频率的临界值为 0.15~0.2。当新设计叶片的 k 值等于或小于其临界值,则叶片颤振发作。

双参数法以攻角(或折合攻角)和折合速度 $\bar{V}$ 表示失速颤振的经验边界曲线,如图 4-28(a)所示。在曲线右上方是不稳定区,左下方是稳定区。

三参数法在攻角——折合速度双参数法经验预测曲线上增加了特征截面进口的相对马赫数,三参数法表示的失速颤振边界为一族曲线,见图 4-28(b)。

经验法仍是目前主要采用的叶片颤振预估方法,在数据库覆盖的参数范围内预测精度最高。

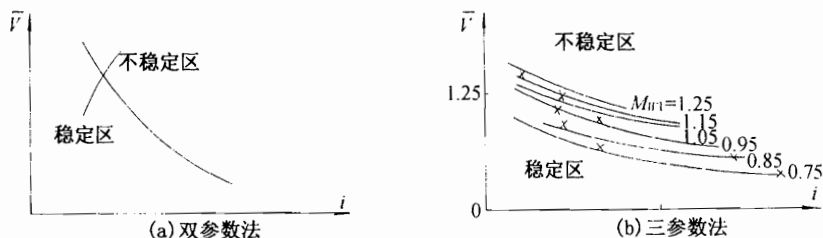


图 4-28 双参数、三参数法示意图

(2)半经验法

半经验法从流体力学的基本方程出发,通过引入工程实验数据,使方法简单有效,这类方法适合于工程应用。变形激盘法就是一种半经验方法,引入准定常假设,则可将总压损失系数和落后角等定常实验数据用来确定叶栅出口非定常气动参数的定常平均值,可简化计算。若考虑叶栅通道内的非定常流动,则可得到变形半激盘法。用变形激盘法预测叶片失速颤振方面,国内建立了变形叶片间相角的预估方法。同时还发展了考虑二次流和叶尖漏流效应的叶片颤振预估方法。变形激盘法与半激盘法已用于叶片失速颤振和堵塞颤振的预测。

(3) 计算流体力学方法

计算流体力学方法的主要概念是求解偏微分方程得到气流中微幅振动叶片表面非定常压力分布在一个振动周期的变化,通过积分求出气流作用于叶片的非定常气动力和力矩。再考虑叶片的振动位移,即可求出一个振动周期内气流对叶片所作的气动功和相应的气动阻尼,根据能量法准则就可判别叶片的气动弹性稳定性。由于跨声风扇/压气机内流动的复杂性,目前计算流体力学方法尚难达到工程精度要求,主要用于研究叶片颤振发作的机理。

4.4.3.2 变形激盘法

(1) 物理模型与基本假设

a. 将振动叶片排简化为无厚度的激盘,变形激盘的运动扰动了叶栅前后的流场,使其成为非定常波动场。

b. 引入准定常假设,认为叶栅后非定常总压损失系数和落后角的变化服从定常的经验关系。气流参数过激盘将发生突跃,并与叶栅后真实气流参数相同。

c. 取 85% 叶高特征截面的二维流动代表全叶高的三维真实流动。

d. 假设流动无粘、可压,叶栅前后的定常流场是均匀的。

e. 设非定常流场是对定常流场的一个小扰动,任一气动参数可分解为时间平均定常分量与非定常扰动量之和,扰动量相对于时间平均定常量为小量。

$$\begin{cases} f = \bar{f} + \tilde{f} \\ \tilde{f}/\bar{f} \ll 1.0 \end{cases} \quad (4-125)$$

f. 设非定常扰动量随时间呈简谐变化

$$\tilde{f}(x, y, t) = \tilde{f}(x, y) e^{ikt} \quad (4-126)$$

式中, x 、 y 分别表示轴向和周向坐标, t 表示时间, k 为折合频率。

g. 变形激盘的运动规律由叶片的振动模式决定。位于特征截面内的诸叶型作弯曲振动时,叶型的运动方程

$$\begin{aligned} \tilde{h}_{x,j} &= \tilde{h}_{x,j} e^{i(\varphi_j + kt)} \\ \tilde{h}_{y,j} &= \tilde{h}_{y,j} e^{i(\varphi_j + kt)} \end{aligned} \quad j = 1, 2, \dots, N \quad (4-127)$$

式中, φ_j 表示第 j 个叶片的振动相位, $\tilde{h}_{x,j}$, $\tilde{h}_{y,j}$ 表示第 j 个叶片在轴向和周向的非定常位移, N 为叶片数目。

用 $(j+1)$ 叶片与 j 叶片的振动相位差表示叶片间相角

$$\sigma_j = \varphi_{j+1} - \varphi_j \quad (4-128)$$

叶栅中各叶片的相位由实验/计算确定。传统的叶片颤振预估方法都认为叶片间相角 σ 为常数,根据周期性条件,只需计算一个叶片通道的非定常流场,计算的气动阻尼各叶片相同。本节介绍的变形激盘法,能计算 $\sigma \neq$ 常数的叶栅流场,并计算出每个叶片的非定常气动功或气动阻尼,由此判别每个叶片的气动弹性稳定性。

(2) 叶栅定常流场计算

假设叶栅前后的定常流场是一维流动,栅前流场由给定的远场条件确定;栅后流场根据落后角与总压损失系数的定常实验数据及相关的基本方程求定。通过栅前来流速度 q_∞ , 密度 ρ_∞ , 温度 T_∞ 和选定的特征长度对栅前栅后流场进行无量纲化。

(a) 栅前流场

栅前气流参数表达式:

$$\bar{\beta}_1 = \bar{\alpha} + \delta_{m1} \quad (4-129)$$

$$\bar{u}_{x,1} = \cos \bar{\beta}_1 \quad (4-130)$$

$$\bar{u}_{y,1} = \sin \bar{\beta}_1 \quad (4-131)$$

$$\bar{\rho}_{s,1} = 1.0, \quad \bar{T}_{s,1} = 1.0, \quad \bar{q}_1 = 1.0 \quad (4-132)$$

$$\bar{P}_{s,1} = \frac{1}{\gamma \bar{M}_1^2} \quad (4-133)$$

$$\bar{P}_{t,1} = \bar{P}_{s,1} \pi(\bar{M}_1) \quad (4-134)$$

$$\bar{T}_{t,1} = \bar{T}_{s,1} \tau(\bar{M}_1) \quad (4-135)$$

$$\bar{S}_1 = 0 \quad (4-136)$$

上列诸式中 $\bar{T}_{s,1}$ 、 $\bar{P}_{s,1}$ 、 $\bar{\rho}_{s,1}$ 、 $\bar{S}_1$ 分别为栅前温度、压强、密度和熵； $\bar{u}_{x,1}$ 、 $\bar{u}_{y,1}$ 为栅前来流速度 $\bar{q}_1$ 在 x 、 y 坐标轴上的分量； $\bar{\beta}_1$ 、 $\bar{\alpha}$ 、 $\bar{\theta}$ 、 δ_{m1} 则分别为叶栅进口气流角、攻角、安装角和栅前构造角。

(b) 栅后流场

利用叶栅定常总压损失系数和落后角的经验关系来确定叶栅出口定常总压恢复系数 σ^* 和定常出口气流角 $\bar{\beta}_2$ 。

① 落后角计算用改进的 Carter 公式

$$\bar{\delta} = \bar{\delta}_0 + \frac{m(\bar{\theta})\varphi}{\sqrt{\sigma}} + r(\bar{\alpha} - \bar{\alpha}_D, \bar{M}_1) = g(\bar{\alpha}, \bar{M}_\infty, \bar{\sigma}, \bar{\theta}) \quad (4-137)$$

$$\text{式中:} \quad m(\bar{\theta}) = 0.216 + 0.0513\bar{\theta} + 0.08617\bar{\theta}^2 \quad (4-137a)$$

$$r(\bar{\alpha} - \bar{\alpha}_D, \bar{M}_\infty) = \frac{4.86 + 11(\bar{M}_\infty - 1)}{4.45 - 7(\bar{M}_\infty - 1)} \{ (\bar{\alpha} - \bar{\alpha}_D)^2 \tan(\bar{\alpha}_D + \bar{\theta}) + [1 + 2 \tan(\bar{\alpha}_D + \bar{\theta})](\bar{\alpha} - \bar{\alpha}_D)/3 \} \quad (4-137b)$$

式中, φ 为叶型弯角； $\bar{\delta}_0$ 是零度弯角对应的落后角, 其值为 $1^\circ \sim 5^\circ$ ； $\bar{\alpha}_D$ 为设计攻角； $\bar{\sigma}$ 为稠度。

$$\text{叶栅出口气流角} \quad \bar{\beta}_\infty = \bar{\delta} + \bar{\theta} + \delta_{m2} = \bar{\beta}_\infty[\bar{\alpha}(\bar{\beta}_\infty), \bar{M}_\infty, \bar{\sigma}, \bar{\theta}] \quad (4-138)$$

② 叶栅总压损失系数, 根据总压损失系数定义和连续方程与绝能条件, 可导出总压损失系数的关系:

$$\bar{x} = \frac{2 \left[\pi(\bar{M}_\infty) - \sqrt{\frac{\tau(\bar{M}_\infty)}{\tau(\bar{M}_\infty)}} \frac{\bar{M}_\infty}{\bar{M}_\infty} \frac{\cos \bar{\beta}_\infty}{\cos \bar{\beta}_\infty} \pi(\bar{M}_\infty) \right]}{\gamma \bar{M}_\infty^2} \quad (4-139)$$

NASA SP-36 给出的总压损失系数经验关系为:

$$\bar{x} = \frac{4\bar{\sigma}f(\bar{D})[\pi(\bar{M}_\infty - 1)]}{\gamma \bar{M}_\infty^2 \cos \bar{\beta}_\infty} = \bar{x}(\bar{\alpha}(\bar{\beta}_\infty), \bar{M}_\infty, \bar{\sigma}, \bar{\theta}) \quad (4-140)$$

式中, 扩散因子 $\bar{D}$ 定义为:

$$\bar{D} = \left(1 - \frac{\cos \bar{\beta}_\infty}{\cos \bar{\beta}_\infty} \right) + \frac{\cos \bar{\beta}_\infty}{2\bar{\sigma}} (\tan \bar{\beta}_\infty - \tan \bar{\beta}_\infty) \quad (4-140a)$$

$$f(\bar{D}) = 0.03045 - 0.206\bar{D} + 0.48175\bar{D}^2 \quad (4-140b)$$

由式(4-139)减去式(4-140), 可得:

$$\left[\pi(\bar{M}_\infty) - \sqrt{\frac{\tau(\bar{M}_\infty)}{\tau(\bar{M}_\infty)}} \frac{\bar{M}_\infty}{\bar{M}_\infty} \frac{\cos \bar{\beta}_\infty}{\cos \bar{\beta}_\infty} \pi(\bar{M}_\infty) \right] - \frac{2\bar{\sigma}f(\bar{D})[\pi(\bar{M}_\infty - 1)]}{\cos \bar{\beta}_\infty}$$

$$= F(\bar{M}_{-\infty}, \bar{M}_{\infty}, \bar{\beta}_{-\infty}, \bar{\beta}_{\infty}, \bar{\sigma}) \\ = 0 \quad (4-141)$$

通过迭代求解超越方程式(4-141),可解出叶栅出口马赫数 $\bar{M}_{\infty}$

③栅后气流参数

$$\bar{\sigma} = 1 - \frac{\bar{x}}{2\bar{P}_{t,1}} \quad (4-142)$$

$$\bar{P}_{t,2} = \bar{\sigma}\bar{P}_{t,1} \quad (4-143)$$

$$\bar{P}_{s,2} = \frac{\bar{P}_{t,2}}{\pi(\bar{M}_2)} \quad (4-144)$$

$$\bar{T}_{t,2} = \bar{T}_{t,1} \quad (4-145)$$

$$\bar{T}_{s,2} = \frac{\bar{T}_{t,2}}{\tau(\bar{M}_2)} \quad (4-146)$$

$$\bar{\rho}_{s,2} = \frac{\gamma\bar{M}_1^2\bar{P}_{s,2}}{\bar{T}_{s,2}} \quad (4-147)$$

$$\bar{q}_2 = \frac{\bar{M}_2/\bar{M}_1}{\sqrt{\bar{T}_{s,2}}} \quad (4-148)$$

$$\bar{u}_{x,2} = \bar{q}_2 \cos \bar{\beta}_2 \quad (4-149)$$

$$\bar{u}_{y,2} = \bar{q}_2 \sin \bar{\beta}_2 \quad (4-150)$$

$$\bar{S}_1 = -\frac{1}{\gamma\bar{M}_1} \ln \left(1 - \frac{\gamma\bar{M}_1^2\bar{x}}{2\pi(\bar{M}_1)} \right) \quad (4-151)$$

利用栅前栅后列出的关系式,即可确定叶栅前后的定常流场。

(3)叶栅非定常流场计算

a. 基本方程组

根据基本假设,可用二维、无粘、可压非定常 Euler 方程组(无量纲化)作为叶栅前后流场的控制方程。再进行线性化而得到振幅方程

$$\bar{u}_x \frac{\partial \tilde{\bar{\rho}}}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{\bar{\rho}}}{\partial y} + \bar{\rho} \left(\frac{\partial \tilde{\bar{u}}_x}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{\bar{u}}_y}{\partial y} \right) + ik \tilde{\bar{\rho}} = 0 \quad (4-152)$$

$$\bar{u}_x \frac{\partial \tilde{\bar{u}}_x}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{\bar{u}}_x}{\partial y} + \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \tilde{\bar{P}}}{\partial x} + ik \tilde{\bar{u}}_x = 0 \quad (4-152a)$$

$$\bar{u}_x \frac{\partial \tilde{\bar{u}}_y}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{\bar{u}}_y}{\partial y} + \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \tilde{\bar{P}}}{\partial y} + ik \tilde{\bar{u}}_y = 0 \quad (4-152b)$$

$$\bar{u}_x \frac{\partial \tilde{\bar{P}}}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{\bar{P}}}{\partial y} - \bar{a}^2 \left(\bar{u}_x \frac{\partial \tilde{\bar{\rho}}}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{\bar{\rho}}}{\partial y} \right) + ik (\tilde{\bar{P}} - \bar{a}^2 \tilde{\bar{\rho}}) = 0 \quad (4-152c)$$

方程类型分析表明,上述振幅方程在定常平均马赫数 $M_a > 1.0$ 或 $M_a < 1.0$ 时,方程类型不统一,在振幅中引入时间变量 $\tilde{f}(x, y, t)$,方程类型变成单一的双曲型方程。由于边界和激盘突跃面振幅是不变的,在时间推进过程中,振幅 $\tilde{f}(x, y, t)$ 最终会趋近于定常值 $\tilde{f}(x, y)$ 。时间推进的振幅方程为:

$$\frac{\partial \tilde{\bar{\rho}}}{\partial t} + \bar{u}_x \frac{\partial \tilde{\bar{\rho}}}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{\bar{\rho}}}{\partial y} + \bar{\rho} \left(\frac{\partial \tilde{\bar{u}}_x}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{\bar{u}}_y}{\partial y} \right) + ik \tilde{\bar{\rho}} = 0 \quad (4-153)$$

$$\frac{\partial \tilde{u}_x}{\partial t} + \bar{u}_x \frac{\partial \tilde{u}_x}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{u}_x}{\partial y} + \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \tilde{P}}{\partial x} + ik \tilde{u}_x = 0 \quad (4-153a)$$

$$\frac{\partial \tilde{u}_y}{\partial t} + \bar{u}_x \frac{\partial \tilde{u}_y}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{u}_y}{\partial y} + \frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \tilde{P}}{\partial y} + ik \tilde{u}_y = 0 \quad (4-153b)$$

$$\frac{\partial \tilde{P}}{\partial t} + \bar{u}_x \frac{\partial \tilde{P}}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{P}}{\partial y} - \bar{a}^2 \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \bar{u}_x \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial x} + \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial y} + ik (\tilde{P} - \bar{a}^2 \tilde{\rho}) = 0 \quad (4-153c)$$

式(4-153)~(4-153c)即为二维叶栅非定常流场的控制方程组。

b. 定解条件

边界条件,计算域如图4-29所示,AB为进口边界,CD为出口边界,AEC与BFD是同一条边界线。

①进口边界 AB

根据特征理论,当定常轴向分速为亚声时,应给定三个进口边界条件

$$\begin{cases} \tilde{\rho}_{t,1} = 0 \\ \tilde{P}_{t,1} = 0 \\ \tilde{u}_{x,1} = \tilde{u}_{y,1} \tan \beta_1 \end{cases} \quad (4-154)$$

另一个进口边界条件由特征相容方程给出

$$\frac{\partial \tilde{u}_x}{\partial t} = (\bar{u}_x - \bar{a}) \left(\frac{1}{\bar{\rho} \bar{a}} \frac{\partial \tilde{P}}{\partial x} - \frac{\partial \tilde{u}_x}{\partial x} \right) - ik \tilde{u}_x \quad (4-155)$$

②出口边界 CD

当轴向分速为亚声时,应给定出口反压

$$\tilde{P}_{s,2} = 0 \quad (4-156)$$

其余边界条件由三个特征相容方程给出

$$\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} = \frac{\bar{u}_x}{\bar{a}^2} \frac{\partial \tilde{P}}{\partial x} - \bar{u}_x \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial x} - \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial y} - ik \tilde{\rho} \quad (4-157)$$

$$\frac{\partial \tilde{u}_x}{\partial t} = -(\bar{u}_x + \bar{a}) \left(\frac{1}{\bar{\rho} \bar{a}} \frac{\partial \tilde{P}}{\partial x} + \frac{\partial \tilde{u}_x}{\partial x} \right) - \bar{a} \frac{\partial \tilde{u}_y}{\partial y} - \tilde{u}_y \frac{\partial \tilde{u}_x}{\partial y} - ik \tilde{u}_x \quad (4-157a)$$

$$\frac{\partial \tilde{u}_y}{\partial t} = -\bar{u}_x \frac{\partial \tilde{u}_y}{\partial x} - \bar{u}_y \frac{\partial \tilde{u}_y}{\partial y} - ik \tilde{u}_y \quad (4-157b)$$

③AEC与BFD边界

AEC与BFD是特征截面上的同一条线,对应点参数相同。

④变形激盘突跃条件

采用与计算域进出口边界类似的分析,变形激盘前后有四个未知量 $(\tilde{P}_-, \tilde{P}_+, \tilde{T}_+, \tilde{u}_{i,+})$ 可由变形激盘四个突跃条件求定。通过流量连续条件,能量守恒条件及过变形激盘的气流角突跃条件和非定常损失条件可导出四个线性代数方程,并以矩阵形式表示为:

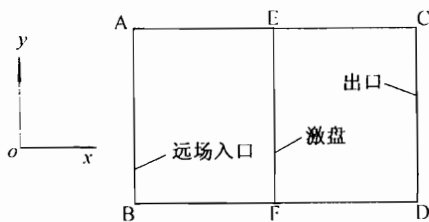


图 4-29 计算域

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{P}_{s,-} \\ \tilde{P}_{t,+} \\ \tilde{T}_{t,+} \\ \tilde{u}_{y,+} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ R_4 \end{bmatrix} \quad (4-158)$$

由式(4-158)可解出变形激盘前后四个未知数 $\tilde{P}_{s,-}$ 、 $\tilde{P}_{t,+}$ 、 $\tilde{T}_{t,+}$ 、 $\tilde{u}_{y,+}$ ，则非定常流场控制方程组的边界条件完全确定。

方程组的初始条件，采用时间推进法求解基本方程组，初场的给法不影响解的收敛效果，仅影响收敛速度。可用等叶片间相角的解析法计算结果作为初场，能较快得到叶栅非定常流场的收敛解。

c. 基本方程组的差分格式

①计算网格

计算网格见图4-30。图中EF为叶片排，沿y向的网格线取在每个叶片前后位置，网格线的间距等于叶栅栅距。

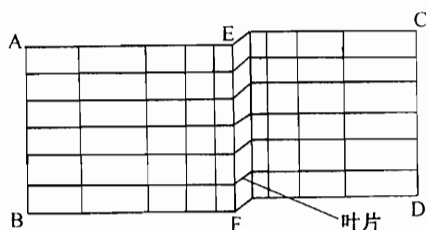


图4-30 计算网格

x向网格线按指数规律变化

$$\begin{cases} x_i = -be^{(I-i)\Delta} & x < 0 \\ x_i = be^{i\Delta} & x > 0 \\ \Delta = \frac{10986}{I} \end{cases} \quad i = 1, 2, 3, \dots, I \quad (4-159)$$

②差分格式

基本方程组求解的差分格式是有限面积 Mac Cormack 格式。

基本方程组的积分形式

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vol} \vec{U} d(vol) + \int_s \vec{H} \times \vec{n} ds = -ik \int_{vol} \vec{U} d(vol) \quad (4-160)$$

式中：

$$\vec{U} = \begin{bmatrix} \tilde{\rho} \\ \tilde{u}_x \\ \tilde{u}_y \\ \tilde{P} - \bar{a}^2 \tilde{\rho} \end{bmatrix} \quad \vec{H} = \begin{bmatrix} \dot{i}(\bar{u}_x \tilde{\rho} + \tilde{\rho} \bar{u}_x) + \dot{j}(\bar{u}_y \tilde{\rho} + \tilde{u}_y \bar{\rho}) \\ \dot{i}(\bar{u}_x \tilde{u}_x + \tilde{P}/\bar{\rho}) + \dot{j}(\bar{u}_y \tilde{u}_x) \\ \dot{i}(\bar{u}_x \tilde{u}_y) + \dot{j}(\bar{u}_y \tilde{u}_y + \tilde{P}/\bar{\rho}) \\ \dot{i}(\bar{u}_x \tilde{P} - \bar{a}^2 \bar{u}_x \tilde{\rho}) + \dot{j}(\bar{u}_y \tilde{P} - \bar{a}^2 \bar{u}_y \tilde{\rho}) \end{bmatrix} \quad (4-160a)$$

差分格式：

预估步

$$\vec{U}_{i,j}^{n+(1/2)} = \vec{U}_{i,j}^n - \Delta t k i \vec{U}^n - \frac{\Delta t}{\Delta_{i,j}} (\vec{H}_{i,j}^n \vec{S}_3 + \vec{H}_{i,j-1}^n \vec{S}_1 + \vec{H}_{i-1,j}^n \vec{S}_2 + \vec{H}_{i,j}^n \vec{S}_4) \quad (4-161)$$

校正步

$$\vec{U}_{i,j}^{n+1} = \frac{1}{2} (\vec{U}_{i,j}^{n+(1/2)} + \vec{U}_{i,j}^n) + \frac{1}{2} \Delta t k i (\vec{U}_{i,j}^{n+(1/2)} + \vec{U}_{i,j}^n)$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{\Delta t}{\Delta_{i,j}} (\vec{H}_{i,j}^{n+(1/2)} \vec{S}_2 + \vec{H}_{i,j+1}^{n+(1/2)} \vec{S}_3 + \vec{H}_{i+1,j}^{n+(1/2)} \vec{S}_4 \\
& + \vec{H}_{i,j}^{n+(1/2)} \vec{S}_1)
\end{aligned} \quad (4-162)$$

计算微元见图4-31。下标 i, j , 分别表示 x, y 方向的节点编号, 上标 n 为时间推进步, $\vec{S}_1, \vec{S}_2, \vec{S}_3, \vec{S}_4$ 是微元 $\Delta_{i,j}$ 四个边的外法线矢量, 数值等于相应弧长。

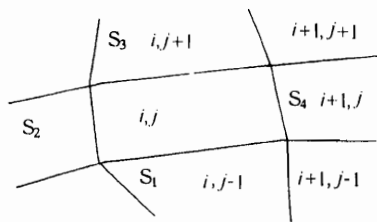


图4-31 计算微元

(4) 气动功和气动阻尼

a. 气动力

由给定的定解条件和差分格式, 求解基本方程组可求出叶栅前后的非定常流场, 通过环绕一个叶片取控制体, 由动量方程得到的气动合力进行线化, 可求出作用在叶片上非定常气动力

$$\begin{cases} \tilde{F}_x = (\tilde{P}_{s,+} - \tilde{P}_{s,-}) \bar{\tau} + (\bar{P}_{s,+} - \bar{P}_{s,-}) \bar{\tau} + \bar{G}'(\bar{u}_{x,+} - \bar{u}_{x,-}) + \bar{G}'(\bar{u}_{x,+} - \bar{u}_{x,-}) \\ \tilde{F}_y = -(\tilde{P}_{s,+} - \tilde{P}_{s,-}) \bar{\tau} \frac{\partial \bar{h}_x}{\partial y} + \bar{G}'(\bar{u}_{y,+} - \bar{u}_{y,-}) + \bar{G}'(\bar{u}_{y,+} - \bar{u}_{y,-}) \end{cases} \quad (4-163)$$

式中:

$$\begin{cases} \bar{G}' = \bar{\rho}_{s,+} \bar{\tau} \bar{u}_{x,+} \\ \bar{G}' = \bar{\rho}_{s,+} \bar{\tau} \bar{u}_{x,+} + \bar{\rho}_{s,+} \bar{\tau} \bar{u}_{x,1} + \bar{\rho}_{s,+} \bar{\tau} \left(\bar{u}_{x,+} - \frac{\partial \bar{h}_x}{\partial t} \right) - \bar{\rho}_{s,+} \bar{\tau} \bar{u}_{y,+} \frac{\partial \bar{h}_x}{\partial y} \end{cases} \quad (4-163a)$$

b. 气动功

一个振动周期内气流对叶片做的气动功

$$\begin{cases} \widetilde{W} = -R_e \left[\int_0^T \left(\tilde{F}_x \frac{\partial \bar{h}_x}{\partial t} + \tilde{F}_y \frac{\partial \bar{h}_y}{\partial t} \right) dt \right] \\ \widetilde{W} = -2\pi I_m [\widetilde{F}_x \widetilde{h}_x + \widetilde{F}_y \widetilde{h}_y] \end{cases} \quad (4-164)$$

式中, R_e 表示取实部, I_m 为虚部。

c. 气动阻尼

$$\delta_{\text{aero}} = -\frac{\bar{W}_{\text{aero}}}{KE} \quad (4-165)$$

式中, $\bar{W}_{\text{aero}}$ 、 KE 分别为一个周期内气流对叶片所做的平均气动功和叶片的平均振动动能。

$$\begin{cases} \bar{W}_{\text{aero}} = -I_m (\widetilde{F}_x \widetilde{h}_x + \widetilde{F}_y \widetilde{h}_y) \\ KE = \frac{1}{4} \zeta^2 k^2 \frac{A \rho_m}{b^2 \bar{\rho}_{s,1}} \end{cases} \quad (4-166)$$

叶片气动阻尼由上式计算, 叶片的机械阻尼 δ_{Mach} 由经验确定。根据能量法准则, 叶片颤振的判别式为:

$$\delta_{\text{total}} = \delta_{\text{aero}} + \delta_{\text{Mech}} \begin{cases} > 0 & \text{稳定} \\ = 0 & \text{临界} \\ < 0 & \text{颤振发作} \end{cases} \quad (4-167)$$

机械阻尼取值范围 0.008~0.02。为保证安全性, 常用 δ_{aero} 的正负判别叶片颤振是否发作。

4.4.4 算例分析

算例为 TS22 转子(NASA CR-165256), 该转子实验中出现了失速颤振, 实测的转子叶片

动应力分布见图 4-32,其中有 5 个叶片动应力超过许用值。各叶片相对于 No.3 叶片的振动相位如图 4-33 所示,此图表明转子叶片间相角并非相等。

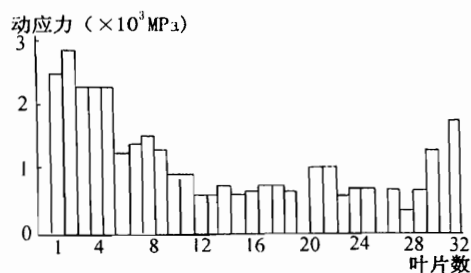


图 4-32 风扇转子发生失速颤振时动应力沿圆周的逐片变化

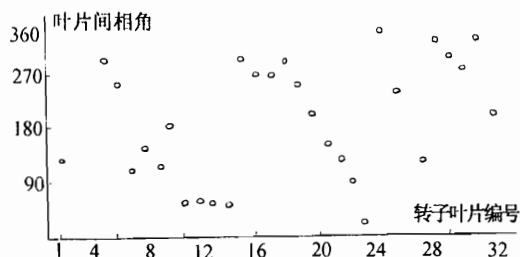


图 4-33 叶片间相角沿圆周逐个叶片间的变化

由于该转子带有凸肩,特征截面取在凸肩以上 85% 叶高位置。该转子的主要设计参数及特征截面主要几何参数分别列于表 4-3 和表 4-4。

表 4-3 TS22 转子主要设计参数

名称	压比	流量 (kg/s)	叶尖 直径 (m)	轮毂比	叶片数	一弯 频率 (Hz)
数值	1.702	95.56	0.8178	0.32	32	245

表 4-4 TS22 转子特征截面主要几何参数

名称	稠度	安装角 (°)	前缘构造角 (°)	后缘构造角 (°)	弦长 (m)
数值	2.50	50.16	25.48	24.68	0.1038

叶型运动方程式(4-127)中的振动相位按图 4-33 的数据输入,数值计算得到各叶片气动阻尼如图 4-34 所示,与图 4-32 的动应力对比可知,32 片叶片中气动阻尼为负值的 5 个叶片与动应力峰值相近,表明叶片出现失速颤振时各叶片展现不同的动应力水平,变叶片间相角计算的结果能解释失速颤振时并非全部叶片同时出现裂纹或断裂这一事实,而等叶片间相角方法计算得到各叶片气动阻尼相同,不可能对实验结果给出满意的解释。

图 4-35 给出了按变叶片间相角与等叶片间相角预测的失速颤振边界与实验测定边界在转子特性图上的对比。显然,变叶片间相角方法预测的边界与实验值更加接近。

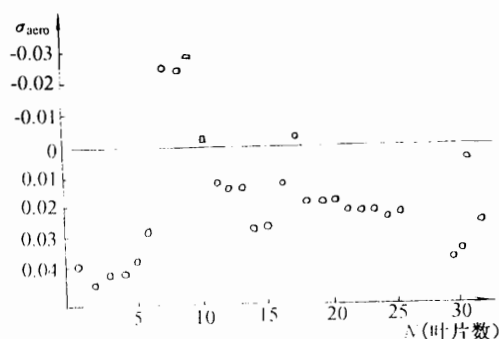


图 4-34 叶片气动阻尼计算结果

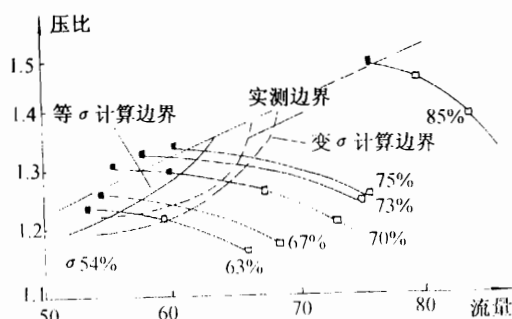


图 4-35 变叶片间相角与等叶片间相角预测的失速颤振边界与实验结果对比

第5章 离心及组合压气机气动设计

本章介绍中、小流量航空发动机的离心压气机及轴流、离心组合压气机的气动设计。5.1节为离心压气机部分,包括离心压气机(单级)一维气动方案设计及其优化、准三维流场计算及叶片造型、全三维流场计算、非设计点性能计算及扩稳措施,最后介绍双级离心压气机气动设计及其级间匹配。5.2节为组合压气机气动设计部分,主要介绍组合压气机设计特点、轴流压气机和离心压气机间的匹配及非设计点性能计算等。5.3节中列举了某型号发动机组合压气机气动设计数据。

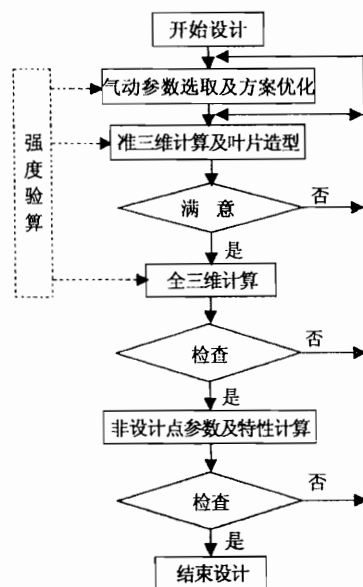
5.1 离心压气机设计

离心压气机是应用最广泛的一种压气机形式,既有低压头的离心风机,又有单级压比大于8的高压比离心压气机。各种类型的离心压气机的设计有其独特的要求,其中以航空发动机对离心压气机的要求最高,其设计技术也发展最快。除特别注明外,本节内容主要针对以空气为工质的航空发动机用离心压气机气动设计。

离心压气机气动设计可分为下列三个阶段:

- 方案阶段:各截面气动参数选取和优化。
- 详细气动设计阶段:设计点准三维流场计算及叶片造型。
- 验算阶段:设计点全三维流场计算及非设计点性能验算。

图5-1为离心压气机的气动设计流程,本节介绍基本按图中次序进行。图中虚线中的内容请参见结构、强度的有关章节。



5.1.1 气动设计参数选择

本章所用符号说明如下:

名称	符号	单位
直径	D	m
叶轮宽度	L	m
加功量		kJ/kg
叶轮出口宽度	b	m
马赫数	M	
相对速度	W	m/s
绝对速度	V	m/s
相对气流角	β	$(^\circ)$

绝对气流角	α	(°)
攻角	i	(°)
落后角	δ	(°)
转速	n	r/min
面积	A	m ²
压力	P	Pa
温度	T	K
空气密度	ρ	kg/m ³
质量流量	G	kg/s
气体常数	R	m ² /(s ² ·K)
转焓	I	kJ/kg
角标:		
滞止参数	O	
叶尖、外流道或气体滞止参数	t	
叶根、内流道	h	
相对坐标系	w	
绝对坐标系	c	
子午方向	m	
周向	θ	

本章所有角度除特别注明外均为相对于子午面的角度。

5.1.1.1 基本概念

(1) 单元体设计体系

离心压气机一维气动方案和准三维详细气动设计都是按单元体的概念进行的,即认为组成离心压气机的各部件进、出口截面上的参数沿周向均匀分布,各部件内部流动细节的变化不影响其相邻部件的流场,各部件如叶轮、扩压器等可根据进出口条件分别单独进行设计。单元体设计方法是以离心压气机各部件内的流场周向不均匀性不向上、下游部件传播为假设条件,在航空用离心压气机气动设计中通常采用这种假设条件。

(2) 加功量

压气机转子对单位质量空气的加功量为:

$$L = \omega(R_2 V_{\theta 2} - R V_{\theta 1}) = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \quad (5-1)$$

转焓定义为:

$$I = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \quad (5-2)$$

叶轮内沿流线的转焓不变:

$$h_2 + \frac{W_2^2}{2} - \frac{U_2^2}{2} = h_1 + \frac{W_1^2}{2} - \frac{U_1^2}{2} \quad (5-3)$$

应用公式(5-3),图5-2表示出典型的叶轮进、出口的能量等参数的变化情况。

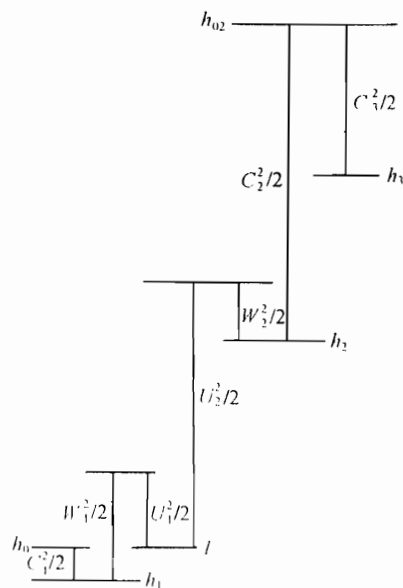


图 5-2 离心压气机中焓变化过程

(3) 总性能参数

离心压气机总性能参数有压比、流量、效率及转速。

a. 压比

为压气机出口压力和进口压力之比,有总压比(P_{t2}/P_{t1})和静压-总压比(P_{s2}/P_{t1})两种,我国一般用(P_{t2}/P_{t1}),以下用 π 表示总压比。

b. 效率

离心压气机中常用的有多变效率 η_n 和绝热效率 η_{ad} 两种。

$$\eta_n = \frac{\text{多变功}}{\text{实际耗功}} = \frac{\frac{m}{m-1} RT_{t1} (\pi^{\frac{m-1}{m}} - 1)}{\frac{\gamma}{\gamma-1} R (T_{t2} - T_{t1})} = \frac{1}{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \frac{\lg \frac{P_{t2}}{P_{t1}}}{\lg \frac{T_{t2}}{T_{t1}}} \quad (5-4)$$

$$\eta_{ad} = \frac{\text{绝热功}}{\text{实际耗功}} = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1} RT_{t1} \left(\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\frac{\gamma}{\gamma-1} R (T_{t2} - T_{t1})} \quad (5-5)$$

航空发动机中采用绝热效率,以下绝热效率就用 η 表示。

c. 转速

采用换算转速 n_{corr} 表示

$$n_{\text{corr}} = \frac{n}{\sqrt{\theta}} \quad (5-6)$$

式中: $\theta = \frac{T_{t1}}{T_{\text{ref}}}$;

T_{t1} ——进口总温;

T_{ref} ——参考温度,取海平面标准大气温度 288.15K。

d. 流量

采用换算流量 m_{corr} 表示

$$m_{\text{corr}} = m \frac{\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (5-7)$$

式中: $\delta = \frac{P_{t1}}{P_{\text{ref}}}$;

P_{t1} ——进口总压;

P_{ref} ——参考总压,取海平面标准大气压 101325 Pa。

(4) 载荷系数和流量系数

a. 载荷系数

载荷系数 ψ 由下式定义:

$$\psi = \frac{\Delta h}{U_2^2} \quad (5-8)$$

式中: Δh ——单位质量加功量;

U_2 ——叶轮叶尖线速度。

b. 流量系数

$$\phi = \frac{G}{\rho_1 U_2 D_2^2} \quad (5-9)$$

c. 用 ϕ 和 ψ 表示离心压气机特性

用 ϕ 和 ψ 表示的特性有利于进行压气机性能及匹配分析, 图 5-3 为用压比-流量及用载荷系数-流量系数表示的压气机特性的比较。

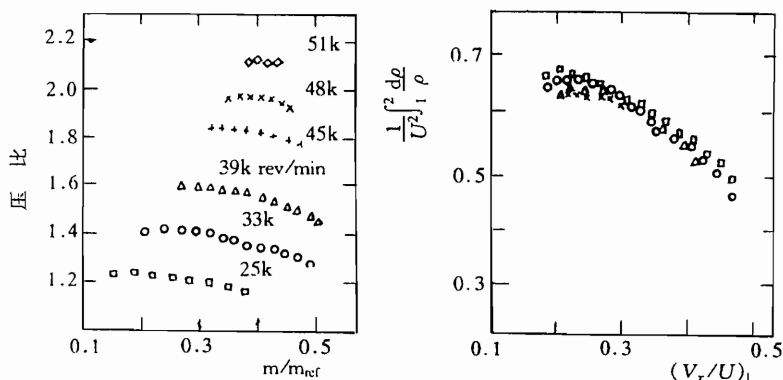


图 5-3 用不同方法表达的压气机特性

(5) 雷诺数

离心压气机在进行总性能等方面的分析时, 雷诺数的参考长度和参考速度分别采用离心叶轮出口宽度和出口轮缘速度。

$$Re = \frac{U_2 b_2}{\nu} \quad (5-10)$$

(6) 比转速

比转速表征了离心级的流量与加功量的关系。比转速有多种定义方法, 具体应用视使用者掌握的数据而定。下面给出一个有量纲的比转速 n_{ss} 和一个无量纲的比转速 n_s 的定义

$$n_s = \frac{\phi_2^{\frac{1}{2}}}{\psi_4^{\frac{3}{4}}} \quad (5-11)$$

$$n_{ss} = \frac{NQ^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (5-12)$$

式中: Q ——容积流量;

H ——等熵焓升;

N ——转速。

比转速的大小决定了叶轮的大致特点。比转速小的叶轮总宽度和出口宽度都较窄, 进出口直径比小; 比转速大的叶轮宽度大, 叶轮进出口直径比大, 这两种情况都不利于叶轮效率的提高。大量统计数据表明叶轮效率与比转速有直接关系, 效率在无量纲比转速为 0.7 时达到最佳, 见图 5-4。

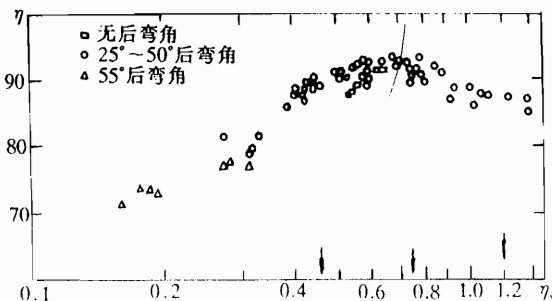


图 5-4 叶轮效率和比转速的关系

(7) 叶轮损失

a. 叶片加功损失

叶轮通道窄,叶片长,且气流在叶轮通道内方向改变剧烈,一般会有分离,叶片的摩擦损失和分离损失都较大。叶片加功损失可通过调整叶片数及叶片角的变化规律来进行控制。

b. 叶尖间隙损失

航空发动机中离心压气机采用的是开式叶轮,叶轮和叶轮外罩间有间隙,叶轮和外罩间的相对运动及叶片吸力面、压力面间的压差会引起间隙射流,这一射流在叶轮内会和主流区掺混带来损失并引起严重的二次流。由于这一间隙相对于离心叶轮叶片的出口宽度较大,其引起的损失也非常大。

c. 掺混损失

叶轮内的流动通常有较大的分离,且由于科氏力的影响分离后的低速流团会在叶片吸力面上聚积形成较宽的尾流,叶轮出口后这一尾流和主流掺混,引起损失。

d. 激波损失

和轴流压气机转子一样,超声速离心叶轮会有激波,并带来总压损失、叶轮外部损失。

e. 叶轮外部流动损失

在叶轮出口后的无叶扩压段有径向压力梯度存在,气流有径向分离的可能,并产生从叶轮出口向叶轮内的回流,引起回流损失。

叶轮的高速旋转在叶轮轮盘处会产生较大的风阻。

5.1.1.2 离心压气机设计条件及其合理性检查

离心压气机设计条件:

- 进口条件:总温、总压、气流角。
- 设计点性能:流量、压比、效率、转速、喘振裕度。
- 非设计点性能。
- 结构要求:几何尺寸、重量、强度及寿命。

设计的第一步是详细了解所给定的设计指标及限制条件,通过和现有機種比较及简单的计算对设计指标进行评定。

由总性能参数根据式(5-11)、式(5-12)可计算出离心压气机比转速;根据图5-4,如比转速在最佳值附近,则在所要求的参数下采用离心压气机是合理的。如比转速太大,可考虑降低转速、加大尺寸,甚至可采用双面进气离心压气机或改用轴流压气机。如比转速太小,可提高转速、改用双级离心压气机或轴流加离心组合压气机等措施来达到所要求的指标。

也可参照已有的成功機種,初步判断参数的合理性。图5-5、图5-6为国外所达到的单级离心压气机效率和压比水平及其发展趋势。

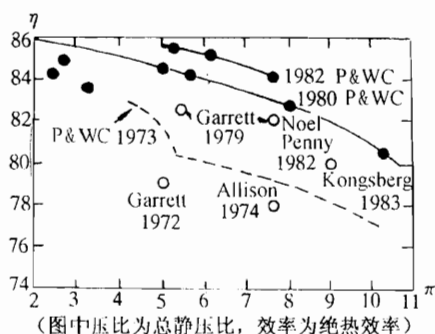


图 5-5 航空用离心压气机压比效率水平

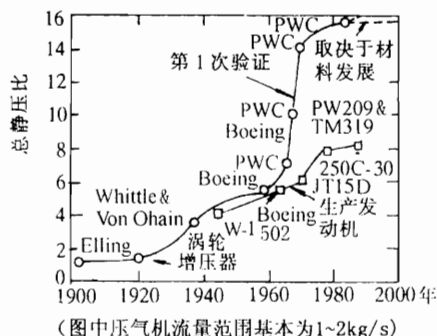


图 5-6 离心压气机压比水平年代表

如设计要求合理,即可进入离心压气机方案设计的气动参数选取阶段。这一过程以大量的经验数据及经验公式为基础,在流道几何平均高度处用一维计算完成,但在叶轮进口对叶尖给予了特别的考虑。其任务是初步得出满足设计要求的离心压气机各关键截面上的气动参数及几何尺寸,具体按以下步骤进行:

a. 确定进口段是否需要进口导流叶片,如需要则完成其初步设计。

b. 完成叶轮初步设计,包括:叶轮形式、叶轮进口尺寸(根、尖直径)、叶轮出口。

直径及宽度、叶轮总宽度、叶轮叶片数及叶片进出口角等。

c. 完成扩压器初步设计,包括:扩压器形式、无叶片扩压段、径向叶片扩压段、转弯段及轴向扩压段的设计。

5.1.1.3 进口导流叶片

一般情况下离心压气机并不需要进口导流叶片,但如出现下列情况则需加上进口导流叶片。

a. 离心压气机为轴向进气,但叶轮却要求进气有一定的预旋,以降低叶尖马赫数或加大叶轮做功能力。

b. 离心压气机为有预旋进气,且从进口截面到叶轮前缘的通道较长,叶轮前加上进口导叶可确保叶轮的进口气流角。

c. 为提高非设计转速下离心压气机的喘振裕度,有时需装进口可调导流叶片。

导流叶片出口气流角根据叶轮的进口要求确定,导流叶片本身对此没有限制。导流叶片中的流通面积一般有一定的收缩,故损失小,总压恢复系数可取 0.99~0.995。

5.1.1.4 叶轮

按叶轮出口叶片角分,叶轮有前弯型、径向型和后弯型三种形式,见图 5-7。前弯叶轮的效率最低,加功能力最大;后弯叶轮的加功能力较差,但效率最高;径向叶轮则处于两者之间。

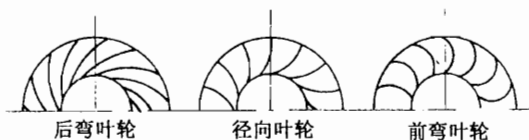


图 5-7 前弯、径向及后弯离心叶轮

以叶轮外罩和叶轮是否为一体可将叶轮分为开式叶轮和闭式叶轮两种。闭式叶轮的做功能力的提高受到应力水平的限制。开式叶轮叶片和外罩间的间隙,对效率的提高不利。

根据有无导风轮,叶轮又分为带导风轮和不带导风轮两种形式。图 5-8 为进、出口尺寸相同时两种叶轮子午流道比较,虚线为带导风轮的叶轮,图中同时给出了两者的特性,带导风轮的叶轮效率比不带导风轮的高。带导风轮的叶轮具有较大的进出口面积比,叶轮叶片进口

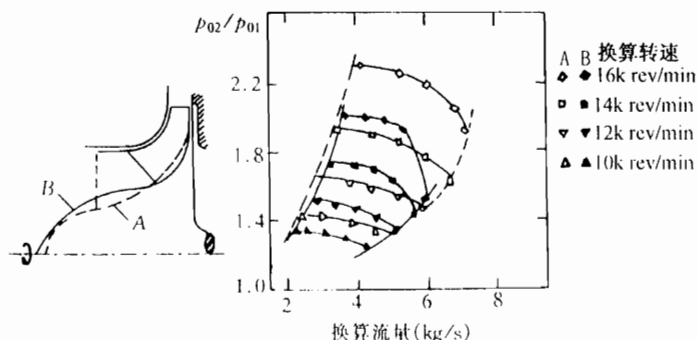


图 5-8 带与不带导风轮的叶轮子午流道及性能比较

离叶轮子午流道转弯段也较远,这些都能使效率提高。

现代航空发动机中多采用带导风轮、后弯、开式叶轮,图5-9为这种叶轮的主要几何参数及其进、出口速度三角形。

(1) 叶轮进口参数

在航空发动机中,由于结构的限制,叶轮轮毂直径通常不能太小。为减小离心压气机总的径向尺寸,可取尽可能小的进口轮毂直径。如对轮毂直径没有限制,则可取叶轮进口轮毂比 $D_{1h}/D_{1t} =$

0.45~0.55 作为已知条件。有以上两条件之一,根据叶轮进口叶尖处的相对速度最小的原则求解以下方程式(5-13)~(5-22),可得出叶轮进口其他尺寸及进口气动参数。

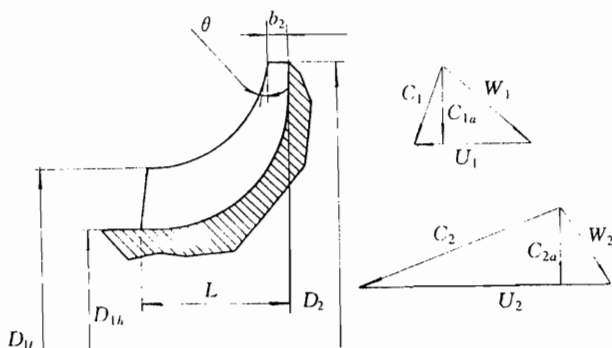


图5-9 带导风轮开式后弯叶轮主要几何参数

$$\text{极值条件:} \quad \frac{d^2 W_{1t}}{dD_{1t}^2} = 0 \quad (5-13)$$

$$\text{速度三角形:} \quad W_{1t}^2 = C_{1m}^2 + (U_{1t} - C_{1\theta})_{1\theta}^2 \quad (5-14)$$

$$\text{气流角:} \quad \tan \alpha_1 = C_{1a}/C_{1m} \quad (5-15)$$

$$\text{流量关系:} \quad G = C_{1m} \rho_1 A_f \quad (5-16)$$

$$\text{几何流通面积:} \quad A_g = \pi (D_{1t}^2 - D_{1h}^2) \cos \alpha_1 / 4 \quad (5-17)$$

$$\text{有效流通面积:} \quad A_f = A_g / C_f \quad (5-18)$$

$$\text{理想气体方程:} \quad \rho = P/RT \quad (5-19)$$

$$\text{总静压关系:} \quad \frac{P_t}{P} = \left[1 + \frac{(\gamma-1)M^2}{2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5-20)$$

$$\text{总静温关系:} \quad \frac{T_t}{T} = 1 + \frac{(\gamma-1)M^2}{2} \quad (5-21)$$

$$\text{叶片速度:} \quad U_{1t} = \frac{D_{1t} \pi N}{60} \quad (5-22)$$

叶轮叶尖马赫数应控制在1.4以下,以免出现太大的激波损失。具体设计中如叶轮进口马赫数水平较低,也可采用其他半径处的速度最小为优化目标,如几何平均半径处或叶高90%处等。

在进口除进行以上的优化计算外,还应将流量系数 ϕ 的大小作为判断进口设计好坏的参考。这一点可根据闭式叶轮的数据图5-10进行,使用此图时应注意图中叶轮的性能考虑了叶轮进口部分的影响。

(2) 叶轮出口参数

叶轮出口气动参数在很大程度上也决定了扩压器的性能及叶轮和扩压器之间的匹配。叶轮设计要同时兼顾叶轮及扩压器两方面的性能。

叶轮出口需确定的几何参数有:

叶轮出口宽度 b_2

叶轮出口直径 D_2

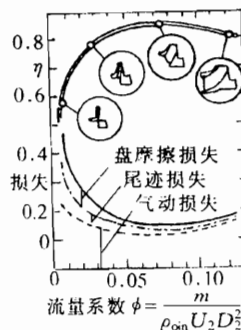


图5-10 流量系数对叶轮效率的影响

叶轮出口叶片角 β_{2A}

叶轮出口斜角 θ

β_{2A} 是叶轮设计中首先确定的参数,它对叶轮效率、加功能力、尺寸及强度等方面都有很大影响。后弯角大,效率高,但会使叶轮径向尺寸加大、重量增加,同时出口处叶片要承受较大的弯曲应力。综合性能及强度两方面的因素,现代航空发动机叶轮的后弯角一般取 $25^\circ \sim 35^\circ$ 。新设计叶轮时,可初步将出口角定为 30° ,再在计算中进行调整。

叶轮出口宽度 b_2 主要影响叶轮进出速度比及叶轮出口绝对气流方向, b_2 对加功量也有一定的影响。 b_2 加大,叶轮进出口子午速度比(C_{2m}/C_{1m})变小,叶轮效率降低。但 b_2 太小时,虽然可使叶轮效率提高,但扩压器由于通道太窄,损失将会上升,同时也会使后弯叶轮的加功能力下降。 b_2 有一最佳值,在民用离心级压气机设计中,通过直接给定(b_2/D_2)或给定流量系数的方法给出对叶轮出口宽度的限制,在高压比高转速的航空离心级压气机中则主要控制叶轮出口绝对气流角度系数 λ_2 , (b_2/D_2)仅作为参考。

$$\lambda_2 = \tan \beta_2 = C_{u2}/C_{m2} \quad (5-23)$$

航空发动机中 λ_2 的取值范围为 $2.0 \sim 3.0$,以使叶轮有足够加功能力的同时又不要有太大的掺混损失,开始计算时可取 $\lambda_2 = 2.2$ 。(b_2/D_2)应小于 0.06 ,大于 0.035 。

在以上参数确定后,叶轮出口直径及宽度可根据所需压比由下列方程联立求解得出,并同时求得叶轮出口所有气动参数,如马赫数、气流角、压力、温度等。

欧拉方程: $H = C_{u2}U_2 - C_{u1}U_1 \quad (5-24)$

滑移因子: $\mu = C_{u2}/C_{u2\infty} \quad (5-25)$

$$\tan \beta_{2A} = W_{u2\infty}/W_{m2} \quad (5-26)$$

$$C_{u2\infty} = U_2 + W_{u2\infty} \quad (5-27)$$

$$W_{u2} = W_{u2\infty} + (C_{u2\infty} - C_{u2}) \quad (5-28)$$

$$\tan \beta_2 = W_{u2}/W_{m2} \quad (5-29)$$

$$\tan \alpha_2 = C_{u2}/C_{m2} \quad (5-30)$$

轮盘摩擦功: $H_f = 2C_f \frac{L_B}{dH_B} \frac{\bar{W}}{U_2} \times \frac{\bar{W}}{U_2} \quad (5-31)$

其中: $\bar{W} = \frac{(2W_2 + W_{s1} + W_{b1})}{4}$

$$L_B = \frac{\pi}{8} \left[d_2 - \frac{dS_1 + dh_1}{2} - b_2 + 2L_z \right] \cdot \left[\frac{2}{\frac{\cos \beta_{s1} + \cos \beta_{h1}}{2} + \cos \beta_2} \right] \quad (5-32)$$

$$\frac{dH_B}{dz} = \frac{\cos \beta_2}{\left[\frac{Z_B}{\pi} + \frac{d_2 \cos \beta_2}{b_2} \right]} + \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{ds_1}{dz} + \frac{dh_1}{dz} \right) \left(\frac{\cos \beta_{s1} + \cos \beta_{h1}}{2} \right)}{\frac{Z_B}{\pi} \left(\frac{ds_1 + dh_1}{2} \right) \left(\frac{\cos \beta_{s1} + \cos \beta_{h1}}{2} \right)} \quad (5-33)$$

式中: dH_B ——叶片通道的平均水力直径;

L_z ——叶轮轴向长度。

叶轮压比: $\pi_R = \pi_c / \sigma_D \quad (5-34)$

式中: σ_D ——扩压器总压损失系数

$$H + H_f = \frac{C_p T_{01} (\pi_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{\eta_1} \quad (5-35)$$

$$P_{t2} = \pi_c P_{t1} \quad (5-36)$$

$$C_p(T_{t2} - T_{t1}) = H + H_f \quad (5-37)$$

$$\text{叶片数: } Z = H(0.625 \times D_{1h}/D_{1t} + 0.75)/(10 \times U_2 \sqrt{288/T_{t1}}) \quad (5-38)$$

$$\text{流通面积: } A = \left(\pi D_2 - Z \frac{\delta}{\cos \beta_2} \right) b_2 \cos \beta_2 / C_f \quad (5-39)$$

式中: C_f ——流量堵塞系数;

δ ——叶片出口周向厚度, 初算时取 1mm。

$$\text{流量: } G = [\lambda \epsilon(\lambda)] \frac{P_0 A}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \cdot \frac{1}{R}} \quad (5-40)$$

式(5-25)中 $C_{u2\infty}$ 为叶轮叶片数为无限多及理想状态下叶轮出口的绝对周向速度, 这时叶轮出口相对气流角和叶片角一致。滑移因子 μ 为叶轮出口绝对周向速度实际值和理想情况下的周向速度之比。这一参数的作用和轴流压气机中常用的落后角概念一样, 都是用来表述叶片出口气流偏离叶片出口角的程度。对半开式叶轮, 滑移因子可按下面的半经验公式计算

$$\mu = 0.985(1.4707 + 0.01717 \times \beta_{2b}) / (3.333 - 1/\tan \beta_{2b}) \quad (5-41)$$

航空发动机离心压气机的滑移因子 μ 一般在 0.9 左右。滑移因子随流量的变化很小, 计算中可以认为不变。

叶轮绝热效率 η 有两种方法确定。一种可称为相似法, 如能找到和所要设计的叶轮基本相似的有试验结果的叶轮, 则可用此叶轮的效率作为新叶轮的效率值, 或根据情况作适当增减, 这种方法既简单又准确, 为首选方法。另一种方法采用半经验公式计算新叶轮的效率。这些公式都是根据已试验过的叶轮结果, 再加上对叶轮流场的分析总结出来的, 各种公式往往都有其适用对象, 在使用这些半经验公式时要注意其使用范围。对最佳设计的半开式叶轮, 其效率用下式计算:

$$\eta = 0.92 - (30\pi + 0.1093\beta_{2b}^2 - 8.944\beta_{2b})/10000 \quad (5-42)$$

如叶轮的进口轮毂比 (D_{1h}/D_{1t}) 太大, 或流量太小, 或比转速偏离最佳值太多, 效率值都会有所下降, 因此对式(5-42)所算出的效率需进行下述修正。

如 (D_{1h}/D_{1t}) 大于 0.6

$$\eta' = \eta - \left(\frac{D_{1h}}{D_{1t}} - 0.6 \right) / 10 \quad (5-43)$$

如折合流量 G_{BNP} 小于 0.7

$$\eta' = \eta(0.253G_{BNP} + 0.807) \quad (5-44)$$

如折合流量 G_{BNP} 大于 0.7 且小于 2

$$\eta' = \eta(0.0138G_{BNP} + 0.972) \quad (5-45)$$

如比转速 n_s 小于 0.6125

$$\eta' = \eta + 0.001466(n_s - 35) \quad (5-46)$$

如比转速 n_s 大于 0.7875

$$\eta' = \eta - \frac{n_s - 0.7875}{87.5} \quad (5-47)$$

联立求解方程式(5-42)~(5-47), 求出叶轮出口直径 D_2 、宽度 b_2 及所有气动参数。

(3) 叶轮出口参数检查

在完成以上工作后需对叶轮出口的以下参数进行检查,如不合适,先修改叶轮出口叶片角 β_{2A} 或角度系数 λ_2 。如还有问题,则要修改叶轮进口参数,如进口预旋等。

a. 叶轮出口相对间隙

间隙 δ 一般在0.50mm左右。和离心压气机性能直接相关的不是间隙本身,是间隙的相对值 δ/b_2 的大小,如图5-11。为保证相对间隙不太大,叶轮出口宽度不能太小,最好能将相对间隙控制在5%以内。

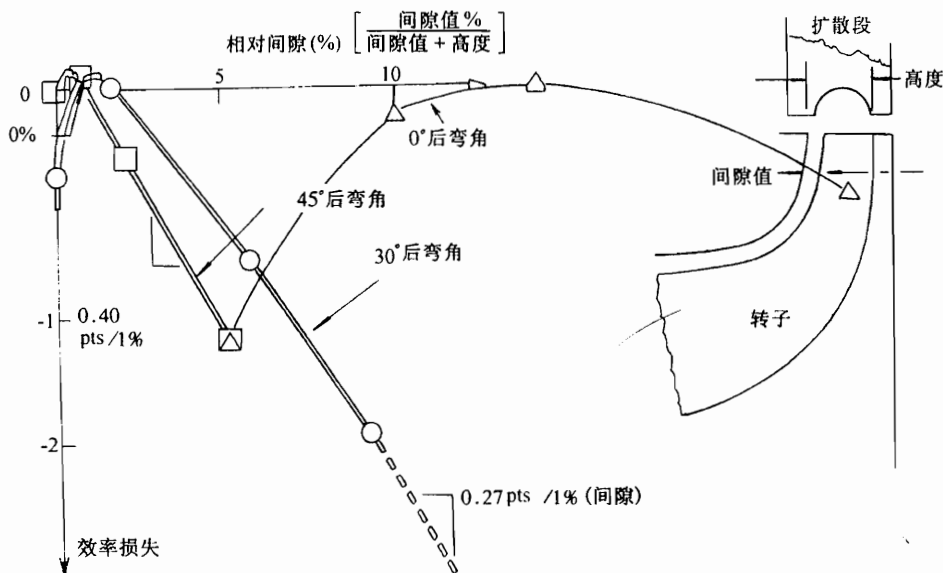


图 5-11 叶轮效率亏损和出口相对间隙关系

b. 叶轮出口绝对马赫数 M_2

叶轮出口绝对马赫数是离心压气机中影响性能最大的参数之一。 M_2 越高,扩压器的负担越大,叶轮和扩压器的匹配越困难。设计中应将叶轮出口绝对马赫数控制在1.1以下。考虑到航空叶轮外罩和扩压器不允许做成一体(由于变形),叶轮出口和扩压器进口间可能有台阶, M_2 最好能在1.0以下。加大叶轮出口直径及后弯角可有效地减小叶轮出口绝对马赫数,增加叶轮效率,如图5-12。

c. 叶轮进出口直径比 D_{1r}/D_2

这一比值大小和叶轮总宽度基本决定了叶轮子午流道形状,从而也在很大程度上决定了叶轮内流动。 D_{1r}/D_2 在0.5~0.7之间取值,在最终确定方案时需做出以直线加圆弧形成的叶轮子午流道(详见5.1.3.1中的叶轮造型)。叶轮外罩处圆弧半径 R_r 应大于叶轮进口通道高度的1.5倍,同时在叶轮进、出口部分最好有一定的平直段。

为确定叶轮的这种子午流道,尚有另外两个参数需确定:叶轮总宽度 L 、叶轮出口外罩处的倾角 θ 。

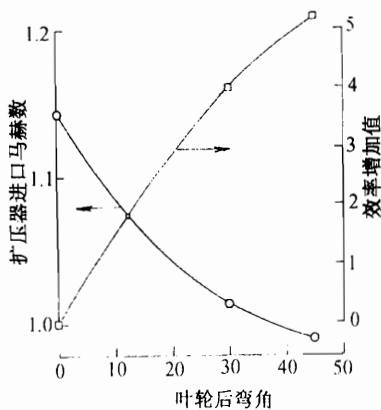


图 5-12 叶轮出口后弯角对性能的影响

倾角 θ 主要影响叶轮出口处的气流扩压度,它太小会使叶轮出口段的扩压太大,引起出口气流进一步分离,加大分离区;太大,则不能和扩压器壁面光滑转接,带来突扩损失。根据经验, θ 取在 $8^\circ \sim 12^\circ$ 比较合适。

叶轮总宽度 L 的大小影响叶轮内扩压角。从性能方面考虑希望叶轮宽一点,以减轻叶轮内流动的逆压梯度,但加大 L 会使整个压气机长度及重量增加。方案计算中可初步取 $L/D_2 = 0.25 \sim 0.28$,在 S_2 计算中再详细调整。

d. 叶轮进出口相对速度比 W_1/W_2

叶轮内气流总的扩压程度可用其进出口相对速度比 W_1/W_2 表示,由于叶轮中压比一般较大,同时又要保证出口处叶片有一定高度,叶轮的相对速度比一般比轴流压气机转子要大些,在叶轮中 W_1/W_2 大于 2 的情况并不少。为达到满意的效率水平,应将 W_1/W_2 控制在 2 以下,最大不应超过 2.5。

e. MR_2 检查

MR_2 为叶轮进口叶尖和叶轮出口平均相对马赫数之比 M_{w1i}/M_{w2} 。如气流在叶轮中无损失,且其出口角度和叶轮出口叶片角一致,气流的出口马赫数 M_{w2i} 将低于 M_{w2} ,由这一马赫数和进口叶尖马赫数计算出的马赫数之比称为理论进出口马赫数比 MR_{2i} 。对设计良好的叶轮, MR_2 和 MR_{2i} 间有一种相关关系,图 5-13 为不同后弯角时在给定 MR_{2i} 下所能达到的 MR_2 的大小。如设计的叶轮所要求达到的 MR_2 值偏高,可能是叶轮效率取得太高或者是叶轮的滑移因子太大,即这样的参数实际是不可能达到的,需对它们进行调整。根据大量的试验统计,要使叶轮有一可以接受的效率水平,通常 MR_2 应低于 1.6,否则将使效率值大大降低。随着设计技术的进步,高效率叶轮的 MR_2 大于 1.6 正在成为可能。 MR_2 的限定值和叶轮加工方法也紧密相关,图 5-14 为采用不同叶轮时所能达到的 MR_2 比较。

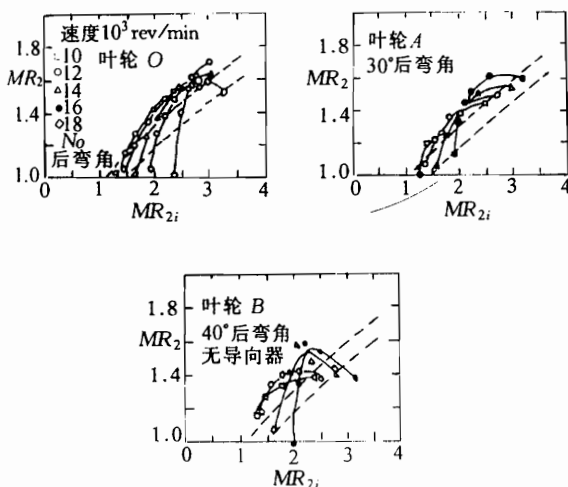


图 5-13 不同后弯角理论和实际叶轮进、出口马赫数比

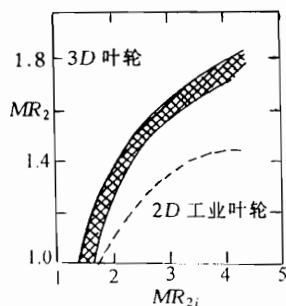


图 5-14 不同形式叶轮和实际叶轮进、出口马赫数比

f. 叶片数

按式(5-38)计算出叶轮总的叶片数,为便于加工及不引起叶轮进口流动堵塞和增加叶片的载荷,通常需采用分流叶片。分流叶片周向位置可按几何等分或流量等分的原则设计,在子

午方向,分流叶片可从两相邻大叶片的当量扩张角为 $10^\circ \sim 12^\circ$ 的位置开始。即使采用分流叶片,有时计算出的叶片数仍会使叶轮在数控机床上加工困难,这时可按加工最大允许的叶片数进行选取。

g. 外罩粗糙度

除以上参数外叶轮外罩的粗糙度对叶轮的性能也有较大的影响,见图 5-15。在进行叶轮效率计算时应考虑这一因素。

5.1.1.5 扩压器参数

航空发动机中叶轮出口的绝对气流角和马赫数都很大,需采用叶片式扩压器或管式扩压器来使其减速及改变气流方向。这里先详细说明叶片式扩压器气动设计过程,最后简要介绍管式扩压器。

(1) 无叶片扩压段参数

无叶片扩压段中气流基本沿等角度螺旋线流动,其扩压能力低、损失大。无叶段太长,会使整个扩压器损失和尺寸都变大;它太短,则使进入径向叶片扩压段的气流马赫数偏高,同时其不均匀性也太大,使径向叶片扩压段的效率下降。

无叶片扩压段设计需选取以下参数: D_3/D_2 —出口相对直径; B_2 —进口宽度; B_3 —出口宽度,如图 5-16 所示。

D_3/D_2 的值是综合考虑无叶片段出口马赫数及气流均匀程度的结果。叶轮出口的非均匀流场在开始时掺混很快,越往后越慢。在 D_3/D_2 大于 1.07 后气流的均匀程度已经满足径向叶片进口的要求,再加大 D_3/D_2 对流动的均匀性并不产生明显影响,如图 5-17。无叶片段出口马赫数应控制在 0.96 以下。经验表明 D_3/D_2 在 1.1 左右扩压器的性能最好。

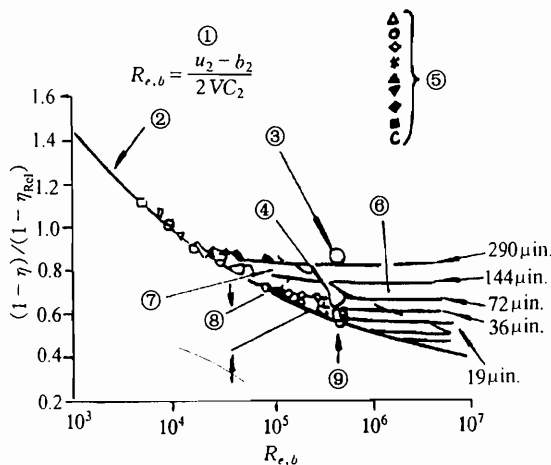


图 5-15 叶轮外罩粗糙度对叶轮性能参数的影响

1—叶轮尖部宽,英寸;2—水力光滑;3—粗糙的罩;
4—光滑罩;5—压气机雷诺数数据;6—水力粗糙罩;
7—过渡;8—千分之一;9—第二级雷诺数 3.5×10^5

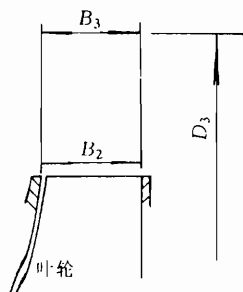


图 5-16 无叶段几何参数

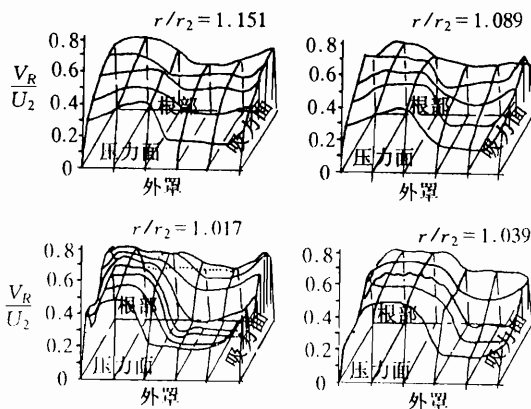


图 5-17 叶轮出口非均匀气流在无叶片扩压段中的变化

考虑加工公差影响,无叶片扩压器进口宽度应比叶轮出口通道宽度稍宽一些,以保证无叶

片段壁面不向流道内突出。

$$\frac{B_2}{b_2} = 1.0 \sim 1.1 \quad (5-48)$$

出口宽度一般和进口宽度一致($B_2 = B_3$), 无叶片扩压段通过半径增加来达到减速增压功能。当叶轮出口外罩处斜角较大时, 也可采用通道宽度收缩的无叶扩压段, 以减小叶轮出口处的气流突然转弯, 同时也加速无叶片段主流和尾迹的掺混。在径向尺寸要超过限制时也可采用扩张形的无叶片段, 即出口宽度大于进口宽度, 以加快减速增压过程。

叶轮出口复杂的三维流动可近似简化为图 5-18 所示的主流区和尾迹区表征的二维流动。主流、尾迹区的相对气流方向一致, 两股气流在无叶片扩压器中完成掺混。掺混过程按以下方程组求解, 计算时进一步假设掺混过程在叶轮出口后立即完成。

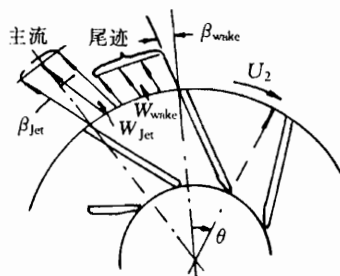


图 5-18 叶轮出口主流迹区

$$\text{径向动量守恒: } m_p C_{m2p} + m_s C_{m2s} = m C_{m2m} + (p_{2m} - p_2) b_2 2\pi r_2 \quad (5-49)$$

$$\text{周向动量矩守恒: } m_p C_{u2p} + m_s C_{u2s} = m C_{u2m} \quad (5-50)$$

$$\text{能量守恒: } m_p C_p T_{i2p} + m_s C_p T_{i2s} + (P_{td} + P_{tr}) = m C_p T_{i2m} \quad (5-51)$$

式中: P_{td} ——为轮盘摩擦压力损失;

P_{tr} ——为叶轮出口回流压力损失。

$$\text{质量守恒: } m = 2\pi r_2 b_2 C_{m2m} \rho_{2m} \quad (5-52)$$

式中, m 表示掺混后的参数。

$$m = m_s + m_p \quad (5-53)$$

式中角标: s ——表示尾迹区的参数;

p ——表示主流区的参数。

$$T_{s,2m} = T_{t,2m} - C_{2m}^2 / 2C_p \quad (5-54)$$

$$\rho_{2m} = P_{s,2m} / RT_{s,2m} \quad (5-55)$$

$$C_{2m}^2 = C_{u2m}^2 + C_{m2m}^2 \quad (5-56)$$

$$M_{2m} = \frac{C_{2m}}{\sqrt{\gamma RT_{s,2m}}} \quad (5-57)$$

$$P_{t,2m} = P_{s,2m} \left(\frac{T_{t,2m}}{T_{s,2m}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5-58)$$

$$\lambda_{2m} = C_{u2m} / C_{m2m} \quad (5-59)$$

式(5-54)~(5-58)中角标:

s ——静参数;

t ——滞止参数。

计算时可取尾迹区宽度为叶片槽道宽度的 20%, 尾迹区相对速度为 0.2 倍的主流区速度, 主流区和尾迹区静压相等。

由以上方法求出的掺混损失与叶轮出口角度系数 λ_2 有关, λ_2 越大损失越小, 如图 5-19。

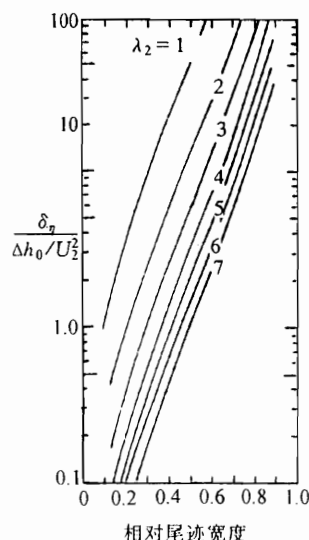


图 5-19 角度系数 λ_2 对掺混损失的影响

掺混后,无叶片段内的流动可按周向均匀的摩擦管流计算,其摩擦系数按以下经验公式计算:

$$C_f = k \left(1.8 \frac{10^5}{Re} \right)^{0.2} \quad (5-60)$$

式中,系数 k 取 0.01。

无叶片扩压段出口参数按下列公式计算:

$$\text{流量守恒} \quad C_{r2} \rho_2 R_2 B_2 = C_{r3} \rho_3 R_3 B_3 \quad (5-61)$$

$$\text{动量矩守恒} \quad C_{u2} R_2 = C_{u3} R_3 \quad (5-62)$$

$$\text{出口总压} \quad P_{t3} = \sigma_{23} P_{t2} \quad (5-63)$$

式中: σ_{23} ——由壁面摩擦引起的无叶片段总压恢复系数。

$$\text{总温} \quad T_{t3} = T_{t2} \quad (5-64)$$

$$\text{马赫数} \quad M_3 = \frac{(C_{r3}^2 + C_{u3}^2)^{\frac{1}{2}}}{\sqrt{\gamma R T_{t3}}} \quad (5-65)$$

$$\text{总静压关系} \quad \frac{P_{t3}}{P_{s3}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5-66)$$

$$\text{总静温关系} \quad \frac{T_{t3}}{T_{s3}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2 \quad (5-67)$$

$$\text{理想气体方程} \quad \frac{P}{\rho} = RT \quad (5-68)$$

$$\text{气流角} \quad \tan \alpha_3 = \frac{V_{\theta 3}}{V_{r3}} \quad (6-69)$$

(2) 径向叶片式扩压段

径向叶片扩压段中气流不但通过半径的增加得以减速,同时径向叶片也可使气流方向按希望的角度偏转,使流通面积进一步加大以提高扩压能力。由于叶片的存在,径向叶片段扩压效率要比无叶段高得多。图 5-20 为径向叶片段示意图。

径向叶片扩压段设计首先要确定采用叶片的排数,这时主要考虑以下因素:

要达到的径向叶片扩压段出口马赫数及气流角;

径向尺寸限制;

叶片进口的流通能力。

总的原则是,在保证径向叶片扩压段中规定的静压升高,若径向尺寸允许,则可采用多排叶片。航空发动机中多为两排叶片,且第二排叶片的数目比第一排多一倍,这样既满足了对第一排叶片进口流通能力的要求,又减小了第二排叶片的扩压角。否则用单排叶片。

径向叶片的出口直径一般由进出口比值 (D_4/D_3) 控制,其值在 1.3~1.6 范围内。对单排叶片取下限,双排取上限。

出口通道宽度 B_4 可取大于或等于进口通道宽度 B_3 。采用 B_4 大于 B_3 的斜壁结构在同样的转角及出口直径下可增加径向叶片扩压段的扩压能力,斜角 δ 应控制在小于或等于 5° 的

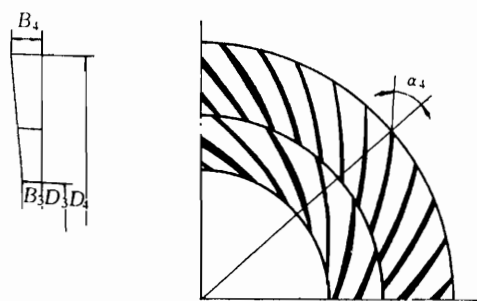


图 5-20 径向叶片段通道

范围内。

径向叶片扩压段的进出口流通面积比 F_4/F_3 表示了扩压段中的扩压大小,对径向叶片扩压段,应将此参数控制在 2.5~3.0 以下,对单排叶片取下限,双排取上限。

扩压段中的气流转角应严格控制,对单排叶片气流转角控制在 $\alpha_4 - \alpha_3 = 12^\circ \sim 15^\circ$;对双排叶片,每排转角则控制在 10° 左右。

径向叶片扩压段出口参数按下列公式计算:

$$\text{扩压器进口速度系数} \quad \lambda_3 = \frac{V_3}{\sqrt{\gamma R T_{t2}}} \quad (5-70)$$

$$\text{扩压器进口流通面积} \quad F_3 = \pi r_3 D_3 B_3 \cos \beta_3 \quad (5-71)$$

$$\text{扩压器出口流通面积} \quad F_4 = \pi r_4 D_4 B_4 \cos \beta_4 \quad (5-72)$$

$$\text{扩压器总压恢复系数} \quad \sigma_{34} = 1.098 - (0.16 + 0.006 F_4/F_3) \lambda_3^{0.85} \quad (5-73)$$

$$\text{总压} \quad P_{t4} = P_{t3} \sigma_{34} \quad (5-74)$$

$$\text{流量关系} \quad G = \frac{P_{t4}}{\sqrt{T_{t2}}} q(\lambda_4) F_4 \quad (5-75)$$

$$\text{马赫数} \quad M_4^2 = \frac{\frac{2}{\gamma+1} \lambda_4^2}{1 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \lambda_4^2} \quad (5-76)$$

$$\text{静压} \quad P = P_{t4} \pi(\lambda_4) \quad (5-77)$$

计算时给定 F_4/F_3 的初值及出口气流角或出口通道宽度,检查出口马赫数 M_4 。叶片扩压段出口后为转弯段,其损失与其中的速度平方成正比,径向叶片出口处的马赫数应尽量小,以减小转弯处的损失。 M_4 应控制在使速度等于 100~150m/s 之间。

(3) 转弯段

转弯段的作用是使气流在子午面上从径向转到轴向,对轴流加离心组合压气机及双级离心压气机第二级,转角根据燃烧室的要求确定,一般为 90° (如离心级后接直流燃烧室,则转角也可能大于 90°)。对双级离心第一级,这一转弯为 180° 。

现以 90° 的转弯为例,介绍转弯段设计准则,其他转角情况下的设计可参照进行。

气流在转弯时,内弯道处经历从加速到减速的过程,外弯道处则为从减速到加速的过程,弯道内气流出现分离。如转弯段面积收缩,则分离可以再附着,损失不会太大;如面积扩散,分离区会加大甚至不能再附着,损失将急剧上升。设计中,弯道进出口面积比以保证气流在弯道内速度相等或稍有增加为原则,控制 M_5/M_4 在 1.0~1.1 之间即可。

转弯段出口气动参数按流量守恒、动量矩守恒方程计算,转弯段的损失可取为 0.98~0.99。

$$\text{流量守恒} \quad \rho_5 C_{5m} F_5 = \rho_4 C_{4m} F_4 \quad (5-78)$$

$$\text{动量矩守恒} \quad C_{u5} \sqrt{\frac{R_{5o}^2 + R_{5i}^2}{2}} = C_{u4} R_4 \quad (5-79)$$

$$F_5 = \frac{\pi}{4} (D_{5o}^2 - D_{5i}^2) \quad (5-80)$$

$$F_4 = \pi D_4 B_4 \quad (5-81)$$

式中: R_{5i} 、 D_{5i} ——轴向扩压器内径;

R_{5o} 、 D_{5o} ——轴向扩压器外径。

(4) 轴向扩压段

轴向扩压段通道为平直或向内收缩的通道,其叶片设计除需注意以下特点外和轴流压气机静子叶片设计方法完全相同。

a. 轴向扩压段的转角一般较大,特别是在燃烧室要求轴向进气时。

b. 轴向扩压段进口马赫数很低。

由以上两特点使轴向扩压段叶片设计时可适当采用较大的扩散因子,允许在叶片后段有一定的分离。

(5) 流量堵塞系数

设计中流量堵塞系数是根据大量试验结果的经验数据确定的。

单级离心压气机及双级离心压气机的进口级流量堵塞系数可取值如下:

叶轮进口:1.02;

叶轮出口及以后:1.05。

轴流加离心组合压气机及双级离心压气机出口离心级流量堵塞系数具体取值如下:

叶轮进口:按前一级出口值;

叶轮出口及以后:1.05。

5.1.2 气动设计参数优化

离心压气机设计的优化目标通常是离心压气机效率和喘振裕度。其性能全面优化由于缺少大量所需的离心压气机及其所有组成部分的试验数据而很难开展,目前主要是设计点性能优化。

设计点优化在前一节参数选择的基础上进行,需优化的参数主要有以下几个:

a. 叶轮进口预旋;

b. 叶轮出口叶片角;

c. 径向扩压段进口半径。

优化时根据上节推荐的值对以下参数进行检查:

a. 叶轮进口叶尖相对马赫数;

b. 叶轮出口绝对马赫数;

c. 无叶扩压段出口马赫数;

d. 叶轮出口绝对角度系数;

e. 无叶段出口直径和进口直径比;

f. 径向扩压段出口马赫数和角度。

优化时根据给定的参数推荐范围分组进行大量方案计算,从中找出几个满意的解,进入特性计算及初步准三维气动设计后,再从中选出最好的二个或三个,进入正式的详细气动设计。

现以叶轮进口预旋的优化为例,介绍设计中常用的方案筛选方法。在叶轮出口直径和宽度一定及叶轮所要达到的压比不变时,叶轮出口参数由叶轮进口预旋决定。如进口正预旋 C_{u1} 增加,可使叶轮进口叶尖马赫数下降。但要达到同样的压比, C_{u1} 的增加将会导致叶轮出口马赫数增大。叶轮进口马赫数下降对提高叶轮效率有利,但叶轮出口绝对马赫数上升,则会降低扩压器的效率,同时还会增加叶轮和扩压器匹配的难度。如要保持马赫数不变,则要增加叶轮出口直径,从而增加了整个压气机的径向尺寸及重量。对进口预旋优化主要用到以下方程:

$$\text{进口速度三角形} \quad W_{1t}^2 = C_{m1}^2 + (U_{1t} - C_{u1})^2 \quad (5-82)$$

$$\text{进口绝对气流角} \quad \tan \alpha_{1t} = \frac{C_{u1}}{C_{m1}} \quad (5-83)$$

$$\text{进口叶尖相对马赫数} \quad M_{w1t} = \frac{W_{1t}}{\sqrt{\gamma R T_{s1}}} \quad (5-84)$$

$$\text{叶轮做功} \quad H_z = C_{u2} U_2 - C_{u1} U_1 + H_d \quad (5-85)$$

式中, H_d 为由于轮盘摩擦阻力所消耗的功。

$$\text{绝热功} \quad H_{ab} = \eta H_z \quad (5-86)$$

$$H_{ab} = C_p T_{t1} \left(\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (5-87)$$

$$\text{流量守恒} \quad \rho_1 C_{1m} \frac{\pi}{4} (D_{1t}^2 - D_{1h}^2) / (K_G + K_p)_1 = \rho_2 C_{2m} \pi D_2 b_2 / (K_G + K_p)_2 \quad (5-88)$$

$$W_{u2} = C_{u2} - U_2 \quad (5-89)$$

$$C_2^2 = C_{u2}^2 + C_{m2}^2 \quad (5-90)$$

$$\text{叶轮出口相对气流角} \quad \tan \beta_2 = \frac{W_{u2}}{W_{m2}} \quad (5-91)$$

$$\text{叶轮出口角度系数} \quad \tan \beta_2 = \frac{W_{u2}}{W_{m2}} \quad (5-92)$$

C_{u1} 的选择应尽量同时保证叶轮叶尖相对马赫数、叶轮出口绝对马赫数及角度系数在推荐的范围内。叶轮进口相对、出口绝对气流都为亚声速时设计最理想,如不能同时保证,优先保证叶轮出口绝对马赫数。为使进口导流叶片出口速度沿径向分布均匀及导流叶片中的损失不太大, C_{u1} 不应超过 100m/s。

多方案计算时另一个需仔细考虑的地方是无叶扩压段出口直径,无叶扩压段缩短有时虽有利于设计点效率的提高,但会加大叶轮扩压器的匹配困难。可在 D_3/D_2 为 1.05 到 1.15 之间取几组进行计算。同样对径向叶片扩压段出口宽度及出口气流角也需取多组组合进行计算。

虽然对整个离心压气机级不能进行真正的优化计算,但对个别地方的优化计算则是可能的,如前面介绍的叶轮进口直径以叶尖马赫数最小为目标的优化。

5.1.3 准三维设计体系

离心压气机详细气动设计采用的是准三维设计系统,它主要包括 S_1 、 S_2 流面计算及叶片造型几部分。准三维气动设计的任务是根据方案计算结果,给出详细的离心级子午流道几何尺寸、完成所有叶片的造型和叶型检查、计算压气机内详细的准三维流场。

5.1.3.1 S_1 、 S_2 流面理论

准三维气动设计体系的流场计算部分以 S_1 、 S_2 两个流面理论为基础,有关两个流面的一般方程及其求解方法等请参见本手册第 1 章或有关文献。这里只介绍这一理论在离心压气机中的应用。

(1) 离心压气机平均 S_2 流面求解

离心压气机中 S_2 流面求解的是反问题,即给定环量沿叶高的分布。计算时离心压气机的所有部件(进气段、叶轮、扩压器等)都组合在一起分析,并且这一计算要和叶片造型一起进行迭代。

S_2 计算是离心压气机气动设计中最关键之处,计算要解决:

确定离心压气机详细的子午流道坐标;

各叶片排之间的气动参数匹配;

同一叶片排上沿叶高不同截面上的参数分配;

叶片排载荷分析;

叶片排子午面上的平均压力梯度;

子午流道上所有气动参数沿流向及展向的分布;

叶片排进出口气动参数;

S_1 流场计算输入数据。

离心压气机的 S_2 计算的求解方法和轴流压气机中的 S_2 求解基本一样,这里不再重复,下面仅列出离心压气机气动设计用到的矩阵法求解平均 S_2 反问题的输入、输出表。其中表 5-1 为输入的控制参数、进口条件及各叶片排参数;表 5-2 为输入的 S_2 计算网格参数;表 5-3 为输出的各叶片排总性能参数;表 5-4 为各叶片排进、出口气动参数;表 5-5 为子午流道上的详细气动参数。

表 5-1 S_2 计算输入数据文件 1——热力学及叶片排参数

总参数			
名称	符号	单位	推荐值
展向总站数	N		11
段数	M		
流向总站数	MMO		
输出控制	MH4		123
比热比	KK		1.4(仅为初值)
进口总温	T10	K	
进口总压	P10	Pa	
转速	BN	r/min	
流量	GO	kg/s	
流量储备系数	GS		1.0~1.04
效率抹平系数	APHPP		1
输出流线流量	XK(K)		0.0, 1, ..., 0.9, 1
迭代误差	EPS		0.00001
最大迭代次数	LMP		500
叶片排参数			
名称	符号	单位	推荐值
转静子标志	NO(1,1)		0-转子, 1-静子
叶片数	NZ	片	
叶片排流向站数	MMI		
各网格点上叶片周向厚度分布	F(I,J)	mm	
各网格点上相对环量分布	KCVO(I,J)		0~1
叶片排出口环量沿叶高分布	VOR	m, m/s	
叶片弦长	LMT	m	对离心压气机取 1
转子效率、静子总压恢复系数	PPONK		

表 5-2 S_2 计算输入数据文件 2——网格坐标

名称	符号	单位	推荐值
网格径向坐标	R	m	
网格轴向坐标	Z	m	

表 5-3 S_2 计算输出数据文件 1

名称	符号	单位	推荐值
叶片排进口流量	GI	kg/s	
叶片总压比	PTII		
叶片排静压比	PSII		
叶片排总温比	TTH		
叶片排静温比	TSH		
转子效率、静子总压恢复系数	ETA1, SIGI		

表 5-4 S_2 计算输出数据文件 2

名称	符号	单位	推荐值
前缘径向坐标	R-1	mm	
尾缘径向坐标	R-6	mm	
前缘轴向坐标	Z-1	mm	
尾缘轴向坐标	Z-6	mm	
进口轴向马赫数	MVZ-0		
进、出口轴向速度比	VZ/VZ-7/0		
进、出口环量差	DVO-7-0	m·m/s	
进口马赫数	MW-1		
进、出口速度比	W/W-7/0		
进口气流角	BETA-1	deg	
出口气流角	BETA-6	deg	
扩散因子	DD7-0		
效率	ETA(7-0)		
进、出口静压比	P/P-7/0		
进、出口总温比	TO/TO-7-0		
进、出口总压比	PO/PO-7-0		

表 5-5 S_2 计算输出数据文件 3

名称	符号	单位	推荐值
径向坐标	R	m	
轴向坐标	Z	m	
流线和轴线夹角	SIGMA	Deg	
S_1 流片厚度	TAOI	mm	
轴向速度	WZ	m/s	
轴向马赫数	MWZ		
径向速度	WR	m/s	
子午速度	WM	m/s	
子午马赫数	MWM		
周向速度	WU	m/s	
速度	W	m/s	
马赫数	MW		
气流角	BETA	deg	
静压	PC	Pa	
总压	PT	Pa	
静温	TC	K	
总温	TT	K	
压力梯度	DP/DL	Pa/m	
密度	LO	kg/m ³	

输入数据中,各部件进出口流量堵塞系数选取根据 5.1.1.4 中的推荐值,部件内部从进口到出口按线性变化。

各部件总的效率和损失按 5.1.1 中给出的经验公式计算,它们沿叶高除叶轮外都按等值分布。对叶轮,效率沿叶高可按图 5-21 分布。

输出数据中的速度、马赫数及气流角在叶轮中为相对坐标中的值,在静子部件中为绝对坐标中的值。

平均 S_2 计算中输入的效率、流量堵塞系数及其和叶片造型迭代时槽道内的落后角等参数是采用经验公式计算或选定值。这些参数是通过大量压气机试验对平均 S_2 计算结果进行不断

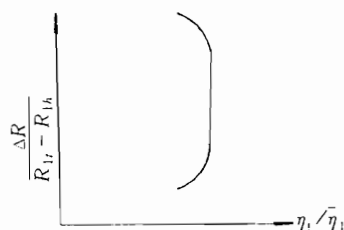


图 5-21 叶轮效率分布曲线

修正的基础上得到的,从而保证了设计中采用平均 S_2 能得出满意的结果。

各部件落后角按经验公式计算,在叶轮设计及扩压器设计中作具体介绍。攻角则由设计者选取。叶片排内的落后角根据攻角和落后角按线性规律给出。

(2) 离心压气机回转面 S_1 流面求解

由于在叶轮中 S_1 流面扭曲较大,在回转面上求解误差大。设计中不求解精确的 S_1 流场,而是在 S_2 计算的基础上应用环量守恒原理近似求解叶片表面上的气动参数及叶轮叶片载荷。径向扩压段的叶片通道窄、三维效应强,不计算 S_1 流场。轴向扩压叶片段采用常规 S_1 程序计算,和第1章介绍的完全一样。以下介绍离心叶轮的 S_1 流场近似求解法。

S_1 流场近似求解法有以下基本假设:

- 叶轮中的涡强度近似等于其进口前的强度,为零。叶轮内任意闭合环线的环量为零;
- 叶片通道内沿周向速度按线性变化;
- 已知平均 S_2 计算结果。

现考虑图 5-22 中的 S_1 流面上的微元,由其上环量为 0 的条件得出

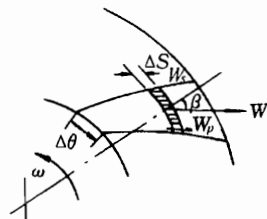


图 5-22 叶轮内的微元体

$$C_s - C_p = \frac{d(bC_u)}{dl} \quad (5-93)$$

$$\frac{W_s - W_p}{r\Delta\theta} = 2\omega \sin\gamma \cos\beta - W \left(\frac{d\beta}{dm} - \frac{\cos\beta \sin\beta}{\rho b} \frac{d(\rho b)}{dm} \right) \quad (5-94)$$

式中: C_s 、 C_p ——叶面方向绝对速度分速;

b ——槽道宽度;

V_θ ——绝对速度周向分速;

l ——叶片弧长;

m ——子午弧长;

γ ——流线在子午面上和轴向的夹角;

$\Delta\theta$ ——相邻两叶片间的角度差。

如速度沿周向为线性分布,得出以下叶轮叶片表面压力面、吸力面相对速度及载荷的计算公式。

$$\text{吸力面相对速度} \quad W_s = a \left(\frac{\cos\beta_{bp} \cos\beta_{bs}}{\cos\beta_{bp} + \cos\beta_{bs}} \right) \quad (5-95)$$

式中: $a = \frac{2W_{s2}}{\cos\beta_{bp}} + [u(\tan\beta_{bp} - \tan\beta_{bs})] +$

$$\frac{(u - W_{s2}\sin\beta_{s2}) \left[t - \frac{\delta}{\cos\left(\frac{\beta_{bp} + \beta_{bs}}{2}\right)} \right]_{i+1}}{S_{i+1} - S_i} - \frac{(u - W_{s2}\sin\beta_{s2}) \left[t - \frac{\delta}{\cos\left(\frac{\beta_{bp} + \beta_{bs}}{2}\right)} \right]_i}{S_{i+1} - S_i}$$

$$\text{压力面相对速度} \quad W_p = 2W_{s2} - W_s \quad (5-96)$$

$$\text{载荷系数} \quad C_p = \frac{2(W_s - W_p)}{W_s + W_p} \quad (5-97)$$

式(5-95)~(5-97)中符号:

W ——相对速度;

β ——叶片角或气流角；

U ——叶片周向速度；

t ——叶轮叶栅栅距；

δ ——叶片法向厚度；

S ——流道子午弧长；

C_p ——载荷系数；

角标：

s_2 —— S_2 计算的参数；

I ——站号；

p ——叶片压力面参数；

s ——叶片吸力面参数。

S_1 流场近似求解程序只计算设计中最感兴趣的叶片根、尖回转面上的速度及载荷分布，程序的输入、输出数据见表 5-6、表 5-7。

表 5-6 S_1 流场近似求解程序输入数据

名 称	符 号	单 位	推荐值
转速	AN	rpm	
叶片数	ZN	片	
网格计算站数	KL		
原始数据点数	K		
轮毂面子午弧长(进口为零)	LH	m	
轮毂面各点半径	RH	m	
轮毂面各点叶片周向厚度	TH	m	
轮毂面各点叶片压力面叶片角	BTPH	deg	
轮毂面各点叶片吸力面叶片角	BTSH	deg	
轮毂面各点 S_2 流面气流角	BTM	deg	
轮毂面各点 S_2 流面相对马赫数	AMWH		
轮毂面各点 S_2 流面总温	TOH	K	
轮毂面各点 S_2 流面总压	POH	Pa	
各点叶片高度	H	m	
叶尖面子午弧长(进口为零)	LT	m	
叶尖面各点半径	RT	m	
叶尖面各点叶片周向厚度	TT	m	
叶尖面各点叶片压力面叶片角	BTPT	deg	
叶尖面各点叶片吸力面叶片角	BTST	deg	
叶尖面各点 S_2 流面气流角	BTMT	deg	

续表 5-6

名 称	符 号	单 位	推荐值
叶尖面各点 S_2 流面相对马赫数	AMWT		
叶尖面各点 S_2 流面总温	TOT	K	
叶尖面各点 S_2 流面总压	POT	Pa	

表 5-7 S_1 流场近似求解程序输出数据

名 称	符 号	单 位	推荐值
回声打印输入数据,各参数含义见表 5-6			
叶根回转面各站子午弧长	S0	m	
叶根回转面叶片相对长度	X0		
叶根回转面叶片长度	X	m	
叶根回转面叶片吸力面相对速度	WWS	m/s	
叶根回转面叶片吸力面相对马赫数	MWS		
叶根回转面叶片吸力面静压	PS	Pa	
叶根回转面叶片压力面相对速度	WWP	m/s	
叶根回转面叶片压力面相对马赫数	MWP		
叶根回转面叶片压力面静压	PP	Pa	
叶根回转面叶片中线相对速度	WWM	m/s	
叶根回转面叶片中线相对速度系数	MWM		
叶根回转面叶片中线相对总压	PWT	Pa	
叶根回转面叶片中线相对总温	TWT	K	
叶根回转面叶片载荷系数	CP		
叶尖回转面的参数			

5.1.3.2 叶轮设计

在方案设计阶段给出了叶轮进出口尺寸、叶轮总宽度、叶轮进出口平均流场等参数,在准三维设计阶段要进一步给出叶轮的详细子午流道,完成叶轮叶片造型,计算叶轮内的流场并对其好坏进行判断。叶轮准三维设计步骤是:根据方案计算结果,初步对叶轮进行造型;进行初步的 S_2 计算;根据计算出的速度分布及叶轮叶片角分布重新计算、调整叶轮内的环量分布、叶轮叶片的角度分布,重复叶轮造型及 S_2 计算,直到满意;这一过程后再进行 S_1 流场计算、流场及载荷检查及叶轮强度验算等。

(1) 叶轮叶片造型

航空发动机中的叶轮形式:

- 导风轮和叶轮为一体;
- 叶轮和叶轮外罩分开,即开式叶轮;
- 叶片为直纹叶片。

直纹叶片的叶面可用直线沿一定轨迹移动生成,图 5-23。这种叶片生成方法使直纹叶片能用线接触的方法进行加工,加工

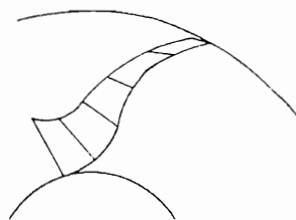


图 5-23 直纹叶片示意图

精度高。同样源于其生成方法的特殊性,直纹叶片进口叶片角从根到尖只能线性变化,叶轮对来流的适应性受到一定限制。

叶轮叶片造型在近似流面的回转面上进行,直纹面叶片中只能给定有限的几个回转面上的叶型,其他回转面上的叶型由直母线生成。

为方便书写,以下轮毂回转面称为叶根,轮罩处回转面称为叶尖,通道的平均回转面称为叶中。

直纹叶片造型有两种方法。

给定三个(通常为根、中、尖)回转面上叶型及其相对位置,寻找直母线,生成其他回转面上的叶型;给定两个(通常为根、尖)回转面上的叶型及其相对位置,规定生成母线的运动规律(一般为其在子午面上和径向线的角度变化规律),生成其他回转面上的叶型。

第一种方法给定的叶型多,叶片对流场的适应性好。但由于其生成母线的变化规律不能直接控制,很易造成叶片光滑度不高及加工困难。第二种方法叶片生成线角度可调,叶片的光滑性好,但其对来流角度的适应性比第一种方法的稍差。采用铸造方法加工的叶轮有用第一种方法造型的,航空发动机中机械加工的叶轮通常采用第二种方法进行造型。

完成直纹叶片造型需确定叶轮的子午流道形状、根尖回转面叶片角分布、根尖回转面叶片厚度分布、生成母线运动规律等参数。

a. 叶轮子午流道形状

方案计算时初步确定了叶轮进、出口几何尺寸及叶轮总宽度,确定详细的子午流道形状尚需给定叶轮子午流道根、尖处的型线。这两条型线通常有两种形式,圆弧加直线及离散点样条拟合,如图 5-24。

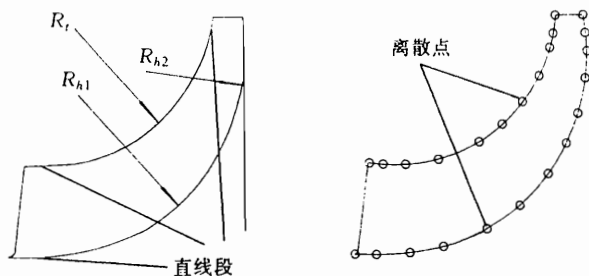


图 5-24 叶轮根、尖型线

叶轮初始子午流道形状可按直线加圆弧的型线给定,叶尖用一段圆弧,叶根用两段圆弧。叶尖子午型线的圆弧段半径应尽可能大,叶根处的圆弧半径则以使子午面流道面积均匀变化为准。

在叶轮叶片造型和 S_1 、 S_2 计算过程中,对叶轮子午流道形状进行调整,可以只对叶轮的型线半径及叶轮出口叶尖处的倾角 δ 作调整,也可改用离散点形式的根、尖型线。

b. 根、尖回转面叶片角度分布

根、尖回转面叶片角度分布的初始值根据方案计算结果确定,在计算中根据 S_1 、 S_2 结果调整。

方案计算结果给出了叶轮进出口气流角及落后角。叶片攻角在首次造型时可在叶根处取 $+3^\circ$,叶尖处取 0° ,在后面的调整过程中,按叶尖叶背攻角 0° ,叶根叶背攻角 $+3^\circ$ 取值。有了攻角和落后角即知道了叶轮进、出口的叶片角。

进、出口之间的叶片角初始分布由设计者根据经验给定,在后面的迭代中按 S_1 、 S_2 计算结果修改。经验表明,采用图 5-25 所示的角度分布规律可得到较满意的流场结果,这时的叶片即为所谓的 S 型叶片,见图 5-26。这种叶片能保证叶轮内的扩压比较均匀,在叶轮出口又能有效地卸载,气动性能明显好于其他类型的叶片。

c. 根、尖叶片厚度分布

叶片厚度选取的任意性比较大。厚度一般按二次曲线分布(图 5-27),叶片厚度根据 S_1 流面计算及强度计算结果进行调整。

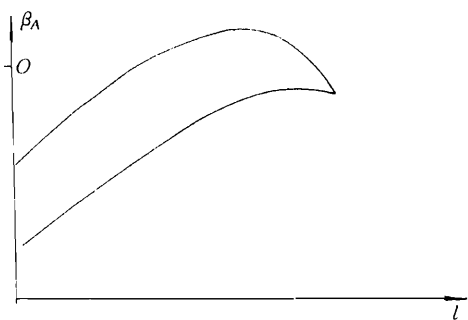


图 5-25 叶轮叶片根、尖叶片角变化规律

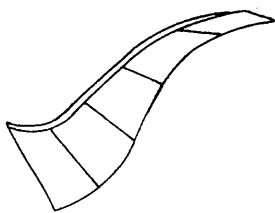
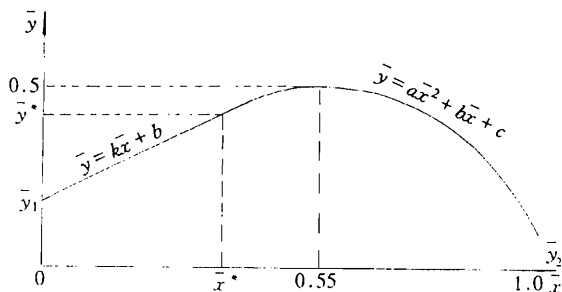


图 5-26 S形叶片



图中 x 为叶片相对弧长

图 5-27 叶轮叶片厚度分布

d. 根、尖叶型相对位置和生成母线

为完全确定整个离心叶轮的叶片形状,尚有两个因素需确定,即根、尖叶型在周向的相对位置及叶片生成母线的运动规律才能最终确定根、尖叶型之间的所有其他截面上的叶型。

根、尖叶型的周向相对位置的确定以叶片工作时的变形及应力最小为原则。叶轮在进口叶片高度最大、叶片厚度最小,最可能产生大的变形及由此带来的高应力,一般应以此处叶片根、尖截面在同一径向平面内来确定两叶片型面的相对位置。后弯叶片叶轮出口的变形也可能很大,设计中可通过调整叶片角变化规律使出口处叶片有一定的前倾,以减小其和径向面的夹角。

叶片生成母线运动规律有多种表示方法,这里推荐用生成线在子午面上的投影和垂线的夹角 θ 沿叶片叶尖子午弧长的变化的表示方法,如图 5-28。为保证叶片的加工性能及叶片的光滑性, θ 角的变化必须光滑、均匀,具体可用子午面根、尖型线的平均垂线的 θ 角作为生成线的 θ 角。

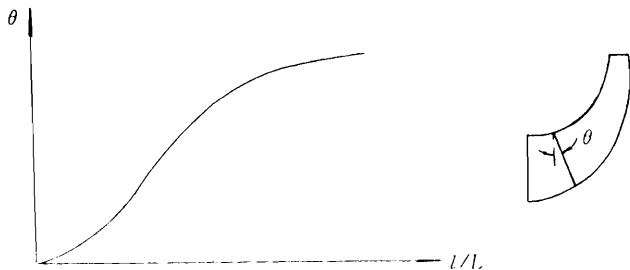


图 5-28 叶片生成线 θ 角

有了以上参数,即可在计算机上完成叶片造型,获得叶片后尚需检查叶片和径向面的夹角,应使其尽可能小以减小弯曲应力及变形。

(2) S_2 流场计算

有了设计好的叶轮叶片及攻角和落后角,即可得出 S_2 计算所需的整个叶轮内的气流角、叶片对于流道的堵塞等参数。这里应注意的是叶轮出口落后角的计算。采用在叶轮造型中的方法计算出的是平均落后角,需根据经验在叶高方向对落后角进行重新分配。一般取根、尖处落后角比中间的小 3° 到 4° 。叶轮的 S_2 计算必须和整个离心压气机的其他部件一起进行。

(3) S_2 流场计算

有了 S_2 的计算结果后,采用 S_2 近似计算程序求解叶片表面速度分布及叶片载荷。

(4) 流场及载荷检查

a. 光滑性

对流场的判断首先应对整个流场气动参数的光滑性进行检查,在叶轮内流动的光滑性可能因为叶片角变化、叶片厚度变化、叶片子午流道变化不均匀而变坏,也可因攻角不合适遭到破坏。如出现流动不光滑应查明原因并予以改正。

b. 进口参数

S_2 计算中,叶轮进口主要控制叶尖相对马赫数 M_{w1r} 及相对气流角 β_1 沿叶高的分布。 M_{w1r} 应控制其小于 1.4,通常应小于 0.95。进口轴向马赫数应控制在 0.7 以下。进口相对气流角沿径向的分布应尽量保持线性变化,以适应直纹面叶片的特点。

c. 出口参数

S_2 计算中,控制叶轮出口绝对马赫数和绝对气流角,其中绝对马赫数应小于 1.1,以免进入径向扩压叶片时马赫数太高。绝对气流角应使角度系数 λ_2 在 2.5 左右,以减小叶轮出口的掺混损失。

d. 叶轮进出口平均速度比值 W_1/W_2 。

S_2 计算中, W_1/W_2 不应超过 2.5。

e. 扩散因子及拟压力梯度

根据 S_2 流场结果,检查叶片内扩压、减速强度,主要有两种方法,即当地扩散因子法和拟压力梯度法。当地扩散因子法的思路直接来源于轴流压气机的扩散因子概念,但叶轮中要计算叶轮内每一位置的扩散因子,即当地扩散因子 D :

$$D = 1 - \frac{V}{V_1} + \frac{(rV_\theta) - (rV_\theta)_1}{(r+r_1)\sigma V_1} \quad (5-98)$$

式中, V 和 V_1 分别为当地和进口速度, σ 为稠度, r 为半径。 σ 为从进口到计算处的叶片弧长比上进口和当地栅距的平均值。

离心压气机中扩散因子或当地扩散因子作为载荷准则,由于缺乏相应的试验数据支持,其应用受到很大的限制。

拟压力梯度法考虑叶轮子午流道上的压力梯度及离心力的综合影响。拟压力由下式定义:

$$P_{pu} = P - \omega^2 R \quad (5-99)$$

拟压力梯度表征由于对气流分离有直接影响的流动减速所产生的逆压,排除了离心力引起的静压增加的影响。拟压力梯度用来表征当地载荷大小是很合理的,但它不能反映上流逆压产生的积累效果,在设计中可和当地扩散因子一起使用。拟压力梯度在整个叶轮中应变化均匀。

f. 沿叶高方向参数变化

S_2 流场中,叶高方向流动参数的变化也不应过大,一般控制叶尖和叶根相对速度比不大

于2。

g. 叶片载荷系数

由近似 S_1 计算中得到的叶片载荷系数 C_p 是叶轮中判断叶片载荷的主要依据。在整个叶轮流道内应保证 C_p 不大于0.7。

h. 叶片表面速度分布规律

叶片表面上的速度分布以图5-29所示的在进口下降、出口处稍有上升这样的规律较好。

根据以上检查,可确定叶轮气动设计是否合理,下面是常见的问题及其修改措施:

叶轮进口叶尖相对马赫数太高,可加大进口预旋或修改叶轮进口尺寸。修改进口尺寸时应注意轮毂比不要变化太大;叶轮出口绝对马赫数太高,可减小叶轮进口预旋或加大叶轮出口直径。改变叶轮出口宽度对出口绝对马赫数也有一定影响,但不明显;叶片根、尖子午速度比太大,可修改子午流道或进口预旋;叶轮内拟压力梯度分布不理想,可修改叶片角分布、叶轮子午流道等;叶片载荷系数太大,如只是小局部的问题可调整叶片角,如是大范围的载荷超标,可增加叶片数(考虑到叶片加工困难,可采用多排小叶片)、增加转速。

(5) 叶轮强度验算

叶轮转速高、叶片薄,且要承受弯曲应力,强度问题非常突出。得到气动上初步满意的叶片后,应进行强度验算,适时对叶片参数进行调整。

5.1.3.3 扩压器设计

叶片式扩压器设计方法和叶轮的设计方法差别很大。虽然在离心压气机级的 S_2 计算中同时包括了叶轮和扩压器,但 S_2 计算结果在扩压器设计中主要供扩压器和叶轮的匹配设计用。

扩压器内部流动很复杂,需对其进行简化。根据单元体概念,对扩压器的各组成部分可分别进行流场计算及气流设计。

(1) 无叶片扩压段

无叶片扩压段是介于叶轮和径向叶片扩压段之间的单元,它对进口马赫数及气流角适应性广及对气流的均匀要求不高优点,其通用形式在子午面上看为两条折线中间所夹的环形通道(图5-30)。无叶片扩压段设计需确定以下参数:

无叶片扩压段进口宽度 B_2

无叶片扩压段转折点宽度 B_{23}

无叶片扩压段出口宽度 B_3

无叶片扩压段转折点直径 D_{23}

无叶片扩压段出口直径 D_3

无叶片扩压段进口宽度 B_2 根据叶轮出口通道宽度 b_2 确定,保证在整个公差范围内都有

$$B_2 \geq b_2 \quad \text{及} \quad \frac{B_2}{b_2} \leq 1.1 \quad (5-100)$$

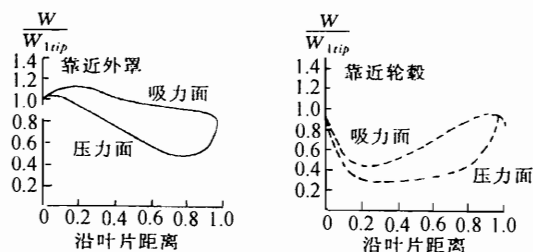


图5-29 叶片表面速度分布

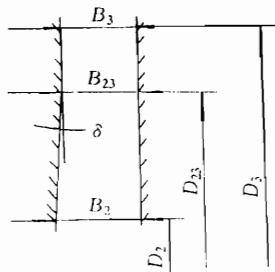


图5-30 无叶片扩压段子午流道

转折点宽度 B_{23} 一般和无叶片扩压段出口宽度 B_3 相等, 和进口宽度 B_2 则可以不一样。但由于气流在无叶片扩压段中沿螺旋线运动, B_{23}/B_2 的变化对流向压力梯度的影响并不明显, 设计中一般取

$$\frac{B_{23}}{B_2} = 1 \quad (5-101)$$

在 $B_{23}/B_2 \neq 1$ 时需确定 D_{23} , 可根据给定的斜角 δ 及 B_{23} 和 B_2 确定, 斜角 δ 取 $5^\circ \sim 15^\circ$ 。

无叶片扩压段出口直径 D_3 的选取遵循以下原则:

$$D_3/D_2 = 1.05 \sim 1.15;$$

$$M_3 < 0.96;$$

无叶片扩压段出口边界层不允许有分离。

无叶片扩压段内的流场计算公式详见 5.1.1.4。

(2) 径向叶片扩压段

径向叶片扩压段的流场计算可分半无叶片区和叶片区两部分进行, 从径向叶片段进口到喉道这一部分为半无叶片区, 从喉道到径向叶片段出口为叶片区, 见图 5-31。

半无叶片区和叶片区的流动特征有明显区别, 叶片区内的流动基本为一维的, 而半无叶片区的流动则非常复杂, 从进口近似于周向均匀的轴对称流变到其出口叶片喉道处的近似一维的流动。

叶片区内主流区按简单的一维流动计算, 在叶片壁面上进行边界层计算, 寻找分离点位置。

设计中对半无叶片区流场真正感兴趣的是径向叶片段喉道马赫数及流动堵塞系数, 它们的计算精度主要取决于半无叶片区边界层位移厚度的计算精度。将半无叶片区内流动作如下简化能在大大简化计算的同时很好地满足这两个参数的精度要求(图 5-32)。

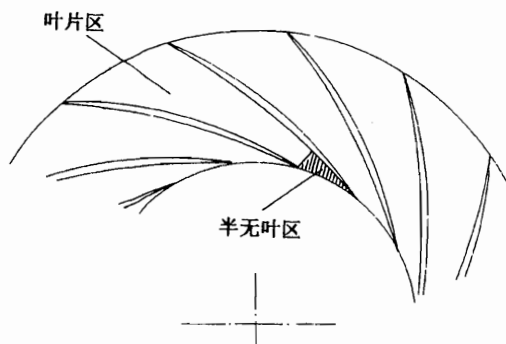


图 5-31 径向叶片段及半无叶区、叶片区分划

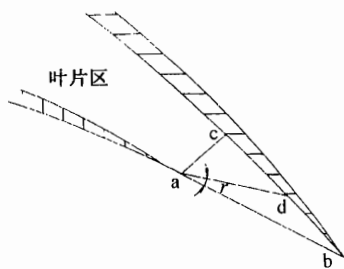


图 5-32 半无叶区流动简化

半无叶片区进口流动周向均匀, ab 线上的气动参数相等。

半无叶片区出口流动为一维均匀流, ac 线上的气动参数相等。

两者之间线段 ad 上的参数可近似认为相等, 其速度大小和角度 γ 成线性关系。

以上半无叶片区和叶片区的主流区计算都很简单, 其边界层计算可采用积分形式的边界层程序。由以上计算可最终得到喉道马赫数及喉道堵塞系数 B :

$$B = \frac{\text{边界层堵塞面积}}{\text{喉道几何面积}} \quad (5-102)$$

在半无叶片区及叶片区流场计算时,损失可按方案设计中给出的公式计算,其中半无叶片区和叶片区的损失各占一半。

叶片式径向扩压段的设计是一种半经验的方法,在以上计算的基础上仍需借助大量的二维平板式扩压器试验数据来对扩压段设计的好坏进行判断。径向叶片扩压段中叶片区的性能和二维平板扩压器的性能有对应关系。

影响二维平板式扩压器性能的主要有以下参数:

进口马赫数

进口高宽比

进口流量堵塞系数

扩压角

扩压器相对长度

图 5-33 为平板扩压器的试验结果,应用到径向叶片扩压段上,平板扩压器试验中的进口参数即为扩压段的喉道参数,扩压段从喉道到出口的中线长度即为试验中的平板扩压器长度。

现以单排径向叶片扩压段为例介绍径向叶片扩压段的具体设计过程。图 5-34 为单排径向叶片扩压段示意图,气动设计时需完成以下工作:

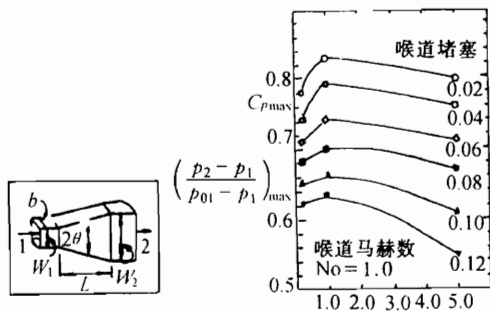


图 5-33 二维平板式扩压器试验结果

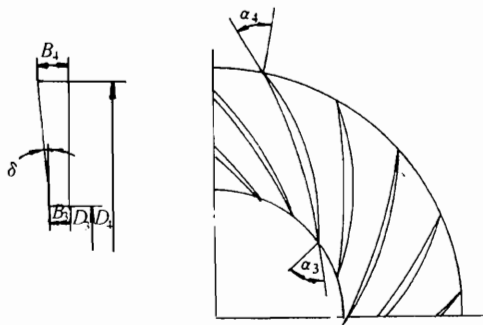


图 5-34 单排径向叶片扩压段

叶片进口角 α_{3b} , 径向叶片进口的马赫数 M_3 和气流角 α_3 已在无叶片段中计算得出。航空发动机中 M_3 较高, 径向扩压叶片攻角取零度, 即: $\alpha_{3b} = \alpha_3$ 。

叶片出口通道宽度 B_4 一般和进口宽度一致, 即 $B_4 = B_3$ 。在径向尺寸较紧张时, 也可取 $B_4 > B_3$, 但必须保证 $\delta \leq 5^\circ$ 。采用 $B_4 > B_3$ 的设计能在同样的出口直径下用较小的角度扭转达到同样的进出口流通面积比, 对性能有一定的好处, 但 $B_4 = B_3$ 的设计可大大降低加工难度并易于保证加工质量。

扩压段出口叶片角 α_{4b} 和出口直径 D_4 , 方案设计中确定的径向叶片出口直径 D_4 在设计中一般不作改动。叶片出口角 α_{4b} 由气流角及落后角计算:

$$\alpha_{4b} = \alpha_4 + \delta \quad (5-103)$$

$$\text{式中: } \delta = \frac{(0.41 - 0.002\beta_b)(\beta_{4b} - \beta_{3b})}{\text{sqrt}(\sigma) - 0.002(\beta_{4b} - \beta_{3b})};$$

$$\beta_b = \frac{1}{2}(\beta_{3b} + \beta_{4b});$$

$$\sigma = \frac{Z \log \left(\frac{R_4}{R_3} \right)}{2.73 \sin \beta_b};$$

Z ——扩压器叶片数。

叶片数的初值可按类似于轴流压气机的最佳稠度的概念计算：

$$Z_r = \frac{l}{t} \frac{2\pi \sin \frac{\alpha_{3b} + \alpha_{4b}}{2}}{\ln D_4/D_3} \quad (5-104)$$

式中, $\frac{l}{t}$ 为叶栅稠度, 其最佳范围为 $\left(\frac{l}{t} \right)_{opt} = 2.0 \sim 2.4$ 。

叶片数最终需根据对径向叶片扩压段几何及气动参数的诊断调整。

叶片造型, 由于通道高度小, 径向扩压段叶片在高度方向为直叶片。完成径向扩压叶片造型输入的参数有: 叶片进口直径 D_3 , 叶片出口直径 D_4 , 叶片进口角度 α_{3b} , 叶片出口角度 α_{4b} , 叶型, 叶片厚度。

扩压叶片采用薄叶片, 以便于加工为条件, 最大厚度可取 2mm 左右。扩压叶片叶型采用能适应高马赫数的双圆弧叶型。

造型时先求出满足叶片进出口角度及直径要求的叶片中弧线, 求出叶背、叶盆上的最大厚度点坐标及进出口小圆, 再求出过最大厚度点并和进出口小圆相切的圆弧, 即给出了整个叶片。

流场计算, 按前面介绍的方法计算叶片区及半无叶片区的流场。在计算叶片区内的参数时, 气流平均流动方向需计及槽道内的落后角, 在叶片槽道内从进口到出口按线性分布, 进口为 0° , 出口等于落后角。

几何参数诊断, 完成叶片造型后, 需对扩压叶片的喉道高度比 B_3/W (W 为径向扩压叶片段喉道宽度)、叶片通道扩张角 θ 及 $(A_w/A_g)N_1$ 进行检查。

根据前面介绍的平板扩压器试验, 其喉道高度比在 1 附近时扩压器的效率最高, 如 B_3/W 偏离 1 太多, 应修改叶片数来进行调整。

由平板扩压器试验可知, 存在着与马赫数及扩压器相对长度相关的最佳扩张角, 对航空离心压气机, 这一扩张角等于 $6^\circ \sim 8^\circ$ 。对径向叶片扩压段要计算叶片槽道内的当地扩压角和根据进出口计算的平均扩压角。局部当地扩张角可以大于 8° , 但平均扩压角必须小于或等于 $6^\circ \sim 8^\circ$ 。当地平均扩压角按下面的公式计算:

$$\text{平均扩压角} \quad \tan \frac{\bar{\theta}}{2} = \frac{W_4 B_4 / B_3 - W_3}{2l} \quad (5-105)$$

式中: l ——为叶片段弧长。

$$W_3 = \pi D_3 \cos \alpha_{3b} / z$$

$$W_4 = \pi D_4 \cos \alpha_{4b} / z$$

$$\text{当地扩压角} \quad \tan \frac{\theta}{2} = \frac{d(Wb/b_3)}{2dl} \quad (5-106)$$

式中: W ——当地槽道宽度;

B ——当地通道宽度;

l ——当地弧长。

根据试验, 为使离心压气机叶轮及扩压器两者匹配良好, $(A_w/A_g)N_1$ 应大于或等于 200,

(图 5-35)。(A_w/A_g) N_1 中 $A_w = A_x + 2A_{\Delta}$, N_1 为叶轮叶片数, A_s 、 A_{Δ} 及 A_g 的定义见图 5-36。

气动参数诊断, 检查喉道马赫数、喉道堵塞系数、进口马赫数和喉道马赫数之比、出口马赫数及出口气流角等。

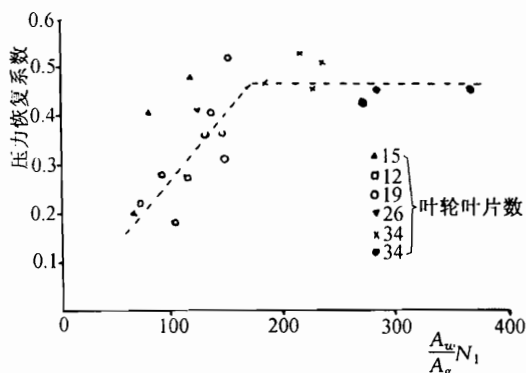


图 5-35 半无叶片扩压段端点压力恢复系数

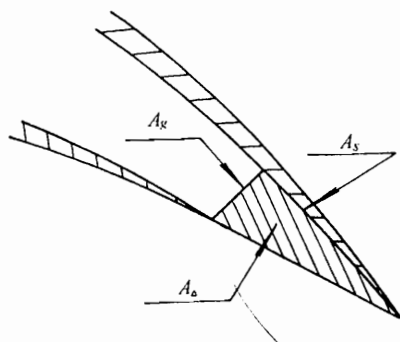


图 5-36 A_s 、 A_{Δ} 及 A_g 的定义

喉道马赫数应小于 1, 从径向扩压叶片进口到喉道流动不应减速太大, 能做到等速或稍稍加速最好。出口气流角的大小应保证进、出口气流扭角

$$\alpha_3 - \alpha_4 \leq 10^\circ \quad (5-107)$$

(3) 转弯段及轴向扩压段设计

以 90° 转弯段接平直轴向扩压段为例介绍它们的设计, 其他转弯角度下其设计和此类似。

内外通道从径向到轴向的转弯都可用简单的圆弧完成, 后接等通道轴向扩压段。转弯段及轴向扩压段的设计需确定以下几何参数:

转弯段内通道转弯半径 r_i

转弯段外通道转弯半径 r_o

轴向扩压段内通道直径 D_{sI}

轴向扩压段外通道直径 D_{sO}

轴向扩压段叶片轴向的长度 L

轴向扩压段叶片叶型

轴向扩压段叶片数

轴向扩压段叶片进口角

轴向扩压段叶片出口角

叶片厚度

转弯段和轴向扩压段设计可分两种情况进行, 即对轴向扩压段出口马赫数及气流角的值有明确要求、轴向扩压段内外通道直径已确定的情况, 和对轴向扩压段出口马赫数没有明确要求、只对气流角度的规定的情况。它们的设计步骤是不同的, 下面分别予以介绍。

第一种情况, 即轴向扩压段内外通道的直径已经给定, 这时首先要检查转弯段进出口面积比 S :

$$S = \frac{4D_4 B_4 \cos \alpha_4}{(D_{s5}^2 - D_{i5}^2) \cos \alpha_5} \quad (5-108)$$

S 应大于或等于 1, 以保证弯道中产生的分离流能再附着。如检查发现 S 小于 1, 可改用斜壁式径向扩压段, 增加转弯段进口宽度和面积。

转弯段半径和流动损失直接相关, 半径大损失小。但在离心压气机总的径向和轴向尺寸要求不变时, 转弯段半径增加会使径向扩压段的径向尺寸变小、叶轮及轴向扩压段的轴向长度缩短, 这些都会使损失上升。

内流道转弯半径可取 $r_1 \geq 1.5B_5$ 。

外流道的转弯半径 r_0 根据转弯段面积从进口到出口变化均匀的原则计算。

轴向扩压段内、外流道直径 D_{5I} 、 D_{5O} 为已知条件。

转弯段出口气动参数由方案计算中给定的方程计算。

轴向扩压段进口气动参数等于转弯段出口气动参数。

轴向扩压段出口气动参数为已知条件。

叶型和叶片厚度, 采用 10% 厚度的低速 C4 叶型。

叶片轴向长度

$$L \approx 1.5(D_{5O} - D_{5I}) \quad (5-109)$$

叶片数, 通过计算扩散因子和叶片稠度选取。轴向扩压段进口马赫数低、叶片转角大, 可采用较大的扩散因子 D 及叶片稠度。控制扩散因子小于 0.7, 稠度小于 2。

叶片进口角, C4 叶型叶片对攻角的适应范围大, 且轴向扩压叶片的前一排叶片为径向扩压叶片, 不出现失速时其出口气流角随流量的变化很小, 因此轴向扩压叶片的攻角选取自由度较大, 建议取 $+3^\circ \sim -3^\circ$ 之间。叶片角按下式计算

$$\alpha_{5a} = \alpha_5 + i \quad (5-110)$$

式中, i 为攻角。

叶片出口角, 按卡特公式计算出叶片落后角后, 再计算出叶片出口角:

$$\text{卡特公式} \quad \delta = \frac{(\Delta\beta - 1)m_c \sqrt{1/\sigma}}{1 - m_c \sqrt{1/\sigma}} \quad (5-111)$$

式中:

$$m_c = 0.92(a/c)^2 + 0.002\beta_2$$

$$\frac{a}{c} = \frac{\text{最大弯度点至入口边距离}}{\text{弦长}}$$

叶片角

$$\alpha_{6b} = \alpha_6 + \delta \quad (5-112)$$

叶片造型, 根据以上步骤得到的进出口叶片角及叶片厚度, 按标准叶片造型程序进行 C4 叶型叶片造型。叶片中弧线采用抛物线, 最大弯度可取在 30% 弦长的位置。

S_1 流面及边界层计算, 在完成叶片造型后采用标准的 S_1 程序及边界层程序进行 S_1 流场计算及叶片上分离点位置检查。分离点在靠近尾缘 20% 的范围内都认为设计合理。

第二种情况由于只对出口气流角有具体要求, 轴向扩压段内外通道直径可由设计者做一些调整。轴向扩压段内通道直径可根据径向叶片出口宽度、直径及 $r_1 \geq 1.5B_5$ 的条件初步确定, 外通道直径可通过选取转弯段进出口垂直于流向的面积比 S 确定。

$$\rho_5 C_{u5} R_5 = \rho_4 C_{u4} R_4 \quad (5-113)$$

$$\rho_5 C_{m5} \frac{D_{o5}^2 - D_{i5}^2}{4} = \rho_4 D_4 B_4 C_{m4} \quad (5-114)$$

$$S = \frac{4D_4 b_4 \cos \alpha_4}{(D_{o5}^2 - D_{i5}^2) \cos \alpha_5} \quad (5-115)$$

$$\tan \alpha_5 = \frac{V_{u5}}{V_{m5}} \quad (5-116)$$

$$P_5^* = \sigma_{45} P_4^* \quad (5-117)$$

$$T_5^* = T_4^* \quad (5-118)$$

$$\sigma_{45} = 1.001875 - 0.03125\lambda_4 \quad (5-119)$$

S 可取在 1.0~1.1 之间。在确定出轴向扩压段内外通道直径后,轴向扩压段也即整个离心压气机级的出口气动参数可由下列各式计算:

$$\rho_6 C_{m6} \frac{D_{o6}^2 - D_{i6}^2}{4} = \rho_4 D_4 B_4 C_{m4} \quad (5-120)$$

$$\tan \alpha_6 = \frac{C_{u6}}{C_{m6}} \quad (5-121)$$

$$P_{06} = \sigma_{56} P_{05} \quad (5-122)$$

$$T_{06} = T_{05} \quad (5-123)$$

$$\sigma_{56} = 1.0034 - 0.0385\lambda_5 \quad (5-124)$$

外流道转弯半径及轴向扩压器叶片设计和第一种情况完全一样。

(4) 管式扩压器

管式扩压器设计技术为加拿大 PWC 公司的专利。它是由周向均布的管子组成,其进口为一排以一定角度周向均布的锥形孔所形成的相贯线。管式扩压器这种独特的进口形状使其几何进口角沿通道高度的变化趋势和气流角的变化一致,因而有可能获得比叶片式扩压器更高的效率。

5.1.4 全三维气动计算

为提高压气机设计的可靠性,保证获得更好的压气机性能,必须对压气机内的三维流场有清楚的了解,这就需求解全三维 $N-S$ 方程。

5.1.4.1 计算网格

计算网格的密度在一定程度上决定了三维 $N-S$ 方程流场计算的精度。在边界层、激波、间隙等流动变化剧烈的区域内,如网格密度不够,则求解 $N-S$ 方程所得的结果不能反映真实情况。

由于间隙对叶轮流动的影响显著,在进行叶轮三维流动计算时一般要求计入间隙影响。除了网格密度外,网格的正交性、畸变度、连续性以及疏密分布的合理性对计算结果也有很大的影响。

5.1.4.2 紊流模型

目前,所有紊流模型都是以一定的试验为基础,其使用范围都有限制:对离心压气机,可选用带壁面修正的 $k-\epsilon$ 模型。

5.1.4.3 边界条件

离心压气机 $N-S$ 方程求解的边界条件和轴流压气机有一定的区别。现以叶轮为例具体说明。在计算叶轮三维流场时,其进口边界条件和轴流压气机转子一样,但在出口两者的情况有所差异。对轴流压气机转子,其叶高方向为径向,下游边界离叶片尾缘足够远时其流动遵守径向平衡方程,可只给径向上一点的静压。而叶轮出口叶高方向为轴向,出口边界上必须给出沿叶高整个通道上的静压分布。

5.1.4.4 计算结果的分析应用

三维计算的最后一步就是对计算结果的后处理和分析应用。

5.1.5 离心压气机非设计点气动参数计算

以上介绍的均为设计点参数的计算,本节介绍离心压气机非设计点参数计算。设计点是设计气动计算时所采用的状态,对直升机设计点取最大状态点。压气机偏离设计状况工作时的性能称为非设计点性能,离心压气机在不同状态下的性能用特性图表示。

离心压气机只能在一定流量范围内工作,小于这一范围压气机出现失速或喘振,大于这一范围压气机出现堵塞。不同转速下喘点相连即得到压气机的喘振边界,在这条线的左边压气机不能正常工作。非设计点性能计算就是计算在不同转速下压气机喘点流量、堵塞点流量及在这两流量间压气机的性能。

5.1.5.1 喘振及失速

在同一转速下压气机压比随流量减小而上升,最终达到最高压比,流量进一步减小时压比会变小,离心压气机进入不稳定工作区。离心压气机不稳定工作有两种,即失速和喘振。

喘振裕度是用来表示压气机工作离开喘点位置的一个参数,它越大表示压气机的工作越安全。喘振裕度具体计算方法主要有综合裕度和压比裕度两种,压比裕度计算同一流量下喘振边界上的压比和工作点压比之比。综合裕度用于计算同一转速下工作点参数和设计点参数的关系。在设计计算中工作点用设计点代替。裕度计算公式见第4章。

5.1.5.2 堵塞点

堵点为给定转速下压气机所能通过的最大流量点。在航空发动机中出现的一般为由面积限制的堵塞,可按临界截面上达到声速的条件确定堵塞流量。

5.1.5.3 特性计算

喘点和堵点之间的性能计算方法很多,基本可分为两个类型。第一类根据以前试验过的相近机种或部件特性,计算新的压气机的特性。第二种为半经验方法,采用离心压气机各组成部件的性能计算经验公式,计算整台压气机特性。这两种方法不存在好坏之分,如能得到有关数据,用第一种方法简单而精确,在没有数据时则需用第二种方法进行估算。

采用半经验方法计算离心压气机性能及气动参数时,必须知道离心压气机各部件性能的计算方法,然后再按一定规则进行叠加。这一方法成立的前提条件是离心压气机中各部件性能独立,能通过进出口平均参数确定部件工作点位置。在航空离心压气机中流动基本周向均匀,这一条件成立。现介绍一种简单的半经验方法来获得各部件的性能。

(1) 导流叶片

导流叶片为收缩通道,且在导流叶片中马赫数很低,多采用低速叶型,可以认为导流叶片中不会出现失速和堵塞。导流叶片中的损失也很低可认为其损失在所有攻角范围内都等于设计点的损失。导流叶片出口落后角可采用和设计点相同的计算公式。

(2) 叶轮

对叶轮的性能计算包括在所选取转速下叶轮的失速及堵塞流量、各流量下的压比和效率、最终为叶轮进出口截面上的气动参数。

叶轮堵塞流量可简单按叶轮进口总温、总压及叶轮喉道面积计算最大流量 G_b 。

$$G_b = \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \frac{P_t A_e}{\sqrt{T_t}}} \quad (5-125)$$

式中, A_e 为叶轮喉道有效面积, 等于喉道几何面积乘以喉道流量堵塞系数(按设计点的值), P_t 及 T_t 分别为叶轮喉道总压及总温(可近似认为等于叶轮进口总压、总温)。

叶轮失速流量可根据经验由攻角确定, 在流量减少到某一攻角时即认为叶轮已经失速。叶轮进口为超、跨声时这一攻角可取为 8° , 对亚声情况取 15° 。这样喘点流量的计算实际上只是叶轮速度三角形的计算。

叶轮零攻角时的效率按方案计算中的公式计算。喘点效率按其相对总压损失为最高效率时的两倍计算, 堵点效率按相对总压损失为最高效率点的三倍计算。

其他流量下效率的分布按失速前和失速后两个区域计算。从堵点到失速点效率按下式计算:

$$\eta = AG^3 + BG^2 + CG + D \quad (5-126)$$

式中, 系数 A 、 B 、 C 、 D 按堵点、零攻角点、喘点三点的流量、效率再加上假设零攻角点效率最高的条件确定。

失速后效率取下面两条直线中斜率大的一条: 从喘点到零流量点效率按线性分布, 并假设零流量点效率为零; 和式(5-126)在喘点相切的直线。

叶轮出口气流角按滑移系数计算, 滑移系数在各流量和转速下都按方案计算中的公式计算。

(3) 无叶片扩压段

由于航空用离心压气机级都采用叶片式扩压段, 且 D_3/D_2 都很小, 一般不会在无叶片段出现失速。且无叶片段中如流量减小, 气流和径向夹角加大, 流动的摩擦损失加大, 但同时叶轮出口后的掺混损失减小, 两者相抵后可近似认为不变。无叶片扩压段的计算可完全按方案中的公式近似计算。

(4) 径向叶片扩压段

用喉道面积计算堵点, 用攻角计算喘点, 根据零攻角时的损失计算两个极限流量下的损失, 所用方法除喘点攻角不同外其他完全和叶轮相同。在扩压器通道内气流马赫数沿叶高方向基本不变, 径向叶片扩压段喘点攻角比叶轮要小些, 对超、跨声速情况取 6° 左右, 对亚声速情况取 10° 左右。

(5) 转弯段和轴向扩压段

由于其前面的径向叶片扩压段同为静子件, 转弯段和轴向扩压段前面的进口气流角几乎不随流量及转速变化, 且这两个部件的马赫数都很低, 使转弯段和轴向扩压段非设计点性能计算完全可以采用方案计算中所给的公式。

(6) 特性叠加

以上列各部件性能计算为基础的压气机特性计算程序可在计算机上对压气机不同转速的性能进行计算。对进口标准大气状态任一转速 n 下, 某一进口流量 G 的性能可按下列步骤进行: 有导流叶片时, 计算导流叶片出口气动参数, 包括气流角 α_1 、总温 T_{t1} 、总压 P_{t1} 及按导流叶片出口参数换算到标准 n_1 状态的流量 G_1 和转速 n_1 ; 计算叶轮在转速 n_1 及进口气流角 α_1 下的喘点及堵点流量, 如 G_1 大于叶轮堵点流量终止计算, 如小于它则用前面介绍的方法计算叶轮的压比、效率、进出口总压及总温比、出口绝对气流角等所有一维平均参数; 按基本相同的方法计算扩压器各单元的性能, 如发生堵塞则终止计算。如无堵塞即可得到这一流量下各部件的总压比及总温比; 根据计算出的各部件总压比及总温比, 计算压气机进出口总的压比及温升, 从而计算出压气机总的效率; 对不发生堵塞的所有流量完成以上计算过程; 在计算时若点

的间隔足够密,各部件都不发生堵塞的最大流量点即为压气机的堵点。压气机喘点可取压比最大的点。

5.1.6 离心压气机扩稳措施

离心压气机的扩稳措施通常采用的有可调叶片和放气两种方法,也可采用机匣处理等方法来扩稳。

5.1.6.1 放气

单级离心压气机一般在叶轮中间放气,通过在叶轮外罩上开环形的缝实现。

环形缝的位置使其具有以下功能,见图 5-37。

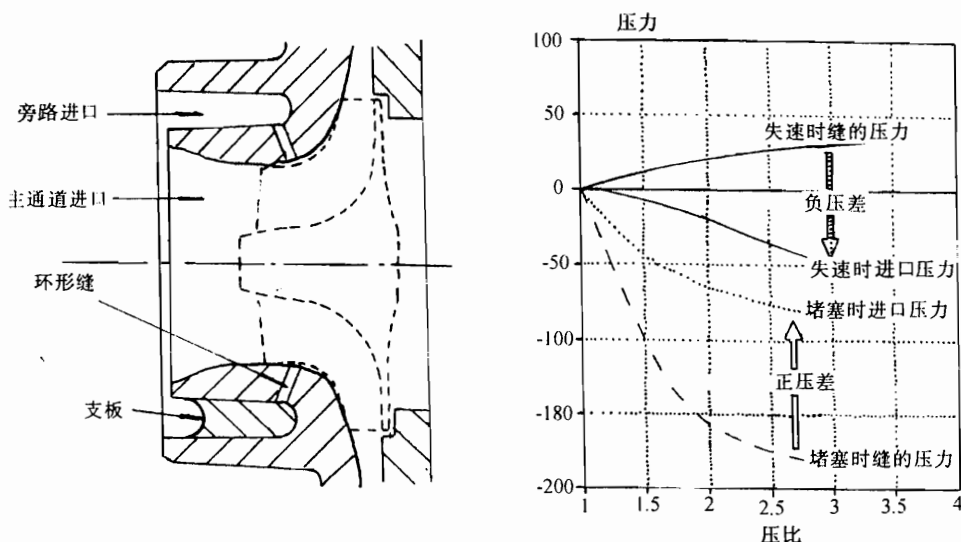


图 5-37 离心压气机中的放气方式

在堵塞流量时,开缝处叶轮中的静压比叶轮进口的静压低,气体能通过这一旁路进入叶轮,从而在不改变叶轮喉道面积的条件下增加叶轮的通流能力。

在失速流量下,叶轮中相应位置上的静压比叶轮进口处的高,气体通过开缝流出叶轮后再从叶轮进口进入叶轮,从而在不增加压气机总的进口流量时进入叶轮进口的流量增加,达到扩稳目的。

在设计流量下,开缝处叶轮中的压力应和叶轮进口静压基本一样。

5.1.6.2 可调静子叶片

可调叶片通过加大叶轮进口预旋来减小叶轮攻角,从而使叶轮的失速流量得以减小。离心压气机采用可调叶片时不要采用过大的调节角度,以免可调叶片和机匣间的间隙及攻角太大,一般控制在 30° 以内较好。

5.1.6.3 机匣处理

离心压气机的机匣处理一般在叶轮进口及径向扩压段进口进行,图 5-38、图 5-39 为两个成功的例子。

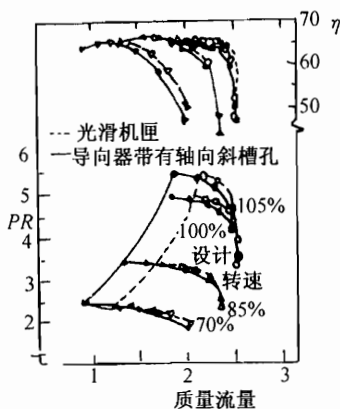


图 5-38 叶轮进口机匣处理的影响

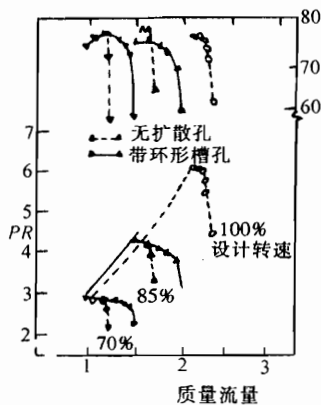


图 5-39 扩压器进口机匣处理的影响

5.1.7 多级离心压气机气动设计

现代航空发动机中多级离心压气机一般为双级离心。和轴流、离心组合压气机相比,双级离心式压气机具有级数少、单级压比大、零件数少、机械可靠性高、轴向长度短及工作范围宽等优点。

双级离心设计中首先要确定的是各级加功量及转速。这两个参数相互依赖,转速,特别是对采用双转子(两级采用不同的转速),还是单转子(两级采用同一转速)在很大程度上决定了各级最佳压比分配。

单转子设计有以下特点:

结构简单,可靠性高;两级离心间的匹配困难,对提高效率不利。

单转子双级离心压气机气动设计上的困难主要是因为,第一级进口折合流量将比第二级进口的大很多,如两级离心压气机的加功量差不多,两离心压气机级的比转速差别较大,难以使它们同时都在最佳值附近。比转速的差别如通过加大第一级加功量的方法来缩小,会带来两级离心压气机在径向尺寸上相差较大,从而增加整个离心压气机的最大截面积及体积,这在航空发动机中是绝对不希望出现的。

双转子设计的特点和单转子的相反,其效率和级间匹配都要比单转子好得多。两级离心压气机的尺寸、加功量、比转速等都能达到较佳的配合效果。

方案计算可由双转子方案开始,两级的压比可按等能量头系数的原则进行分配。

能量头系数:
$$\varphi_{ad} = \frac{h_{ad}}{U_2^2} \quad (5-127)$$

式中: U ——各级叶轮出口轮缘速度;

$$h_{ad} = \frac{\gamma}{\gamma-1} RT_{01} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$
 为各级绝热压缩功。

双级离心压气机中各级的比转速都可取在最佳范围附近,在确定转速时要考虑使两级叶轮的径向尺寸基本一样。

初步计算出各级的压比及转速后,和发动机总体及结构设计协调,如采用双转子及所得出的转速,则可进入下一阶段的详细方案及气动设计。如不能使用双转子,则可将压气机转速初

步定在各级最佳转速的平均值并重新分配各级压比。用以上方法得出的压比和转速只是初值,应根据详细方案计算结果进行适当调整。

定出各级压比及转速后即可开始进行各级详细方案及气动设计。除回流段及级间匹配外双级离心压气机的设计和单级一样。

5.1.7.1 级间转接段设计

两级离心压气机级间转接段从第一级离心径向叶片扩压段出口开始到第二级离心进口结束,包括一个 180° 的转弯段及回流器,图 5-40。从子午面上看,气流在弯道中从径向叶片扩压段出口的径向向外变为径向向内,再进入回流器叶片进行整流后转为轴向,以一定的周向角度进入第二级离心压气机。转接段的设计目标是要使气流以最小的损失完成这一过程,同时要求其出口气流尽量均匀。

单元体设计思想也适用转弯段和回流器,可分别对它们进行设计。

(1) 弯道设计

图 5-41 为转弯段子午流道,图上同时标出了其所有的几何尺寸。转弯段内外通道都可用一段圆弧完成转弯,设计中要确定的参数有内外通道圆弧半径 R_1 、 R_2 及转弯段出口宽度 B_5 。(弯道的内通道用圆弧,外通道由等流通面积变化率确定会更合理,这里内、外通道都采用圆弧只是为了使介绍更简单。)

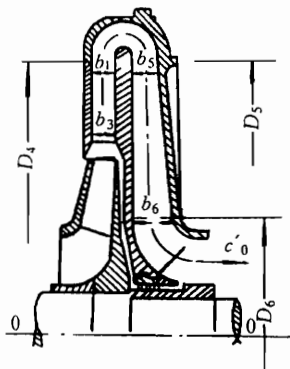


图 5-40 多级离心压气机级间转接段

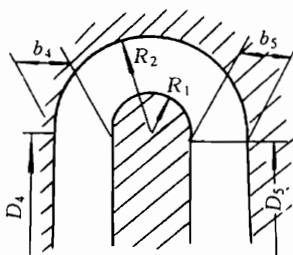


图 5-41 弯道子午流道

a. 弯道出口宽度 B_5

这一宽度的确定主要考虑转弯段进出口速度比,可取其宽度和进口宽度相等,即 $B_5 = B_4$ 。也可使出口宽度稍小于进口宽度,以使转弯段形成一面积收缩的通道,以改善流动,这时可取 $B_5 = B_4 / (1.02 \sim 1.05)$

b. 转弯段出口截面直径 D_5

转弯段出口截面的直径等于进口截面直径: $D_5 = D_4$ 。

c. 转弯段内、外通道转弯半径

转弯半径越小流动在弯道内的加、减速过程越剧烈,可能造成的分离越大。但转弯半径加大,会使整个压气机的径向和轴向尺寸都增大。

根据经验内流道转弯半径 R_1 可取和弯道进口宽度基本一样,这时弯道内的分离一般能再附着。外流道半径按流通面积变化平缓的原则选取。如加工允许,外流道也可不采用圆弧,而直接按流通面积线性变化的原则计算。

d. 弯道导流叶片

为减小转弯段中的损失并使其出口流场更均匀,可在转弯段中加导流叶片。

e. 转弯段计算

现以转弯段进出口宽度不变且转弯段内无导流叶片的情况为例介绍其流场计算。气流在转弯段内的运动可按周向和子午方向分别考虑。近似可认为弯道内的流动无粘、不可压,其周向流动遵守动量矩守恒定律,在子午方向遵守质量守恒,同时弯道内气体的离心力和压力达成平衡。以下为弯道计算中用到的主要方程:

$$\text{动量矩守恒} \quad C_{u5}D_5 = C_{u4}D_4 \quad (5-128)$$

$$\text{离心力压力平衡} \quad \frac{\partial p}{\partial r} - C_m^2 r = 0 \quad (5-129)$$

$$\text{质量守恒} \quad G = \int_0^B \rho C_m (\pi D) db \quad (5-130)$$

$$\text{总压} \quad P_t = p + \frac{1}{2} \rho C^2 = \text{常数} \quad (5-131)$$

根据以上各式,在弯道出口处周向速度均匀分布

$$C_{u5} = C_{u4} \quad (5-132)$$

如弯道出口子午方向的速度也均匀分布,按流量守恒定律,出口的子午速度应和进口一样:

$$C_{m5} = C_{m4} \quad (5-133)$$

由式(5-132)及式(5-133),弯道进出口气流角一样

$$\alpha_5 = \alpha_4 \quad (5-134)$$

以上计算是在无粘及流场均匀的情况下得到的,实际上在弯道出口周向速度均匀,但由于弯道内的离心力沿流道高度方向不均匀,靠近内流道的地方子午速度高,外流道处子午速度低。不均匀的子午速度将使其平均值比均匀分布时的子午速度高,从而导致弯道出口气流角 α_5 比 α_4 小。考虑到实际流动中粘性的影响,实际 C_{u5} 比按无粘计算得出的值要低,这将进一步使 α_5 减小。

经验表明,在 $B_5 = B_4$ 或 $B_5 = B_4 / (1.02 \sim 1.05)$ 时,由于粘性及子午速度分布不均匀性的影响,弯道出口处气流角将比用无粘和均匀出口假设计算出的气流角减小大约 4° 。如在弯道中装有叶片,则由于出口流场将更均匀,这一角度减小将比 4° 低。

如以 α_{5I} 表示未经修正的由无粘及均匀出口流场假设计算出的气流角,则可按下式近似计算转弯段实际出口角

$$\text{转弯段无导流叶片} \quad \alpha_5 = \alpha_{5I} - 4^\circ \quad (5-135)$$

$$\text{转弯段有导流叶片} \quad \alpha_5 = \alpha_{5I} - 2^\circ \quad (5-136)$$

计算出的弯道出口角将用于回流器中叶片进口角度的选取。回流器叶片进口马赫数低,且其叶片槽道为收敛或扩压度很小的通道,对攻角的适应性好,用以上方法得出 α_5 完全能满足设计要求。

(2) 回流器

回流器的作用是使弯道出口气流以设计者要求的条件进入下一级离心压气机,其流道形式如图 5-42。回流器出口一般为平通道,气流和子午面夹角根据下一级离心压气机进口的要求确定(一般为轴向)。为保证出口气流的要求,回流器中都装有沿叶高方向不扭的直叶片。

a. 叶片数

回流器叶片数可按 D_6 及回流器叶片出口中径两个截面上的叶片高度和叶栅槽道宽度之比

的平均值在1附近的原则确定。初始计算时,叶片数可选为15片。

以上原则主要考虑回流器出口的情况,如叶片在进口处太少则可采用小叶片。

b. 叶片进出口角

回流器叶片进出口角度按气流角加上攻角及落后角计算。进口气流角就等于弯道出口气流角 α_5 , 攻角可取 0°

$$\alpha_{5A} = \alpha_5 \quad (5-137)$$

回流器叶片出口气流角 α_6 按下一级

离心压气机要求的进口气流角进行计算,落后角 δ 根据经验统一取为 6° 。叶片角按下式计算:

$$\alpha_{6A} = \alpha_6 - \delta \quad (5-138)$$

c. 叶片造型

回流器采用双圆弧叶片,和径向扩压叶片的双圆弧叶片使用同一程序。回流器内马赫数低,采用厚叶型。回流器叶片的前后缘厚度也不相同,前缘马赫数低,采用较大的厚度,后缘为减小尾迹损失及叶片对流道的堵塞,采用较小的厚度。

d. 回流器子午通道

回流器子午通道中的 B_5 、 D_{71} 、 D_{70} 为已知参数,需确定 B_6 、 D_6 、 r_{71} 及 r_{70} 。这几个参数的确定需和回流器叶片造型迭代进行,计算时考虑以下因素:从截面6到回流器出口,面积收缩比控制在1.02左右;在保证尺寸要求的前题下,采用大的转弯半径;保证叶片槽道内的当量扩张角不大于 9° ,如扩张角太大可增加叶片数或采用分流叶片;回流器出口应有一段平直段,以减小小叶轮进口根、尖速度差。

(3) S_2 计算

用 S_2 程序对整个双离心压气机进行计算,对转弯段及回流器各截面气动参数沿叶高方向的变化进行分析,对叶型进行详细调整。

除转弯段和回流器外,双级离心压气机其他部件的设计和单级离心压气机的完全一样。

5.1.7.2 级间匹配设计

单独设计很完善的两个离心压气机级,还必须能很好地匹配工作,才能保证组合起来的双级离心压气机的性能。良好的匹配不仅指在设计点能相互协调工作,在非设计点也应保证有令人满意的性能。下面介绍双级离心压气机匹配设计。

(1) 设计点匹配设计

在确定了设计点各级压比、转速后,级间匹配设计是双级压气机最终成功与否的决定因素。匹配设计中的误差会使实际进入离心压气机级的流量与设计值有较大偏差,由此引起的攻角变化会使在叶轮等部件设计中进行的大量复杂的计算、分析变得没有意义。为保证双级离心压气机级间的良好匹配,设计时必须做到以下几点:

a. 保证第一级出口的气动参数(包括沿叶高方向的分布)满足第二级对进口气流的要求。

b. 为保证第二级离心压气机进口流场更均匀,设计中应使第一级的回流器出口从径向到轴向的转弯段通道面积不扩大(最好稍有收敛),如以 F 表示垂直于子午面的面积,则设计应保证 $F_6 \cos \alpha_6 \geq F_7 \cos \alpha_7$ 。

c. 回流器从径向到轴向的转弯半径尽量大以确保流动均匀。这一半径小将使第二级叶轮

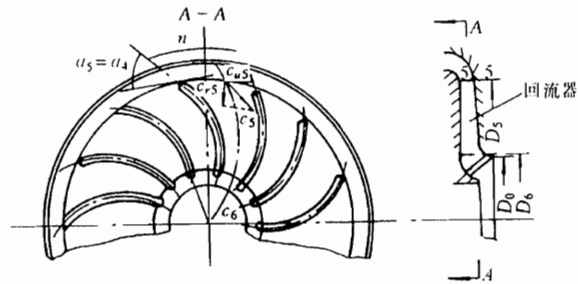


图 5-42 回流器

进口的叶尖子午速度上升,加大了叶轮进口叶尖马赫数,同时气流在进入叶轮后还会在叶尖处出现减速,进一步恶化叶轮进口的流动。

d. 气动设计阶段应将两级离心压气机放在一起进行 S_2 流场计算,以保证一、二级交界面上的气动参数径向分布的匹配。

e. 双级离心压气机在结构允许时最好采用双轴。这时两级离心压气机都能分别达到各自的最佳性能,为最终双级离心压气机的性能提供可靠保证。

f. 采用放大压比设计降低压比使用的方法,以保证足够的喘振裕度。压比放大量可平均分配到两个级上。

实际设计时要准确计算一、二级间的气动参数有一定的困难。首先,目前压气机设计计算不是非常准确,各级最终得到的压比、流量、效率等值与设计值总有一定差别,从而有可能导致匹配不好。再则,即使知道双级离心压气机中各级单独工作时的准确特性,由于第二级离心压气机在多级环境中的进口流动堵塞和其单独工作时不同,而流动堵塞系数正是不能准确计算的一个经验参数,由此会带来匹配计算的不准确。

(2) 非设计点匹配设计

由于无量纲流量函数的变化通过第一级时会有一放大的作用,在非设计点两离心压气机级的流量范围并不都能在双级离心压气机中得到充分利用。如以 F 表示流量系数则

$$F = m \frac{\sqrt{C_p T_t}}{A P_t} \quad (5-139)$$

$$\frac{F_2}{F_1} \approx \pi^{-0.85} \approx \frac{1}{\pi} \quad (5-140)$$

图 5-43(a)、(b)分别列出了以离心压气机级进、出口参数无量纲化的流量函数和级压比的关系。进口流量增加时压比下降,以出口参数无量纲化的出口流量函数比进口流量函数下降得更快。如两级的特性一样,且设计点在特性图上的同一位置,则由于第一级的流量放大作用,第二级比第一级要先进入堵塞点和喘点。

双级离心压气机各级在非设计点的匹配工作,可由图 5-44 双级离心压气机及其各级的

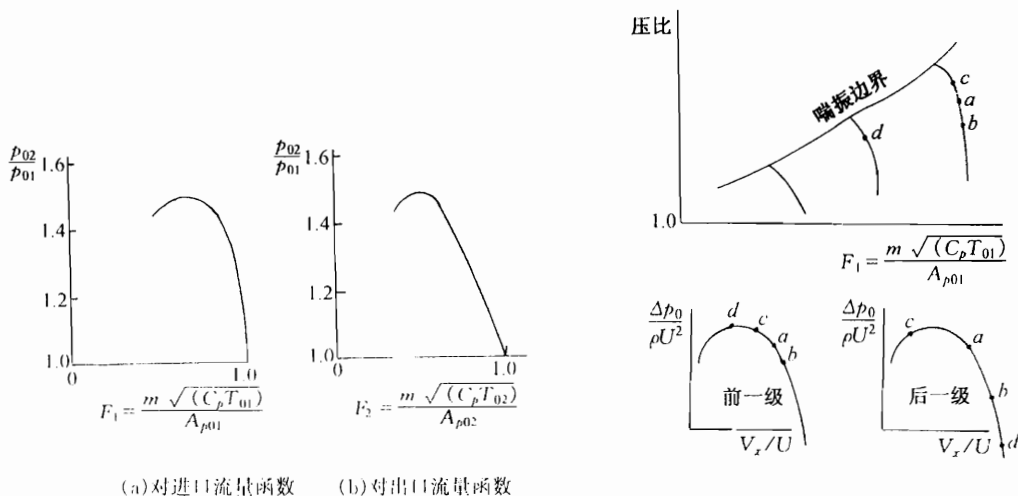


图 5-43 离心压气机级进出口流量函数

图 5-44 双级离心各级的匹配情况

特性来表达,图中 a 点为设计点。在 1.0 转速上当进口流量减小到 c 点时,由于第一级的流量偏差放大作用,第二级离心压气机可能已在最高压升的左边工作。同样,在流量增大到 b 点时,第二级离心压气机可能已在靠近堵塞点的位置工作。由此图也可以看到,双级离心压气机中的某一级在失速区工作是完全可能的,只要组合起来的双级离心压气机在最高压力点的右边工作即可。双级离心压气机发生喘振的条件为其总压比 $\pi_c = \pi_{c1} \times \pi_{c2}$ 对流量的导数大于 0。

$$\frac{1}{\pi_{c1}} \frac{d\pi_{c1}}{dG} + \frac{1}{\pi_{c2}} \frac{d\pi_{c2}}{dG} \geq 0 \quad (5-141)$$

在 c 点虽然第二级在正斜率区工作,但第一级在负斜率区工作,只要上式不成立,双级离心压气机仍能很好地工作。

图中 d 点为转速低于设计转速的点,由于转速降低,第一级的加功能力比设计转速时低,进入第二级离心压气机的无量纲流量系数上升(也可用容积流量),而第二级的流道是固定的,并不能随转速变化,从而限制了通过压气机的流量。这一特点使低转速时双级离心压气机第一级通常在最高压升的左边工作,即在失速区工作,而第二级在堵塞点流量下工作。

针对以上问题,在双级离心压气机设计中可采取以下措施来改善其非设计点的匹配状态。

- 考虑到第一级对容积流量的放大作用,应适当地降低第二级的加功量及马赫数水平,以扩大其裕度。
- 考虑到非设计转速时第二级的节流作用,采用级间放气减小进入第二级的进口流量。或在第一级采用可调进口导流叶片,在低转速时关小导流叶片角度降低第一级的喘点流量。
- 采用双轴,从根本上保证两个离心压气机级的参数都在最佳范围附近。

5.2 组合压气机设计

中小流量发动机的压气机随着压比的提高,后面级的通道高度越来越小。整个压气机都采用轴流级时,后面级的效率将非常低。如采用双级离心压气机,则一方面流道转弯太多会带来效率下降,另一方面在采用双轴时还会有结构复杂的问题。

中小流量发动机通常采用轴流加离心的组合压气机,即前面几级采用轴流,在最后加一级离心压气机级。组合压气机结合了轴流级的流道平滑、效率高、适应较大进口流量及离心级适应小流量、工作范围宽广、零件少及可靠性高的特点,在现代航空发动机上得到了广泛应用。

组合压气机设计的基础是其中的轴流级和离心级的设计,有关轴流级及离心级的设计请参见手册有关部分。本节主要介绍组合压气机中轴流级和离心级设计的特点,以及轴流级和离心级间的匹配。

5.2.1 组合压气机设计特点

组合压气机在同一台压气机中既有轴流级又有离心级,两者有机结合共同完成对气体的压缩。它主要用于中小流量的发动机,压气机尺寸小、转速高。这些特点使其气动设计明显不同于多级轴流压气机或双级离心压气机。

5.2.1.1 压比分配

从压气机总的轴向长度方面考虑,应尽量减小组合压气机中轴流的级数,加大离心级的压比及每一级轴流作功能力。

从效率方面考虑,由于在通道不太窄时轴流级的效率通常比离心级要高,同时离心级压比

太高会带来喘振裕度较大的下降,因此适当增加轴流压气机的压比会对组合压气机的性能有好处。

综合两方面的因素,目前先进组合压气机离心级的压比都在 $3.5\sim 4.0$,轴流一般为 $2\sim 5$ 级。进行压比分配时,除以上因素外还必须兼顾发动机总体在引气等方面的要求。

5.2.1.2 转速

组合压气机流量小、尺寸小,设计转速远比大流量发动机压气机的高。由于组合压气机中前面级采用了适于大流量的轴流级,而后面则为适于小流量的离心级,从而使简单的单轴结构成为组合压气机的合理选择。

5.2.1.3 子午流道

组合压气机的轴流级和离心级间有无过渡段和有过渡段两种选择,现代组合压气机越来越少采用有过渡段的设计。取消过渡段有下列优点:

组合压气机的轴向长度更短;

无过渡段损失,效率高;

离心级进口参数计算更准确。

但无过渡段的设计也给轴流级、离心级各自的优化及两者的匹配带来一定的困难。叶轮由于压比高、密度变化大及流道内的 90° 转弯,要求大的进口面积、小的进口马赫数、小进口轮毂直径,以保证离心级有较高的效率及喘振裕度,这与轴流出口级是相矛盾的。轴流末级出口面积的上升会使轴流各级子午速度下降太大,而轮毂直径的降低则会带来轴流级载荷的升高等不利影响。无过渡段设计的轴流出口级和离心级的级间轴向间隙一般较大,以安排引、放气孔。

无过渡段设计组合压气机中轴流级的子午流道一般有等中径设计和等内径设计两种形式,在等内径设计中又采用抬高中间级直径的驼背形布局。这三种流道形式使它们有不同的特点。

等中径设计的流道光滑,轴流级加功能力大,但离心级进口直径、进口轮毂比偏大,对离心级不利。

等内径设计的末级轴流半径下降,达到同样压比时的载荷水平比等中径设计的大。但这种设计对离心级很有利,可以减小叶轮进口轮毂比。

驼背形设计的轴流子午流道结合了等中径和等内径设计的优点,通过抬高轴流中间级直径,增加其加功能力,再在后面的级将直径往下降,以适应离心级对其进口的要求。但驼背形设计由于轴流级直径经历了抬高与下降的过程,流道的光滑性受到一定的影响,且由于后面级的通道下压会造成末级载荷及叶尖子午速度上升。采用驼背形流道设计的成败关键就在轴流末级的设计好坏。

5.2.1.4 尺寸效应

和大流量发动机中压气机比较,组合压气机的通道直径、通道高度都很小,并由此带来了气动和结构一系列的问题。

由于叶片高度小,叶片根、尖端区两个高损失区在整个流道中所占的比重增加,流动的三维特征更为明显。

采用准三维设计方法可能带来的误差更大。

大流量发动机中得到的很多经验数据都要经过修正后才能使用。

通道高度小使叶片叶尖间隙占整个叶片高度的比例增大,间隙流对整个流动的影响更为

明显。在轴流出口级和离心叶轮出口问题尤其突出,这时间隙可占到叶高的5%~10%。相对间隙的增大使小流量压气机效率常比大流量压气机的低。

轴流级转子采用叶片和轮盘分开的结构时,由于轴盘强度问题叶片数受到了严重限制,不能达到气动要求的叶片数。

轴流级转子采用整体叶片盘时,叶片数的增加仍受到加工能力的影响。

对叶型的尺寸精度及表面粗糙度的要求更高,加工时难以保证。

5.2.1.5 S_2 流场计算

由于叶片高度小及间隙流影响强,端壁影响区域变大,二次流更为复杂强烈,损失等流动参数的分布和大流量压气机有很大的不同。由此带来以准三维流场计算为基础的设计方法所需输入的经验数据(特别是在多级情况下)和大流量发动机压气机的差别。

目前专门针对小流量多级轴流压气机的试验数据很少,设计中需借用大流量压气机的数据。这种借用在中低流量环境下有较大的误差。近年发展起来的展向掺混 S_2 计算技术是解决这一问题的有效途径。

带展向掺混的 S_2 计算,在程序中自动计算损失的展向掺混,因此效率、损失的分布可基本按单级试验结果输入,图5-45为有、无展向掺混的 S_2 计算结果和试验值的比较。目前国内对展向掺混 S_2 的研究已较成熟,详细情况请参见有关参考文献。

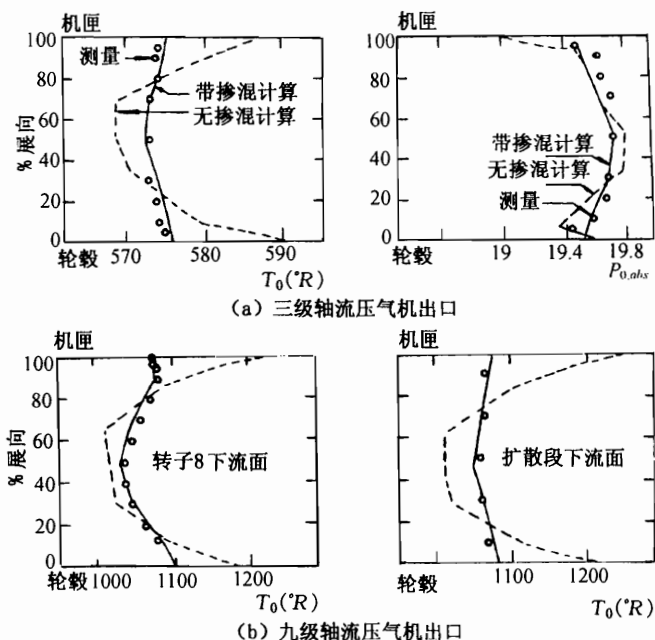


图5-45 有无展向掺混的 S_2 计算结果

在组合压气机准三维气动设计阶段, S_2 计算要把轴流、离心放在一起进行,以确保轴流级出口流场即为离心级要求的进口流场。这在轴流和离心间无过渡段的组合压气机设计中尤其重要,特别是在轴流级出口气流不完全是轴向时更是如此。如轴流和离心的 S_2 计算分开进行,组合压气机中离心级的效率会比其单独试验时低2~3个百分点;而在轴流、离心一体设计的情况下,组合压气机中离心级的效率基本保持不变,甚至会更高。

组合压气机 S_2 计算中流量堵塞系数的准确性非常重要。由于压气机各级对流量偏差的

放大作用,进口流量系数的少许偏差对流量的影响,反映到离心级进口上就是一较大的偏差,从而引起轴流级和离心级在组合压气机中的匹配失败。

$$\Delta G_2 = \pi_{C1} \Delta G_1 \quad (5-142)$$

式中,下角标1、2分别表示轴流级和离心级的参数。

5.2.2 组合压气机匹配设计

前面多级离心压气机的匹配设计中介绍的两级离心压气机性能的匹配趋势同样适合于轴流加离心组合压气机的情况,只要把双级离心压气机中的第一级的性能换成组合中的轴流压气机即可。因此这里只对组合压气机中匹配的一些特点进行说明。

组合压气机在设计转速时的匹配首先是设计点的选取。其基本原则即是在保证设计点上压气机有较高的效率同时又要使设计转速下压气机有所需的喘振裕度。在压气机中,裕度和效率两个要求往往是相互矛盾的,在实际设计过程中,为确保喘振裕度有时需牺牲设计点的性能,如使攻角偏离最佳攻角以及提高压比设计等措施。

为使轴流级和离心级在组合压气机中匹配良好,在开始设计阶段就应贯彻轴流级和离心级的一体化设计原则。在加功量即压比的分配上应通盘考虑,特别是不能为减轻某一部分的设计难度而加重另一部分的负担,同时也应满足发动机引气等对压气机压比分配的要求。离心级喘振裕度大一点对组合压气机匹配是有利的,设计时不应过分加大离心级的载荷,以免其裕度下降。

在进行轴流级和离心级匹配设计时,应注意到由于组合压气机中离心级的工作条件和双级离心压气机中情况的差别。双级离心压气机中第二离心级的进口为回流器的出口,而回流器前面的叶片排也为静子,即使第一级的叶轮或扩压器有失速,对回流器出口流场的影响也不是很直接,流动在通道高度方向仍能保持较均匀的分布。但在组合压气机中,离心级的进口为轴流末级的出口,在轴流级失速时流场在叶高方向的分布可能有很大的变化,从而影响轴流级和离心级的匹配工作。

5.2.3 非设计点性能计算

非设计点的性能计算有三种方法,即叠加法、半经验法及流场算法。叠加法在知道轴流及离心压气机性能的基础上通过简单的流量换算计算组合压气机的性能;半经验法通过经验及半经验公式计算压气机各部件的性能,以此对组合压气机的性能进行估算;流场算法通过对各流量下组合压气机流场进行计算得出压气机的特性。从计算中所考虑的流动复杂程度上则可分为一维、二维及三维特性计算。一维方法一般属于半经验方法,二维方法可看成是半经验方法和流场算法的混合,三维方法则为流场算法。

从理论上讲最准确的是直接计算压气机全流程的三维 $N-S$ 方程,求取压气机的喘振流量、堵塞流量及两者之间各流量上的性能。但它在实际应用上有二个困难,一是求解非常费时,限制了其应用。另一方面则是 $N-S$ 方程本身由于紊流模型等问题,求解出的效率不准确。所以虽然这是压气机特性计算的最终解决方案,但目前仍不适于在工程设计中采用。

一维方法是通过大量试验和经验数据的积累总结出计算压气机内各部件的半经验公式,以此为基础进行压气机特性计算。在所用数据的有效范围内这一方法一般能较准确地计算出压气机的性能,且具有快速、有较直观的物理概念的特点,是目前工程中应用最广泛的一种方法。

二维法采用了比一维法更详细的流场计算技术,同时也应用一些半经验公式对流场计算进行补充和修正。由于它并不能考虑影响压气机性能的关键因素如端区及间隙影响等,所以实际应用上其计算精度并不比一维好。

组合压气机性能计算一维方法中用到的轴流级和离心级的有关公式和方法与单独进行轴流、离心压气机计算的方法一样。下面介绍已知轴流级和离心级各自的性能后,叠加出组合压气机性能的方法。

图5-46为组合压气机中轴流级及离心级的特性,图中同时也给出了失速点左边的特性,以便在性能叠加时应用。如没有失速点左边的特性,可近似用一条直线将失速点和原点相连代替。

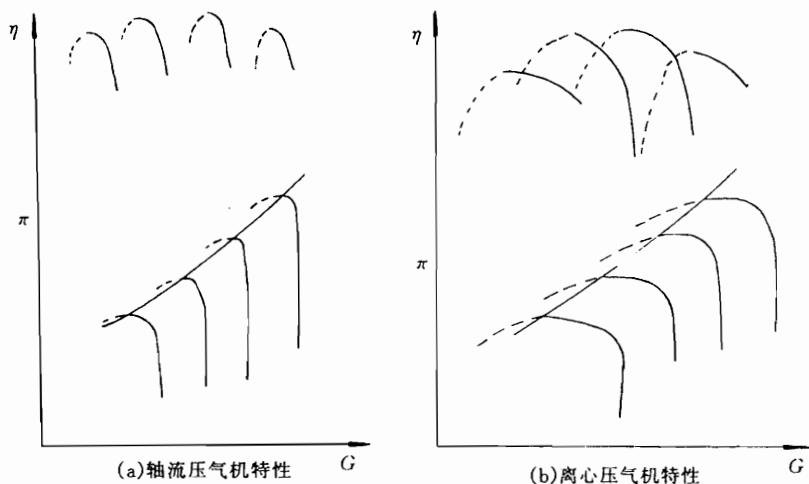


图5-46 组合压气机的轴流、离心压气机特性

特性叠加在相同的物理转速及物理流量下按下列过程进行:

- a. 根据轴流级进口参数及转速,计算轴流进口换算转速及换算流量。

$$\bar{n}_1 = \sqrt{\frac{288.15}{T_{t1}}} n \quad (5-143)$$

$$\bar{G}_1 = \frac{101325}{P_{t1}} \sqrt{\frac{T_{t1}}{288.15}} G \quad (5-144)$$

- b. 查轴流级特性图,得出其压比、效率,计算轴流级出口总温、总压。

- c. 计算以轴流级出口总压、总温换算到标准大气条件下的转速及流量。

$$\bar{n}_2 = \sqrt{\frac{288.15}{T_{t2}}} n \quad (5-145)$$

$$\bar{G}_2 = \frac{101325}{P_{t2}} \sqrt{\frac{T_{t2}}{288.15}} G \quad (5-146)$$

- d. 用计算出的转速、流量在离心级特性图上查得离心级的压比及效率,计算离心级出口总压、总温。

- e. 根据轴流级进口及离心级出口的总温、总压计算组合压气机压比及效率。

- f. 组合压气机喘振发生条件为流量-压比曲线的斜率大于或等于零。

$$\frac{\partial \pi}{\partial G} \geq 0 \quad (5-147)$$

g. 组合压气机堵点流量为性能叠加过程中,轴流级、离心级中任意一个出现堵塞时的流量。

在以上计算中没有提到轴流级、离心级性能在组合压气机环境中的变化,具体计算时应考虑这一因素。可以认为轴流级的性能没有变化,离心级的性能则需进行修正。首先是流量,离心级在单独工作和在组合压气机中工作的进口流量堵塞系数不一样。在组合压气机中应将其前面轴流级对离心级进口流量堵塞系数的影响考虑进去,即在开始计算前应将离心特性图中的流量按组合中的堵塞情况重新确定。

$$G_g = \frac{f_{ce}}{f_g} G_{ce} \quad (5-148)$$

式中, f_{ce} 、 f_g 分别为单独工作和在组合压气机中工作时离心级的堵塞系数。

另一个可能会改变的参数是离心级的效率。如轴流级和离心级是分开进行设计的,离心级的效率在组合中会降低 2%~4%;如轴流级和离心级是采用一体化原则进行设计的,离心级效率在组合中将不会有大的变化,进行效率叠加时可按离心级单独可达到的效率值计算。

5.3 设计举例

下面以一台一次性使用的轴流、离心组合压气机为列,具体说明组合压气机气动设计过程及各参数的选取。

组合压气机设计点参数:

换算转速: 52000 (r/min)

换算流量: 1.78 (kg/s)

总压压比: 5.3

绝热效率: 0.74~0.75

综合裕度: 10%

采用一维方案计算程序,在给定的轴向及径向尺寸限制条件下以效率最大化为目标对压气机压比分配及各截面参数等进行筛选。最终确定组合压气机由一级轴流加一级离心组成,轴流级和离心级间为过渡段。轴流级采用等外径方案,无进口导叶,出口静子叶片角度不可调,过渡段通道向下压,离心叶轮叶片出口为径向,图 5-47。表 5-8 为轴流级、离心级及过渡段间的压比、效率分配,表 5-9 为最终方案计算得到的轴流级关键参数,表 5-10、表 5-11 和表 5-12 为离心级的关键参数。

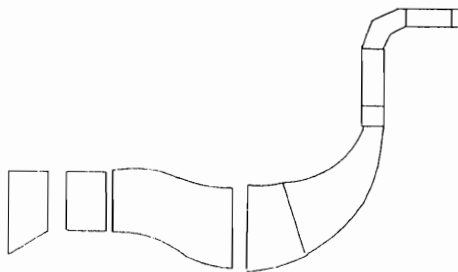


图 5-47 某型号组合压气机方案子午流道

表 5-8 组合压气机压比及效率分配

	轴流级	过渡段	离心级
压比	1.38	0.975	3.965
效率	0.852		0.748

表 5-9 轴流级关键参数

参 数	符 号	单 位	参数值
压气机进口总压	P0	Pa	101325
压气机进口总温	T0	K	288.15
转子进口轴向速度	C1A	m/s	153.0
转子出口轴向速度	C2A	m/s	160.0
转子进口绝对周向速度	C1U	m/s	.0
转子出口绝对周向速度	C2U	m/s	116.3
转子进口绝对气流角	AL1	(°)	90.0
转子进口相对气流角	BE1	(°)	27.9
转子出口相对气流角	BE2	(°)	40.0
静子进口(转子出口)绝对气流角	AL3	(°)	54.0
转子进口绝对总焓	ENTAI	J	288653
流量系数	CAO		0.419
转子进口总压	P1	Pa	101325
转子进口总温	T1	K	288.00
转子进口叶尖速度	UK1	m/s	364.8
理论功因子	HT		0.274
转子进口相对速度系数	L1T		0.9810
静子进口(转子出口)相对速度系数	L3		0.5988
消耗的功因子	HZ		0.2685
静子总压损失系数	SGA		0.9913
理论功缩减系数	KH		0.9800
中径处反力度	TAY		0.7860
转子总压比	PK	Pa	1.4511
级总压比	PC	Pa	1.4384
转子绝热效率	KPDK		0.9166
级绝热效率	KPDS		0.8938
转子扩散因子	DLK		0.3403
静子扩散因子	DLA		0.4413
转子进口叶尖直径	DK1	m	0.1340
转子出口叶尖直径	DK2	m	0.1340
转子进口轮毂直径	DB1	m	0.0677
转子出口轮毂直径	DB2	m	0.0867
转子进口轮毂比	DI		0.5049

续表 5-9

参 数	符 号	单 位	参数值
转子出口轮毂比	D2		0.6472
转子进口中径相对半径	R1		0.7921
转子出口中径相对半径	R2		0.8423
转子进口面积	F1	m ²	0.0105
转子出口面积	F2	m ²	0.0082
转子叶片数	ZK	片	21
静子叶片数	ZA	片	29
转子叶片稠度储备系数	KBT1		0.1000
转子损失系数	ZITK		0.0728
静子损失系数	ZITA		0.0444
转子叶型最大相对厚度	CK		0.0451
静子叶型最大相对厚度	CA		0.08
转子叶片进口角	B1E	(°)	31.62
转子叶片出口角	B2E	(°)	44.56
静子叶片进口角	AL3E	(°)	51.23
静子叶片出口角	AL4E	(°)	102.71
转子叶片弦长	BK	m	0.0233
静子叶片弦长	BA	m	0.015
转子进口静压	P1C	Pa	87818
转子出口静压	P2C	Pa	118494
转子理想相对气流出口角	B2T	(°)	40.31
转子攻角	IK	(°)	3.72
静子攻角	IA	(°)	2.76
转子最大当量扩张角	ALFEK	(°)	1.13
转子落后角	DELTK	(°)	4.25
静子落后角	DELTA	(°)	12.71
转子的喉道面积和进口面积之比	AGA1K		1.1430
静子的喉道面积和进口面积之比	AGA1A		1.0071
转子叶片展弦比	YDK		1.4258
静子叶片展弦比	YDA		1.5756
转子稠度	BTK		1.4652
静子稠度	BTA		1.1995

表 5-10 离心级关键参数

参 数	符 号	单 位	参数值
进口流量	G	kg/s	1.780
转速	N	rpm	52000.0
进口总温	T0	K	323.54
进口总压	P0	Pa	137937.7
换算流量	GPR	kg/s	1.386
换算转速	NPR	rpm	49060.7
比热比	K		1.3965
叶轮进口叶片尖、中轴向速度比	CIAPER/CP		1.03
叶轮进口叶片中、根轴向速度比	CIACP/BT		1.03
叶轮进口尖部直径	D1	m	0.1240
叶轮进口轮毂直径	DBT	m	0.0580
轴向扩压器通道外径	D5HAP	m	0.262
轴向扩压器通道内径	D5BH	m	0.248
叶轮进口轮毂比	DBT/D1		0.468
叶轮进出口直径比	D1/D2		0.732
无叶扩压段直径比	D3/D2		1.100
径向叶片段直径比	D4/D3		1.255
无叶扩压段在子午面上的扩张角	GAMBLD	(°)	0.00
径向叶片扩压段在子午面上的扩张角	GAMLD	(°)	5.00
径向叶片扩压段出、进口面积比	F34		2.50
叶轮出口相对宽度	H2/D2		0.046
轴扩外径和叶轮出口直径比	GABARIT		1.550
叶轮出口处叶轮厚度堵塞系数	KD2		1.04
叶轮出口叶片角	BETT2L	(°)	90.0
叶轮效率	KPD2		0.870
叶轮损失系数	DZIT12		0.329
无叶扩压器摩擦系数	LAMTP		0.022
无叶扩压器动量损失系数	LAMTP1		0.010
滑移因子	MI		0.9009
转动角速度	OMEGA	1/s	5444.90
叶轮落后角	DELTOTC	(°)	12.58
转弯段流线长度	L45	m	0.011
离心级耗功	POWER	J	346710.00
级压比	PICT		3.90
级绝热效率	KPDAD		0.792
扩压器总压恢复系数	SIGBC		0.896
流量系数	KRAS		0.419
标准比转速	NSND		0.69
耗功因子	HZ		0.92
绝热功因子	HADCT		0.73
动量反力度	ROK		0.550
实际动量反力度	ROKD		0.493
叶轮叶片数	Z	片	32

表 5-11 离心叶轮进出口参数

参 数	符号	单位	进口叶尖	进口叶中	进口叶根	出口
直径	D	m	0.1240	0.0968	0.0580	0.1693
叶片速度	U	m/s	337.584	263.530	157.902	461.036
总压	P_t	kPa	137.9	137.9	137.9	600.2
气流速度系数	LAMDA		0.4432	0.4303	0.4177	1.1140
速度系数子午分量	LAMDM		0.4432	0.4303	0.4177	0.4926
速度系数周向分量	LAMDU		0.0000	0.0000	0.0000	0.9992
绝对气流速度	C	m/s	145.831	141.583	137.459	462.975
绝对气流速度子午分量	CM	m/s	145.831	141.583	137.459	204.750
绝对气流速度周向分量	CU	m/s	0.000	0.001	0.000	415.342
相对气流速度	W	m/s	367.736	299.154	209.352	209.787
相对气流角	BET	deg.	23.36	28.25	41.04	77.42
相对速度系数	LAMOTH		1.031	0.864	0.624	0.552
静压	P_s	kPa	122.8	123.6	124.4	267.2
静温	T_s	K	313.0	313.6	314.2	410.2
绝对气流角	ALFA	(°)	90.0	90.00	90.00	26.24
进出口相对速度比	W1/W2		1.7529	1.426	0.9979	

表 5-12 离心压气机各截面平均参数

参 数	符号	单位	叶轮进口	叶轮出口	径扩进口	径扩出口	轴扩进口	轴扩出口
通道高度	H	m	0.0330	0.0079	0.0079	0.0099	0.0071	0.0071
平均直径	D	m	0.0968	0.1693	0.1863	0.2337	0.2555	0.2555
流量堵塞系数	KG		1.030	1.050	1.050	1.050	1.030	1.050
总温	T^*	K	323.5	516.2	516.2	516.2	516.2	516.2
总压	P^*	kPa	137.9	600.2	589.4	545.8	542.0	537.6
静温	T_s	K	313.6	410.2	434.3	509.3	508.4	512.1
静压	P_s	kPa	123.6	267.2	320.9	520.8	513.9	522.7
气体密度	RO	kg/m ³	1.37	2.27	2.57	3.56	3.52	3.55
气流子午分速度	CM	m/s	141.58	204.75	157.27	71.69	91.98	91.09
气流周向分速	CU	m/s	0.00	415.34	375.18	93.20	84.92	0.01
气流速度	C	m/s	141.58	462.97	406.81	117.58	125.19	91.09
速度系数	LAMDA		0.4303	1.1140	0.9788	0.2829	0.3012	0.2192
速度系数子午分量	LAMIDAM		0.4303	0.4926	0.3784	0.1725	0.2213	0.2192
速度系数周向分量	LAMIDAU		0.0000	0.9992	0.9027	0.2242	0.2043	0.0000
绝对气流角	ALFAGR	(°)	90.00	26.24	22.74	37.57	47.29	89.99
总压比	PI	—	4.351	4.273	3.957	3.930	3.897	
总压恢复系数	SIGMA		0.840	0.982	0.926	0.993	0.992	
绝热功	HAD	J/kg	169543	166984	156335	155376	154250	

在此基础上进行组合压气机的准三维气动设计,即:进行整个组合压气机全程 S_2 流场计算;完成各叶片排的叶片造型及叶片各截面 S_1 流场计算。根据 S_1 、 S_2 流场计算结果及叶片造型情况对压气机子午流道及各参数沿叶高的分布进行细化和调整,这一过程需和方案计算进行迭代,图 5-48 为最终获得的子午流道。根据载荷情况确定各叶片排的叶片数,轴流转子 21 片、轴流静子 35 片、离心叶轮 19 片大叶片加 19 片小叶片、径向扩压器 25 片、轴向扩压器 74 片。表 5-13 为组合压气机 S_2 气动计算结果,图 5-49、图 5-50 为离心叶轮 S_1 计算的叶片根尖表面上的速度系数及载荷分布。

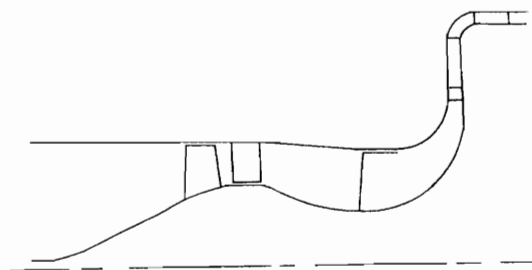


图 5-48 某型号组合压气机子午流道

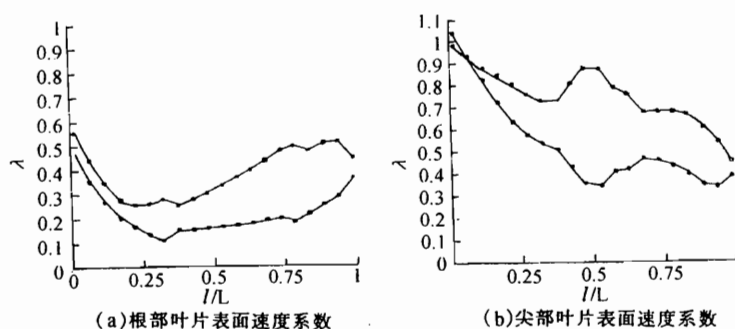


图 5-49 离心叶轮叶片根尖速度系数分布

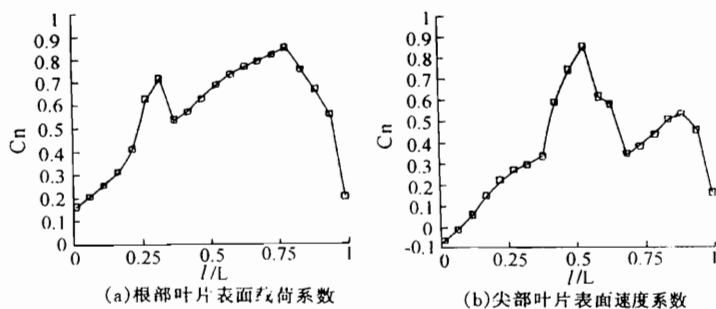


图 5-50 离心叶轮叶片根尖载荷分布

表 5-13 1a+1c 组合压气机 S_2 计算结果

轴流级总参数											
级进口总温 = 288.100K						级进口总压 = 10332.000ks/m ²					
转子叶尖线速度 = 365.931m/s						转子进口平均轴向速度系数 = 0.504					
转子压比 = 1.460						级压比 = 1.438					
流量 = 1.760						动叶效率 = 0.889					
级效率 = 0.852						做功因子 = 0.278					
动叶总压恢复系数 = 0.95						静叶总压恢复系数 = 0.985					
轴流转子进口参数											
R1	0.036	0.036	0.037	0.040	0.044	0.049	0.054	0.058	0.062	0.065	0.067
R10	0.528	0.537	0.557	0.593	0.648	0.723	0.798	0.866	0.924	0.9691	1.000
ALF1	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0
C1U	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
LAM1	0.491	0.493	0.497	0.502	0.507	0.511	0.515	0.520	0.525	0.529	0.530
C1M	152.5	153.1	154.3	155.9	157.4	158.7	160.0	161.6	163.2	164.3	164.7
LAM10	0.768	0.776	0.795	0.827	0.875	0.939	1.001	1.057	1.104	1.140	1.164
W1	246.2	249.0	255.6	267.2	284.6	308.7	333.1	355.8	375.3	390.7	401.3
BET1	38.2	37.9	37.1	35.7	33.5	30.9	28.7	27.0	25.7	24.8	24.2
T ₁₁	288.1	288.1	288.1	288.1	288.1	288.1	288.1	288.1	288.1	288.1	288.1
P ₁₁	10332	10332	10332	10332	10332	10332	10332	10332	10332	10332	10332
轴流转子出口参数											
R2	0.043	0.043	0.044	0.046	0.048	0.052	0.056	0.060	0.063	0.065	0.067
R20	0.640	0.645	0.657	0.679	0.716	0.772	0.831	0.887	0.935	0.973	1.000
ALF2	44.5	45.3	46.9	49.0	50.4	51.1	52.2	53.6	54.1	53.0	50.9
DALF	-45.4	-44.6	-43.0	-40.9	-39.5	-38.8	-37.7	-36.3	-35.8	-36.9	-39.0
C2	251.3	248.1	240.7	228.7	214.0	200.2	190.7	184.8	184.9	190.9	197.4
LAM2	0.756	0.747	0.727	0.693	0.650	0.608	0.579	0.562	0.561	0.575	0.591
C2U	179.1	174.4	164.4	149.8	136.3	125.6	116.8	109.6	108.3	114.7	124.4
C2M	176.3	176.4	175.8	172.7	165.0	155.8	150.7	148.8	149.9	152.6	153.2
LAM20	0.568	0.574	0.588	0.609	0.631	0.667	0.719	0.774	0.816	0.833	0.830
W2	184.6	186.8	191.5	199.0	207.4	221.0	240.4	261.4	277.8	285.7	285.9
BET2	72.6	70.7	66.6	60.2	52.6	44.8	38.8	34.7	32.6	32.3	32.3
DBET	34.4	32.8	29.5	24.5	19.0	13.8	10.1	7.6	6.8	7.4	8.1
P ₂ /P ₁₁	1.225	1.233	1.249	1.276	1.311	1.355	1.387	1.409	1.423	1.434	1.446
T ₁₂	329.8	329.0	327.4	325.1	323.6	323.4	323.4	323.5	325.0	328.7	333.4
T ₁₂ /T ₁₁	1.145	1.142	1.137	1.129	1.123	1.123	1.123	1.123	1.128	1.141	1.157
C2M/C1M	1.156	1.152	1.139	1.108	1.048	0.982	0.942	0.921	0.919	0.929	0.930
P ₂ /P ₁₁	1.508	1.502	1.489	1.470	1.452	1.448	1.448	1.448	1.456	1.480	1.507
SIGMA	0.939	0.943	0.951	0.962	0.966	0.966	0.966	0.965	0.955	0.933	0.904
KPIJK	0.859	0.866	0.882	0.904	0.911	0.911	0.910	0.908	0.885	0.840	0.791
P ₂ /PIBX	1.062	1.067	1.078	1.098	1.125	1.159	1.184	1.199	1.206	1.213	1.222

轴流导叶进口

R3	0.044	0.044	0.045	0.046	0.049	0.052	0.056	0.060	0.063	0.065	0.067
R30	0.655	0.659	0.670	0.691	0.726	0.779	0.836	0.890	0.937	0.974	1.000
ALF3	47.1	47.8	49.1	50.9	51.9	52.3	53.2	54.5	54.9	53.8	51.6
C3	257.6	254.1	246.3	233.6	218.2	203.9	194.3	188.4	188.5	194.4	200.8
LAM3	0.775	0.766	0.744	0.708	0.663	0.620	0.591	0.573	0.571	0.586	0.601
C3U	175.1	170.6	161.1	147.3	134.5	124.5	116.1	109.3	108.1	114.6	124.4
C3M	188.9	188.3	186.3	181.3	171.8	161.5	155.8	153.5	154.3	157.0	157.5

轴流导叶出口

R4	0.044	0.044	0.045	0.046	0.049	0.052	0.056	0.060	0.063	0.065	0.067
R40	0.655	0.659	0.669	0.689	0.723	0.775	0.831	0.886	0.934	0.972	1.000
ALF4	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0
DALF	42.8	42.1	40.8	39.0	38.0	37.6	36.7	35.4	35.0	36.1	38.3
C4	197.8	194.4	187.1	176.1	164.4	154.4	148.3	144.9	143.7	143.2	142.9
LAM4	0.595	0.586	0.565	0.534	0.499	0.469	0.451	0.440	0.436	0.432	0.428
C4U	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
P_{t4}/P_{B4}	1.438	1.437	1.436	1.435	1.436	1.439	1.438	1.438	1.440	1.440	1.438
P_{t4}	14859	14852	14839	14828	14840	14865	14858	14861	14876	14878	14859
SIGMA	0.954	0.957	0.965	0.976	0.989	0.993	0.993	0.993	0.989	0.973	0.954
P_{t4}/P_{t1}	1.438	1.437	1.436	1.435	1.436	1.439	1.438	1.438	1.440	1.440	1.438
KPD	0.755	0.768	0.798	0.845	0.883	0.893	0.891	0.890	0.857	0.778	0.695
P_{t4}/P_{B4}	1.162	1.170	1.186	1.210	1.238	1.262	1.275	1.282	1.287	1.289	1.290

过渡段进口

R3	0.040	0.040	0.041	0.043	0.046	0.050	0.054	0.058	0.062	0.065	0.067
R30	0.595	0.601	0.615	0.640	0.682	0.743	0.806	0.866	0.919	0.961	0.991
ALF3	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0
C3	138.8	138.5	137.7	136.6	135.6	134.3	132.3	130.3	129.0	127.7	126.5
LAM3	0.418	0.417	0.416	0.414	0.412	0.408	0.402	0.396	0.391	0.385	0.379
C3U	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
C3M	138.8	138.5	137.7	136.6	135.6	134.3	132.3	130.3	129.0	127.7	126.5

过渡段出口

R4	0.031	0.031	0.033	0.036	0.040	0.045	0.050	0.055	0.059	0.062	0.064
R40	0.457	0.467	0.490	0.531	0.592	0.673	0.750	0.818	0.874	0.918	0.949
ALF4	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0
DALF	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
C4	107.1	107.3	107.9	110.0	114.6	121.3	126.6	130.5	133.7	135.6	136.8
LAM4	0.322	0.323	0.326	0.333	0.348	0.369	0.385	0.397	0.405	0.409	0.409
C4U	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
P_{t4}/P_{B4}	1.402	1.402	1.400	1.399	1.400	1.403	1.402	1.402	1.404	1.404	1.402
P_{t4}	14487	14480	14468	14457	14469	14493	14487	14489	14504	14506	14487
SIGMA	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975	0.975
P_{t4}/P_{t1}	1.402	1.402	1.400	1.399	1.400	1.403	1.402	1.402	1.404	1.404	1.402
KPD	0.700	0.712	0.740	0.783	0.818	0.828	0.826	0.825	0.795	0.721	0.644
P_{t4}/P_{B4}	1.319	1.318	1.315	1.311	1.304	1.295	1.285	1.278	1.274	1.272	1.270

续表 5-13

离心级总参数											
级进口总温 = 325.126K						级进口总压 = 14860.910kg/m ²					
转子叶尖线速度 = 341.427m/s						转子进口平均轴向速度系数 = 0.372					
转子压比 = 4.548						级压比 = 3.96					
流量 = 1.760						动叶效率 = 0.839					
级效率 = 0.748						做功因子 = 1.808					
动叶总压恢复系数 = 0.797											
离心叶轮进口											
R1	0.029	0.030	0.032	0.035	0.039	0.045	0.050	0.054	0.058	0.061	0.063
R10	0.463	0.475	0.504	0.555	0.627	0.716	0.798	0.868	0.925	0.969	1.000
ALF1	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0
C1U	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
LAM1	0.280	0.282	0.288	0.305	0.337	0.377	0.408	0.431	0.447	0.456	0.461
C1M	93.0	93.4	95.3	100.8	110.9	124.0	134.3	141.8	147.4	151.3	154.1
LAM10	0.541	0.553	0.581	0.633	0.707	0.797	0.874	0.936	0.984	1.016	1.035
W1	183.2	187.2	196.8	214.6	241.0	274.1	303.6	328.4	348.5	363.8	374.6
BET1	30.5	29.9	28.9	28.0	27.4	26.9	26.2	25.5	25.0	24.5	24.3
T ₁₁	329.8	329.0	327.4	325.1	323.6	323.4	323.4	323.5	325.0	328.7	333.4
P ₁₁	14487	14480	14468	14457	14469	14493	14487	14489	14504	14506	14487
离心叶轮出口											
R2	0.089	0.089	0.089	0.089	0.089	0.089	0.089	0.089	0.089	0.089	0.089
R20	1.411	1.411	1.411	1.411	1.411	1.411	1.411	1.411	1.411	1.411	1.411
ALF2	17.7	17.9	18.2	18.8	19.3	19.7	20.0	20.1	20.0	19.3	18.5
DALF	- 72.2	- 72.0	- 71.7	- 71.1	- 70.6	- 70.2	- 69.9	- 69.8	- 69.9	- 70.6	- 71.4
C2	463.4	463.5	463.6	463.8	464.0	464.2	464.3	464.4	464.3	464.0	463.7
LAM2	1.088	1.089	1.092	1.095	1.098	1.099	1.099	1.100	1.098	1.092	1.086
C2U	441.2	440.9	440.1	439.0	437.7	436.8	436.3	436.0	436.3	437.8	439.6
C2M	141.6	142.8	145.5	149.5	153.8	157.1	158.9	160.0	159.0	153.8	147.3
LAM20	0.382	0.385	0.393	0.405	0.417	0.426	0.431	0.434	0.431	0.415	0.395
W2	147.3	148.6	151.4	155.6	160.0	163.4	165.3	166.5	165.4	160.0	153.3
BET2	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0	74.0
DBET	43.4	44.0	45.0	45.9	46.5	47.0	47.7	48.4	48.9	49.4	49.6
P ₂ /P ₁₁	2.189	2.192	2.198	2.213	2.236	2.266	2.293	2.315	2.330	2.336	2.335
T ₂	541.4	540.5	538.5	535.6	533.6	532.9	532.6	532.6	534.2	538.7	544.2
T ₂ /T ₁₁	1.642	1.643	1.645	1.647	1.649	1.648	1.647	1.646	1.644	1.639	1.632
C2M/C1M	1.522	1.528	1.526	1.484	1.387	1.267	1.183	1.128	1.079	1.016	0.956
P ₂ /P ₁₁	4.514	4.524	4.544	4.571	4.582	4.574	4.566	4.560	4.536	4.486	4.426
SIGMA	0.797	0.797	0.797	0.796	0.797	0.797	0.797	0.797	0.797	0.796	0.797
KPIK	0.839	0.839	0.839	0.840	0.840	0.840	0.840	0.840	0.839	0.838	0.838
P ₂ /PBX	2.932	2.932	2.932	2.932	2.929	2.922	2.914	2.909	2.905	2.898	2.885

径向叶片段进口

R3	0.095	0.095	0.095	0.095	0.095	0.095	0.095	0.095	0.095	0.095	0.095
R30	1.518	1.518	1.518	1.518	1.518	1.518	1.518	1.518	1.518	1.518	1.518
ALF3	17.6	17.8	18.2	18.8	19.4	19.9	20.0	20.1	19.9	19.1	18.0
C3	430.4	430.5	430.8	431.2	431.6	431.9	431.8	431.7	431.5	430.7	429.9
LAM3	1.011	1.012	1.014	1.018	1.021	1.022	1.022	1.022	1.020	1.014	1.007
C3U	410.2	409.9	409.2	408.1	406.9	406.1	405.6	405.3	405.6	407.0	408.7
C3M	130.2	131.6	134.7	139.1	143.8	147.0	148.1	148.7	147.3	141.0	133.4

径向扩压器出口

R4	0.122	0.122	0.122	0.122	0.122	0.122	0.122	0.122	0.122	0.122	0.122
R40	1.949	1.949	1.949	1.949	1.949	1.949	1.949	1.949	1.949	1.949	1.949
ALF4	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0	37.0
DALF	19.3	19.1	18.7	18.1	17.5	17.1	16.9	16.8	17.0	17.8	18.9
C4	182.9	183.3	184.2	184.6	182.2	174.4	163.2	150.9	135.8	114.1	91.9
LAM4	0.430	0.431	0.434	0.436	0.431	0.413	0.387	0.357	0.321	0.269	0.215
C4U	146.0	146.4	147.1	147.4	145.5	139.2	130.4	120.5	108.4	91.1	73.4
P_{t4}/P_{Bx}	5.570	5.580	5.600	5.629	5.647	5.646	5.634	5.627	5.603	5.543	5.461
P_{t4}	57550	57647	57855	58154	58346	58334	58209	58141	57892	57265	56424
SIGMA	0.880	0.880	0.880	0.880	0.880	0.880	0.880	0.880	0.880	0.880	0.880
P_{t4}/P_{t1}	3.972	3.981	3.999	4.022	4.033	4.025	4.018	4.013	3.991	3.947	3.895
KPD	0.753	0.753	0.754	0.754	0.755	0.754	0.754	0.754	0.753	0.752	0.751
P_{s4}/P_{Bx}	4.993	4.998	5.008	5.029	5.058	5.105	5.158	5.219	5.273	5.312	5.315

轴向扩压器进口

R3	0.129	0.129	0.129	0.130	0.130	0.131	0.132	0.133	0.134	0.135	0.136
R30	2.061	2.062	2.064	2.069	2.078	2.091	2.106	2.122	2.137	2.152	2.164
ALF3	38.0	38.1	38.3	38.8	39.3	40.1	40.9	41.8	42.5	43.3	43.7
C3	175.3	176.0	177.2	178.2	176.6	169.7	159.8	148.6	134.3	113.5	91.5
LAM3	0.412	0.414	0.417	0.421	0.418	0.402	0.378	0.352	0.318	0.267	0.215
C3U	138.1	138.4	138.9	138.9	136.5	129.8	120.6	110.7	98.9	82.5	66.1
C3M	108.0	108.7	110.1	111.7	112.0	109.3	104.7	99.1	90.9	77.8	63.3

轴向扩压器出口

R4	0.129	0.129	0.129	0.130	0.130	0.131	0.132	0.133	0.134	0.135	0.136
R40	2.061	2.062	2.065	2.070	2.079	2.092	2.106	2.120	2.135	2.148	2.164
ALF4	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0	90.0
DALF	51.9	51.8	51.6	51.1	50.6	49.8	49.0	48.1	47.4	46.6	46.2
C4	81.4	84.4	90.6	98.3	104.3	105.7	103.7	100.5	92.5	75.7	39.8
LAM4	0.191	0.199	0.213	0.232	0.247	0.250	0.246	0.238	0.219	0.178	0.093
C4U	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
P_{t4}/P_{Bx}	5.526	5.535	5.555	5.584	5.602	5.601	5.589	5.582	5.558	5.498	5.417
P_{t4}	57090	57186	57392	57689	57880	57868	57743	57675	57429	56807	55973
SIGMA	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992	0.992
P_{t4}/P_{t1}	3.941	3.949	3.967	3.990	4.000	3.993	3.986	3.981	3.959	3.916	3.864
KPD	0.748	0.748	0.748	0.749	0.749	0.749	0.749	0.749	0.748	0.747	0.745
P_{s4}/P_{Bx}	5.408	5.409	5.409	5.410	5.405	5.399	5.395	5.400	5.405	5.397	5.390

表中符号定义:

R ——半径, m ;

R_0 ——相对叶尖的无量纲半径;

ALF ——绝对气流和周向的夹角, $(^\circ)$;

C ——绝对速度, m/s ;

LAM ——绝对速度系数;

LAM_0 ——相对速度系数;

W ——相对速度, m/s ;

BET ——相对气流周向角, $(^\circ)$;

T_t ——总温, K ;

P_t ——总压, kg/m^2 ;

$DALF$ ——绝对速度转角, $(^\circ)$;

$DBET$ ——相对速度转角, $(^\circ)$;

P_s ——静压, kg/m^2 ;

$KPKD$ ——转子效率;

KPD ——从前排转子到当地的效率;

$SIGM$ ——叶片排总压恢复系数;

BX ——压气机进口截面;

1、2——转子进、出口截面;

3、4——静子进、出口截面;

U ——周向分量;

M ——子午分量。

第6章 轴流压气机结构设计

本章仅叙述压气机的总体结构设计,而其零件、部件的结构设计,可查阅相关的章节。

6.1 压气机总体结构设计的要求

除应遵守绪论中叙述的设计压气机的原则要求外,本节对具体的设计要求分述如下。

6.1.1 发动机总体性能的要求

- (1) 流道气动参数的测量与监视要求,测量与监视的参数、测点数、测点分布。
- (2) 各腔室压力、温度测量要求,测点数及其分布。
- (3) 飞机和发动机用引气要求,引气的压力、温度及流量;空气系统的流路要求(流路组织及各处的流通面积等)。

6.1.2 发动机总体结构的要求

- (1) 轮廓尺寸及其限制值。
- (2) 组件重量设计指标。
- (3) 单元体划分及压气机的装拆顺序。
- (4) 主安装节、侧吊挂、运输吊挂在风扇、压气机上的位置与尺寸。
- (5) 与相邻组件的界面尺寸及技术要求。
- (6) 风扇及高压压气机转子支点的布置建议。
- (7) 风扇及高压压气机转子与涡轮转子连接(联轴器)的设计要求。
- (8) 孔探仪检查孔、发动机振动传感器和转速传感器的布置与安装要求。
- (9) 转子轴向力抵偿措施与要求。

6.1.3 压气机气动要求

- (1) 给定压气机类型及流道尺寸与流路图。
- (2) 叶型参数、叶型生产坐标、叶栅参数和叶片数。
- (3) 静子叶片角度调节要求及其调节规律(角度变化图)。
- (4) 结构特征要求,如静子叶片带内环舌、机匣处理、放(引)气、静子-转子间容腔等设计要求。
- (5) 转子叶片叶尖径向间隙要求,指热态值。
- (6) 叶片型面的粗糙度与轮廓度要求。

6.2 结构方案设计中应考虑的问题

压气机总体结构设计是与发动机总体结构方案密切关联的,而且它是服从于发动机总体方案的。

6.2.1 转子支承与承力系统

风扇与压气机转子的支承方式是由发动机总体结构方案设计,并经与压气机结构设计协调后确定的。对风扇、压气机两组件来说,转子支承方案确定后,其(静子)承力系统也就确立了。

支承方案选择时应考虑:

- (1)对转子叶片叶尖径向间隙变化的影响。
- (2)对转子刚性、横向挠度的影响,对转子动力学特性的影响。
- (3)转子装拆操作的难易程度。
- (4)传力路线的合理性。
- (5)保证支点同轴度的难度及工艺性的优劣。

图6-1~图6-3中示出了转子的不同支承方式。

图6-1中左侧1号轴承为短圆柱滚子轴承,右侧2号轴承为球轴承,其特点是:

a. 转子轴向力由2号轴承传递给中介机匣至发动机主安装节,传力路线短。2号轴承处空间大,设计限制少;

b. 球轴承位于风扇转子叶片高度小的一侧,有利于控制风扇出口处的转子叶片叶尖径向间隙的变化;

- c. 2号轴承座拆装困难,该处结构复杂,零件数量多;
- d. 进气机匣不承受由转子传递的轴向力,且拆装方便。

图6-2中轴承布置与图6-1相反,其特点与图6-1亦相反。

图6-3中1、2号轴承位于转子内腔的一侧,其特点是:

- a. 2、1号轴承座同轴度容易保证,精度高;
- b. 转子的横向刚性差,对转子叶片叶尖径向间隙变化影响大;
- c. 风扇组件装拆比较方便;
- d. 一般讲,它只适用于大流量的风扇。

6.2.2 联轴器设计

它是指风扇转子与低压涡轮转子,压气机转子与高压涡轮转子之间轴的连接装置。

压气机——高压涡轮转子仅用两个支点支承时,采用刚性联轴器。风扇——低压涡轮转子用两个支点支承时,同样采用刚性联轴器,实际上它是将风扇转子装在低压涡轮轴上,如JT9D-74R涡扇发动机;在发动机低压转子采用三个支点支承时,其风扇转子用两个支点支承,此时风扇转子——低压涡轮轴之间一般采用柔性联轴器。

图6-4、图6-5分别示出了典型的刚性联轴器和柔性联轴器。

联轴器由传扭、定位(心)和固定连接三部分结构要素组成。有轴向或径向(圆弧端齿)花键、螺栓(或销钉)及端面摩擦三种方式传扭。

6.2.2.1 刚性联轴器设计

(1)传扭构件尺寸,根据扭矩大小来确定。渐开线花键的结构设计按GB3478.1、GB3478.2和GB1144,一般选用 30° 压力角圆齿根的渐开线花键,如选用齿侧定心,配合与精度标准一般为5H/5h、6H/5h,但考虑到内外花键与基准面之间均有误差,实际上选用5H/5d或5H/5e,此时,在花键两端另设圆柱面定位,见图6-4中A、B处。

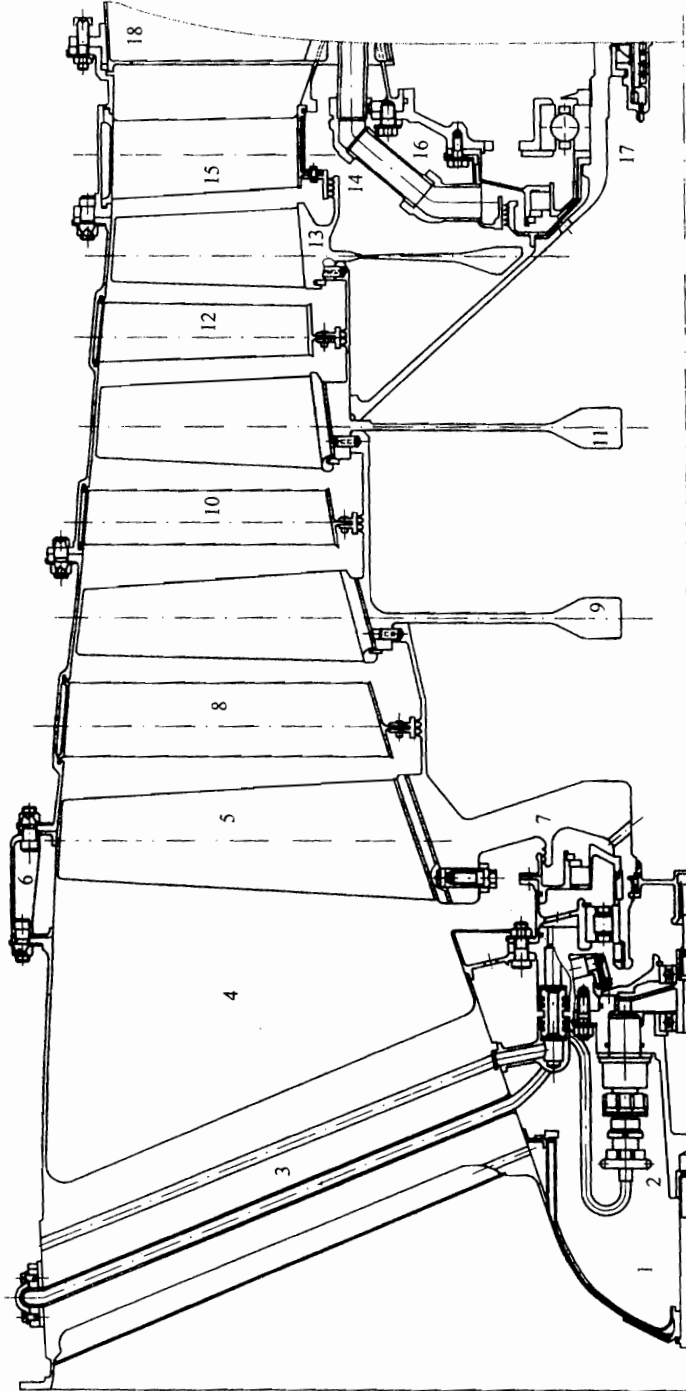


图 6-1 P133 风扇

1—整流罩;2—转速传感器;3—导流支板;4—前机匣部件;5—转子;6—处理机匣部件;7—1级静子叶片部件;9—2级静子部件;10—2级静子部件;11—3级盘;12—3级静子部件;13—4级盘;14—后封严锯齿;15—4级静子叶片部件;16—为轴承腔增压的供气接头;17—后轴颈;18—中介机匣

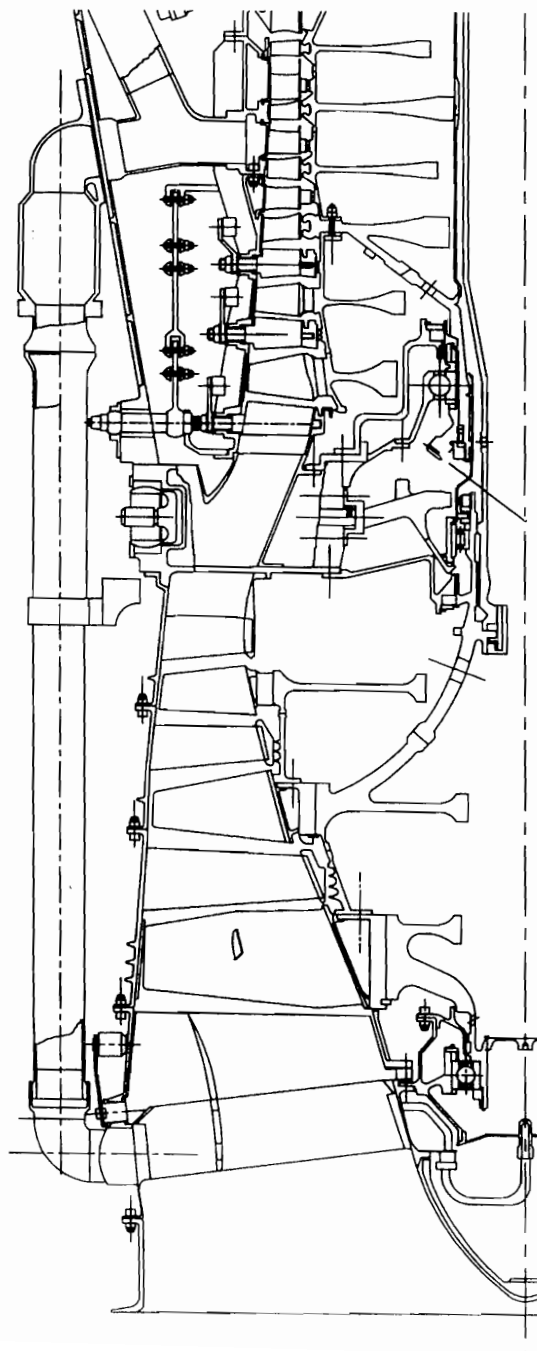


图 6-2 M88 风扇、高压压气机

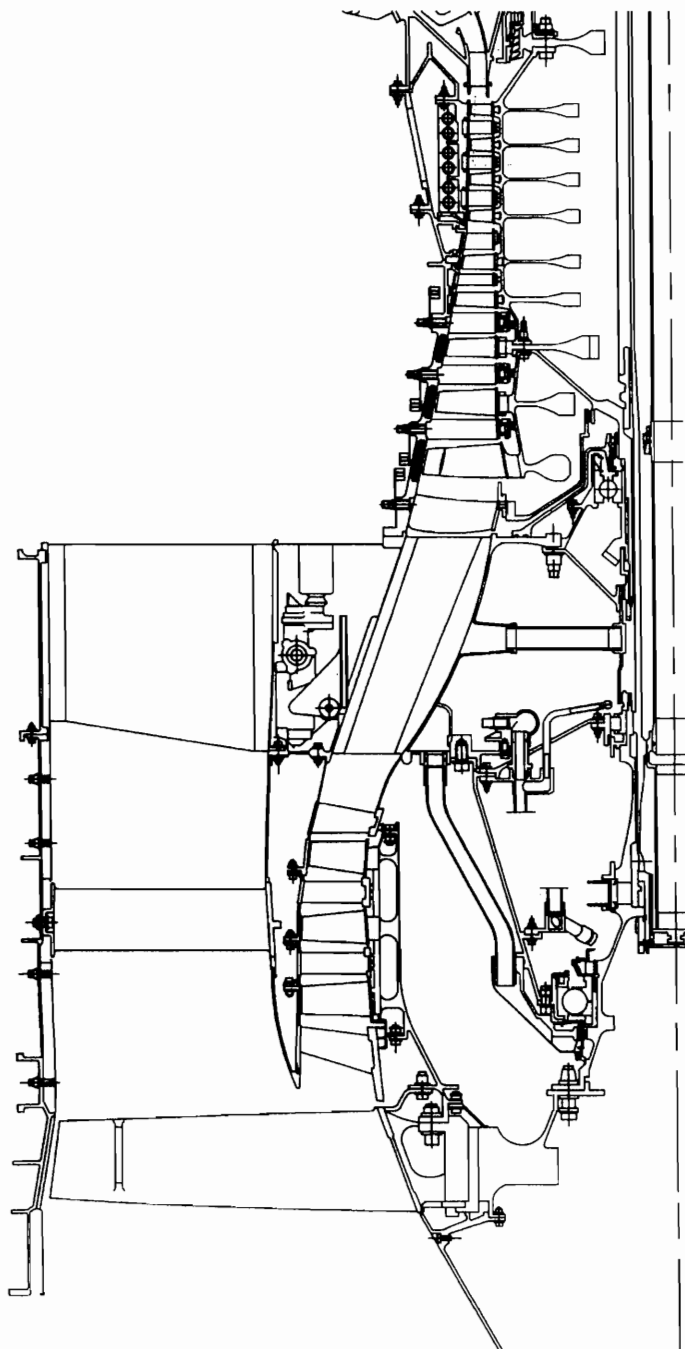


图6-3 CFM56风扇、高压压气机

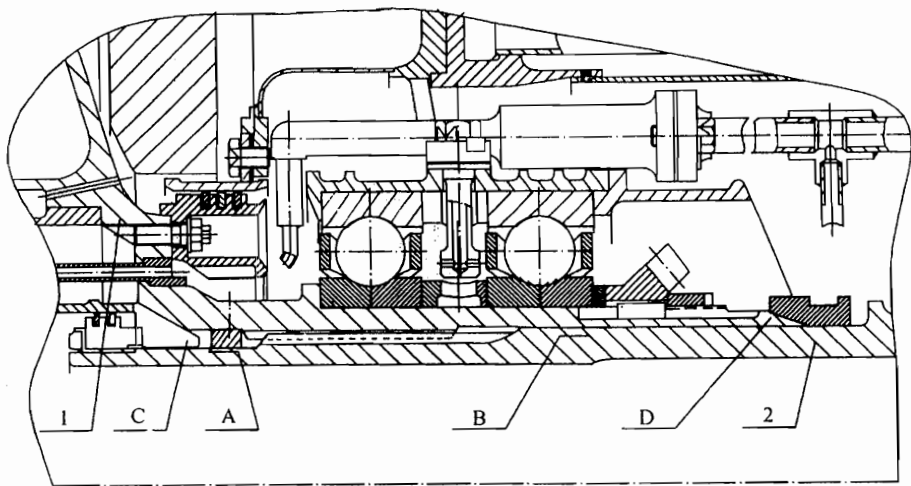


图 6-4 WP7、WP13 发动机高压转子刚性联轴器

1—压气机后轴;2—涡轮轴

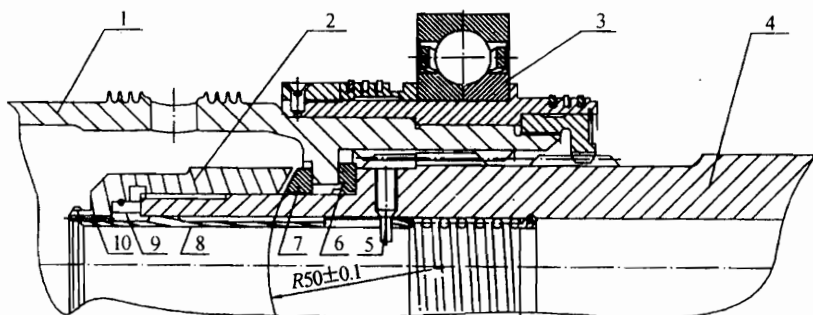


图 6-5 WP7、WP13 发动机低压转子柔性联轴器

1—低压压气机轴;2—球形螺帽;3—低压球轴承;4—低压涡轮轴;

5—止动螺钉;6—调整垫;7—球形垫圈;8—保险衬筒;9—调整垫;10—花键

采用圆弧端齿时,结构设计可参考 ST2512 标准和《航空发动机设计手册》第2册第7.4节。

(2)花键两端定位面之间的配合,一般采用 H7/h7 或 H6/h6 和 H7/js6 或 H6/js6。并另设消除相配两零件之间间隙的构件,如锥体(见图 6-4 中 C、D),并在锥体上施加轴向夹紧力。定位面间的位置度公差一般为 0.015~0.03mm。

花键两端定位面之间,也有采用过盈配合的,如 H6/n5。

6.2.2.2 柔性联轴器设计

与刚性联轴器设计的不同之点有:

(1)传扭花键的齿侧间隙应适当加大,较 H/h 的配合加大 0.05~0.1mm。选用 5H/5d、5H/5e 或者按 GB1800 中的基本偏差 c 或 b,即 H/c 或 H/b。

由于联轴器是柔性或浮动的,故其花键长度应尽可能缩短,以满足风扇转子与涡轮转子轴线不同轴时的偏斜角的要求。

(2)花键表面应镀软金属,如铜,厚度 0.003~0.005mm,以改善齿侧的接触密接性。

(3)联轴器一般均有轴向间隙要求,为保证此技术条件,应设有调整垫。

(4)联轴器锁紧与解锁装置设计,应保证当联轴器装配好后,抽出工具时锁紧装置能正确无误地锁紧,而且在自锁过程中并不导致联轴器轴向间隙有大的变化。拆卸时当工具插入后会正确地解除锁紧。

联轴器配合等有关技术数据见表6-1。

表6-1 联轴器配合统计 (mm)

	刚性联轴器	柔性联轴器	注
传扭花 键侧间隙	0.13~0.26	0.18~0.31	WP7、WP13 发动机
		0.1~0.2	WP6 发动机
	0.066~0.138(装配值)	0.096~0.228(装配值)	WP5 发动机
	0.13~0.26		WP7 发动机低压1级盘与轴
花键两 端圆柱 定位面 配合	前定位面处间隙0~0.02(装配值)		WP5 发动机
	后定位面处间隙0~0.02(装配值)		
	前定位面处过盈0.009~间隙0.027		WP7、WP13 发动机
	后定位面处间隙0~0.05		
轴向 间隙	前定位面处过盈0.001~0.033		WP7、WP13
	后定位面处过盈0.001~0.033		发动机低压1级盘与轴
		≥ 0.03	WP5 发动机
		0.3~0.76(计算值)	WP6 发动机
		0.15~0.3	WP7、WP13 发动机
		0.07~0.15	WJ5A1 发动机

6.2.3 静子与转子结构形式选择

转子由转子叶片、盘和轴颈组成。

静子是压气机机匣及其内装的静子叶片装置(或称整流器)的统称。

静子与转子的结构必须匹配,而且与发动机的单元体划分,与压气机组件的装拆程序相适应。

6.2.3.1 静子结构形式

(1)整体式,压气机机匣、转子叶片外环和整流器等均是整体环形的。此种结构形式与可拆卸转子结构匹配,但此种形式已较少采用。

(2)整体分段式,将上述整体静子分成若干段,如一个级为一段。此种结构形式与整体不可分转子(其转子叶片可以在压气机组合时逐级进行安装)结构相匹配,如图6-6的风扇组件。

或者将机匣分成若干段,一般一个级一段,机匣内整流器部件或静子叶片是单个(或成组)安装的。此种结构亦可与整体不可分转子(带各级转子叶片)结构相匹配。如图6-6所示的高压压气机组件。

以上两种结构形式,机匣的椭圆度和变形均较小,有利于采用较小的转子叶片叶尖径向间隙;但结构比较复杂,零件数量较多,压气机或发动机的传动装置比较复杂;机匣的毛坯易制造。

(3)分开式,静子可以是沿纵向水平或垂直平面对开。此种结构形式可以与任何形式的转子结构相匹配。

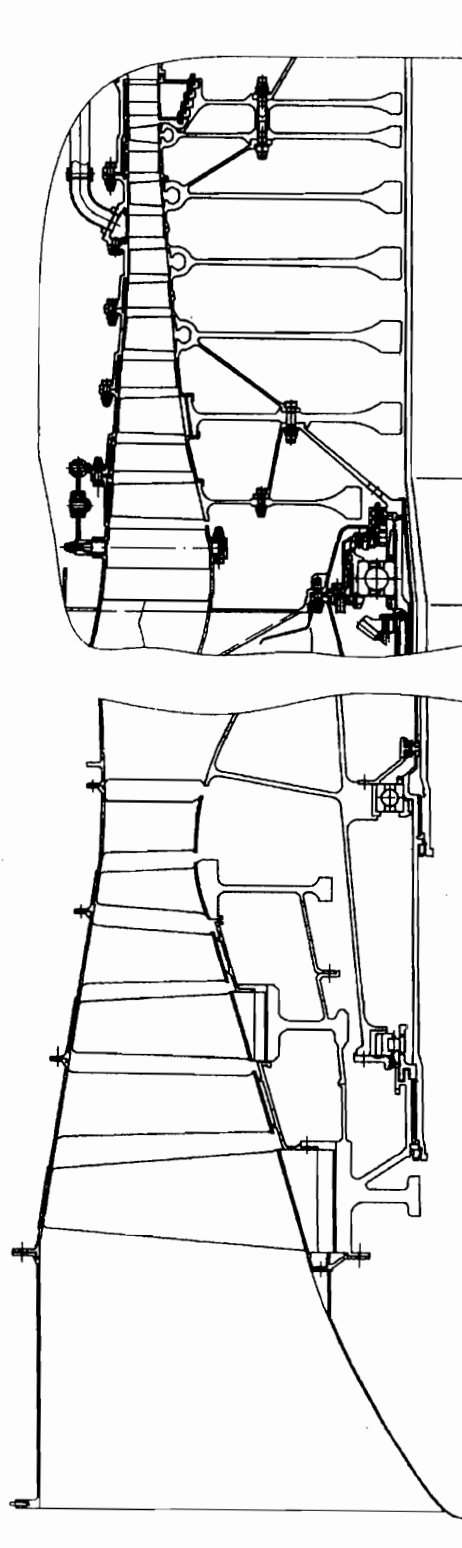


图6-6 整体分段式静子

在静子结构设计时,还应考虑:尽量减少其热变形量和减少热变形的不均匀。

6.2.3.2 转子结构形式

(1)盘式转子,它由盘与轴组成,此种转子刚性较差,但盘的承载能力较高,此种形式已较少采用。

(2)鼓(筒)式转子,它仅由鼓筒,或开有很大的孔的盘构成,该转子刚性较好,但它只适用于轮缘处切线速度较低,鼓盘的外载荷较低的工作条件,一般在大涵道比涡扇发动机的增压级转子中采用,如图6-3中的增压级转子。

(3)盘鼓混合式转子,它兼有(1)、(2)两种转子的优点,如图6-1所示。

盘与鼓筒或盘采用焊接方式连接的转子,通称整体转子。

6.2.3.3 转子与静子间容腔与封严

转子鼓筒与静子叶片内环处有与流道连通的空间(容腔),转子与静子之间需设封严构件以防止空气由后往前泄漏。

设计时应遵守以下原则:

- (1)减少级间封严的空腔(间),以减少风车损失。
- (2)提高封严结构的封严效率,减少性能损失。
- (3)良好的装拆性与维护性。
- (4)提高封严构件的可靠性。

典型的几种结构如图6-7所示。

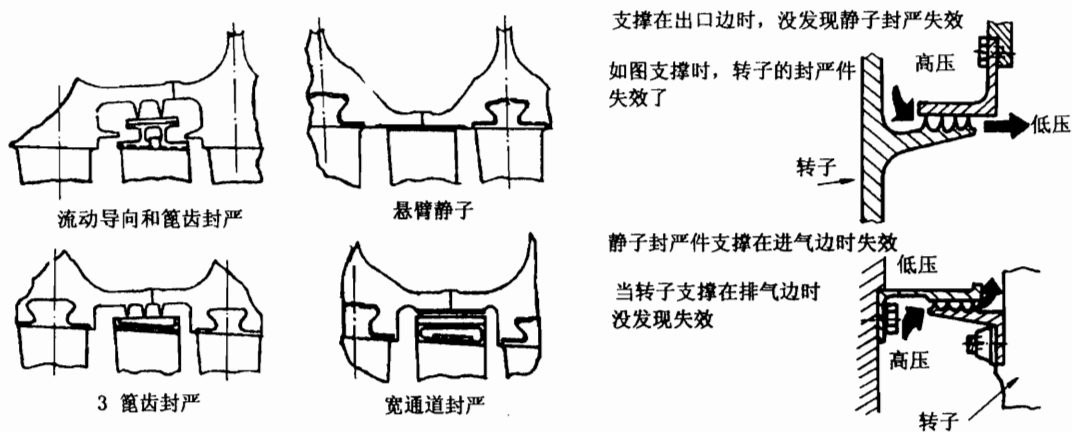


图6-7 典型小容腔及封严结构示意图

6.2.4 系统安排

在压气机总体结构设计时,应对风扇进口处防冰系统、静子叶片角度调节机构、引(放)气机构和部分监控系统的方案与其布置作综合考虑。

6.2.4.1 防冰系统

系统设计要注意:

(1)防冰空气流路方案,根据发动机总体结构与性能、热分析专业的要求,确定采用内引气或外引气方案。

(2)根据热分析专家提出的具体要求,确定防冰空气总管、整流罩夹层和需要防冰的进口导流叶片或支板等的内流道尺寸。

(3)按发动机总体结构的协调要求,确定防冰空气总管的进气位置,沿周向和轴向的具体准确位置尺寸。

(4)采取措施,避免防冰的热空气与振动传感器、转速传感器、测温导线以及滑油管等接触。

(5)必要时在需防冰的构件(如整流罩)表面涂憎水涂层。

6.2.4.2 静子叶片角度调节机构

关于机构的设计细节见第7章。该机构设计时应遵循以下原则。

(1)风扇和高压压气机静子叶片角度都需要调节时,调节机构及系统是不同的,但是作动机构与操纵连动机构等应力求一致或者类似,以减少零部件的品种与数量。

(2)在操纵机构设计中,普遍采用四连杆机构。还可以通过恰当选择摇臂、连(杠)杆的力臂与重臂的长度比例,以改变作动筒所受的负载(力)的大小。

(3)高压压气机静子叶片角度操纵的连动机构一般放在其机匣的外侧,但作动(筒)机构则放在外涵机匣的外侧,以便于检查与维护。

(4)在叶片角度调节机构中,一般采用两个作动筒,轴对称分布,以保证叶片角度的一致性。作动筒应布置在发动机总体结构规定的区域内。

(5)与叶片摇臂连接的操纵(连动)环与机匣之间最好能设置限(定)位构件,以保持连动环的正确形状,环与定位面之间的间隙必要时可以调整。

(6)调节机构中应设置叶片角度指示器,便于机构在发动机(或压气机)总装时的安装与调整。

(7)要在作动筒的零位(叶片处于关闭(停车)位置)和最大位置(叶片处于设计位置),设置检查与调整该位置的结构要素,如在环或摇臂上设有供安装时检查角度的检查基准孔,以供工具的定位。

6.2.4.3 引气机构

飞机需从压气机引出一定压力与流量的空气,供飞机座舱增压、仪表舱环境控制用。另外,低压涡轮冷却用气也是引自高压压气机。此种引气结构,一般是在机匣上开孔及安装管接座。

集气室(腔)与管接座设计:

(1)引气孔沿周向应均匀分布,局部开孔引气时,在机匣上开孔的直径应小,数量应多,以减少引气对压气机流场均匀性的不利影响。

(2)在静子叶片上缘板处引气时,引气孔设在两静子叶片型面之间,并尽可能位于两叶片槽道中间,沿轴向位于叶片的中后部。

(3)当采用集气室(环腔)和总管引气时,限制流量的部位应在总管处,并使沿机匣周向的开孔能均匀地引气。应仔细设计集气室与引气总管处机匣(或叶片上缘)开孔的位置及尺寸,以避免由于引气导致对叶片的激振。

(4)引气孔、集气腔室的加工工艺性要好。

(5)从转子(中心)部位引气时,结构设计应考虑:

a. 开孔对构件强度的影响;

b. 孔边设导流倒角,以利空气的流入或流出;

c. 在两盘间的腹板接近中心部位设“隔板”或导气管,以减少引气的压力损失与增温,如图 6-9 所示。

6.2.4.4 监视系统

根据发动机监视系统的设计要求,在风扇、中介机匣和高压压气机部位设计气动参数受感部的安装孔、孔探仪检查孔、振动传感器和转速传感器的安装座及与其引线有关的结构要素。

6.2.5 构件间定位与(安装)防错设计

在压气机结构总体方案设计时,对构件间的定位与防错设计需作统一的综合考虑,并贯彻于技术设计与工程图设计的全过程。

6.2.5.1 构件间定位设计

压气机构件间定位有多种方式,应视情选择之。

(1) 柱面(止扣)定位,机匣之间采用小间隙配合,如 H6/g5、H6/h5, H7/g6、H7/h6 等。当采用整体机匣时,可采用小过盈配合或过渡配合,如 H6/js5、H7/js6, H6/n6、H7/n7、H7/k6 等。一些发动机压气机机匣间的配合统计见表 6-2。

盘与盘(或鼓筒)、盘与轴颈之间采用过盈配合,其过盈值由应力应变分析确定。为确保转子的同轴度和不平衡量基本不变,在发动机的任何工作状态下该配合面之间均应保持过盈。一些发动机压气机转子构件间配合统计,见表 6-3。

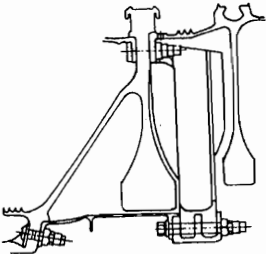


图 6-9 从转子内部引气时
隔板示意图

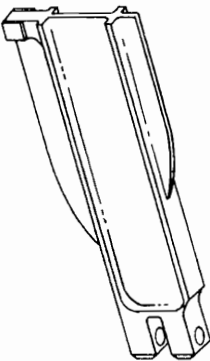


表 6-2 机匣间配合 (mm)

部位 配合 机种	进气机匣与风扇 (低压)机匣	风扇(低压)压气 机匣与(中介) 机匣	(中介)机匣与高 压压气机机匣	前段与 后段(机 匣)	高压压气机机匣 与后机匣(燃烧室 机匣)	注
某发动机			过盈 0.14	0.00	过盈 0.02~0.073	实测
WP7	$\phi 682 \begin{smallmatrix} +0.08 \\ -0.04 \\ -0.09 \end{smallmatrix}$	$\phi 657 \begin{smallmatrix} +0.08 \\ -0.04 \\ -0.09 \end{smallmatrix}$	$\phi 627 \begin{smallmatrix} +0.07 \\ -0.035 \\ -0.08 \end{smallmatrix}$	—	$\phi 595 \begin{smallmatrix} +0.07 \\ -0.035 \\ -0.08 \end{smallmatrix}$	图标尺寸
WP13	$\phi 683 \begin{smallmatrix} +0.08 \\ -0.04 \\ -0.09 \end{smallmatrix}$	$\phi 657 \begin{smallmatrix} +0.08 \\ -0.04 \\ -0.09 \end{smallmatrix}$	$\phi 640.5 \begin{smallmatrix} +0.08 \\ -0.04 \\ -0.09 \end{smallmatrix}$	—	$\phi 595 \begin{smallmatrix} +0.07 \\ -0.035 \\ -0.08 \end{smallmatrix}$	图标尺寸
某发动机	—	—	$\phi 590 \begin{smallmatrix} H7 \begin{pmatrix} +0.07 \\ 0 \end{pmatrix} \\ h6 \begin{pmatrix} 0 \\ -0.044 \end{pmatrix} \end{smallmatrix}$	—	$\phi 538 \begin{smallmatrix} H7 \begin{pmatrix} +0.07 \\ 0 \end{pmatrix} \\ h6 \begin{pmatrix} 0 \\ -0.044 \end{pmatrix} \end{smallmatrix}$	
WP6	$\phi 582 \begin{smallmatrix} +0.07 \\ -0.045 \end{smallmatrix}$	—	—	—	$\phi 575 \begin{smallmatrix} +0.07 \\ -0.045 \end{smallmatrix}$	图标尺寸

表 6-3 转子构件间配合 (mm)

机种	盘与前轴颈	盘与盘	盘与前轴颈	轴颈(锥体)与封严盘(轴)	注
某发动机高压压气机转子	轴颈/盘: -0.05 盘/轴颈: -0.15	3 级/4 级: -0.18		-0.08	(-) 过盈, 未注为间隙(下同)
WP7 低压压气机转子	盘/轴: -0.37 ~ -0.43	2 级/3 级: -0.1 ~ -0.2			
WP7 高压压气机转子		4 级/5 级: -0.1 ~ -0.2	盘/轴颈: -0.2 ~ -0.3 轴颈/盘: -0.1 ~ -0.2		
WP13 低压压气机转子	2,3 级盘/轴: -0.37 ~ -0.43; 3 级盘/轴 -0.027 ~ -0.33	2 级/3 级: -0.1 ~ -0.2			
WP13 高压压气机转子		7/8 级、6/7 级、 4/5 级、5/6 级 -0.097 ~ -0.2	4 级/轴颈: -0.197 ~ -0.3		
某发动机高压压气机转子	H6/p5 -0.026 ~ -0.087	H6/p5 -0.026 ~ -0.087			

(2)精密螺栓定位。精密螺栓与其孔之间的配合采用小间隙,如 H7/g6、H6/g5、H7/f6、H6/f5、H7/h6 等。同一安装边上,精密螺栓与非精密螺栓的数量比由 2:1 到 1:6 不等。转子构件间常用一种螺栓连接。若构件尺寸大,刚性较差时,应适当增加精密螺栓的数量。一些发动机压气机螺栓定位技术数据见表 6-4。

表 6-4 与连接螺栓有关的技术数据

尺寸与配合 部位 机种	带止扣			无止扣		注
	止扣尺寸	螺栓	精密螺栓	螺栓	精密螺栓	
WP7 压气机机匣	$\phi 682 \begin{smallmatrix} +0.08 \\ -0.04 \\ -0.09 \end{smallmatrix}$ ($\phi 677, \phi 627, \phi 595$)	24- $\frac{\text{孔 } \phi 8.5}{\text{螺栓 } \phi 8}$	12- $\frac{\text{孔 } \phi 8 + 0.016}{\text{螺栓 } \phi 8 \begin{smallmatrix} -0.005 \\ -0.014 \end{smallmatrix}}$			同一安装边,图 标尺寸
		28- $\frac{\text{孔 } \phi 8.5}{\text{螺栓 } \phi 8}$	8- $\frac{\text{孔 } \phi 8 \begin{smallmatrix} +0.016 \\ 0 \end{smallmatrix}}{\text{螺栓 } \phi 8 \begin{smallmatrix} -0.005 \\ -0.014 \end{smallmatrix}}$			
WP13 压气机机匣	$\phi 657 \begin{smallmatrix} +0.08 \\ -0.04 \\ -0.09 \end{smallmatrix}$ ($\phi 683, \phi 640.5, \phi 617$)	12- $\frac{\text{孔 } \phi 9}{\text{螺栓 } \phi 8.5}$	24- $\frac{\text{孔 } \phi 8.5 + 0.016}{\text{螺栓 } \phi 8.5 \begin{smallmatrix} -0.013 \\ -0.022 \end{smallmatrix}}$			同一安 装边,图 标尺寸
		12- $\frac{\text{孔 } \phi 10}{\text{螺栓 } \phi 9.5}$	29- $\frac{\text{孔 } \phi 8 + 0.016}{\text{螺栓 } \phi 8 \begin{smallmatrix} -0.013 \\ -0.022 \end{smallmatrix}}$			
WP6 压气机机匣	$\phi 575 \begin{smallmatrix} +0.07 \\ -0.045 \end{smallmatrix}$ $\phi 582 \begin{smallmatrix} +0.07 \\ -0.045 \end{smallmatrix}$	24- $\frac{\text{孔 } \phi 10.5}{\text{螺栓 } \phi 10}$	10- $\frac{\text{孔 } \phi 10 + 0.016}{\text{螺栓 } \phi 10 \begin{smallmatrix} -0.013 \\ -0.022 \end{smallmatrix}}$	20- $\frac{\text{孔 } \phi 8.5}{\text{螺栓 } \phi 8}$	10- $\frac{\text{孔 } \phi 8.5 + 0.016}{\text{螺栓 } \phi 8.5 \begin{smallmatrix} -0.013 \\ -0.022 \end{smallmatrix}}$	同一安 装边,图 标尺寸

续表 6-4

尺寸与配合 机种	部位	带止扣			无止扣		注
		止扣尺寸	螺栓	精密螺栓	螺栓	精密螺栓	
某发动机高压 压气机机匣	$\phi 538 \begin{matrix} H7(+0.07) \\ 0 \end{matrix} / h6(0-0.04) \\ (\phi 590)$	$12-\begin{matrix} \text{孔 } \phi 10.5 \\ \text{螺栓 } \phi 10 \end{matrix}$	$24-\begin{matrix} \text{孔 } \phi 8H7(+0.016) \\ 0 \\ \text{螺栓 } \phi 8f6(-0.013) \\ (-0.022) \end{matrix}$				
		$50-\begin{matrix} \text{孔 } \phi 8.5 \\ \text{螺栓 } \phi 8 \end{matrix}$	$6-\begin{matrix} \text{孔 } \phi 8H7(+0.016) \\ 0 \\ \text{螺栓 } \phi 8f6(-0.013) \\ (-0.022) \end{matrix}$				
某发动机低压 压气机机匣	$\phi 657 \begin{matrix} H7(+0.08) \\ 0 \end{matrix} / h6(0-0.05)$	$12-\begin{matrix} \text{孔 } \phi 9 \\ \text{螺栓 } \phi 8 \end{matrix}$	$24-\begin{matrix} \text{孔 } \phi 8.5H7(+0.015) \\ \text{螺栓 } \phi 8.5g6(-0.005) \\ (-0.014) \end{matrix}$				
RB211-535 压气机机匣	机匣部位	孔与螺栓的配合间隙:0.02~0.07					
	转子部位	孔与螺栓的配合间隙:0.02~0.05					

(3)止扣与精密螺栓同时采用,一般在薄壁机匣处,止扣与精密螺栓定位同时采用。精密螺栓定位时,设定位止扣还便于加工制造和装配。

(4)圆弧端齿定位,一般可以在转子部件中采用,转子的装拆性和拆装的重复性均很好,它可以保持高的同轴度要求。圆弧端齿结构设计见 ST2512 标准和《航空发动机设计手册》第2册第7.4节。

6.2.5.2 防错设计

发动机及其各组件是要经过多次装拆的,若设计不当就有可能在正常的装拆过程中引起差错,造成严重的不良后果。故在结构设计时要采用防错措施,即所谓防错设计,安装人员只有在操作是正确的条件下,才能使相邻的零、部和组件相配并组合起来。

下面是防错设计的一些原则:

(1)周(角)向位置防错措施:

- 在沿周向均布的螺栓(孔)中,将其中一个螺栓(孔)设置成不均布的。
- 在均匀分布的螺栓(孔)之间,另设一个定位销(孔)。
- 在相邻零、部、组件的某个方位(如上方),同时规定标刻“上”字或明显的刻线,在部组件图的技术条件中有明确要求——对齐刻线(或“上”)进行装配。

d. 若在同一安装边上,有精密与非精密两种螺栓时,两种螺栓与孔的尺寸应不相同。如精密螺栓的定位段直径为 $\phi 8.5h7$ 或 $g6$,而其孔径为 $\phi 8.5H7$,此时非精密螺栓直径应为 $\phi 8$ (螺纹为 $M8 \times 1.25$),其孔径为 $\phi 8.3H9$ 。若精密与非精密螺栓的名义尺寸相同,则在技术文件或设计图中规定定位孔的分布,而在装配时首先装精密螺栓,如 WP7 发动机压气机一级整流机匣与前机匣之间为 36 孔,其中 8 个精密孔($\phi 8^{+0.016}$),28 个非精密孔($\phi 8.5$)。

在同一安装边上的螺栓,也可以采用一种尺寸的精密螺栓与两种尺寸的孔(精密孔和较大尺寸的非精密孔)相配。

- 利用零、部件结合面处的凸台和非轴对称安装边形状来防错。
- 转子的盘与盘(或鼓筒),或与轴颈之间有两相邻零件的轻点或重点要错开(180°)的要求,则在部件图上应有错开轻点或重点的技术要求。
- 轴与轴、轴与花键角向的防错方法是在相配花键的一个齿槽中设径向销子或定位块,与

之相配的花键齿则铣掉。

(2) 轴向位置防错措施

a. 转子轴向位置的调整垫,应设计成两面是对称的(内倒角大小是相同的),倒角的设计按 HB30—46 零件倒圆与倒角的规定。当调整垫因调整需要而修磨其中一个端面时,端面修磨后的内倒角(圆)仍应符合设计图的要求。但在与调整垫相配的表面上设有退刀槽时除外。

b. 若调整垫设计成如图 6-10 所示的形状,应在组装图上明确规定某一特征面的朝向。

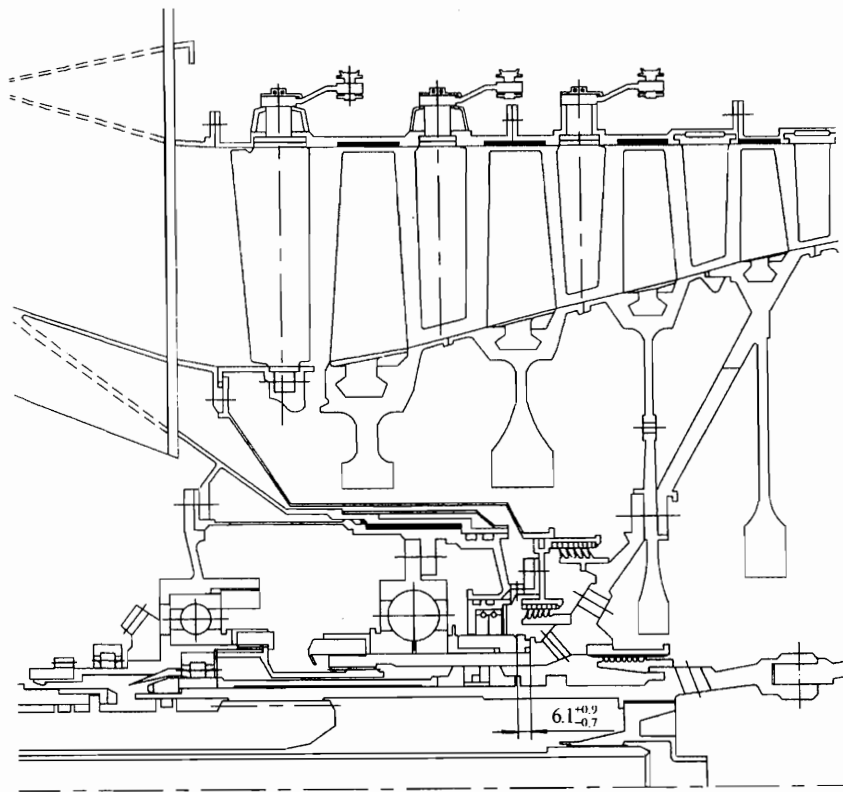


图 6-10 某涡扇发动机 3 号轴承处的调整垫示意图

c. 为调整转子和中央传动主动伞齿轮的轴向位置,在轴承的两内侧同时设(装)调整垫,此时两个调整垫的孔径应不相同,以避免形状完全相同的垫子错装。

d. 规定轴承带字端面的朝向,在组件图或在轴承安装技术条件中规定。

e. 转子叶片在盘上的安装,叶片采用纵向燕尾形或周向榫头,而且流道平坦直径变化较小,在设计榫头及其叶片锁紧装置时,应设计成在装配位置有误时使叶片无法进入槽或锁紧装置无法到达设计位置。

f. 叶片与盘的密封和锁紧的前后卡环(圈),应设计成两者完全相同可以互换,或两者有明显的差异。

6.2.6 构件抗腐蚀抗湿热抗霉菌(三防)设计

三防设计应符合国军标 GJB241《航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范》,GJB242《航空涡轮螺桨和涡轴发动机通用规范》。

6.2.6.1 结构设计

(1)力求结构简单和检查维护方便。

(2)注意控制与腐蚀有关的环境因素、结构因素(避免腐蚀介质的浸入或滞留)和力学因素(避免引起应力腐蚀和腐蚀疲劳)。

6.2.6.2 材料选择

(1)叶片、盘、轴和机匣选用抗腐蚀能力强的材料,钛合金(如 TC6),高温合金(如 GH4169),并可在叶片表面上喷涂防护层(如 A12S, WZL)。

(2)一般构件选用抗腐蚀能力强的不锈钢(如 0Cr18Ni11Nb、0Cr17Ni12Mo2、3Cr13Mo 等)。尽可能不选用对海水腐蚀较敏感的和耐应力腐蚀与点腐蚀能力差的材料,如不用 1Cr18Ni9Ti。

6.2.6.3 表面防护

尽可能避免重要件、关键件和系统连接件出现腐蚀。

(1)相互接触的不同材料和镀覆层,应按国军标 GJB594 金属镀覆层和化学覆盖层厚度系列和选择原则,选择材料与工艺。切实注意不同材料的相容性,避免低熔点金属(如镉等)对高应力零件的晶间渗透与污染。

(2)连接件的孔(缝)隙应尽可能地密封,防止腐蚀介质的存留。

(3)参照现役机种选用表面防护涂层技术及其工艺。WP7、WP13 发动机压气机部位镁合金壳体采用镱黄复合漆,铝合金支座采用阳极化加环氧漆。

(4)高温条件下工作的零件结合面,应注意防粘结,如镀铜。

6.2.6.4 工艺技术

设计时要合理选择制造工艺,注意零件表面状态的技术要求。

6.2.7 主要零件材料与制造工艺选择

(1)在方案设计阶段,应根据压气机的工作条件,选择国内已定型材料及工艺;选用的国内材料及零件制造工艺技术的研究成果,应是经过实验验证与鉴定过的,或者已经投入小批量试生产的,而且这些材料与工艺应具有结构强度设计所需的性能数据和工艺技术数据等。

(2)现代发动机风扇组件、中介机匣和高压压气机组件选用不同水平的钛合金,高压压气机后面级的部分构件也可采用高温合金或高温阻燃钛合金。

(3)现代发动机压气机和风扇的盘(鼓)与盘的连接大都采用电子束或摩擦焊接工艺,盘、轴颈、鼓筒等均是模锻毛坯。

转子叶片采用小余量精锻工艺毛坯。

静子叶片采用无余量或小余量精铸,或精锻工艺。

中介机匣采用整体精铸,或分成几部分精铸后焊接的工艺。也可采用钣料焊接形式。

机匣采用环形锻件或轧制件毛坯,或环形件毛坯加焊接(如焊接纵向安装边),或精密铸造。

空心叶片或支板,采用钛合金超塑成形加扩散焊接等工艺。

叶盘一般采用整体毛坯经多坐标数控机床加工而成,也有把叶片和盘分开来制作后焊接而成的。

6.3 压气机结构技术设计

在经设计评审和批准的结构方案基础上,开展结构技术(打样图)设计。

技术设计应全面而且具体地体现设计意图,并满足发动机总体、压气机性能和结构强度设计等诸多方面的要求,为工程图设计提供全面的充分的技术信息。

在技术设计文件和打样图中应表述的内容主要有:

- (1) 组件的控制尺寸及其位置度,与相邻组件有关的界面尺寸及位置度。
- (2) 组件内重要件和关键件的具体结构,尺寸及其位置度,如盘榫槽和叶片榫头的尺寸及位置度,机匣与静子叶片(或部件)连接的尺寸及位置度。
- (3) 构件间连接件的分布及其尺寸。
- (4) 防冰、静子叶片角度调节、引气、监视测量等系统的结构尺寸、安装位置、运动机构的活动范围,安装调整措施等等。
- (5) 转子与静子之间的径向、轴向间隙(冷热态)。
- (6) 组件的安装程序,保证顺利装拆的技术措施。
- (7) 主要零件的材料及其关键制造工艺技术。
- (8) 转子平衡程序、平衡精度及修正不平衡量的措施。

6.3.1 构件结构尺寸的确定

这里只讨论风扇、压气机内外流道表面处有关尺寸的确定,以中等推力发动机的风扇、压气机为例。构件的其他尺寸的确定请查阅有关章节。

根据风扇、压气机气动设计和叶型设计的结果,给出的气动流道和叶型坐标点数据,来确定风扇压气机盘和转子叶片榫头的轴向尺寸,机匣内径处静子叶片缘板的轴向尺寸。

6.3.1.1 转子叶片榫头(盘缘)静子叶片上下缘板轴向尺寸的确定

- (1) 转子叶片榫头和静子叶片内环(静子叶片采用悬臂结构时除外)。

根据转子叶片根部几个截面的前后缘在子午面上投影点的连线与气动流道内表面的交点 O_q 与 O_h (如图 6-11 所示),由该交点再往前与往后各扩展一定的距离 A ,一般 A 值取 1~3mm,这样榫头和盘缘的轴向长度就确定了,还可以取小于 $O_q O_h$ 的长度作为榫头的轴向尺寸,但此时应仔细设计榫头的端部,以求该区域的受力状况是良好的。

用同样的方法确定整流器内环或其叶片的下缘板的轴向尺寸。

- (2) 静子叶片上缘板轴向尺寸的确定,方法与(1)类同。

- (3) 在(1)、(2)基础上,确定转子与静子之间的名义轴向间隙。

统计表明风扇进口级处 8mm 左右,出口级 5mm 左右。高压压气机进口级处约 5mm,出口级处约 4mm,最小值一般大于 2.7mm。

6.3.1.2 盘和转子叶片根部流道表面径向尺寸的确定

- (1) 转子轮缘与静子内缘板处不应有逆向台阶,如首级盘和转子叶片的进气边区域要作“无冲击”设计处理,特别是流道的锥角(斜率)较大而且盘前侧的轴向间隙也较大时尤其应注意,一般的做法是将进气侧边缘做成大的圆角,如图 6-12 中 A 与 R 处, A 、 R 值的统计见表 6-5。

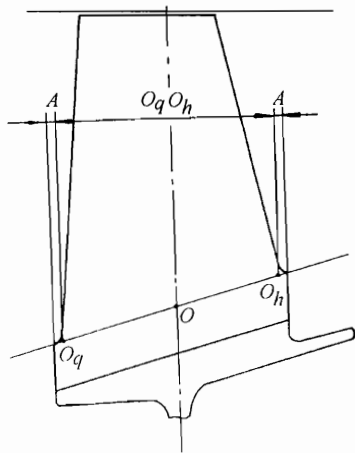


图 6-11 转子叶片榫头轴向尺寸示意图

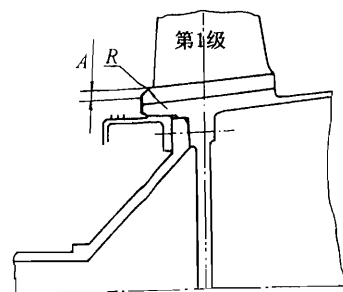


图 6-12 轮缘无冲击设计
示意图

表 6-5 无冲击设计 A、R 统计表 (mm)

机种	部位	一级盘前缘	注	注
		A	R	
WP7		0.75	15	
WP13		0.75	15	
某发动机风扇		1	20	实测

(2) 盘的流道表面径向尺寸的确定。盘的流道表面尺寸和形状与气动流道一致。但工程图纸上标注的是冷态的径向尺寸, 由气动流道(热态)尺寸, 扣除因盘的应力和温度变化引起的盘的总变形值。在盘的工作温度不高时, 也可只扣除由应力引起的应变(变形)值。应力和温度引起的变形值, 由强度计算给出。当盘缘前后端点的变形值不一致时, 结构设计师要作出判断与选择。

判断技术设计时所确定的有关径向尺寸是否合理, 主要看风扇和高压压气机在其主要的工作状态工作时其流道与气动设计的流道是否吻合, 无冲击、平滑。

6.3.1.3 转子鼓筒径向尺寸的确定

若静子叶片在机匣中采用悬臂的方式, 则鼓筒的外径尺寸即气动流道的内径尺寸, 但是应计入鼓筒因应力与温度引起的变形量。

(1) 内环内径的确定。按气动流道尺寸, 使转子与静子之间的容腔尽量小, 留出内环、内环上附着的封严环壳体和封严环(现代发动机压气机一般采用小(孔)蜂窝)等厚度, 给定封严环内径。通常内环、封严环壳体厚度约 0.5~1mm, 蜂窝环厚(高)度 3~5mm, 鼓筒篦齿高 5mm。但是, 也有的专家们认为, 采用高齿不太好, 用齿高 3~3.5mm 即可。

当静子叶片是可旋转的时候, 其内环一般由轻合金制造, 而且内环是可拆装的。此时内环的尺寸应根据结构需要来确定。

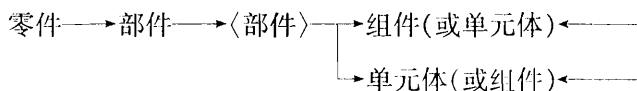
鼓筒篦齿齿尖与内环之间的热态间隙一般为 0.1~0.2mm, 冷态安装间隙约 0.6mm。

(2) 按尽可能缩小转子与静子之间容腔的原则确定鼓筒与内环的形状及尺寸, 参看图 6-7。

(3) 按减少气体泄漏的原则, 确定齿数与尺寸形状, 参看图 6-7。

6.3.2 部件划分

根据发动机总体结构和发动机装拆程序要求, 确定风扇、高压压气机组件是一个单元体, 还是几个单元体。在单元体或组件内再划分部件, 使组件分成三个或更多的层次:



并按此三个或更多的层次编制组件的各种生产用明细表(目录)。

在技术设计阶段必须对关键件、重要件和部件工程图设计要求及设计意图在打样图和技术设计(说明)文件中作明确的表述与规定。

一般情况下, 零件可直接进入组件或单元体装配, 结构设计师希望减少部件数量及其层次

(部件的部件),以减少图纸数量(图号数),简化明细表。

设计中要做到,凡进入组件或发动机总装的零、部件或单元体均能互换,无须在组装过程中作任何补充机械加工或补充调整。

部件划分原则主要有:

(1)提高零件工艺性、降低成本,将原本可以单独制造的零件改作成由几个零件组成的部件。如图6-10中央的长轴分成前、中、后3段制造,再用径向销钉将三者组成部件。

(2)提高零部件配合面之间的位置度,减少公差积累,将原本由零件直接组合成的单元体改做成先由“少数”几个零件组成部件,并组合加工。如图6-13中的1号轴承钢衬套E处,先将铝合金轴承座与钢衬套用螺栓或销子限位,组合后磨削加工表面E。

(3)改善装配工艺性,为了便于部件与部件或零件与部件的组合,防止构件在组装过程中错位与碰撞,或解决组装时的可达性,将原本可以设计成一个部件的,另外再设一部件,图6-14中2-3级(盘)转子与3,4级盘的组装就是这样,为了装3级盘处的连接件(螺栓),将4级盘与3级盘的连接由焊接改为3级盘与其鼓筒焊接成部件后再与4级盘用螺栓连接。

(4)均衡零部件毛料与零部件加工周期,避免

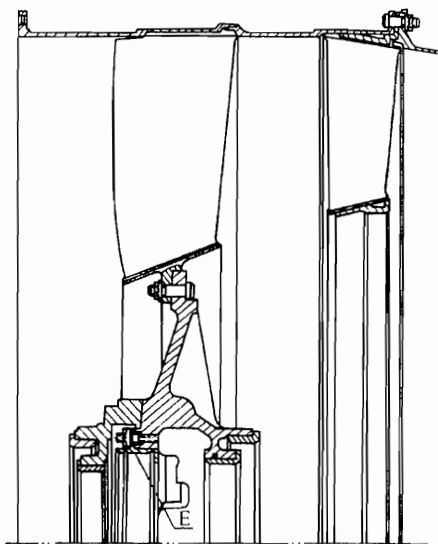


图6-13 机械加工件示意图

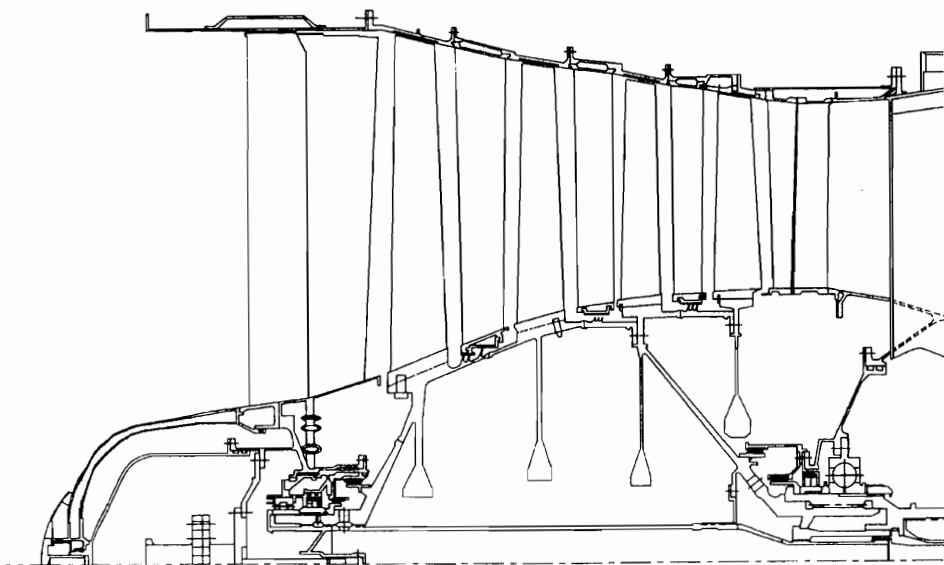


图6-14 某涡扇发动机风扇3级和4级盘组合示意图

某一零件、部件加工周期过长,毛坯过于复杂,如将图6-14中的第3级盘与其鼓筒及轴颈通过焊接构成3级盘部件。

(5)部件划分时还要注意设计基准与测量基准的选择,使尺寸公差和位置度的积累误差为最小。

(6)需进行特殊检验加工的项目,应划分出单独部件,如转子平衡部件。

(7)个别易磨损的零件,应尽量设计成单独的零件,如胀圈座、篦齿环、蜂窝、封严环等。

6.3.3 部件组件装拆工艺性

在技术设计时,应充分考虑部组件的装拆工艺性,确保零部件能顺利进行组件的组合与分解,而且所需的专用工艺装备要少。避免出现组合后难以分解,甚至无法分解的局面。

6.3.3.1 转子部件装拆

转子装拆措施设计有以下原则:

(1)安装在轴颈上的构件(如轴承衬套、中央传动齿轮)设计,由于这些构件与轴颈的配合是小间隙或过渡配合,设计时应在轴颈、衬套或齿轮上设置供装拆工具用的结构要素,如铣槽、螺纹、凸台(缘)等。

(2)盘与盘(或鼓筒、轴颈)间通常采用过盈配合,相应的构件上应设“顶丝孔”(一般3个),或设置供装卸工具用的其他结构要素。

(3)整体转子连接件(螺栓、螺帽)拆装,该连接件位于转子内腔一侧,如图6-2中高压压气机转子。在设计被连接的相邻的盘或轴颈时,应注意盘的孔有足够大、盘与盘之间的轴向距离足够长,以便工具的进入和装拆时防护装置的安放,并有一定的可达性;防止螺栓沿轴向脱落和拧螺帽时螺栓自转的结构要素。

(4)采用长螺栓连接几个盘或盘与轴颈时,在螺栓的螺纹端应另外设置供拧紧(或松开)螺帽时防止螺栓承受附加(扭转、剪)应力的方形段或延长的螺纹段尾端。尾端结构见第8章。

6.3.3.2 静子部件装拆

静子部件拆装措施设计原则:

(1)配合面之间采用小间隙或过盈配合的构件设计,设计时要考虑组装和分解时拔卸工具的安装,并要避免因装和拔卸过程使零件发生永久变形;或设置顶丝孔,以便分解时直接用顶丝顶开。

(2)静子件之间虽是间隙配合,但构件是薄壁件,或结合面上要涂密封材料,构件的工作环境工作温度又较高(如高压压气机机匣,特别是后段),设计时在构件上应设顶丝孔、解锥用槽缝、拔卸或吊卸工具的结构要素。

(3)静子件在装拆过程中,需要分步实施,并要求确定构件间相互位置的,结构设计时设置与此有关的结构要素,并在技术设计的图或技术文件中表明,如在正常的两安装边连接螺栓之间,增设3个埋头螺钉,见图6-15。

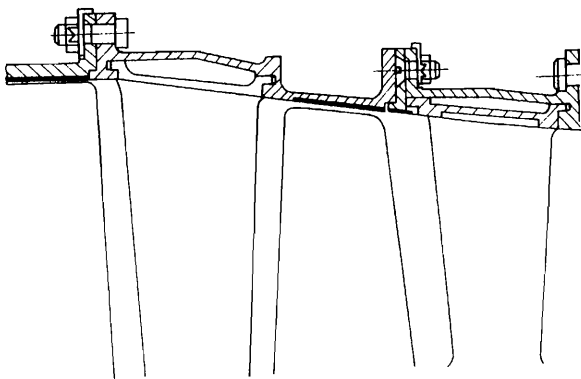


图 6-15 便于装拆结构要素示意图

6.3.4 转子平衡

现代发动机压气机转子,均采用零件→部件→大部件→转子单元体分步平衡的方法。在技术设计阶段对平衡应有明确的意图,以指导工程图设计。详见第8章。

6.3.5 组件打样图的主要技术条件

打样图技术条件应考虑以下内容。

6.3.5.1 对工程图设计的提示

- (1) 部件划分的细节,应有初步的组件明细表。
- (2) 部组件的安装与拆卸的设计要求。
- (3) 转子平衡程序及修正不平衡量的措施与设计要求。
- (4) 关键件重要件目录。
- (5) 零件部件主要的制造工艺技术:冶炼、成形工艺、特种工艺(如激光加工)、连接工艺、热处理、表面防护等。参阅《航空涡轮风扇发动机结构设计准则》(研究报告)第一册总论中的3.5.2。
- (6) 主要零件的材料选择,毛料类型与要求。
- (7) 三防设计的措施与要求。
- (8) 防错设计要求。
- (9) 防微动磨蚀的设计要求。
- (10) 选定叶片表面粗糙度(应由气动设计师提出要求)。目前叶片表面粗糙度为 $Ra0.4$ 。GE公司设计的 E^3 发动机压气机的静子叶片为 $Ra0.8$,前几级转子叶片为 $Ra0.4$,后几级为 $Ra0.25$ 。还可参阅第9章和《航空发动机设计手册》第2册中18.4.3.6。
- (11) 叶片型面轮廓度要求(应由气动设计师提出要求)。若气动设计师不提出具体要求,则按 HB5647 选定。还可参阅《航空发动机设计手册》第2册(第18章压气机叶片和涡轮叶片)。
- (12) 榫槽(头)和静子叶片缘板的密封技术要求,如图6-16(a)、(b)、(c)和(d)所示。

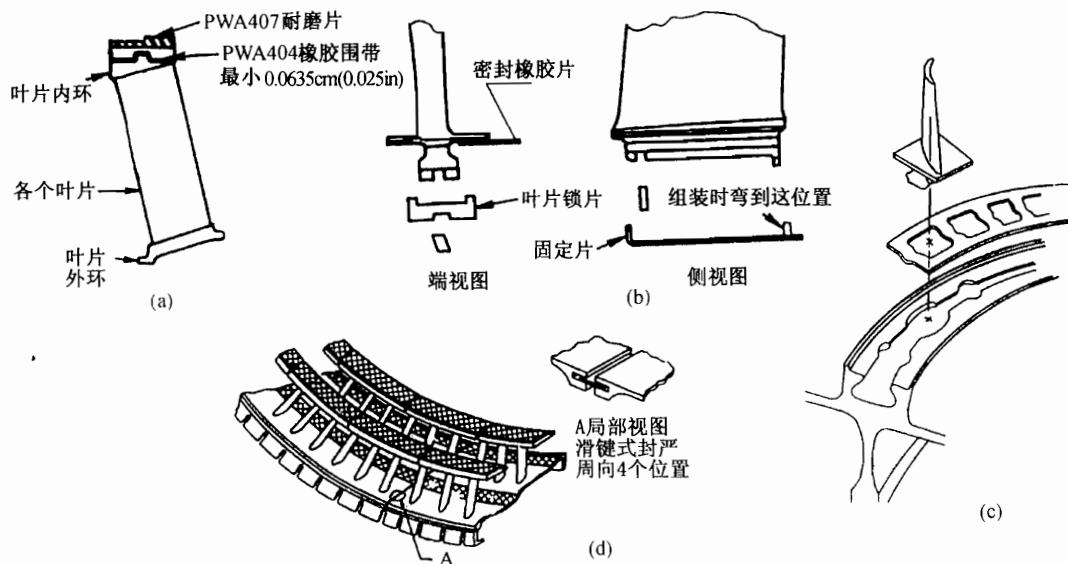


图6-16 榫头缘板密封示例

(13) 转子与静子之间径向间隙设计要求。

6.3.5.2 对组件总图设计的提示

(1) 转子旋转方向,必要时规定不得反转。

(2) 转子与静子之间径向、轴向间隙测量基准,或测量时压气机组件放置方式。调整垫(若有)的设计要求。

(3) 规定组件组合时不作锁紧、连接件不拧紧到位的部位。

(4) 静子叶片角度调节机构安装调试要求,含活动范围,初始力矩与相应的作动筒压力的测量要求。

(5) 组装过程中需作加温或冷冻处理的部位、介质、温度范围的要求。

(6) 对敞开的孔(口)、安装边需要用工艺堵盖(头)堵塞的要求。

(7) 组件组装过程中需涂密封剂的部位及牌号。

(8) 组件的吊装运输及支承的部位及注意事项。

(9) 转子、静子部件内相对位置的标记。

6.4 间隙计算与选择

间隙是指压气机转子与静子之间的轴向与径向间隙。

间隙,特别是转子叶片叶尖与机匣内壁(流道表面)间的间隙,在计算并选定之后,还要经过发动机在不同工作状态下试车及使用考验,经多次调整后才能最终确定下来。

影响间隙的因素主要有:

(1) 加工制造的尺寸公差、位置度等。

(2) 零件的热膨胀。

(3) 载荷作用下的变形,如叶片和盘的应变,承力系统和轴系在受载条件下的变形。

(4) 不均匀加热和加载造成的翘曲。

(5) 零件配合间隙引起的零件位置的变化,如轴承的活动量、弹性支承的变形等。

(6) 因可调节(旋转)零件的位置不同,对间隙的影响。

6.4.1 径向间隙计算与选择

6.4.1.1 径向间隙计算

(1) 台架设计状态下径向间隙计算

不考虑机动飞行过载引起的变形;转子转速按 $\bar{n} = 1.0$ 计,在按超转设计时以 $n_{\max}$ 来计算盘、转子叶片的应变和由温度引起的变形,具体数据取自强度计算报告。

径向间隙按下式计算:

$$S_p = S_m + \delta_c - \delta_d - \delta_b \pm \delta_y$$

式中: S_m ——安装间隙(设计图上规定值);

δ_c ——机匣内表面在工作温度和压力条件下发生的径向位移;

δ_d ——盘缘(榫槽与叶片榫头基准处)在工作条件下的径向位移;

δ_b ——叶身和叶根部分在工作条件下的径向位移;

δ_y ——转子与静子相对轴向位置的变化对径向间隙的影响值;

S_p ——工作间隙。

静子叶片或其内环与转子之间的径向间隙用类似的方法计算。

(2) 机动飞行状态下径向间隙(S'_p)评估

在(1)基础上,再计入在飞机作机动飞行时的发动机压气机转子和静子受过载而变形对间隙的影响,即:

$$S'_p = S_p - \delta_{cm} - \delta_m$$

式中: δ_{cm} ——机匣受过载时径向位移和变形对间隙的影响值;

δ_m ——转子受过载时径向位移和变形对间隙的影响值。

(3) 过渡态间隙分析

发动机及其组件,在发动机加速或减速过程中,径向间隙是不断变化的,某发动机加、减速时压气机(第6级)径向间隙的变化趋势如图6-17所示,图中第100分钟后是减速过程。分析时以稳态设计值作为基础,计入转速和温度随时间变化对径向间隙的影响,即可判断安装间隙选择的合理性。

过渡态间隙分析的关键是确定构件的温度随转速变化。

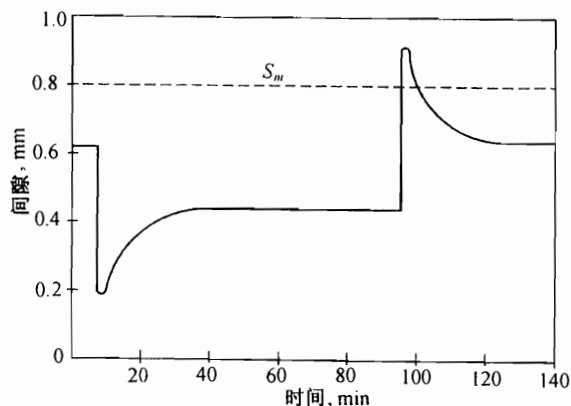


图 6-17 某发动机加减速时压气机(第6级)径向间隙的变化趋势

6.4.1.2 径向间隙的选择

(1)根据6.4.1.1的计算分析,台架设计状态下的径向间隙为0.25mm左右(PW公司的E³发动机压气机的平均运转间隙为0.25mm)时,安装间隙的取值算是比较合理的。在工作状态径向间隙出现负值是危险的。

(2)在过渡态,间隙为0.05~0.1mm,那么安装间隙的取值算是合理的。若间隙出现负值,则应对安装间隙作调整。如表6-6所示。

(3)除(1)、(2)所述两状态外,还应考虑飞机机动飞行时对间隙的影响,影响的量由承力系统的变形和转子系统的变形确定;若转子采用弹性支承时还应考虑弹性支承变形量对间隙的影响;转子叶片振动变形对间隙的影响。在所有的因素影响之下,间隙不应出现负值。

(4)安装间隙一般希望不大于1%叶高,若径向间隙增加1%,会导致压气机效率的下降可达2%。压气机的进口级一般是小于1%叶高,而高压压气机的出口级都超过1%叶高,如某发动机的高压压气机的径向间隙达6.8%叶高,见表6-7所示。

表 6-6 径向间隙选择举例

(mm)

级	部位	安装间隙 S_m	最小间隙 S_{min}	工作间隙 S_p	最大间隙 S_{max}
1	转子叶片尖部	0.78	0.20	0.42	1.00
	静子叶片内环处	0.50	-0.08	0.11	0.72
2	转子叶片尖部	0.66	0.08	0.27	0.88
	静子叶片内环处	0.5	-0.08	0.08	0.72
3	转子叶片尖部	0.66	0.08	0.24	0.88
	静子叶片内环处	0.65	0.07	0.21	0.87

续表 6-6

级	部位	安装间隙 S_m	最小间隙 $S_{\min}$	工作间隙 S_p	最大间隙 $S_{\max}$
4	转子叶片尖部	0.74	0.16	0.30	0.96
	静子叶片内环处	0.65	0.07	0.19	0.87
5	转子叶片尖部	0.75	0.17	0.29	0.97
	静子叶片内环处	0.65	0.07	0.17	0.87
6	转子叶片尖部	0.75	0.17	0.27	0.97
	静子叶片内环处	0.65	0.07	0.15	0.87
7	转子叶片尖部	0.76	0.18	0.26	0.98

注:前两级静子处具有负的最小间隙,应建议将1、2级内环处的安装间隙,由0.5增大至0.65。

表 6-7 某涡扇发动机风扇和高压压气机径向间隙相对值

		(a) 风 扇				(mm)			
项 目	级 间 隙	风 扇							
		1	2	3	4				
B	局部(min)	1.2~2.0	1.4~1.8	1.6~2.0	1.4~2.1				
	平均	<1.7							
$\bar{B} = \frac{B}{h_1} \%$		0.6			1.5				

		(b) 高压压气机									(mm)
项目	级 间 隙	高压压气机									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	
B	局部	1.0~1.7	1.0~1.7	1.2~1.6	1.0~1.6	1.1~1.6	1.1~1.6	1.3~1.9	1.3~1.9	1.3~1.9	
	(min)	(1.2~1.4)	(1.2~1.4)	(1.15~1.3)	(1.15~1.3)	(1.2~1.4)	(1.2~1.4)	(1.5~1.7)	(1.5~1.7)	(1.5~1.7)	
	平均	<1.4	<1.5	<1.5	<1.5	<1.5	<1.5	<1.7	<1.7	<1.7	
$\bar{B} = \frac{B}{h_1} \%$		<1.4	<1.9	<2.3	<3.0	<3.6	<4.2	<5.5	<6.2	<6.8	
K	局部	2.3~2.7	2.2~2.6	1.7~2.1	1.2~1.6	1.0~1.6	1.4~1.8	1.6~2.0	1.6~2.0		
	(min)	(2.1~2.5)	(1.9~2.3)			(1.2~1.6)					
	平均	2.5	2.4	1.9	1.4	1.4	1.6	1.8	1.8		
$\bar{K} = \frac{K}{h_1} \%$		2.8 ^①	3.3 ^①	3.2	3.0	3.6	4.8	6.2	6.9		

①此两级静子叶片为可旋转的;括号中的数据引自一图册。

表中:B——转子叶片叶尖径向间隙;

K——静子叶片内端径向间隙;

h_1 ——叶片进口处叶展。

(5)参考现役机种的间隙,选取径向安装间隙。径向安装间隙的统计见表6-8。

(6)根据压气机在试车与使用实际的需要,以及对径向间隙的实测结果,对径向安装间隙作调整。

6.4.1.3 径向间隙的控制措施

冷态与热态(工作状态),过渡态与稳态时的径向间隙是不相同的,而且相差较大,这对发挥压气机的性能不利。现在常采用一些技术措施,使径向间隙不随压气机工作状态的变化而变化,或者变化尽可能小些。这些措施有:

a. 热屏蔽机匣结构;

表 6-8 径向间隙统计 (mm)

级		风扇或低压机					高压压机										注
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
序	安装时						0.95	0.75	0.6	0.61	0.55	0.2	0.2	0.3	0.40	0.2	E ³ -GE
	1						0.5	0.32	0.3	0.5	0.55	0.42	0.4	0.25	0.25	0.25	
	巡航时						0.79	0.86	1.09	0.79	0.84	0.91	0.97	0.99	1.19	0.90	E ³ -PW
2	安装时	3.17	1.24	1.17	0.89	1.02	0.41	0.38	0.36	0.3	0.25	0.25	0.30	0.41	0.36	0.33	
	热态	1.39	0.313	0.293	0.525	0.785	见 表 6-7										某发动机
3	安装时						1.45~2.25	1.4~1.9	1.4~1.9	-	-	-	-	-	-	-	
4	安装时	1.4~2.1	1.3~2.2		-	-	1.4~2.2	1.5~2.1	1.5~2.1	1.5~2.1	1.5~2.1	-	-	-	-	-	WP7
5	安装时	1.8~2.6	1.3~2.1	1.1~1.8	-	-	1.6	1.22	0.76	1.1	0.86	0.79	0.84	0.81	0.86	-	WP13
6	安装时						1.32~1.62	1.27~1.6	1.27~1.65	1.19~1.57	1.19~1.57	1.12~1.5	1.07~1.5	-	-	-	CFM56
7	安装时	1.8~2.3	1.3~2.1	1.1~1.8	-	-	-	-	-	(1.42~2.29)	(1.34~2.03)	0.5~0.65	0.5~0.65	-	-	-	某发动机 (静叶尖)
8	安装时						0.5~0.65	0.5~0.65	0.5~0.65	0.5~0.65	0.5~0.65	0.5~0.65	0.351~0.47	0.351~0.47	0.351~0.47	0.351~0.47	WJ5A1
9	安装时	1.5	1.5	1.5	-	-	1.0	1.0	1.0	0.9	0.9	0.9	-	-	-	-	某发动机
10	安装时						1.2	1.2	1.0	1.0	1.0	-	-	-	-	-	某发动机
11	安装时	0.91	1.02	1.04	-	-	0.86	0.74	0.635	0.584	0.584	0.53	0.56	-	-	-	F404
12	安装时	-	-	-	-	-	1.0~1.19	0.8~0.99	0.7~0.89	0.7~0.89	0.8~0.89	0.8~0.89	-	-	-	-	某压机
13	安装时	0.59~1.96	0.9~1.69	0.67~1.06	0.42~0.8	0.42~0.810	0.94~1.070	0.71~0.840	0.71~0.840	0.58~0.71	0.102~1.150	0.84~0.97	-	-	-	-	RB211-535
14	安装时						1.45~2.24	1.9~1.980	0.56~1.32	0.09~1.85	0.17~1.96	0.76~1.40	0.69~1.270	0.53~1.190	0.53~1.12	-	F110 (计算值)
15	安装时						0.41, 设计转速时 0.69, 叶尖速度 457m/s, 级压比 1.912, 单级										

- b. 冷却的外机匣支承;
- c. 使用能使转子构件与静子构件热膨胀匹配的新材料;
- d. 内部冷却转子;
- e. 可拆卸的机匣内衬涂耐磨耗涂层;
- f. 用高强度低热容量材料制造盘;
- g. 低损耗低发热量的密封;
- h. 间隙主动控制,但主动控制间隙结构与系统复杂,只有在必要时才采用。该系统的示意

如图 6-18 所示;

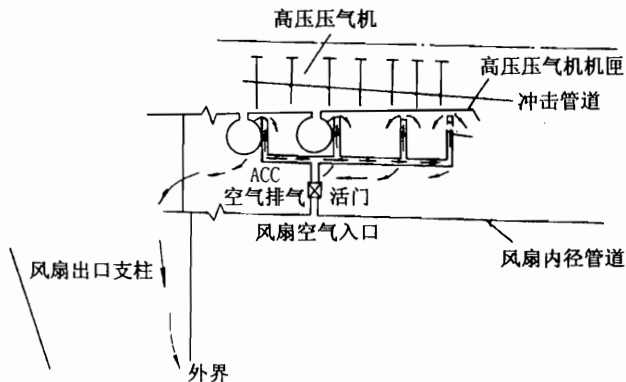


图 6-18 高压压气机间隙主动控制系统示意图

- i. 利用形状记忆合金控制间隙。

6.4.2 轴向间隙计算与选择

根据气动设计流道图,转子叶片和静子叶片的前后缘轴向尺寸,转子叶片榫头和静子叶片内环轴向尺寸,就确立了间隙的名义值。

气动设计在确定风扇、压气机转子和静子叶片排之间轴向间距时,应确定某个最小间距,以便为构件留出必要的位置,避免叶片因偏转而引起叶片相互碰伤。GE 公司的 E³ 发动机高压压气机(换算流量为 32~45kg/s),允许的最小绝对间距设定为 6.35mm。

通过轴向间隙计算,即轴向尺寸链计算,便可确定各轴向间隙的具体数值。

6.4.2.1 轴向间隙计算

具体的算法有多种,参看《航空发动机设计手册》第 2 册(第 4 章 4.5 尺寸链计算)。尺寸链计算方法见 GB5847,尺寸链计算导则见 GJB/Z11。

尺寸链计算时应:

(1) 尺寸链计算的基准选在推力(球)轴承的中心线或该轴承的侧面。

(2) 尺寸链计算应计入:零部件的制造公差、轴承轴(纵)向活动量、转子静子的(弹性)变形量、转子与静子的热膨胀差等等。

(3) 计算可分为两步进行:

第一步计算冷态值,第二步计算热态值。在进行热态尺寸链(间隙)计算时,应考虑压气机在各种不同工作状态时各构件变形对间隙影响的值,如表 6-9 所示。

表 6-9 某风扇 1 级盘前侧(A)和 3 级盘后侧(B)轴向(冷热态)间隙计算结果 (mm)

轴向间隙	A			B		
发动机工作状态	H0 M0	H0 M1.2	H20 M2.1	H0 M0	H0 M1.2	H20 M2.1
制造公差之和	+2.15 -0.8			+0.70 -1.25		
推力轴承的轴向游隙	0.30			0.30		
总的弹性变形量	0.15			0.48		
热膨胀之差	0.34	0.32	0.31	0.08	0.03	0.02
发动机冷态间隙(安装)	4 $\begin{smallmatrix} +2.45 \\ -0.8 \end{smallmatrix}$			5 $\begin{smallmatrix} +0.7 \\ -1.55 \end{smallmatrix}$		
发动机热态间隙	4 $\begin{smallmatrix} +2.94 \\ -0.8 \end{smallmatrix}$	4 $\begin{smallmatrix} +2.92 \\ -0.8 \end{smallmatrix}$	4 $\begin{smallmatrix} +2.91 \\ -0.8 \end{smallmatrix}$	5 $\begin{smallmatrix} +1.00 \\ -1.81 \end{smallmatrix}$	5 $\begin{smallmatrix} +1.00 \\ -1.76 \end{smallmatrix}$	5 $\begin{smallmatrix} +1.00 \\ -1.75 \end{smallmatrix}$

表中: H—高度; 0, 1.2, …—0 km, 1.2 km, …; M—飞行马赫数; 1.2—1.2 马赫数。

6.4.2.2 轴向间隙选择

(1) 轴向间隙的计算结果, 轴向间隙通常是由前往后逐级变小的, 但是还要作某些调整。如第一级盘前侧与零级(或进气机匣)内环后侧之间的轴向间隙要调小, 以减少空气流动的冲击损失。再如后面级的轴向间隙可能偏小, 要适当放大, 以避免构件相碰。但此时叶片排间的距离已定, 只有通过减少转子叶片榫头和静子叶片内环的轴向尺寸来实现。

(2) 轴向间隙的最小值, 由转子与静子构件在任何工作状态下, 甚至在压气机喘振的情况下均不相碰摩的原则来确定。

(3) 在可能的条件下, 间隙计算(结果)值不直接标注在工程图(或专用文件)上, 而是把对计算值作了调整后的值注在图上。

调整取舍的做法是:

a. 零部件尺寸、位置度合格, 轴向间隙应合格。

b. 考虑一些不可预见的转子与静子的变形。

c. 在计算的间隙范围的基础上, 应放大间隙的范围, 间隙上下限同时放大或单边放大。

例如计算间隙值为 $3.5 \begin{smallmatrix} +0.9 \\ -0.51 \end{smallmatrix}$ mm, 取为(标注) $3.5 \begin{smallmatrix} +1.1 \\ -0.71 \end{smallmatrix}$ mm; 或取 $3.5 \begin{smallmatrix} +1.1 \\ -0.51 \end{smallmatrix}$ mm, 或取 $3.5 \begin{smallmatrix} +0.9 \\ -0.71 \end{smallmatrix}$ mm, 由设计者视情选取。

不同机种轴向间隙统计见表 6-10。

6.5 材料选择及举例

6.5.1 材料选择

材料选择应考虑以下原则:

(1) 综合考虑材料的先进性、继承性、经济性和工艺性, 优先选用国内外同类发动机已经成熟使用的材料及其工艺, 以减少技术风险;

(2) 尽可能选用工艺成熟, 性能稳定, 性能数据和技术条件齐全的材料, 或选用近期可以工程化的新材料及其工艺;

(3) 材料应有稳定可靠的供货来源;

(4) 材料的比强度和比刚度高, 密度低, 而性能又能满足强度设计的要求;

表 6-10 轴间间隙统计 (mm)

	风扇(低压压气机)					高压压气机										注
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
盘前侧	-	8.1~13.1	6.1~10.3	-	-	5.4~8.4	2.9~5.5	2.7~5.5	-	-	-	-	-	-	-	WP7 发动机
盘后侧	5.3~10.4	5.1~9.9	5.5~9.6	-	-	3.2~6.0	3.1~5.7	3.7~6.5	-	-	-	-	-	-	-	
盘前侧	-	10.4~13.3	7.7~10.3	-	-	8.0~9.5	3.8~5.8	4.8~7.0	4.2~6.6	2.9~5.8	-	-	-	-	-	WP13 发动机
盘后侧	7.2~9.8	6.0~9.0	7.7~10.0	-	-	5.0~6.4	7.9~9.7	4.6~6.7	4.0~6.4	4.2~6.8	-	-	-	-	-	
盘前侧	-	10.4~13.3	7.7~10.3	-	-	-	3.68	2.54	2.54	2.54	2.54	2.54	-	-	-	某发动机
盘后侧	7.2~9.8	6.0~9.0	7.7~10.0	-	-	6.0	4.58	4.58	3.81	3.81	3.81	4.2	-	-	-	
盘前侧	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	某发动机
盘后侧	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4.1~4.5	-	(测量值)
盘前侧	-	13.6	15.9	15.01	10.52	14.98	12.27	7.75	8.48	5.87	5.87	6.12	6.02	5.72	5.79	PWA E ³ 发动机
盘后侧	-	17.65	14.25	11.18	6.3	14.15	9.27	7.49	4.83	5.06	4.47	4.55	4.55	4.55	9.25	
盘前侧	4.7~7.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	某发动机
盘后侧	12.7~15.7	10.2~13.1	9.9~12.8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
盘前侧	11.68	8.98~9.0	11.0~11.8	6.6~7.0	-	8.3	2.9	2.8	5.2~5.4	5.3~6.3	5.2	5.0~5.7	5.5~5.7	5.0~5.7	-	某发动机
盘后侧	12.4~13.4	11.6~11.8	8.2~8.4	6.8~8.8	-	-	3.38	4.6~5.2	2.6~3.0	3.3~3.7	3.9~4.6	3.6	3.6~3.7	-	-	(测量值)
盘前侧	2.41(min)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	F404 发动机
盘后侧	-	-	2.41(min)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
盘前侧	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	某压气机
盘后侧	-	-	-	-	-	3.4~3.6	-	-	-	-	5.6~6.4	-	-	-	-	(设计)

- (5)材料的工艺性能(冷热加工,焊接等)能满足结构强度设计的要求;
- (6)选作叶片材料应是弹性模量高,抗振阻尼性好,疲劳强度高;
- (7)盘和叶片应选用持久、蠕变强度好的材料;
- (8)盘应选用高韧性、热处理(淬透性)好的材料;
- (9)抗腐蚀性好;
- (10)材料的品种与规格应尽量减少,以降低成本。

6.5.2 材料选择举例

6.5.2.1 风扇压气机用钛合金

钛合金使用情况见表6-11。

表6-11 风扇压气机用钛合金举例

牌号	特点	适用温度(℃)	应用情况
TC4 接近:BT6、T-6Al-4V、 IMI318、T-AV6	$\alpha+\beta$ 型,综合性能好,良好的耐腐蚀性,良好的工艺性和塑性,可锻、焊或铸,对热盐应力腐蚀有一定的敏感性	长期工作可达400	WP13机匣、叶片和盘; CFM56、CF6-50风扇出口 和低压的静子叶片;F100- PW-100高压静子叶片
TC6 接近:BT3-1	$\alpha+\beta$ 型,综合性能好,良好的耐腐蚀性,良好的工艺性和塑性,可锻、焊,冷加工工艺好	长期工作可达450	盘、叶片和作动筒体
TC11 接近:BT9	$\alpha+\beta$ 型,综合性能好,工艺性和塑性好,可锻与焊,良好的耐腐蚀性,对热盐应力腐蚀有一定的敏感性	长期工作可达 500,近 β 锻可用到 520	盘、叶片和鼓筒;WP13 盘、叶片等在450℃下允许 工作时间6000h,500℃下 允许工作500h
TA11 接近:Ti811、Ti-8Al-1Mo- 1V	近 α 型合金,应力腐蚀较敏感,密度较小	长期工作450	叶片
TC17 接近:Ti17、Ti-5Al- 2Sn-4Mo-2Zr-4Cr	富 β 相的 $\alpha+\beta$ 型合金,良好的工艺性,较高的持久和蠕变性能	420~450	叶片、盘、轴颈
TC14 接近:Ti6242、 Ti-6Al-2Sn-4Zr-2Mo	近 α 型合金,工艺性良好,良好的综合性能	540	机匣

6.5.2.2 风扇压气机用不锈钢

不锈钢使用情况见表6-12。

表6-12 风扇压气机用不锈钢举例

牌号	特点	适用温度(℃)	应用情况
Cr17Ni2 接近:AISI431、En57、 431S29、Z15CN16-2、 SUS431、14Cr17H2	马氏体型,有磁性,良好的耐蚀性和抛光性能,可锻、铸或焊。但焊接工艺要求较严格	400	转子叶片、静子叶片、承力环、机匣等,WP6、WP7、WJ6转子叶片、静子叶片和轮盘
1Cr11Ni2W2MoV 接近:AISI422、 Z12CNDV12	马氏体型,有磁性,良好的韧性和抗氧化性,较好的耐蚀性,,但不适于海水和海洋性大气中使用,工艺性、焊接性良好	550	高温环境中工作的盘、叶片、轴(颈)等;WP7叶片、盘轴(颈)等

6.5.2.3 压气机用高温合金

高温合金使用情况见表6-13。

表6-13 压气机用高温合金举例

牌号	特点	适用温度(℃)	应用情况
GH4169 接近: Inconel718、 UNSNO7718、 NC19FeNb	沉淀强化, Ni基合金。在-253~700℃很宽的温度范围内组织性能稳定, 屈服强度高和塑性好	700	叶片、盘、轴颈、机匣等; CFM56 叶片、盘
GH132(GH2132) 接近: A286、 Z6NCT25	Fe-25Ni-15Cr基, 高屈服强度和持久蠕变强度, 较好的加工塑性和满意的焊接性能	650	盘、叶片紧固件、轴颈等
GH901 接近: Incoloy901、 Nimonic901、 Z8NCDT42	Fe-43Ni-12Cr基, 奥氏体型时效硬化合金, 760℃以下抗氧化性能良好等	650	某高压压气机第6级转子盘

6.6 小发动机轴流压气机结构设计

小发动机压气机的结构形式, 从总体看与大发动机压气机的结构有很多相似之处, 均是由转子、静子和支承系统等构成; 为了改善压气机特性, 扩大喘振裕度, 也常常把静子叶片设计成可调节角度的形式, 有的还设有放气机构。

小发动机轴流压气机结构设计, 其设计程序、基本设计原则和做法与本章已叙述过的内容基本相同。这里仅就它的一些结构设计特点作一介绍。

(1) 由于小发动机的空气流量小, 转速高, 构件尺寸小, 比例尺效应严重, 所以, 在小发动机上几乎没有采用纯轴流压气机的结构形式。在小发动机上如采用轴流压气机仅仅是将其作为压气机的一个组成部分, 即应用轴流加离心的组合式压气机形式。

(2) 小发动机的轴流压气机大量采用整体结构, 结构简单, 零组件数量少。如将转子叶片与轮盘做成一体, 形成叶盘结构; 将静子叶片与其外环、内环(含封严构件)焊接或冲铆或铸成一体, 构成整体的整流器(静子)。

(3) 小发动机转子旋转零件间广泛采用圆弧端齿定心、传扭, 中心拉杆拉紧的结构形式。这种形式定心、传扭可靠, 装配重复性好, 结构简单, 零件少。目前采用这种形式定心传扭的小发动机很多, 如RTM322、T700-GE-701A、WZ8A等发动机。除了上述定心传扭形式之外, 如果结构允许, 也有采用圆柱面定位的, 用多个长螺栓拉紧所有转动件, 靠端面摩擦力传扭的形式, 如PT6T-6发动机。

(4) 小发动机工作转速高达30000~60000r/min, 设计点转速一般在1、2阶临界转速之上, 有的甚至要通过3阶临界转速, 因此其转子支承系统常采用弹性支承加挤压油膜阻尼器的结构形式。

(5) 小发动机转子系统平衡精度要求高。为了保证转子的平衡精度, 转子上的每个主要零件均要求单独进行平衡。小发动机压气机转子的不平衡量一般约取 $10\text{g}\cdot\text{mm}$

(6) 严格控制压气机的径向间隙。由于构件尺寸小, 间隙相对于叶片高度的比例增加。须

尽可能缩短支承间的轴向长度,在机匣上喷涂适当的涂层,以便缩小叶尖处的径向间隙。

6.7 民机用发动机压气机结构设计

相对于军用发动机压气机结构设计,民用发动机风扇压气机结构设计,更要强调组件的维修性、运行的可靠性、经济性(发动机直接使用成本要低)和高寿命等。此外,还要考虑噪声水平、防止外来物吸入以及机匣包容等特点。

6.7.1 降低噪声的设计措施

主要是指在声的传递途径中降低噪声和从声源上控制两方面。

(1)设置声衬,通常在民机风扇进口出口处设有消声声衬构件,它是一种多孔或多层多孔构件,如图6-19所示。

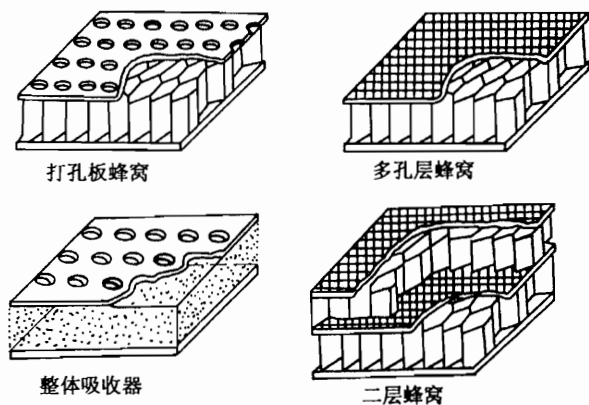


图6-19 消声声衬结构示意图

(2)风扇压气机气动参数与叶栅参数、转子叶尖速度、增压比、转子叶片数目、静子叶片数/转子叶片数比例、叶片排的轴向距离(间隙)等都会影响风扇压气机发出的噪声的量级。

增压比一定时,适当控制转子叶片进口气流相对速度与其出口相对速度的比值,使气流在转子叶片槽道中不易产生分离,从而使噪声水平下降;转子叶片数目增加,气流不易分离,噪声水平亦呈下降趋势;叶片通道频率(转速乘以通道数—转子叶片数),保持在人心理听觉噪声声频(3000~4000Hz)之外,那么人便感觉不到该噪声等。

(3)拉大静子叶片与转子叶片排间的轴向间距,当轴向间距增大时,使声功率下降,若间距增大一倍时,声压级可减少2~6dB。轴向间距拉大的结构布置如图6-3。

(4)适度斜置(沿轴线)静子叶片,减少粘性尾迹相互作用的强度,也可降低噪声水平,如图6-3所示。

6.7.2 防止外来物吸入的设计措施

在设计军用或民用发动机风扇及压气机时均应考虑防止外来物吸入的结构设计措施。直升机能用小发动机进口处均设有旋风除尘(砂)装置,如图6-20所示。民用大型涡扇发动机增压级出口处也设有粒子去除装置,如图6-21所示。

防止外来物吸入装置的设计意图是当外来物被吸入发动机(风扇)后,使吸入物沿运动轨迹由内涵转向外涵道。若外来物进入中介机匣内涵道后,使它在气流转弯处转入外涵道,避免外来物进入高压压气机。

增大风扇转子叶片与静子叶片之间的轴向间距也是一种防止外物损坏构件的措施。

6.7.3 风扇机匣包容结构设计措施

在民用发动机风扇机匣设计时,必须按机匣包容要求进行,详见《航空发动机设计手册》第17册。

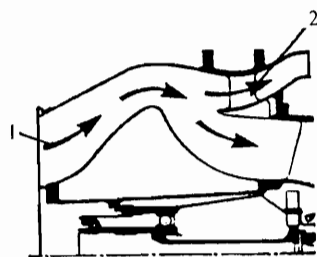


图 6-20 轴对称式粒子分离器

1—进入发动机空气;

2—外物甩出方向

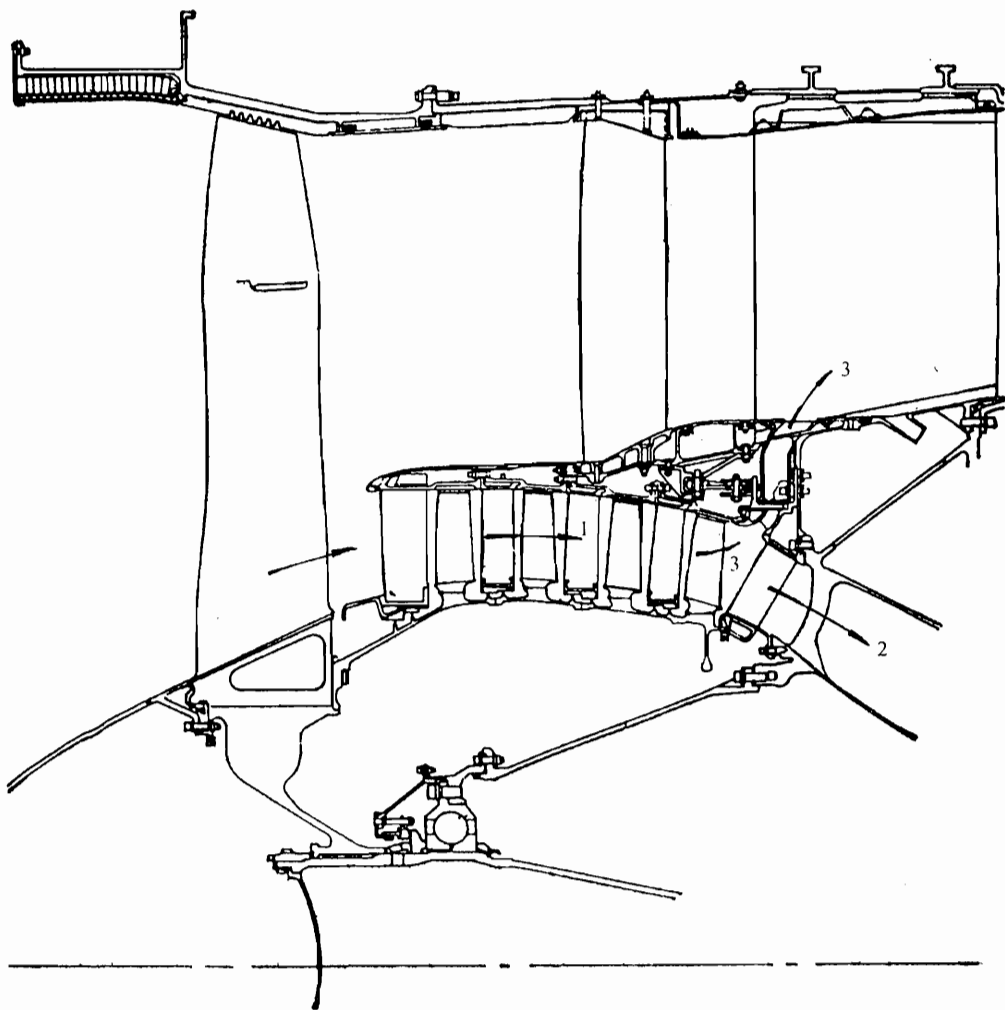


图 6-21 PW2037 发动机粒子分离装置

1—主气流方向;2—进入高压压气机方向;3—粒子甩出方向

包容的结构设计措施有增加机匣壁厚;在机匣外表面处设置加强筋或铺设纤维增强层,蜂窝夹层等,如图6-22所示。

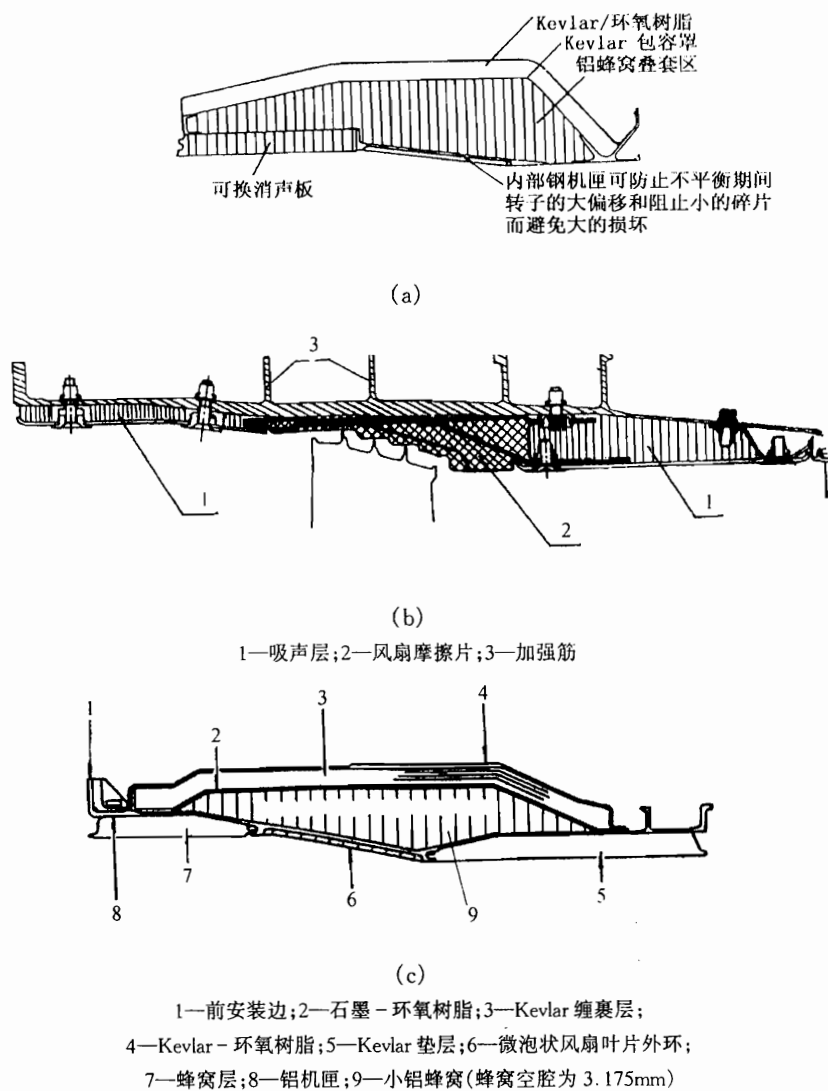


图 6-22 包容机匣示意图

第7章 轴流压气机静子结构设计

本章仅叙述典型静子件的结构设计,包括机匣、整流器、可调叶片操纵机构等。机匣设计主要针对对开机匣,并在典型构件设计中介绍了某七级压气机的对开机匣和某三级风扇的对开机匣设计。整流器的结构是多种多样的,最典型的构件为机匣+整流叶片+内环(或带封严装置)。在典型构件设计中分别介绍了带T形上、下缘板的整流器和带上、下轴颈的整流器。

压气机级间封严的种类也很多,常采用涂层+封严齿、蜂窝+封严齿、刷式封严等结构,在这一章中也分别给予了叙述。

7.1 静子结构设计要求

根据风扇、压气机结构技术设计和风扇、压气机气动设计对压气机静子或静子单元体的设计要求,进行压气机静子结构工程图设计。主要的设计要求有:

- (1)界面尺寸要求。
- (2)重量指标。
- (3)各段机匣间定位、密封、连接及固定方式。
- (4)静子装配、分解程序,维修性和互换性要求。
- (5)主要构件选用的材料。
- (6)可调静子叶片机构的安装、调试。
- (7)引气、测量和观察窗口的数量、位置及其结构设计要求。
- (8)是否采用处理机匣。

7.2 机匣设计

压气机机匣可以设计成多段或单段整体结构形式,也可以设计成分半式(对称分半、非对称分半)或既分段又分半的结构形式,如图7-1所示的WP13发动机,即采用了整环结构(第1级、第3级整流机匣)和分半结构(第2级、第4~5级、第6~7级整流机匣)。

当机匣需要增加刚性时,可采用设置加强筋的方式予以加强,其加强筋有两种形式,即周向加强筋和纵向加强筋,对薄壳零件应采用周向加强筋方式(图7-49为某三级风扇机匣加强筋),其数量和结构尺寸需由强度设计后确定。

7.2.1 机匣内流路设计

机匣内流路设计有尺寸公差、形位公差、表面粗糙度。

直径尺寸公差一般为H7或H8;

形位公差一般是圆跳动,一般为0.03~0.05;

表面粗糙度一般为Ra1.6~3.2。

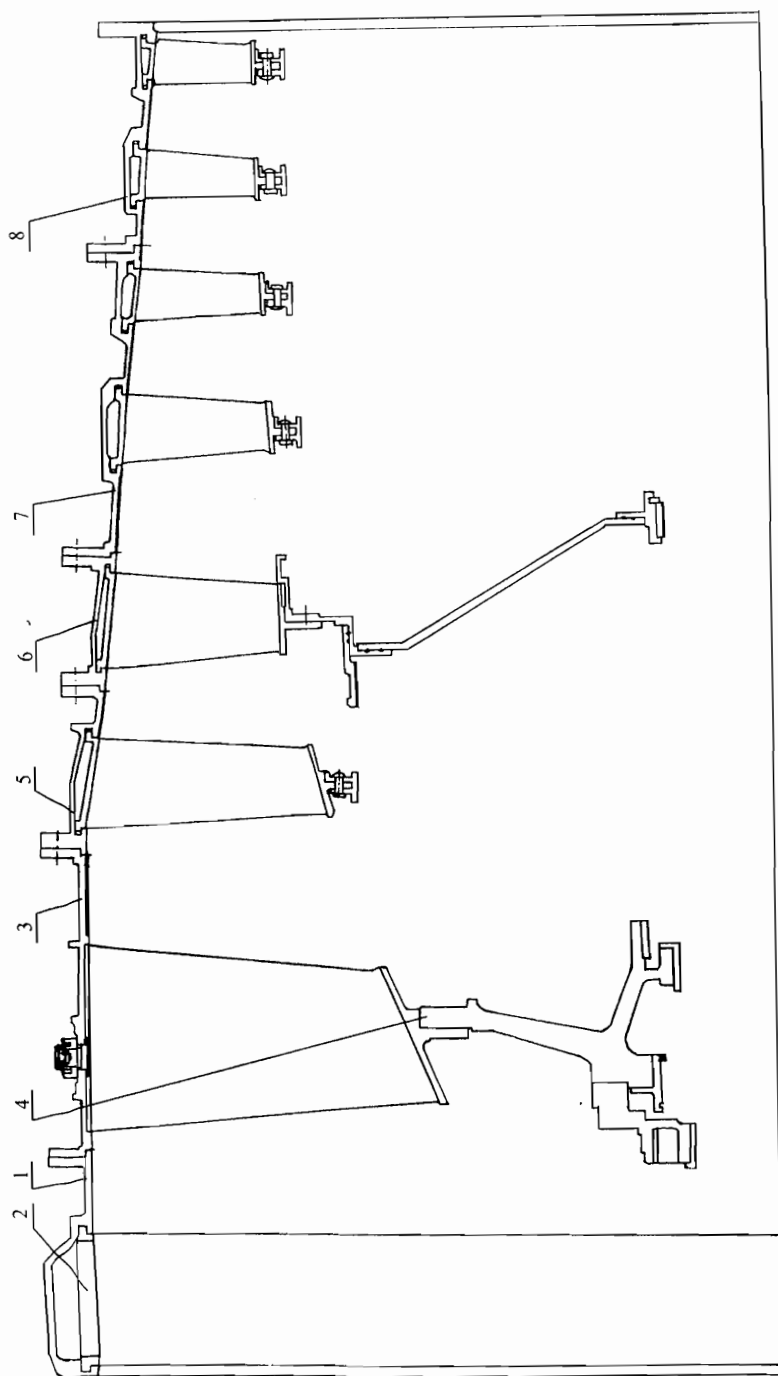


图7-1 WP13发动机压气机静子组合件

1—进气处理机匣壳体；2—扰流片；3—前机匣壳体；4—前支承壳体；5—第2级整流器壳体；
6—第3级整流器壳体；7—第4、5级整流器壳体；8—第6、7级整流器壳体

7.2.2 机匣的周向安装边设计

7.2.2.1 周向安装边的形式选择

根据需要可设计成如表 7-1 所示的不同形式

表 7-1 周向安装边的结构形式及其特点

(a)	(b)	(c)
(d)	(e)	(f)

7.2.2.2 周向安装边尺寸选择

表 7-1 中(a)、(f)均设置一过渡台阶 b , 其中(a)是通过圆弧 R 直接延伸到等厚度壁厚处。

表 7-1 中(c)、(d)、(e)、(f)经过一个带锥度的安装边颈部 c 延伸到等厚度壁厚处。

(1)带颈部的安装边,颈部尺寸一般取 $c = 15 \sim 20\text{mm}$,锥度为 $10^\circ \sim 15^\circ$ (以机匣的内流道为基准)。

(2)通常 a 取 $3 \sim 5\text{mm}$, b 取 $3 \sim 5\text{mm}$, 而且孔圆柱面的长度较轴圆柱面的长度大 $0.5 \sim 1\text{mm}$ 。

(3)配合面处的倒角(圆)设计应符合 HB0-46《倒角和倒圆配合尺寸》规定。

(4)周向安装边的厚度应由强度设计确定,一般厚度不小于 3mm 。

7.2.2.3 周向安装边螺栓孔数及其配合的选择

(1)周向安装边螺栓孔数一般取偶数,孔间距(弧长)为所选取螺栓杆径的 $3 \sim 7$ 倍。当螺栓直径较大时取小值;机匣内外压差大时也取小值。

(2)周向安装边连接螺栓与孔的配合,可采用精密和非精密两种,精密螺栓的数量需根据机匣的受力情况确定,精密螺栓一般情况下为总数量的 $1/3 \sim 1/4$,在总数量不多时可达 $1/2$ 。

(3)精密螺栓与孔的配合,可采用 H7/h6 或 H7/g6、H7/f6。

非精密螺栓与孔的间隙一般为 $0.2 \sim 0.5\text{mm}$ 。

(4)对分半式机匣,在纵向安装边两侧的周向安装边上需设置两个精密螺栓,两螺栓孔间距一般不大于正常分布的 2 倍螺栓孔距。

(5)精密螺栓孔的位置度公差一般取 $\phi 0.02 \sim 0.03$, 非精密螺栓孔的位置度公差一般取 $\phi 0.1 \sim 0.2$ 。

如果压气机机匣的周向安装边位置设置在可调静子叶片旋转轴中心剖面或静子叶片固定轴颈中心剖面上, 其安装边的设计如图 7-2 所示, 其中连接机匣安装边的螺栓数量与静子叶片数相当, 精密螺栓数量应不少于螺栓总数的 $1/2$ 。

7.2.2.4 周向安装边圆柱面定心配合的选择

常选用圆柱面的定心配合为 H7/h6、H7/g6, 以保证零件能自由装拆。还应考虑零件尺寸的公差、形位公差和表面粗糙度的数值之间应协调。

7.2.2.5 机匣周向安装边的减重设计

机匣安装边减重设计通常有两种方法: 一种是采用较小直径的连接螺栓, 降低安装边的高度; 另一种是将螺栓孔间的材料铣去一部分, 但应使孔的周围留有足够的起安装紧固作用的支撑面, 或两种方法同时采用。这里仅介绍将螺栓孔间材料铣去一部分的减重设计方法。如图 7-3 和图 7-4 所示。

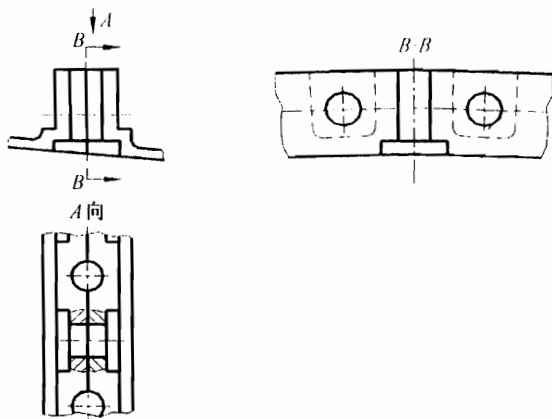


图 7-2 某六级高压压气机机匣前安装边

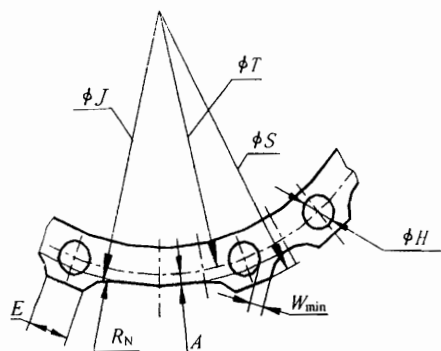


图 7-3 断续加工形成的扇形

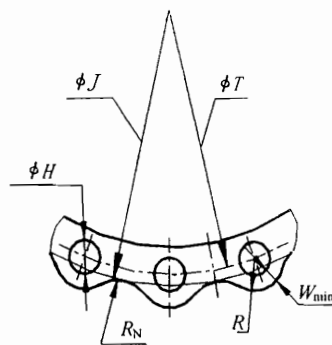


图 7-4 连续加工形成的扇形

设计中去材料半径(扇形半径) R_N 为用铣刀加工时, 铣刀半径的选择。

图中: H ——最大螺栓孔径;

W_{min} ——设计要求的孔周围最小壁厚, 一般取螺栓孔径值 $0.45 \sim 0.6$ 倍;

E ——安装边宽度, 约为 $1.5 \sim 1.8$ 倍螺栓孔径;

T ——螺栓分布圆直径;

A ——扇形根部半径与螺栓孔分布圆半径之差; 其差值 $A = (J - T)/2$ 约为螺栓孔径的 $0 \sim 1/4$;

R_N ——铣刀半径, 常用的半径有 $R20$ 、 $R30$ 、 $R40$ 、 $R50$ 、 $R60$ 、 $R65$ mm;

J ——扇形根部直径。

7.2.2.6 机匣安装边尺寸公差和形位公差

机匣安装边轴向距离 L 公差(尺寸公差)一般取 $h9$ 或 $h10$, 安装边结合面的位置公差是平行度。其值等于基准表面之间长度尺寸公差值的一半, 通常为 $0.03 \sim 0.05 \text{ mm}$, 如图 7-5 示例。

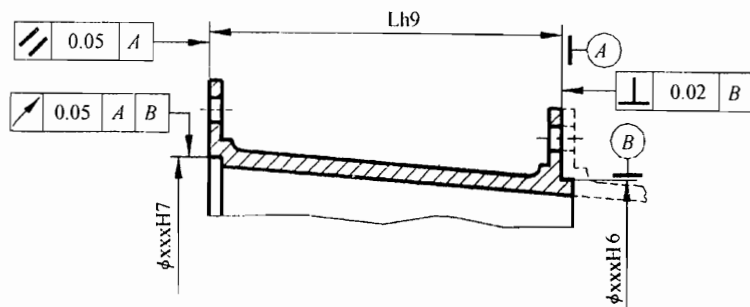


图 7-5 周向安装边尺寸公差和形位公差示意图

圆柱定位面的配合公差一般按 $\phi A H7/h6$ (出现零间隙的配合), 在端面与引导圆柱面之间应给出垂直度公差, 保证构件之间正确的定位或准确装配。根据相配的引导圆直径间的配合要求确定公差值。根据具体用途适当选择, 一般为 $0.01 \sim 0.02 \text{ mm}$ 。

7.2.2.7 周向安装边螺栓装配面上螺栓孔分布及安装边最小外径的确定

(不使紧固件进入圆角区域, 见图 7-6、图 7-7)

(1) 螺栓孔分布圆按下列公式计算

$$T = G + 2B_{\max} + J - F + H$$

(2) 最小安装边外径采用下列公式计算

$$K = T + J - F + H$$

式中: T ——螺栓孔分布圆直径;

G ——肩部最大直径, 其与 ϕA 的差值 $\Delta = (\phi G - \phi A)/2$ 与安装边厚度相当;

B ——圆角半径, 图 7-6 所示的圆角半径可取 $R0.5 \sim 0.8$, 图 7-7 所示圆角半径可取 $R3 \sim 5$;

J ——紧固件垫圈外径;

F ——紧固件最小直径(螺纹或螺杆);

H ——最大孔径;

K ——安装边最小直径。

(3) 常借表面 ϕG 防止 D 形头螺栓(如图 7-8 所示)转动, 对于图 7-6

$$T = G + 2L + (0.5 \sim 1.0)$$

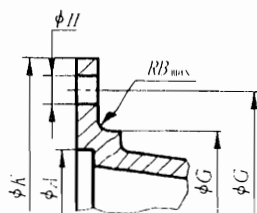


图 7-6 带过渡台阶安装边示意图

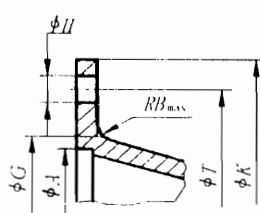


图 7-7 机匣安装边示意图

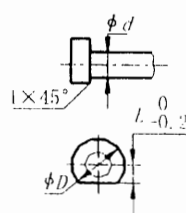


图 7-8 D 形头螺栓示意图

7.2.3 机匣的纵向安装边设计

分半式机匣纵向安装边的设计要综合考虑结合面的连接、定位和变形与密封等问题。在工作受热时,机匣周向刚性不均,容易产生椭圆变形。常见的纵向安装边的结构形式如图7-9~图7-11。

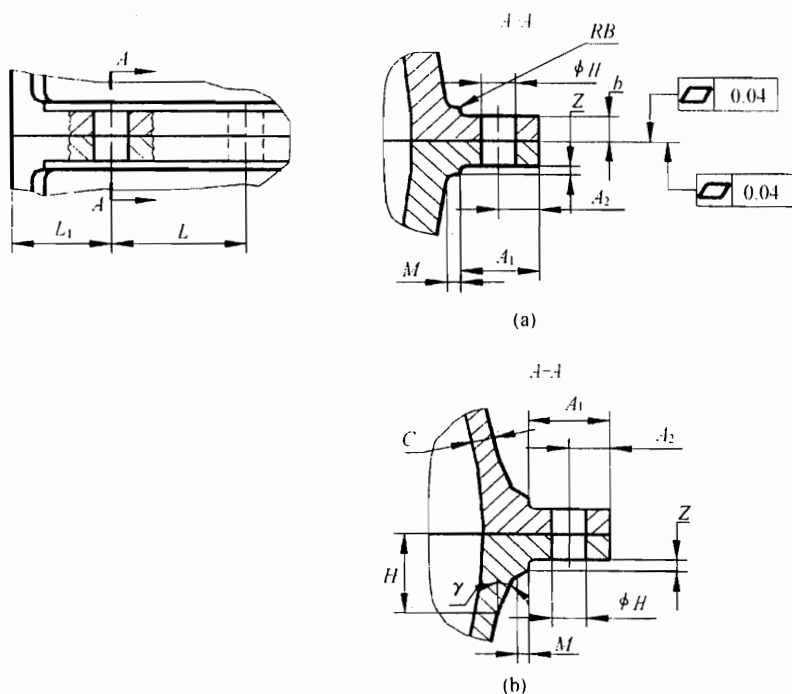


图7-9 全加工纵向安装边示意图

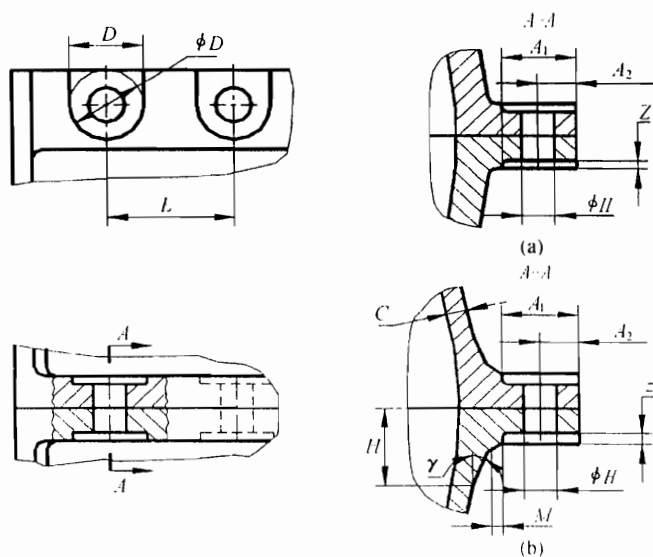


图7-10 非加工纵向安装边示意图

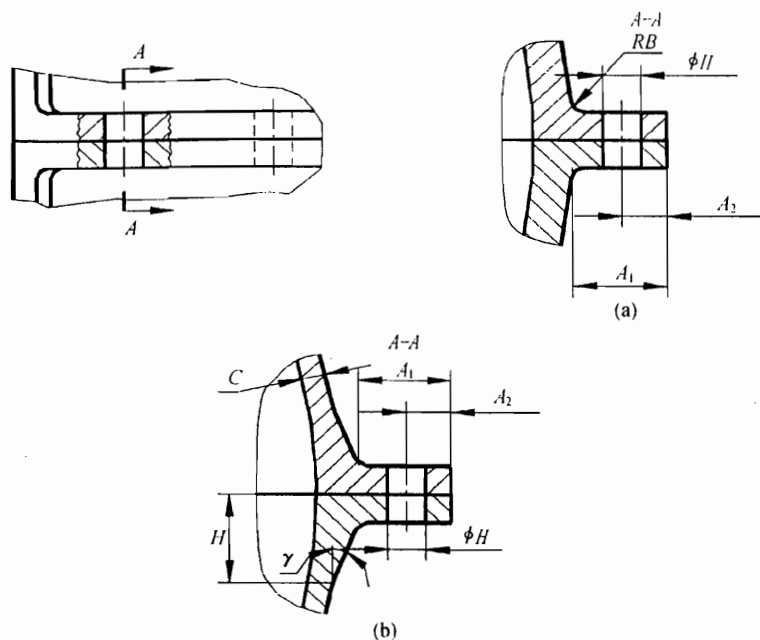


图 7-11 全不加工(或全加工)纵向安装边示意图

7.2.3.1 机匣纵向安装边的结构形式选择

(1)图 7-9 的纵向安装边的螺栓装配面为全加工表面,图中(a)表示留有过渡台阶,图中(b)表示设置有安装边颈部,并在颈部上留有过渡台阶,形成刀具空间 M 。

(2)图 7-10 的纵向安装边为非全加工表面,仅在螺栓孔处加工,形成局部的过渡台阶,并留有刀具空间 M 。

(3)图 7-11 的纵向安装边的螺栓装配面为全加工表面(或全不加工表面,安装边由精密铸或精密锻而成),是通过专用刀具使纵向安装边与机匣光滑连接(图中(b)所示是与安装边颈部光滑连接)。

7.2.3.2 纵向安装边尺寸及形位公差的确定

(1)纵向安装边的厚度 b ,一般为机匣厚度 c 的 2~3 倍。具体示例见图 7-9(a),此值需满足强度设计要求(最终由强度设计专家确定)。

(2)纵向安装边留有过渡台阶的尺寸 Z (未加工前的厚度与加工完成后的最大厚度差),一般取 0.5~1mm,见图 7-9(a)、图 7-10(a)的示例。

(3)安装边颈部尺寸 H 取 15~20mm,锥形角 γ 取 $10^\circ \sim 15^\circ$ 。如图 7-9、图 7-10 中(b)所示。

(4)为了保证纵向安装边的连接刚性,螺栓孔距 L 一般为螺栓直径的 2~4 倍。机匣沿轴向所受的气流压力逐渐增高,螺栓孔距要逐渐减小,而孔径要逐渐加大。

但需注意:周向安装边的螺栓与纵向安装边螺栓的装配应避免干涉;即纵向安装边上的第一孔和最后一孔的距离 L_1 不得小于用于装配该处螺栓(螺母)的工具的最小空间。

(5)为了保证可靠的密封,纵向安装边的结合面需要规定平面度公差,其值为 0.03~0.05mm(自由状态),见图 7-9 的标注示例。通常还要在技术条件中规定对纵向结合面进行(着色)密接度检查,要求密接度在全长上应大于 75% 的接触面面积,沿轴向不间断。

(6)螺栓装配面尺寸 A_1 、 A_2 的设计

A_2 值与螺栓孔径 H 相当

对于图 7-9、图 7-10、图 7-11 所示的结构,则有

$A_1 = H + h + B + (0.5 \sim 2)$, 对于图 7-10 此值必须圆整到最接近的标准铰孔尺寸 ϕD 。

式中: H ——螺栓孔径;

h ——孔的公差;

B ——圆角半径,图 7-9、图 7-10 所示结构 B 一般取 $0.5 \sim 1$,图 7-11 中的 B 一般取 $3 \sim 5$ 。

注意:为了保证纵向安装边的刚性,应尽量保持纵向安装边连续(不间断),如图 7-12 所示的开槽是不允许的。

(7)螺栓杆与孔的配合可全部采用精密配合,配合形式为 H7/h6 或 H7/g6。

(8)纵向结合面上常采用涂密封胶;如:KL1 高温密封胶(长期工作温度为 $-100 \sim 600^\circ\text{C}$);有机硅耐热漆 W61-24。

(9)为方便分解,可在纵向结合边上设置 2~3 个顶丝孔。

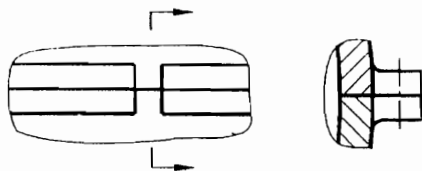


图 7-12 纵向安装边开槽示意图

7.2.4 机匣引气孔设计

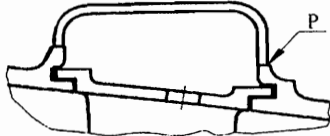
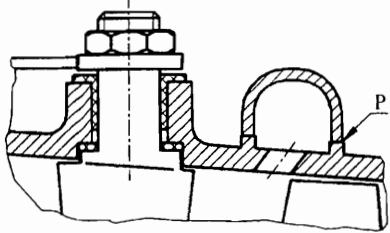
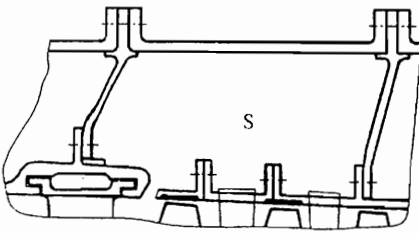
根据飞机或发动机的需要,将在压气机某级引气。引气孔的结构形式如表 7-2 所示,孔的位置、引气孔的数量和大小需由压气机气动和空气系统计算来确定。

- (1)在引气腔上的引气孔的面积,应小于从叶片缘板或从机匣上开设的引气孔面积;
- (2)必要时对机匣开孔处作加强处理;
- (3)腔、孔的工艺性要好;
- (4)应避免集中开孔,以减少对流场的不均匀性影响。

表 7-2 引气孔、腔的结构形式及其特点

图 例	特 点
	直接在机匣上加工引气、集气腔,适用于整环式机匣。在机匣上有 ϕA 孔的地方应尽量避免此角向位置有 ϕB 孔,以免引起射流。 某六级高压压气机第 4 级引气采用了此种结构
	当引气装置在靠近机匣周向安装边处,且需要很大的集气腔时,可采取该种结构,适用于对开式机匣

续表 7-2

图 例	特 点
	采用焊接结构,在机匣上(P处)焊接集气环以形成集气腔,适用于对开式机匣和整环式机匣
	当引气位置在可调静子叶片处时,可将引气孔设置在静子叶片后缘处,采用焊接(P处)方法将集气腔焊接在机匣上,适用于对开式和整环式机匣
	当采用双层机匣,外层机匣传力,而内层机匣不传力时,利用内层机匣的分界面出口处开设引气孔(环带),利用内、外层之间的容腔而形成集气腔 S。适用于内、外层机匣均为整环式机匣的结构。图中叶片焊接在机匣上

7.2.5 机匣观察孔设计

为了对压气机静子叶片或转子叶片和盘进行可视性检查,可在机匣上设置观察窗(孔)。

设计原则:

(1)一般采用孔探仪进行观察,其位置是既能观察到静子叶片前、后缘,又能观察到转子叶片的前、后缘和盘的情况。窗(孔)一般设置在静子叶片所在的剖面内,如图 7-13 所示为 WP13 发动机的检查窗(孔)、观察孔座和堵塞。

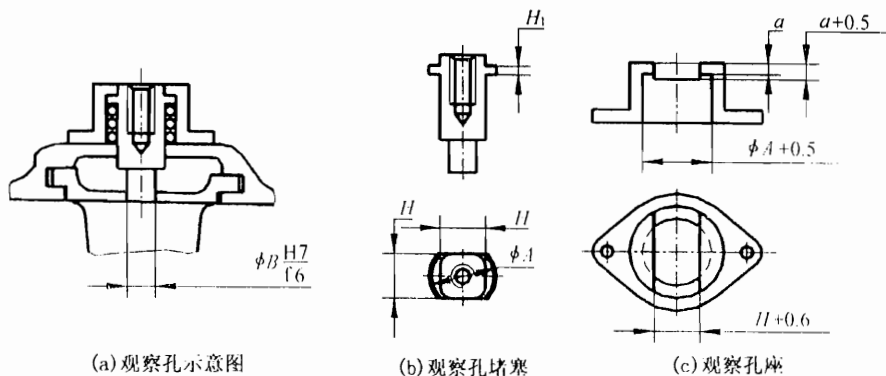


图 7-13 观察窗(孔)的位置及其零件的示意

(2)窗(孔)的堵塞装置应是快卸结构,如采用弹性元件结构时,则在孔座内的弹簧应选用压缩弹簧,保证在弹簧力的作用下,堵塞处于不能转动的锁定位置。

(3)窗(孔)周向位置一般设置在发动机同一侧(根据发动机总体需要确定),如图7-14所示为WP13发动机压气机各级观察窗(孔)位置示意图。

(4)堵塞的长度需根据机匣处是否有内、外涵的情况而定。观察孔座与机匣的固定可采取:(a)用铆钉直接固定在机匣上,(b)用螺钉与机匣相连接,(c)采用焊接方法与机匣相连接。

(5) ϕB 孔的大小,根据所采用的孔探仪光缆的直径大小确定。

(6)对于高压压气机,观察孔座一般设置在外涵机匣的外壳体上,如图7-15,采用了螺纹堵塞结构。

(7)观察窗盖和堵塞与机匣壳体相配的表面上应分别镀铜(银),以防止在发动机工作过程中相配合表面发生粘结。

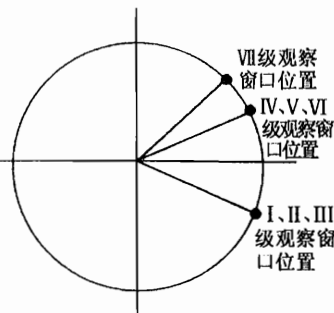


图 7-14 WP13 压气机各级观察窗(孔)位置示意图

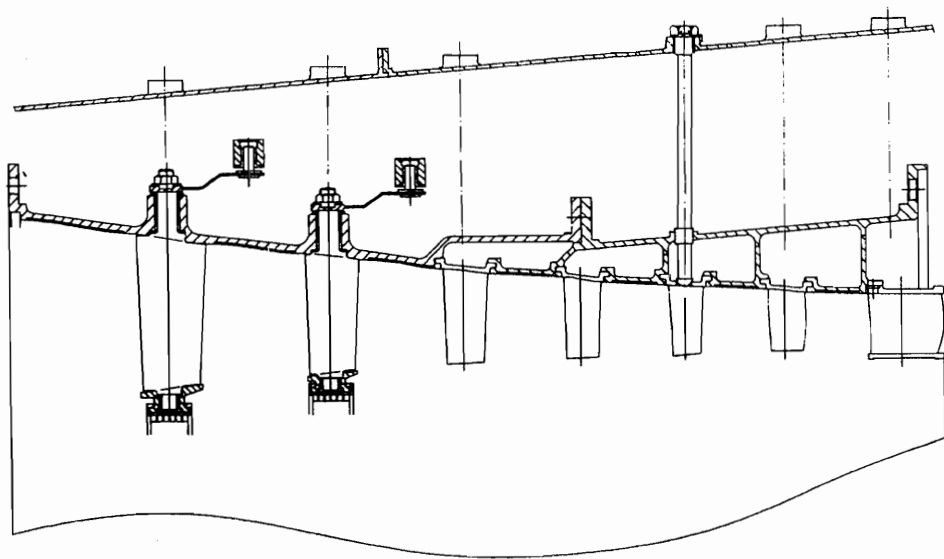


图 7-15 观察窗(孔)用螺纹堵塞

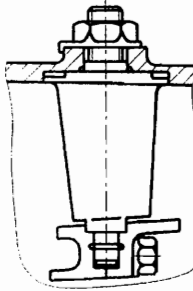
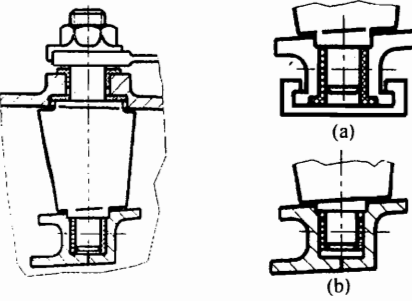
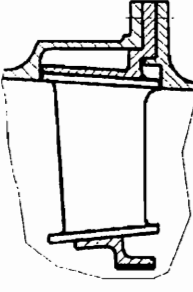
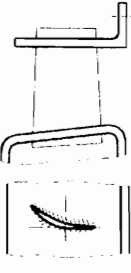
7.3 整流器设计

根据发动机压气机性能设计要求及静子叶片的强度要求,可将整流器设计成带内环和不带内环的结构形式。静子叶片与机匣的固定可采用:带轴颈、焊接、插入、铆接、周向 T 形缘板等形式,如表 7-3 所示。

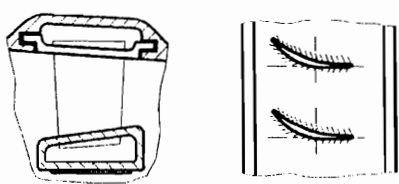
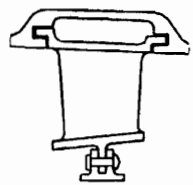
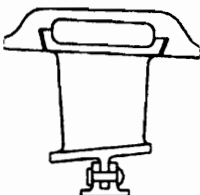
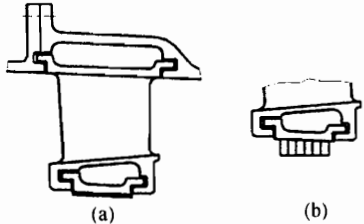
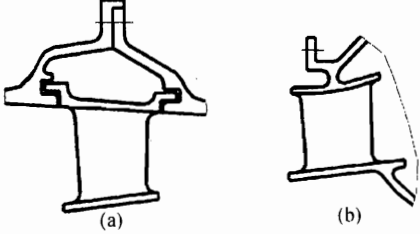
7.3.1 结构形式

整流器的典型结构形式如表 7-3 所示。

表 7-3 整流器的结构形式及其特点

名称	结构形式	特 点
(1) 轴 颈 固 定		叶片带外缘板,外缘板上有螺纹轴颈和矩形安装板,将安装板嵌入机匣环槽内,用螺母直接将叶片固定在机匣上,叶片不带内缘板。内环分为前、后半环,用螺钉或螺栓连成一体。 此种固定形式适用于对开式机匣,内环可根据总体设计需要而不采用,即静子叶片为单支点结构(悬臂结构)
(2) 轴 颈 固 定		静子叶片带内、外轴颈,并用螺母直接固定在机匣上,内、外轴颈上均可设置非金属衬套,既可保证叶片能灵活转动,又能保证密封,适用于静子叶片可调或对开式机匣。 可根据装配及分解的需要将内环周向分成两段或多个扇形段,在此基础上又可分别设计成前、后半环或不分前、后半环,如图(a)、(b)所示。在图(a)中:先将静子叶片装于机匣上,再装扇形内环,再装非金属衬套。最后装封严环。在设计扇形内环时应注意,每两个扇形内环之间的端面间隙应以能保证扇形内环装配,但不宜过大,一般取 0.2~0.5。还可将内环去掉,静子叶片设计成悬臂结构
(3) 焊 接 固 定		叶身两端带安装缘板,借它直接点焊在一个单独的外环上和一个单独的内环上。为便于装配和分解,可将内、外环设计成多个扇形段。 此结构一般适用于整环式机匣和对开式机匣。 可根据结构需要,将内环及内缘板取消,将此整流器设计成单支点结构
(4) 钎 焊 固 定		静子叶片无内、外缘板(或轴颈)。利用静子叶片作冲头直接在内、外环上冲出型孔(此种工艺方法称为“冲孔”),再进行高温钎焊。 在冲孔之前,需要对零件进行热处理,使叶片变硬,内、外环变软。焊接后还要热处理,恢复静子叶片应有的强度和硬度,并消除应力。 此种工艺适用于型面简单、数量多的静子叶片。 此结构适用于带双层机匣的压气机结构,即内层机匣较薄,不传力

续表 7-3

名称	结构形式	特 点
(5) T形榫头 + 钎焊固定		静子叶片直接焊在带 T 形榫头的外缘板和带涂层的内缘板上,也是利用“冲孔”工艺来完成的。内、外环需设计成多个扇形块,以保证装配,此种结构的整流器可适用于对开式机匣和整环式机匣
(6) T形榫头 + 铆接		将静子叶片外缘板设计成 T 形结构,并装入机匣的相应的槽内,内环用铆钉固定于叶片的下缘板上。此种结构适用于对开式机匣
(7) 燕尾形榫头 + 铆接		将静子叶片外缘板设计成燕尾形的结构形式并装入机匣的相应的燕尾槽内;内环用铆钉固定于叶片的下缘板上。此种结构适用于对开式机匣
(8) T形榫头固定		静子叶片外缘板设计成 T 形结构,而安装静子叶片的 T 形槽分别开在两个机匣上。 内环也成 T 形结构,装于静子叶片内缘板的 T 形槽内。内环也可设计成带蜂窝的封严结构如(b)所示。此种结构适用于整体式机匣
(9) T形榫头		静子叶片与内、外环进行整体精密铸造。 此种结构适用于压气机末级的整流器设计。 图(a)整环精铸后,仅加工前、后安装边,装于前、后两个机匣的 T 形槽内。 图(b)整流叶片和燃烧室扩压段整体精铸

7.3.2 静子叶片轴颈、缘板与机匣安装孔、槽的配合尺寸及形位公差

7.3.2.1 静子叶片轴颈与机匣孔的配合

(1)当整流器设计成如表 7-3 中(1)的结构形式时,机匣的叶片安装孔与叶片轴颈常采用小间隙配合。机匣环形槽与叶片缘板的配合形式,机匣槽的尺寸为: $L_{+0.08}^{+0.03}$;叶片缘板长(轴向)为: $L_{-0.08}^{-0.03}$ 或 $L_{-0.05}^0$;叶片缘板的周向之间应留有少量的间隙。

(2)当整流器设计成如表 7-3 中(2)的结构形式时,叶片的定位圆柱台,常采用较大直径,直径一般为弦长的 70% 左右。轴颈与机匣之间设置非金属衬套,衬套与轴颈为小间隙配合,

常采用基轴制,如:H7/h6,F7/h6。

(3)当整流器设计成如表7-3中(5)、(6)、(8)、(9)的结构形式时,机匣周向槽的轴向长度尺寸公差为: $L^{+0.08}_{+0.03}$,而叶片缘板为 $L^{-0.05}_{-0.08}$ 。

当机匣为对开机匣时,还应检查最后一个叶片缘板与纵向剖分平面的凹凸值,即:当纵向安装边一侧安装止动块(条)后,在另一侧检查:如凹下0.05~0.15mm。若不合格时,应以该级的加宽或减窄叶片予以调整,调整叶片时应注意相邻的加宽或减窄叶片之间的正常叶片数不能小于6件或采用加“嵌条”的形式,每级的“嵌条”数量不应超过该级叶片数的1/10件。

当机匣为整环机匣时,也应规定最后一个叶片与第一个叶片缘板之间的间隙,其间隙值推荐为:不大于0.2mm。不合格时,允许修磨或安装加宽叶片来补偿。同样可以用安装“嵌条”的结构形式。每级的嵌条数不能超过该级叶片数的1/10件。

安装于每级周向槽的“嵌条”的宽度应相等。

T形缘板与周向槽的配合形式有:

- 整流叶片为单个悬臂叶片时,可采用H9/f8;
- 整流叶片为单个的带上/下缘板时,可采用 $\phi AH9/(\phi A-0.1)f8$;
- 整流叶片为扇形段时(焊接),可采用 $\phi AH9/(\phi A-0.1)f8$;
- 整流叶片与机匣之间设置衬垫时,衬垫与机匣配合可取 $\phi AH9/f8$,缘板与衬垫可取: $\phi AH9/h8$;
- 当整流叶片安装缘板涂漆时,安装缘板与槽的配合为: $\phi AH9/(\phi A-0.1)$ 。

T形缘板与机匣配合的圆柱面常采用基孔制,如: $\phi BH8/f7$ 或H8/f8,此时,如叶片缘板为 $\phi BH8$ 时,机匣圆柱面可取 $\phi Bf7$ 。如机匣配合圆柱面为 $\phi BH8$ 时,叶片缘板可取 $\phi Bf7$ 。

图7-16给出一组示例,定位圆柱面 ϕB 需根据具体情况适当选择。

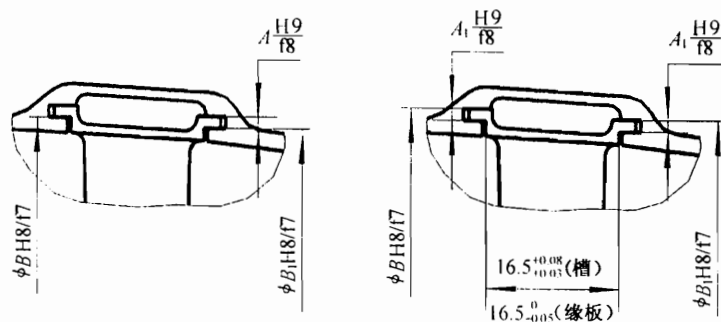


图7-16 叶片缘板与机匣槽的配合示例

(4)整流叶片下端轴颈与内环孔的配合选择。

- 叶片不转动时为 $\phi AH7/f6$ 或 $\phi AH7/h6$;
- 叶片可转动时,内环孔与衬套为 $\phi AH7/h6$ 或 $\phi AH7/f6$,衬套与小轴为 $\phi AH7/(\phi A-\Delta B)f6$ 。 $\Delta B=0\sim 0.2\text{mm}$;可根据内环结构及加工精度选取,保证叶片灵活转动。

(5)孔、槽的形位公差,对径向孔常采用位置度公差,其公差值为 $\phi 0.02\sim 0.05$,周向槽常采用圆跳动和端面平行度。如:圆跳动为 $0.03\sim 0.05\text{mm}$,端面平行度为 $0.03\sim 0.08\text{mm}$ 。图7-17给出了形位公差的标准示例。

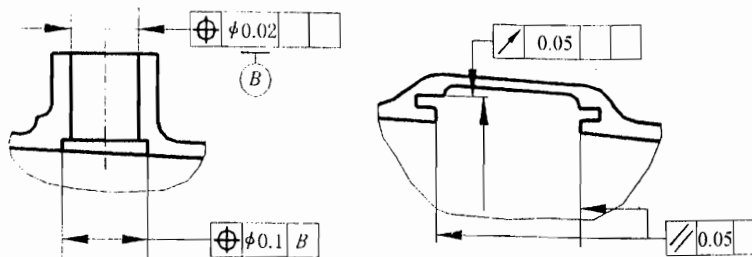
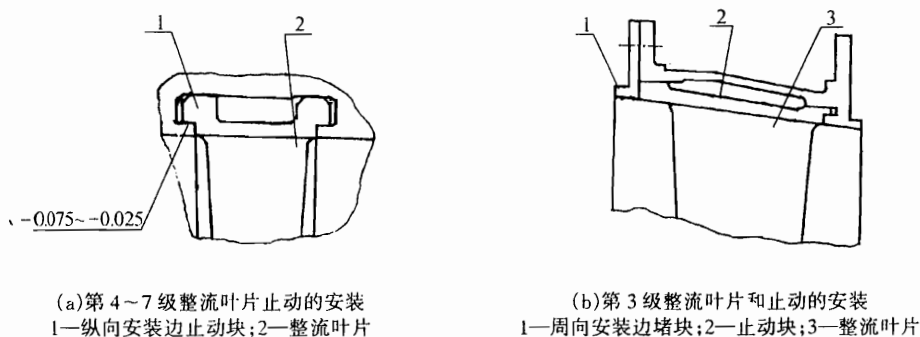


图 7-17 机匣孔、槽的形位公差示例

(6)当采用环形槽(如图 7-16)时,需采用止动块(条)以防止叶片周向窜动;常采用的方法:a. 在机匣纵向安装边的结合面上“嵌入”止动块或止动条,如图 7-18(a)。b. 对整环机匣在适当位置设置安装槽,如图 7-18(b)为 WP13 发动机第三级整流叶片止动块的安装图。

止动块(条)的宽度一般取 2~5mm;数量应不少于 2 件。



(a)第 4~7 级整流叶片止动的安装
1—纵向安装边止动块;2—整流叶片

(b)第 3 级整流叶片止动的安装
1—周向安装边堵块;2—止动块;3—整流叶片

图 7-18 整流叶片止动块安装示意图

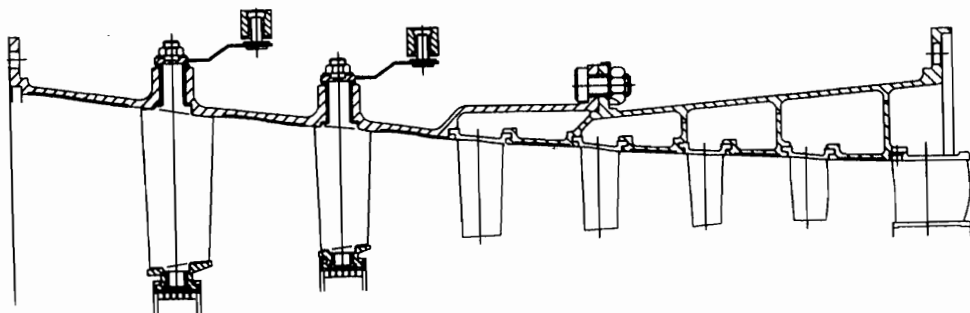


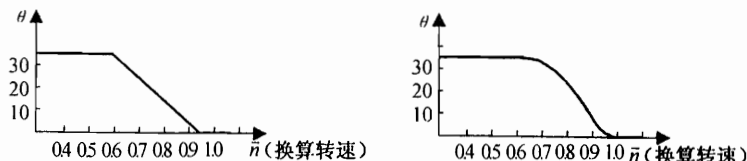
图 7-19 某七级压气机第 1 级~第 7 级静子叶片与机匣的连接

7.4 静子叶片角度操纵系统设计

可调静子叶片可分为单排可调(仅调节进口导流叶片)和多排可调。可调机构一般由液压作动筒、连杆、连动杆或曲柄、操纵环、摇臂及角度的反馈机构等组成。

在多级静子叶片操纵系统中,每一级所调节的角度均不相同,液压作动筒的活塞行程是同一的,这就要求由摇臂、操纵环、连动杆、连杆、曲柄或传动杆(见图 7-22)等组成的多个连杆机构能协调工作,达到每级的角度变化满足气动设计的调节规律要求。如图 7-20 所示:

(a)为某七级压气机的第1级叶片调节规律;(b)为某九级压气机的第1级叶片调节规律。



(a)叶片调节角度随转速变化呈线性

(b)叶片调节角度随转速变化呈非线性

图 7-20 静子叶片调节规律

7.4.1 机构设计的主要要求

(1)调节规律:根据压气机气动设计提供的静子叶片的最佳调节规律(包括所调节的静子叶片级数、每级可调叶片的调节角度随发动机转速的变化规律 $\theta = f(\bar{n})$)来确定该操纵系统的机构构成。

(2)气动负荷:根据压气机气动设计提供的每级可调静子叶片在最大气动负荷时的气动力矩(绕叶片转轴中心),据此力矩可确定所选液压作动筒的结构参数。

(3)发动机结构和压气机结构的总体布局,对整个操纵系统构件的限制,摇臂的长短、方向;连动环的布置、液压作动筒组件的位置(设置在压气机机匣壳体上或外涵的外机匣壳体上)及数量等要求。

(4)以最佳的结构布局和材料的选择来满足发动机总体分配给操纵系统的重量指标。

(5)应以大于压气机部件的寿命(工作循环数)来确定操纵系统的寿命。

(6)操纵系统的工作环境,如:温度、压力等。

(7)液压作动筒的工作介质及工作条件。

(8)整个操纵系统的角度信号的反馈方式,满足发动机主调节器(转速调节)的设计需要,可采用线位移反馈或角位移反馈机构与主调节器相连。

7.4.2 操纵机构设计流程

静子叶片操纵机构的设计可参照图 7-21 所示的流程图进行。

7.4.3 机构设计

7.4.3.1 方案设计

在静子叶片操纵机构中,通常被调的静子叶片、摇臂、连动环与机匣一起构成四连杆机构。但方案是不相同的,其具体构件的结构形式与具体结构设计是多种多样的,应视具体情况作出静子叶片操纵系统机构的方案设计。

(1)方案选择应遵守的原则有:

a. 选择的机构形式和运动规律满足气动设计要求。

b. 结构简单、尺寸适度、在整体布局上占的空间小,达到布局紧凑。还应考虑构件的标准化、系列化。

c. 构件容易制造加工、装拆方便。

d. 局部的机构选型应与主动件的运动方式相协调,传递运动和力时可靠,运动误差控制在最小范围内,避免发生运动干涉。

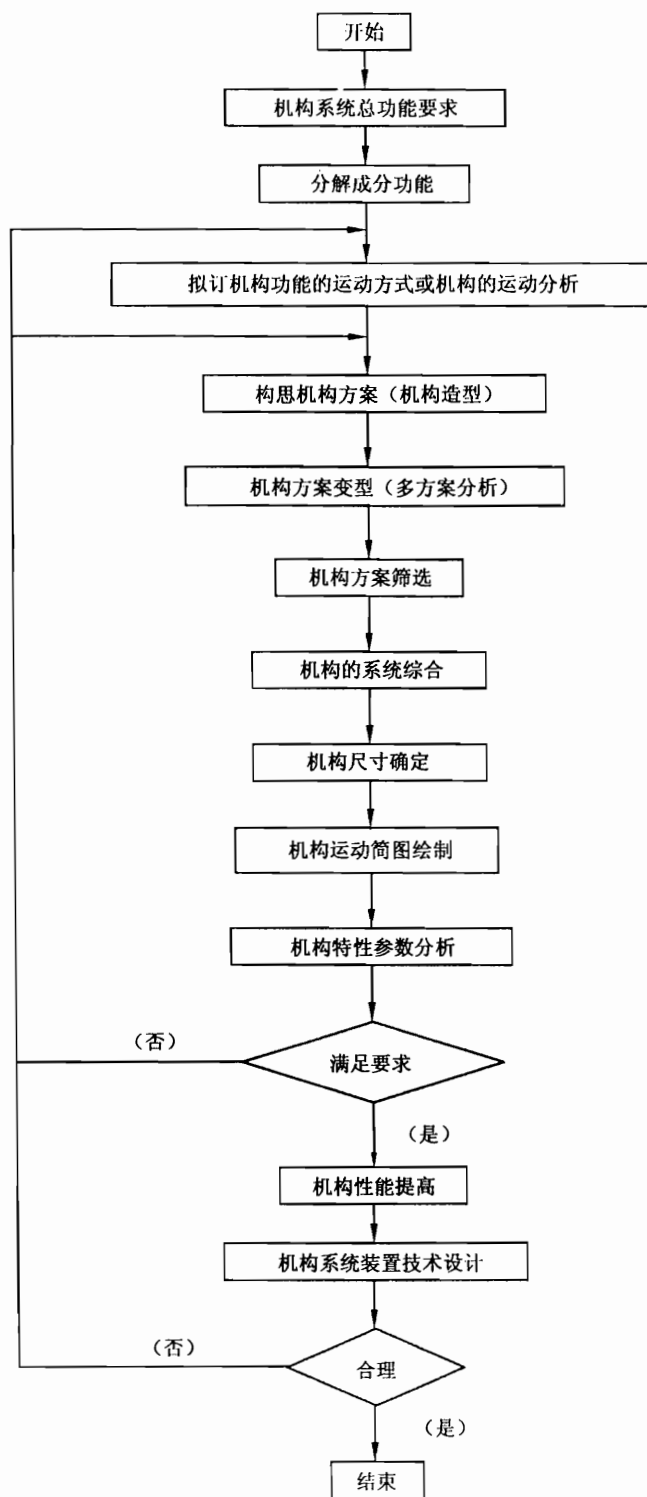


图 7-21 机构设计流程图

e. 机构变形要小,同一级调节叶片的角度均匀、误差小、调节重复性好,如连动环设置定位构件。

f. 通常采用两个液压作动筒。

g. 在多级可调机构中,进口导流叶片的气动力矩与下一级的气动力矩方向是相反的,选择机构时可考虑彼此间力的相互抵消。

h. 通常对有相对转动的节点采用关节轴承。

(2) 机构方案衍生

当静子叶片可调机构的初始方案完成后,可以通过机构变异、机构组合等方法来构造更多的方案。

a. 机构变异:维持机构特性不变或有所调整的条件下,通过运动副形状或位置的改变而使机构变形;

b. 机构演绎:在机构功能特性基本保持不变的情况下,通过构件间连接关系的变化和运动副的不同配置而使机构派生出一系列不同的方案;

c. 机构组合:将某些机构进行串接、并接、回接、叠接,以得到基本机构不易实现的运动或动力特性。

(3) 机构的系统综合、机构的尺寸确定

当叶片可调机构方案确定后,可初步对各功能零件进行结构尺寸的确定,并在同一液压作动筒行程下计算各级的调节角度是否与设计值相符。

7.4.3.2 机构示例

图 7-22、图 7-23 介绍了某九级和某七级压气机静子叶片调节机构。

7.4.3.3 机构运动轨迹分析

(1) 机构的运动方式(单个零件)

a. 液压作动筒之活塞作往复直线运动;

b. 摇臂以静子叶片轴颈中心线为圆心作圆周运动;

c. 连动环沿发动机轴心线作圆周运动,并随摇臂旋转时作轴向移动;

d. 曲柄的主、从动杆以曲柄固定点作圆周运动;

e. 连动杆作空间三维运动。

各构件运动方式确定后,需要对各构件进行运动轨迹分析和受力分析,对构件的运动轨迹分析(按主动的构件位置确定机构中所有其余构件位置或从动件上指定点位置)和受力分析可以依据组成机构的约束条件,用几何作图法和解析法来完成。

(2) 机构轨迹的确定

叶片摇臂调节的起始、终止位置,曲柄的主动端、从动端调节的起始、终止位置的选择及相互间的起、止位置的关系,对调节运动机构的工作特性的影响是至关重要的。

将摇臂旋转轴的起始点与终止点对称地设置在叶片轴所在位置的发动机平面两侧(即:当可调叶片处于关闭位置时,叶片摇臂处于全行程的一半处)。这样做可减少摇臂与操纵环的轴向位移量以及连动环对摇臂的(相对)径向位移量。如图 7-24 所示。

轴向位移量:

对称设置时 $\Delta_{\max} = OA(1 - \cos(\theta/2))$

非对称设置时 $\Delta_{\max} = OA(1 - \cos\alpha)$ α 为 α_1, α_2 中的最大值

可用同样的方法设置曲柄的主、从动端的起始和终止位置。但曲柄的从动端与连动杆的

连接点及连动杆与操纵环的连接点尽量地保持在发动机的同一横截面内,或在一个很小的距离范围内(不大于 5mm),这可减少力在传递过程中有过大的压力角(减少连动环的侧向作用力)。当摇臂长度确定以后,曲柄从动杆的长度一般不大于 1.3 倍摇臂的长度。

7.4.3.4 影响静子叶片角度调节精度的因素及补偿措施

影响叶片安装角和调节角度准确度的因素:

- a. 连动环的刚性;
- b. 机构系统的刚性;
- c. 连动环上安装叶片摇臂销轴孔的位置度及该孔与销轴的配合公差值;

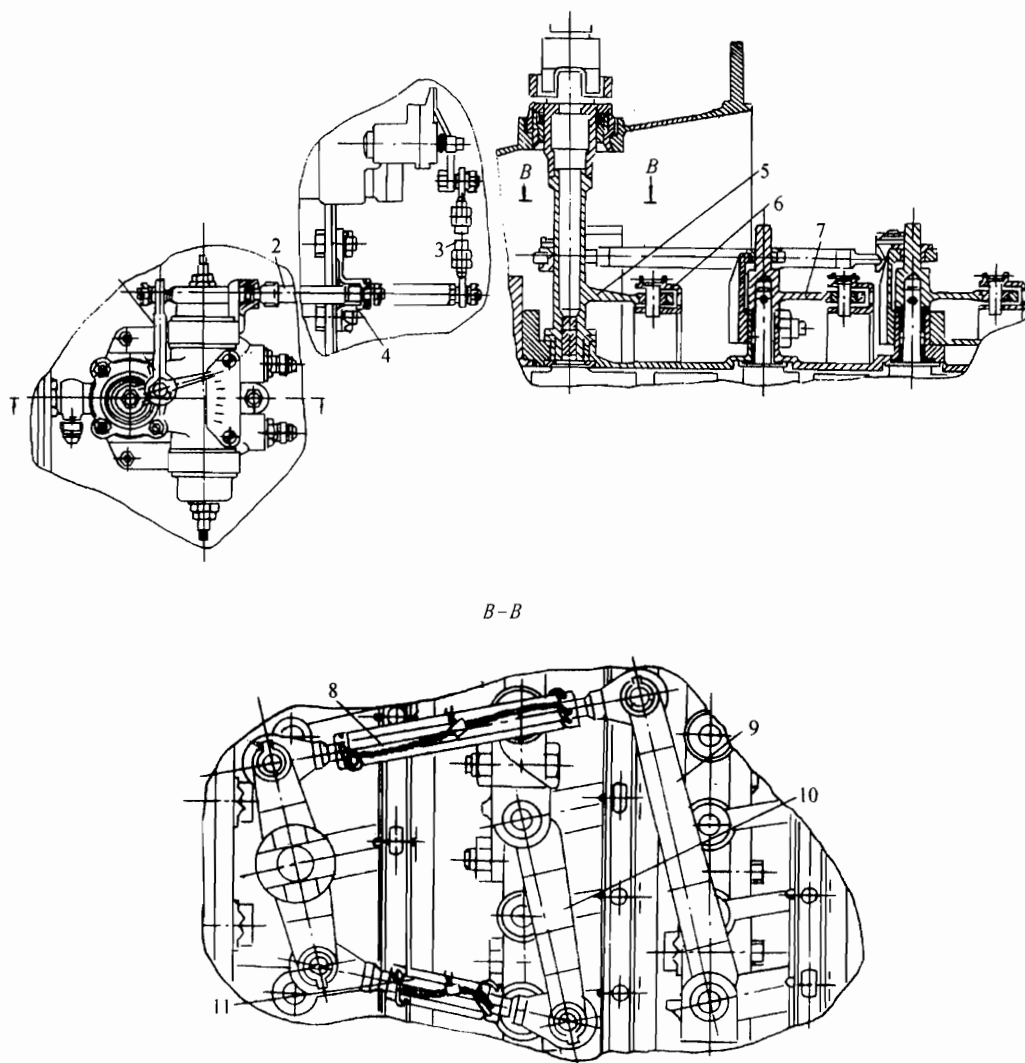


图 7-22 某九级压气机叶片可调机构

1—连杆;2—轴;3—调整杆;4—支架;5—进口导流叶片;6—驱动组件;
7—静子叶片导杆;8—可调拉杆;9、10—驱动杆;11—可调拉杆

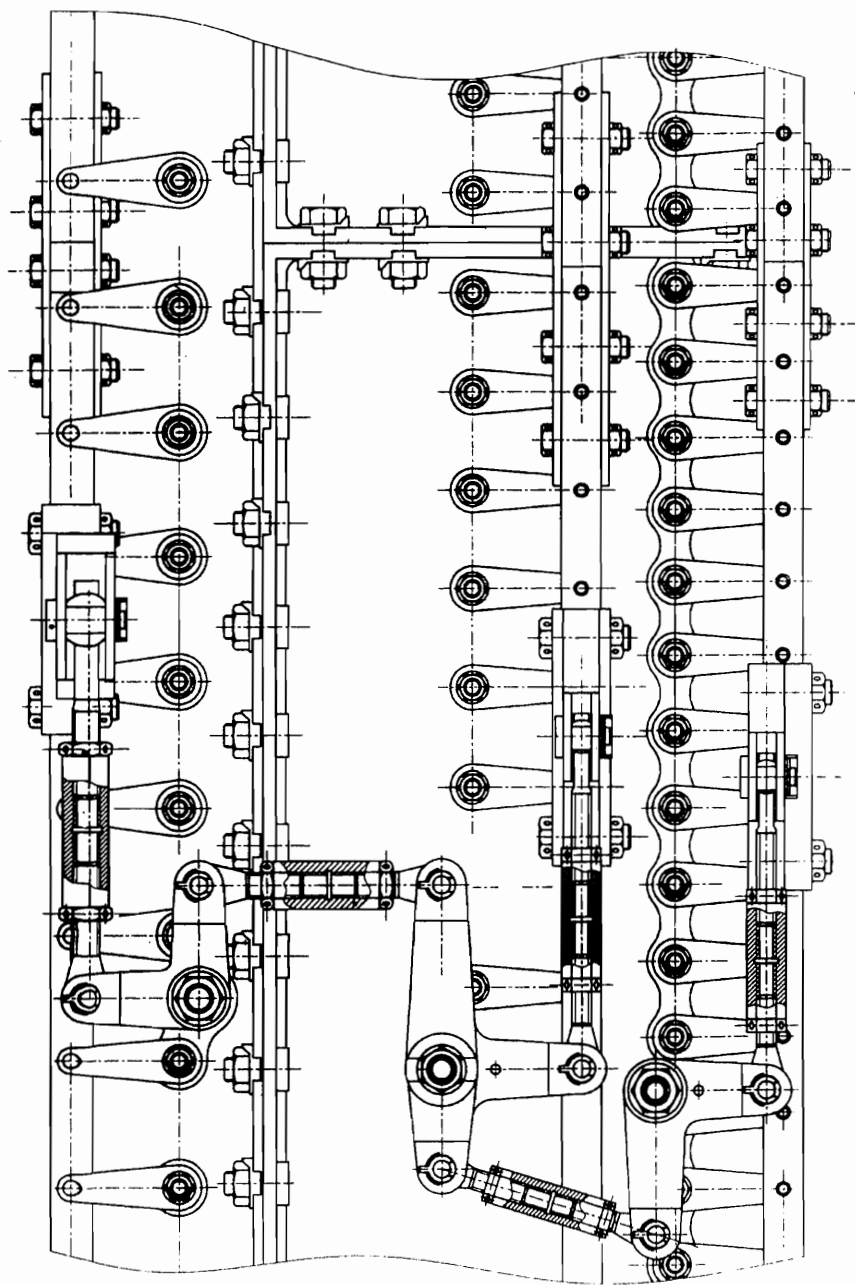


图7-23 某七级压气机叶片可调机构

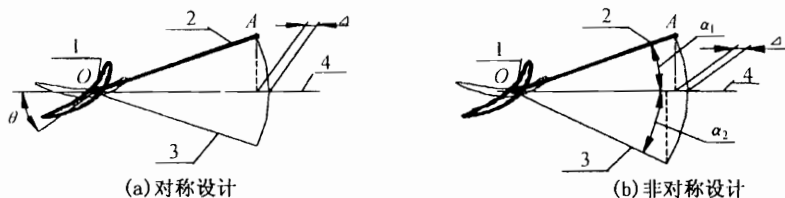


图 7-24 叶片摇臂与可调叶片角度变化关系

1—叶片旋转轴;2—叶片摇臂起始位置;3—叶片摇臂关闭位置;4—发动机轴平面

d. 叶片摇臂孔的位置度及摇臂与叶片轴颈的配合公差值;

e. 机匣的刚性及该机匣用于安装可调静子叶片的孔的位置度。

为在装配时确实保证叶片的初始和终止位置,在机构设计中应有调整措施。一般采用在连杆上设置一个带左、右螺纹的调节螺母进行调整。或者在连接活塞杆上设置一个带螺纹的连接段进行调整,以保证整个系统有较小的误差和活塞行程能满足可调静子叶片的角度变化范围。

7.4.3.5 影响机构操纵力的因素及减少操纵力的措施

除叶片气动力矩外,机构操纵力主要受系统各活动部位的摩擦力的影响,为此要采用空间位移补偿和减少摩擦阻力。

(1) 可调静子叶片上轴颈、下轴颈的同轴度,一般取 $\phi 0.01 \sim 0.03$ 。

(2) 可调静子叶片上轴颈与定位圆柱面的垂直度,一般取 $0.01 \sim 0.02$ 。

(3) 机匣径向孔的位置度,一般取 $\phi 0.01 \sim 0.03$ 。

(4) 内环径向孔的位置度及内环的刚性,位置度一般取 $\phi 0.01 \sim 0.03$ (限位检查),对前后分半的内环扇形段可在每块扇形段上设置 2~3 个定位销,以增加环的刚性。

(5) 可调静子叶片上轴颈与机匣孔的配合高度,一般取 $11 \sim 18\text{mm}$ 。采用双支点结构的可取小值,采用悬臂结构的可取大值。

将调节系统中所有的转动零件相配合处设置非金属衬套,非金属衬套材料的选取根据该处所处的使用条件(温度、压力)而定,一般选择含石墨成分的非金属材料,如石墨填充聚酰亚胺 YS-12S(最高使用温度为 300°C)。非金属衬套与零件之间要选择保证零件灵活转动的配合,如取配合间隙 $0.01 \sim 0.03\text{mm}$ 。

7.4.4 设计计算

对整个操纵系统主要进行如下计算(校核):

- 活塞所受气动力矩的反作用力;
- 活塞力的储备;
- 活塞位移;
- 对伸缩式活塞进行稳定性计算;
- 用欧拉方程的一般形式对连杆进行稳定性计算;
- 所有零件用第四强度理论进行强度校核;
- 所有薄壁件进行刚度校核(弯曲变形、扭曲变形)。

本节主要计算为所列的 a、b、c、d 四项,其余诸项可按常规方法进行校核验算或者按强度设计手册的规定进行。

在力的计算中,略去连接点、转动配合面的摩擦力,并假定力在传递过程中无损失。

在位移计算中,按各构件在各自平面内运动,略去空间位移量。

7.4.4.1 活塞所受气动力矩的反作用力及位移

(1) 液压作动筒组件固定在压气机机匣上,如图 7-25 所示的某七级高压压气机静子叶片可调机构的示意图。各级曲柄通过支架固定在机匣上,活塞通过杠杆 1 带动几个四连杆机构使曲柄 2 转动,并带动连动杆 3 使操纵环 4 沿发动机轴心线作圆周运动,并使摇臂 5 带动可调叶片转动。

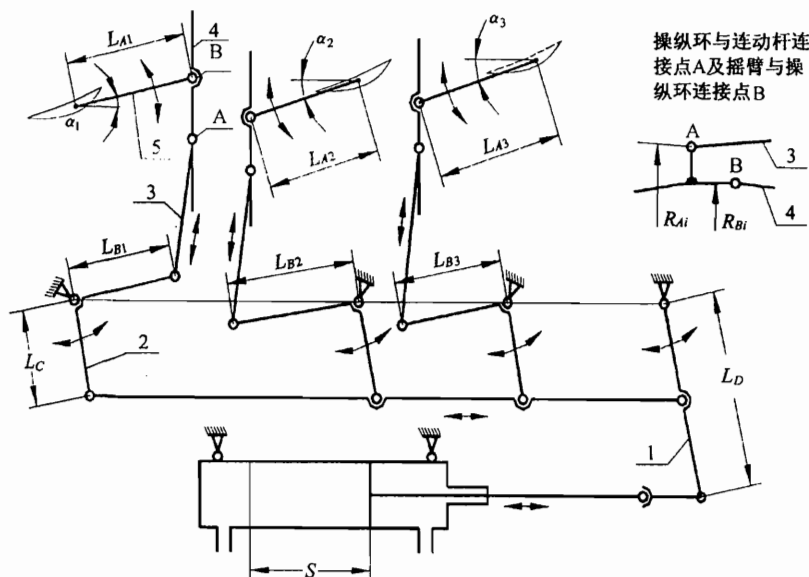


图 7-25 液压作动筒组件固定于压气机机匣

仅以此例来计算活塞杆反作用力及其位移量。作动筒固定方式和摇臂、曲柄形式尺寸不同时(见结构示意图 7-26、图 7-27)的计算是类同的,在这里从略。

各级气动力矩作用于活塞杆的反作用力为:

$$F = \sum_{i=1}^n \frac{M_i L_{Bi}}{L_D L_{Ai} \cos \alpha_i} \cdot \frac{R_{Bi}}{R_{Ai}} \quad (\text{N})$$

活塞杆的位移(行程范围内任意位置)为:

$$\begin{aligned} S &= 2 \frac{L_D L_{A1} (\sin \alpha_1 - \sin \alpha)}{L_{B1}} \cdot \frac{R_{A1}}{R_{B1}} \\ &= 2 \frac{L_D L_{A2} (\sin \alpha_2 - \sin \alpha)}{L_{B2}} \cdot \frac{R_{A2}}{R_{B2}} \\ &\quad \vdots \\ &= 2 \frac{L_D L_{Ai} (\sin \alpha_i - \sin \alpha)}{L_{Bi}} \cdot \frac{R_{Ai}}{R_{Bi}} \quad (\text{mm}) \end{aligned}$$

式中: M_i ——各级可调叶片的气动力矩的二分之一(以两个作动筒计),此力矩按发动机最大气动负荷时的叶片力矩,由气动计算给出, $\text{N} \cdot \text{mm}$;

L_{Ai} ——各级摇臂的长度, mm ;

L_{Bi} ——各级曲柄从动杆长度, mm ;

L_D ——杠杆的长度, mm ;

R_{Ai} ——各级操纵环与连动杆连接处至发动机轴心线高度,mm;

R_{Bi} ——各级摇臂与操纵环连接处至发动机轴心线高度,mm;

α ——摇臂的变化角度,°;

α_i ——各级摇臂处于最大工作位置与发动机轴线之夹角(初始位置),°。

(2) 液压作动筒组件固定在外涵机匣上,可调机构采用杠杆结构,如图7-26所示的某六级高压压气机静子叶片可调机构示意图。活塞推动杠杆1,使传动杆2转动(通过外涵壳体并固定在压气机机匣上),并带动摇杆3,使杠杆4转动,并带动连动杆5,使操纵环6沿发动机轴线作圆周运动,并使摇臂7带动叶片转动。

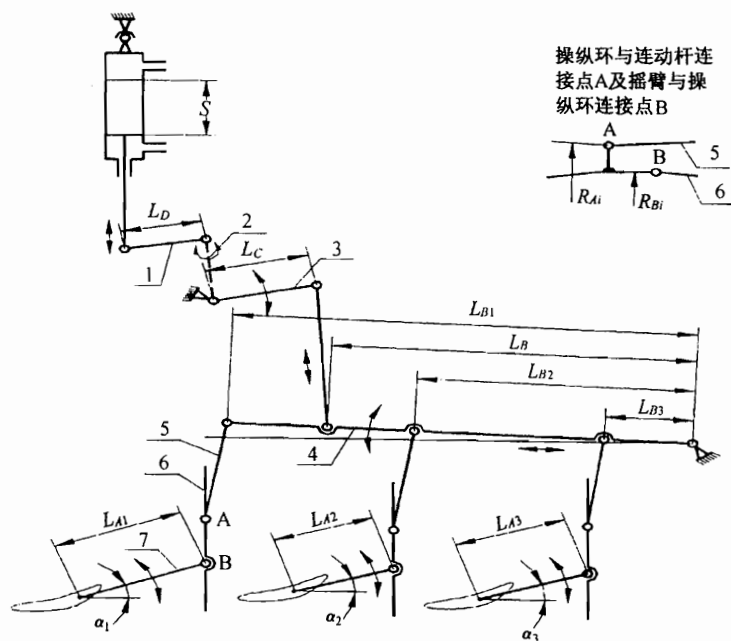


图 7-26 液压作动筒组件固定于外涵机匣

(3) 液压作动筒组件固定在外涵机匣的外壳上,可调机构采用杠杆+曲柄结构,如图7-27所示某九级高压压气机静子叶片可调机构的示意图。活塞杆推动杠杆1,使传动杆2转动(通过外涵壳体并固定于压气机机匣上),并带动传动杆上的主动臂3、4、5同时转动。主动臂3通过连动杆6使操纵环7沿发动机轴心线作圆周运动并使摇臂8带动叶片转动。主动臂4、5通过连杆9、10使曲柄11、12转动并通过连动杆使操纵环13、14沿发动机轴心线作圆周运动并使摇臂15、16带动叶片转动。

7.4.4.2 液压作动筒力的储备及活塞杆稳定性计算

(1) 液压作动筒力的储备

以活塞的最小面积(有活塞杆端面)所承受的液压力与气动力矩的反作用力作用于活塞杆的比值称谓储备系数 $[n]$,并根据计算后的数据,适当调整活塞杆的直径及液压作动筒的筒体内径。

$$n = \frac{P}{F} \geq [n]$$

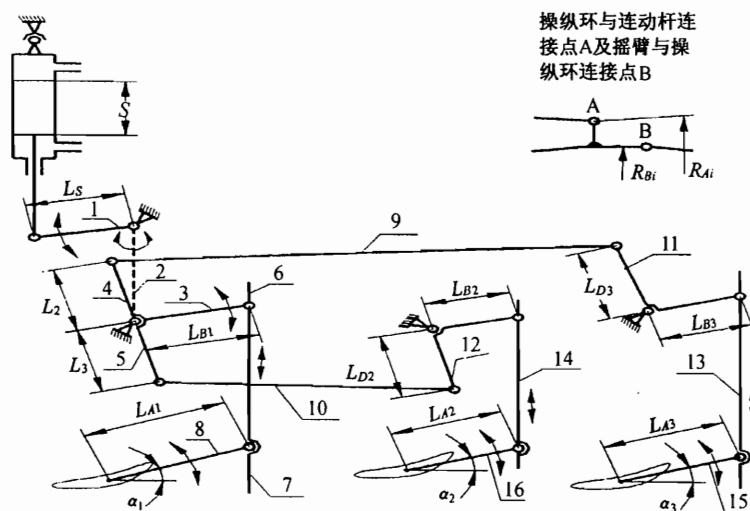


图 7-27 液压作动筒组件固定于外涵机匣

式中： P ——液压作动筒活塞的输出力；

F ——气动力矩作用于活塞杆的反作用力；

$[n]$ ——储备系数，一般取 $[n] = 2 \sim 4$ 。

(2) 活塞杆稳定性计算

对压气机用的液压作动筒，载荷作用于活塞杆中心，见图 7-28 所示，其纵向弯曲强度的临界压力值推荐按欧拉方程的非等截面法进行初步计算（参见《机械设计手册》—液压缸）。其计算公式为：

$$P_K = k \frac{\pi^2 EJ}{L^2}$$

式中： E ——活塞杆材料的弹性模量， N/mm^2 ；

J ——活塞杆横截面的转动惯量， mm^4 ；

k ——形状系数；

L ——液压作动筒组件的安装长度， mm 。

一般在实际使用时，为了保证活塞杆不产生纵向弯曲，活塞杆实际承受的压缩载荷要远小于极限载荷。即：

$$p \leq \frac{P_k}{n_k}$$

式中： n_k ——安全系数，取 $n_k = 2 \sim 4$ 。

7.4.5 操纵系统构件设计

7.4.5.1 液压作动筒类型及安装方式的选择

(1) 根据机构运动和结构的要求，选择液压作动筒的类型及其安装方式。参见表 7-4 和表 7-5。

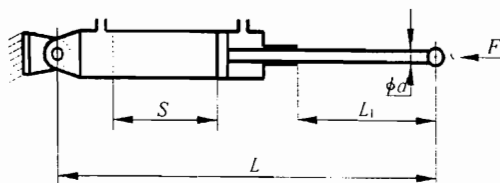


图 7-28 液压作动筒承受压载荷
S—行程；L—安装长度；L₁—活塞伸出长度

表 7-4 液压作动筒类型

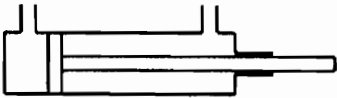
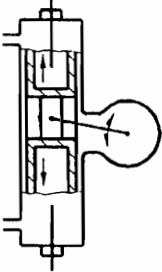
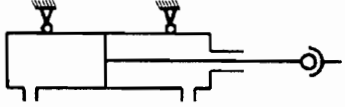
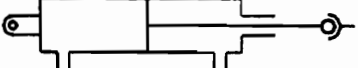
名称	示意图	特 点
(1) 直线运动液压筒		活塞双向运动产生推、拉力,在液压筒体两端形成机械止动。以防止可调静子叶片在两个极限位置时因外界原因而产生的摆动。 活塞两端由于存在面积差别,从而在相同的液压下产生的推、拉力不相同。可根据发动机的升、降转速时不同的气动力矩,而设置相应的方向
(2) 摆动(旋转式)运动液压筒		活塞双向运动产生推力,使滑块在活塞杆内滑动,带动摇臂绕小轴转动,将液压能转变为回转运动的机械能。此种结构形式,活塞的正、反方向均产生相等的推力。 此种结构较为复杂,一般设置在外涵机匣的外壳体上,并直接与内、外涵之间的传动轴相连接。详细结构可见图 7-31

表 7-5 液压作动筒的安装方式

安装方式	示意图	特 点
直接固定		液压作动筒的前、后端直接固定在机匣上或设置的专用支架上,活塞杆端上设置一专门的 U 型接头与杠杆相连接,以使活塞杆端在一定的空间范围内摆动
尾部耳环式		液压作动筒可在绕耳环中心线摆动,并可满足活塞杆在一定的空间范围内摆动
尾部球头式		液压作动筒和活塞杆均可绕球头摆动

(2)根据机构工作力的要求,确定液压作动筒的输出力。

(3)根据发动机主燃油泵供油压力或其他压力源,确定液压作动筒的主要结构尺寸。如筒体内径、活塞杆径,并尽量按偶数选取。见表 7-6 和表 7-7 所示。

(4)根据机构运动的行程和时间(发动机从慢车转速到最大转速的时间,由总体性能设计时确定)以确定液压作动筒的长度和流量,并确定进、回油口尺寸,见表 7-8 所示。

(5)根据工作压力及工作介质,进行液压作动筒的结构设计。确定筒体的壁厚尺寸、活塞杆尺寸及端盖等结构。并确定相应零件的材料。

(6)选择适当的密封、防尘结构。

表 7-6 液压作动筒内直径系列 (mm)

ϕD	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44
表 7-7 活塞杆直径系列 (mm)											
ϕd	8	10	12	14	16	18	20	22			

表 7-8 进、回油孔径与筒体直径的关系 (mm)

ϕD (筒体内径)	<30	<40	<50
ϕd_1 (进、回油孔内径)	3	4	5

7.4.5.2 液压作动筒组件的结构、材料及技术要求

液压作动筒组件的结构形式见图 7-29、图 7-30 和图 7-31。

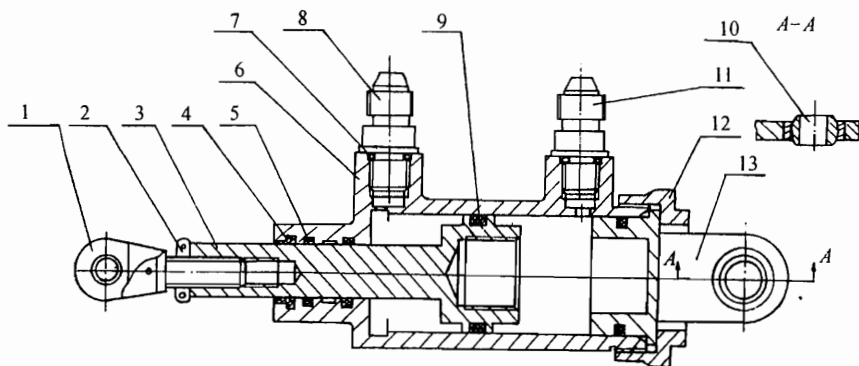


图 7-29 伸缩式液压作动筒结构

1—U 型夹;2—螺母;3—活塞;4—刮油环;5、9—同轴密封;

6—筒体;7—O 型圈;8、11—进回油接嘴;10—关节轴承;12—压盖;13—端盖

(1)筒体与端盖的连接可采用安装边连接,见图 7-30。内螺纹连接,见图 7-31 及外螺纹连接,见图 7-29。端盖与筒体的密封常采用 O 型密封圈结构,如这三个图所示。

(2)活塞与活塞杆一般做成一整体,根据需要可设计成实心 and 空心两种(局部必须实心)。

(3)活塞杆的导向和防尘

活塞杆的导向结构,常采用活塞杆与端盖或筒体直接接触,见图 7-29 和图 7-30。并在导向体上设置两道密封结构。

活塞杆的防尘结构,常采用内部骨架式防尘圈(刮油环),直接压入孔座内。见图 7-29 和图 7-30。

(4)活塞与筒体、活塞杆与导向体之间的密封结构,常采用 O 型密封圈和同轴密封,其具体结构、尺寸及配合形式见《航空制造工程手册·通用基础》的第 17 章“常用密封件”。

(5)筒体的技术条件

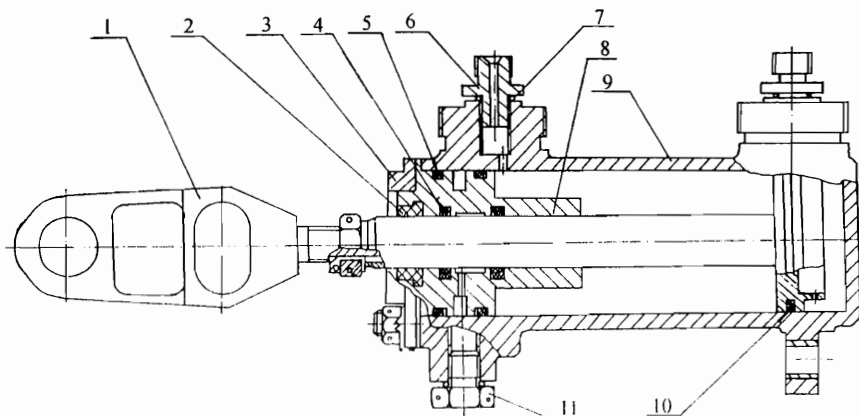


图 7-30 伸缩式液压作动筒结构

1—U 型夹;2—刮油环;3—压盖;4、10—同轴密封;5、7—O 型圈;6—进回油接嘴;8—活塞;9—筒体;11—堵头

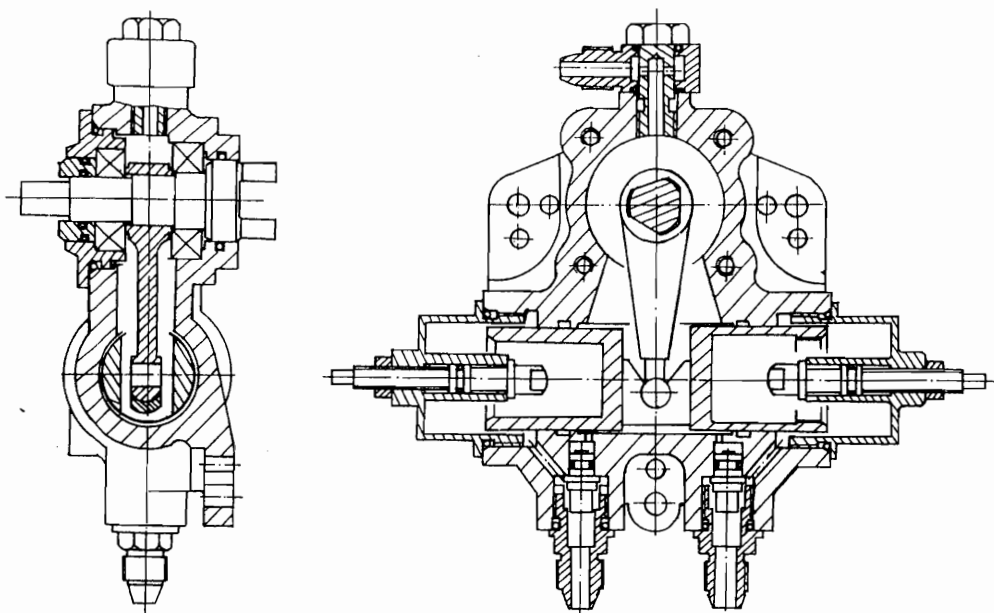


图 7-31 旋转式液压作动筒结构

- a. 筒体内径的圆柱度为尺寸公差值的一半；
- b. 端面的跳动在直径 100mm 上不大于 0.04mm；
- c. 筒体内表面(工作表面)镀铬,厚度为 30~40 μ m,表面粗糙度为 Ra0.4~0.8。

(6)端盖的技术条件

- a. 与筒体配合的表面的圆柱度为配合尺寸公差的一半。同轴度不大于 0.03mm；
- b. 端面(与筒体接触面)对轴线的垂直度在直径 100mm 上不大于 0.04mm。

(7)活塞及活塞杆的技术条件

- a. 活塞与活塞杆的圆柱度为直径尺寸公差值的一半；
- b. 活塞对活塞杆的同轴度不大于 0.03mm；
- c. 活塞杆工作表面的弯曲度在 200mm 长度上不大于 0.01mm；
- d. 活塞杆的工作表面的粗糙度不低于 Ra0.8~1.6,必要时可以镀铬并抛光。

(8)液压作动筒组件中各零件的材料

筒体: 铝合金或钛合金(ZL104、LD7、ZTC4)；

端盖: 铝合金或钛合金(LD7、TC4)；

活塞: 不锈钢(1Cr11Ni2W2MoV、0Cr17Ni4Cu4Nb)；

进、回油接嘴: 不锈钢(1Cr11Ni2W2MoV、0Cr17Ni4Cu4Nb)。

7.4.5.3 液压作动筒组件的试验

该试验需用航空煤油作工作介质(温度为 70℃),具体项目及方法要求见表 7-9 所示。

表 7-9 试验项目与试验方法

试验项目	试验方法	要 求
试运行	被试液压作动筒组件在空载的工况下,全行程往复动作数次(不低于 5 次)	不得有外渗漏等不正常现象

续表 7-9

试验项目	试验方法	要 求
最低启动压力	被试液压作动筒组件在空载的工况下,慢慢调节进口油压,使活塞刚启动时的最低压力	最低启动压力不得超过设计值
内泄漏量及耐压试验	将活塞分别置于筒体两端,并在进油口施加1.5倍的工作压力	记录回油的漏油量,不得有外泄漏及永久变形
外泄漏	在试验内泄漏量及耐压试验时,观察活塞杆密封处、端盖密封处、接嘴密封处的渗油情况	结合面处不得有外泄漏,活塞杆处外泄漏不得成滴
全程检验	使活塞分别停于两端位置,测量全程长度	符合设计

7.4.5.4 可调叶片轴颈与机匣孔的设计

可调静子叶片既要求能灵活转动又能保证与机匣间的可靠密封,叶片轴颈与机匣之间常采用非金属衬套(如图7-32(a))或金属衬套(含自润滑的且能与机匣热变形相协调的金属材料)(如图7-32(b))。带内环的可调静子叶片的上、下轴颈的同轴度要求应尽可能的高(可取同轴度为 $\phi 0.01 \sim 0.03$)以外,上轴颈与衬套孔的配合可选取H7/g6,衬套与机匣孔为H7/h6,具体结构可见图7-32所示。机匣安装叶片的凸台宽度 D 应根据叶片安装孔的大小而定,一般取 $D = A + 5\text{mm}$ 。孔 A 一般取 $\phi 10 \sim 13$,则叶片轴颈 B 应为: $B = A - (2 \sim 3)\text{mm}$,机匣凸台(或非金属衬套)与可调叶片摇臂之间的间隙 h 在保证与机匣不相干涉的情况下可取 $h = 0.2 \sim 0.5\text{mm}$,对悬臂叶片可取 $h = 0.05 \sim 0.1\text{mm}$ 。叶身与轴颈的转接凸台 ϕC 应根据叶片的大小(弦长)而定。

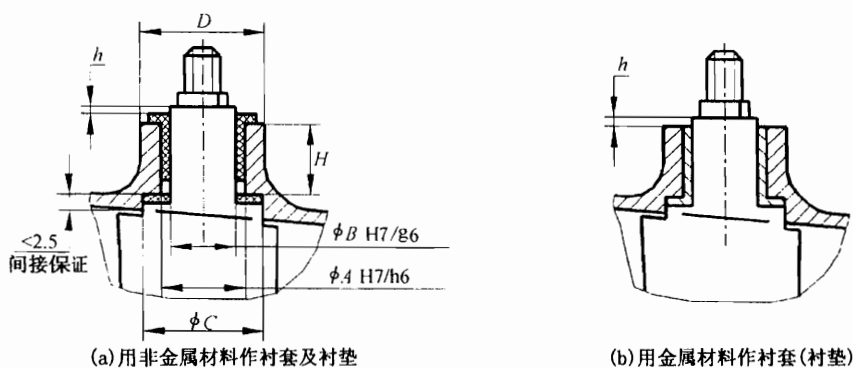


图 7-32 可调叶片轴颈与机匣孔的结构形式

机匣叶片孔的形位公差直接影响到叶片上、下轴颈装配的准确度及叶片的灵活转动,位置度可取 $\phi 0.01 \sim 0.03\text{mm}$ 。

7.4.5.5 摇臂及其组件的设计

(1) 摇臂组件与叶片轴颈及与连动环的连接方式很多,典型的有以下几种,如图7-33所示。

在图7-33(a)中,摇臂可根据连动环与叶片轴颈安装凸台的相对位置,将摇臂变型为弯型(上、下弯型)结构,此种结构是依靠摇臂的弯曲变形来补偿角位移的变化。此种结构通常在摇臂销与连动环销孔之间设非金属衬套(氟塑料)时采用。结构参数为 $H = 3 \sim 5\text{mm}$, $B = 0.8 \sim 1.2\text{mm}$, $\phi d = 4 \sim 5\text{mm}$, $L = 30 \sim 60\text{mm}$ 。摇臂与销的固定常采用墩头铆接或焊接的方法。

在图7-33(b)中也可根据连动环与叶片轴颈安装凸台的相对位置,将摇臂变型为弯型(上、下弯型)结构,此种结构是依靠球面副(向心关节轴承的倾斜角)来补偿角位移变化量的。

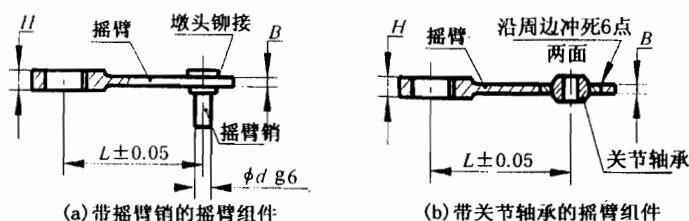


图 7-33 摇臂组件

结构参数为: $H=3\sim 5\text{mm}$, $L=30\sim 60\text{mm}$, 厚度 B 可根据所选定的向心关节轴承来确定(向心关节轴承的选取可参照 GB304.4, GB304.7), 向心关节轴承与摇臂的固定常采用过盈配合加冲点的方法。

(2) 摇臂与叶片轴颈的连接及固定。

摇臂与叶片轴颈的连接方式及其配合形式见图 7-34 所示, 在安装时应以零间隙配合为最佳值。

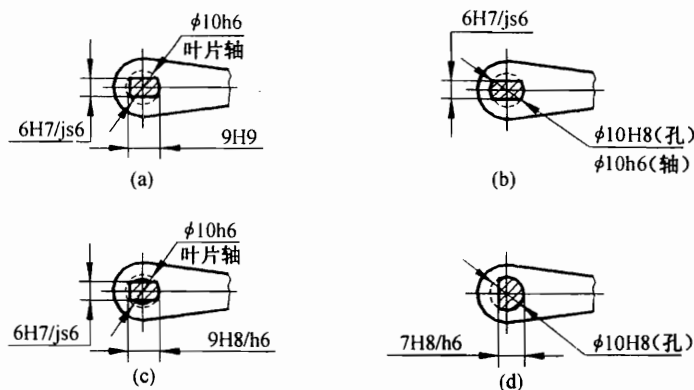


图 7-34 摇臂与叶片轴颈的连接

摇臂与叶片轴颈的固定可采用螺母(自锁螺母, 普通螺母)和开口销等形式。

7.4.5.6 连动环及其组件设计

(1) 连动环结构类型很多, 可采用如图 7-35、图 7-36 所示的结构形式, 即整环式结构和分段式结构。

在整环式的机匣中常采用图 7-35 所示的整体式连动环。整体式连动环刚性好, 便于装配、分解。

对于图 7-35(a)所示的尺寸 B , 应与相连接的摇臂(关节轴承)尺寸相当, 其壁厚 $c =$

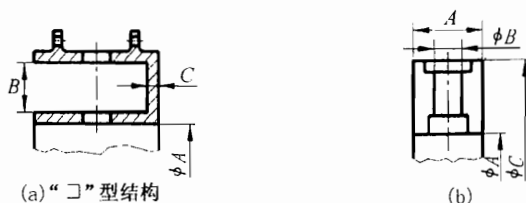


图 7-35 整环式连动环

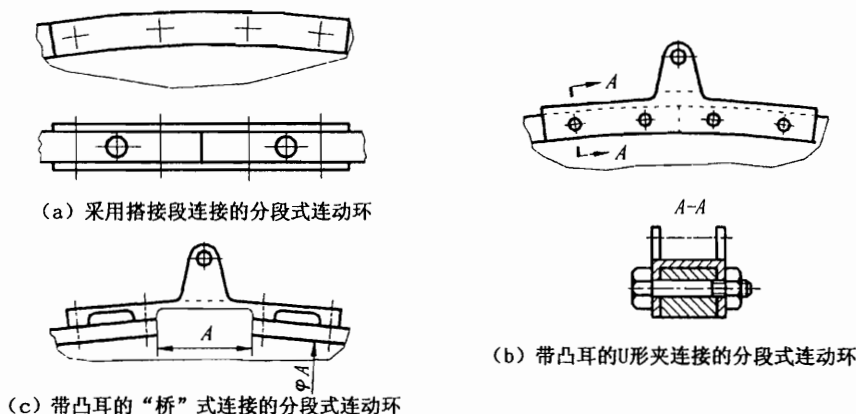


图 7-36 分段式连动环

1.5~2.0mm。图(a)、图(b)的 ϕA 尺寸应避开机匣上所有的安装边和凸台。

对于图 7-35(b)所示的 ϕB 孔内常采用非金属衬套与之配套,再与摇臂组件的销相连接。

图 7-36(a)、(b)所示的分段式连动环常与对开式机匣相匹配,其内径尺寸 ϕA 必须大于纵向安装边的直径,而图 7-36(c)所示的分段式连动环的内径尺寸可以小于纵向安装边的尺寸,其搭接尺寸 A 必须满足如下公式所提供的尺寸,避免连动环与纵向安装边在可调机构行程中出现干涉。

$$A > 2(b + L |\sin \theta|)$$

式中: b ——纵向安装边厚度(见图 7-9),mm;

L ——摇臂长度(见图 7-33),mm;

θ ——可调叶片的调节角度(见图 7-24), $(^\circ)$ 。

以上公式中的尺寸 A 不包含连动环所在机匣横截面内的纵向安装边上连接螺栓的长度。对分段式连动环其分段数量一般不超过四段。

(2) 连动环与摇臂的连接及固定

连动环与摇臂的连接类型如图 7-37 所示的结构。

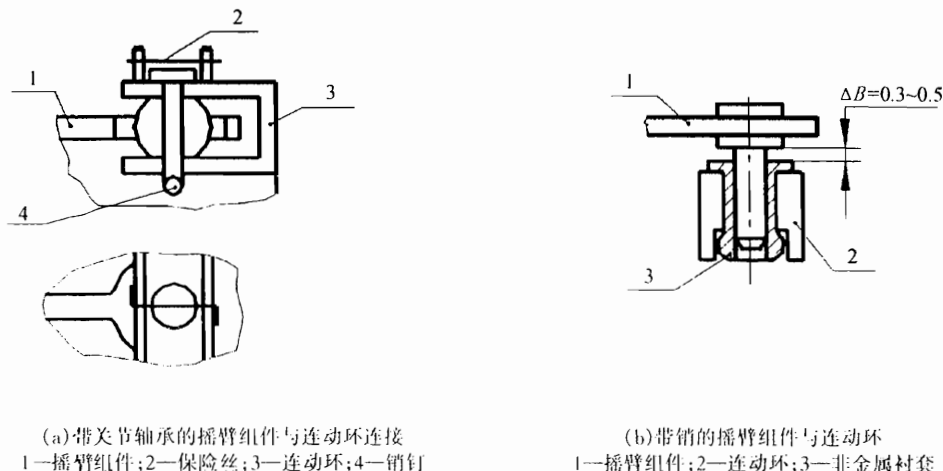


图 7-37 连动环与摇臂组件的连接

(3) 连动环的定中心

采用连动环分段以后,环的刚性差,容易造成机匣与摇臂所形成的圆不同心,易引起叶片调节角度的不一致,因此在设计时需要考虑采取补偿措施。常采用的方法有:可调定位螺钉,如图 7-38;滑块(摩擦块),如图 7-39。其中可调定位螺钉或滑块的数量在整个圆周上应不少于 4 个,尽量均匀分布。

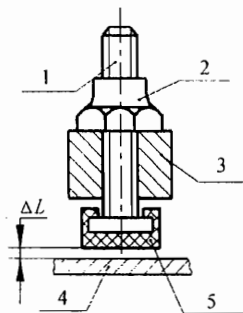


图 7-38 可调螺钉

1—可调螺钉;2—自锁螺母;3—连动环;
4—机匣;5—非金属衬套

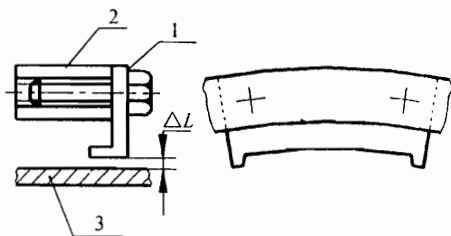


图 7-39 连动环上固定滑块

1—滑块;2—连动环;3—机匣

在图 7-38、图 7-39 所示的非金属衬套、滑块与机匣之间的间隙值 ΔL 需要考虑发动机在工作过程中由于受热膨胀和受载荷后机匣与滑块之间不能出现干涉,在装配时应予调整(或设计时应考虑此值)。间隙值的大小由下面的公式初步确定,该值还有待在发动机运行时验证。

$$\Delta L = \frac{1}{2}(\alpha_1 \cdot D_1 \cdot \Delta T_1 - \alpha_2 \cdot D_2 \cdot \Delta T_2)$$

式中: α_1 ——机匣的热膨胀系数, $1/^\circ\text{C}$;

D_1 ——机匣的直径, mm;

ΔT_1 ——机匣的温升, $^\circ\text{C}$;

α_2 ——连动环的热膨胀系数, $1/^\circ\text{C}$;

D_2 ——连动环的内径, mm;

ΔT_2 ——连动环的温升, $^\circ\text{C}$ 。

7.4.5.5 连动杆(拉杆)及其组件设计

(1) 结构形式的选择

连动杆组件的功能是连接连动环与曲柄(杠杆)之间的桥梁,是保证各可调叶片在初始和终止位置的调节装置,其连动杆组件的结构形式可根据需要选择,图 7-40、图 7-41、图 7-42 所示是三种类型的连动杆。

连动杆也可以设计成不可调的一个零件。

在图 7-40、图 7-41、图 7-42 所示的结构中,组成连动杆的两端的螺纹均采用了一左一右的结构,以便用来调整连动环与曲柄连接点的设计位置,其长度和关节轴承 ϕA 孔的方位是根据与所连接曲柄或连动环凸耳的方位确定的。而装关节轴承的杆端与连动杆的配合长度应不小于 1.5 倍螺纹公称直径。

整体杆端关节轴承的类型和尺寸系列可按 GB304·2 和 GB9161 标准系列或按各专业轴承

厂家的系列产品,根据结构的具体受力情况(径向、轴向负载)及机构可能出现的最大倾斜角度来选取,并根据工作环境选取由不同材料制成的关节轴承(防尘、润滑等)。

向心关节轴承的尺寸系列按 GB9163 标准系列,根据结构的具体需要选取。

(2) 连动杆组件与曲柄的连接固定

连动杆组件与曲柄(杠杆)之间的连接形式如图 7-43、图 7-44、图 7-45 所示,可根据需要选用。

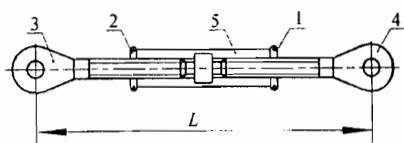


图 7-40 外螺纹杆端关节轴承组成的连动杆

- 1—右旋螺母;2—左旋螺母;
3—左旋外螺纹整体杆端关节轴承;
4—右旋外螺纹整体杆端关节轴承;5—连动杆

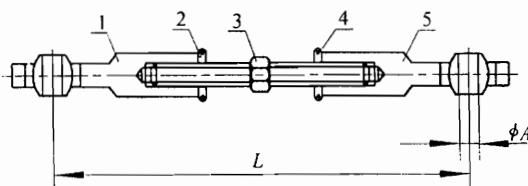


图 7-41 内螺纹杆端关节轴承组成的连动杆

- 1—左旋内螺纹整体杆端关节轴承;
2—左旋螺母;3—连动杆;4—右旋螺母;
5—右旋内螺纹整体杆端关节轴承

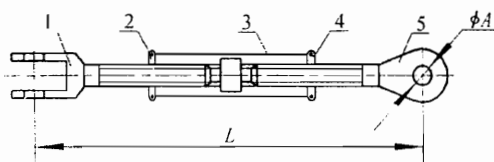


图 7-42 外螺纹杆端关节轴承组成的连动杆

- 1—带螺栓的 U 形夹;2—左旋螺母;3—连动杆;
4—右旋螺母;5—右旋外螺纹整体杆端关节轴承

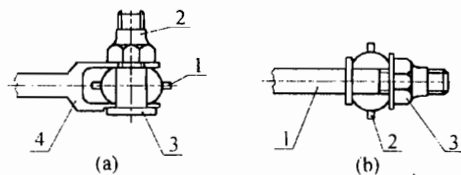


图 7-43 曲柄与连动杆的连接固定

(a) 带 U 型夹的曲柄与连动杆组件的连接

- 1—连动杆组件;2—自锁螺母;
3—D 头螺栓;4—曲柄

(b) 带螺纹的曲柄与连动杆组件的连接

- 1—曲柄;2—连动杆组件;3—自锁螺母

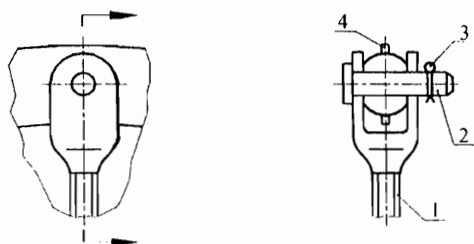


图 7-44 带 U 型夹的连动杆与杠杆的连接

- 1—连动杆;2—销钉;3—开口销;
4—带向心关节轴承的杠杆

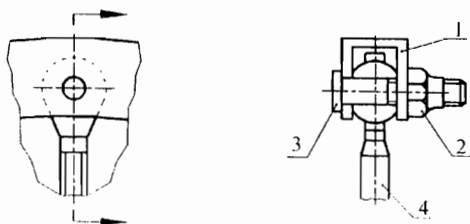


图 7-45 带 U 型夹的杠杆与连动杆组件的连接

- 1—带 U 型夹的杠杆;2—自锁螺母;
3—D 头螺栓;4—连动杆

(3) 连动杆与连动环凸耳的连接固定

连动杆与连动环的连接如图 7-46 所示。

7.4.5.6 曲柄设计

曲柄的主要作用是转换液压作动筒与连动环之间的力的传递方位和力的传递比例,它可分为曲柄(包括直角曲柄和非直角曲柄)或杠杆等种类,其不同的类型如图7-47、图7-48所示,根据需要选择。

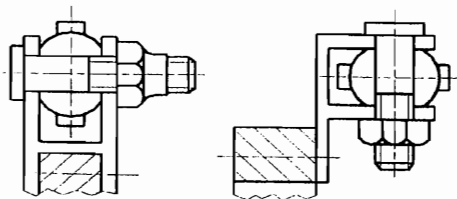


图7-46 连动环凸耳带U形夹的连接固定

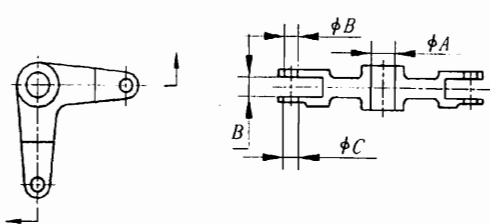


图7-47 直角曲柄

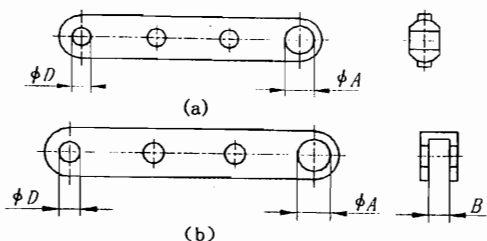


图7-48 杠杆(直曲柄)

(a)带向心关节轴承的杠杆(直曲柄)

(b)U形夹型的杠杆(直曲柄)

图7-47所示的曲柄,一般是将曲柄固定在机匣的外壳体上,它的主、从动臂分别与连动杆和液压作动筒的活塞杆相连,使之满足力的不同的方向需要,主、从动臂的长度根据设计需要(力的放大与缩小)及安装空间的大小而定。这种曲柄与机匣相固定的 ϕA 孔内需要设置非金属或自润滑的金属衬套,以保证曲柄既能灵活转动又不能出现较大的间隙,以免引起机构可调系统的调节误差。两端U形夹的孔径应考虑设置阶梯型螺栓的装配(见图7-43),孔径推荐值为 $\phi B = \phi C - (1 \sim 2)\text{mm}$ 。U型夹的尺寸 B 与连动杆组件的关节轴承的尺寸相当。

图7-48所示的结构,是将整个调节系统的连动杆与杠杆相连接,将 ϕA 孔与机匣(或专用支架)相连, ϕD 孔与液压作动筒的活塞杆(或传动杆)相连。其余孔与各连动杆相连。此种结构是一种力的放大(省力)结构。它的孔距根据各级的调节角度范围而定。

7.5 处理机匣设计

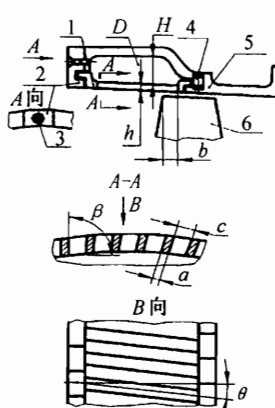
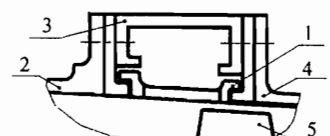
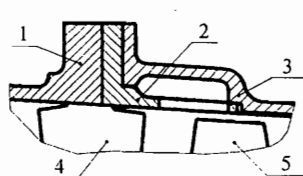
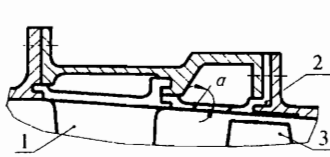
在压气机某级处采用处理机匣时能有效地扩大该级的喘振裕度和发动机的稳定工作范围,常用的方法是在机匣外壁开窄缝、槽、异形孔等。

压气机是否采用处理机匣,是根据气动设计的要求来确定的。并由压气机气动设计师提出处理机匣的有关尺寸。一般是无进口可调叶片的低压(或风扇)压气机为保证稳定的工作能力而采用进气处理机匣。但在有些情况下采用了进口可调叶片的高压压气机,还要设置处理机匣以满足压气机的性能要求。

7.5.1 处理机匣的结构形式

通常采用的处理机匣的结构形式如表7-10所示。

表 7-10 处理机匣的结构形式及其特点

名称	结构形式	特 点
(1) 进口处理机匣		进气处理机匣为整环式机匣,并在机匣加工一 T 形槽,用来安装扰流片,在机匣的前端开设一个供装扰流片用的缺口,待扰流片 1 安装后用压块 2 盖住,并用沉头螺钉 3 将压块固定在机匣 5 上。前端面用轴向销,后端面用径向 4 销定位,以防止扰流片周向窜动。嵌入壳体的扰流片相互间形成许多缝隙 c, 并和壳体形成环形驻室 D。沉头螺钉和止动销在组装完成后都要冲死,以防脱落,6 为转子叶片。WP7、WP13 的低压压气机进口采用了此种结构
(2) 进口处理机匣		将处理机匣单独地设计成一个组件,包括:扰流片 1,前安装边 2,后安装边 4,和一个整环的壳体 3。5 为转子叶片。某发动机的低压压气机进口采用了此种结构
(3) 级间处理机匣		在进口有可调叶片 4 后,再设置一处理机匣 2,以满足压气机性能要求。 在处理机匣 2 上直接加工扰流片的缝隙,某六级高压压气机进口采用了此种结构,可调叶片的上轴颈位于前机匣 1 与处理机匣之间,3 为第 1 级整流机匣,5 为转子叶片
(4) 中间级处理机匣		在特殊情况下(位置由气动设计师确定),在压气机中间某一级需要设置一处理机匣,以满足此处的气动性能需要。某发动机低压压气机的第三级采用了此种结构,图中 1 为第 3 级整流叶片,3 为第 4 级转子叶片,2 为处理机匣

7.5.2 处理机匣驻室和扰流片设计

(1) 主要结构数据(参见表 7-10(1))

槽深 $(H+h)/$ 叶尖栅距,一般为 14%~20%;

槽深 $(H+h)/$ 槽宽 c ,一般为 1.5~2.0;

槽宽 $c/$ 扰流片宽 a ,一般为 1.5~2.0。

(2) 具体结构数据(参见表 7-10(1))

驻室槽深 H ,一般可取 8~15mm;

扰流片槽宽 c , 一般可取 $3 \sim 6\text{mm}$;

扰流片宽 a , 一般可取 $2 \sim 4\text{mm}$;

扰流片高 h , 一般可取 $6 \sim 10\text{mm}$;

扰流片轴向安装角 θ , 一般可取 $10^\circ \sim 35^\circ$;

扰流片周向安装角 β , 一般可取 $30^\circ \sim 45^\circ$;

转子叶片与扰流片的搭接长度 b , 约为叶尖轴向长度的 $30\% \sim 35\%$ 。

7.6 转子叶片外环或机匣内表面设计

为了减少转子叶片叶尖与机匣间的漏气损失, 目前广泛地采用减少叶尖与机匣的径向间隙的种种结构。但是, 正确地选定最小的安全间隙是一个复杂的问题。它与零件的制造精度, 转子与机匣的刚性, 工作时各零件热膨胀和应变的协调性有密切的关系。为了解决减小间隙和工作时转子与静子相碰磨而损坏的矛盾, 在转子叶片叶尖所对应的机匣内表面或转子叶片外环内表面喷涂磨耗涂层, 如 Metco307-NS。或在机匣表面作特别处理, 如喷涂易磨涂层。涂层的材料根据机匣的温度而定, 如: 石墨、滑石粉、铝粉及其他混合物。

7.6.1 转子叶片外环及机匣表面的结构形式

转子叶片外环及机匣表面的结构形式与特点见表 7-11 所示。

7.6.2 机匣内表面的涂层设计

机匣内表面涂层段长度与转子叶片叶尖在子午面上的投影长度和弹性恢复角有关, 其长度一般取 $1.2 \sim 1.3$ 倍子午投影长度, 其厚度为 $0.8 \sim 1.2\text{mm}$ 。

在向机匣表面喷涂涂层以前, 该表面应作特别处理, 如将机匣的内表面加工成粗糙度为 $Ra12.5 \sim 25$, 或车螺旋槽 (螺距 0.3mm 、深 $0.1 \sim 0.3\text{mm}$ 的螺旋槽)。

涂层的材料根据机匣的温度而定, 常采用的有以下几种:

a. 聚苯酯-铝硅涂层 (聚苯酯 40% , 铝硅合金 60%)。该涂层属可磨耗涂层, 具有较高的导热性、良好的可磨耗性和自润滑性, 以及优良的耐溶剂能力。采用等离子喷涂工艺喷涂。该涂层的工作温度为 300°C 。

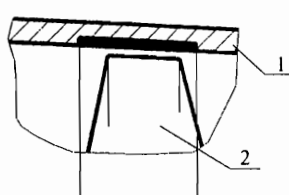
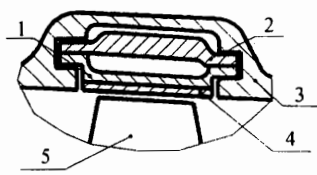
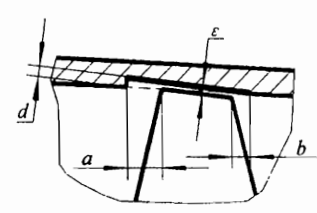
b. 镍/石墨涂层。该涂层结合力、可磨耗性均很好, 涂层碎屑不危及压气机。涂覆工艺简单。采用火焰喷涂工艺喷涂, 底层: 镍/铝, 面层: 镍/石墨。该涂层的工作温度为 500°C 。

c. Metco301-NS (Ni 69% 、Al (铝) 3.5% 、Cr 14% 、Fe 8%)。该涂层为 $340 \sim 820^\circ\text{C}$ 之间工作的最佳涂层, 提供最好的可磨耗性和抗气流冲蚀性, 采用火焰喷涂工艺喷涂, 结合面用 $0.05 \sim 0.1\text{mm}$ 的 Metco450 涂层。

d. Metco307-NS (Ni 75% 、C 25%)。该涂层为 $340 \sim 480^\circ\text{C}$ 之间工作的涂层, 能提供最好的可磨耗性和抗气流冲蚀性, 采用火焰喷涂工艺喷涂, 结合面用 $0.05 \sim 0.1\text{mm}$ 的 Metco450 涂层。

e. 在选择与钛合金接触摩擦的封严涂层时, 应考虑能安全地排除磨削材料, Metco101B-NS 具有这种性能。

表 7-11 转子外环的结构及其特点

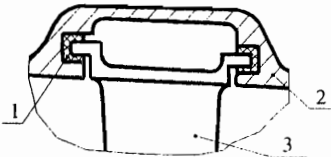
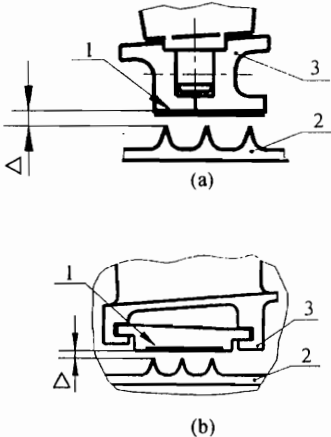
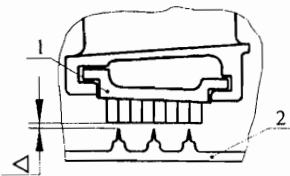
名称	结构形式	特点
(1) 直接涂层		直接将涂层喷涂在转子叶片叶尖所对应的机匣壁上。喷涂前需将机匣表面加工成粗糙状(如滚花、车螺旋槽),以保证涂层粘结可靠。图中 1 为整流机匣; 2 为转子叶片。 适用于:机匣为钛合金/转子叶片为钛合金;机匣为钛合金/转子叶片为钢;机匣为钢/转子叶片为钛合金
(2) 镶嵌外环块		将铝青铜外环块 4 用粘接涂层与钢摩擦衬套 1 粘在一起,置于转子叶片 5 叶尖所对应的机匣 3 上。再在钢摩擦衬套与机匣之间设置一防火隔层 2,以避免叶尖与铝青铜发生摩擦后产生高温而引起“钛火”。 适用于:机匣为钛合金/叶片为钛合金;机匣为钛合金/叶片为钢
(3) 斜壁槽		在转子叶片叶尖所对应机匣壁上开斜槽,并喷涂一层易磨涂层。 在该槽中,转子叶片前缘尖部延伸与原机匣壁面大致齐平,斜槽的前面部分端壁内保持着陡的台阶。在转子尾缘下游处降低到原机匣壁面直径。沿斜壁槽,转子叶片间隙等于常数 ϵ。 斜槽的具体参数如下: $a/t = 6\%$ $p/h = -0.02\%$ $b/t = 6\%$ $d/h = 1.37\%$ $\epsilon/h = 1.4\%$ 其中: a——槽前长度; b——槽后长度; t——转子叶片栅距; d——前端槽深; p——转子叶片叶尖深入到槽中的深度; ϵ——转子叶片与槽的径向间隙; h——叶片环行通道进口高度。 适用于:机匣为钛合金/转子叶片为钛合金;机匣为钛合金/转子叶片为钢;机匣为钢/转子叶片为钛合金;机匣为钢/转子叶片为钢

7.7 静子封严阻尼构件设计

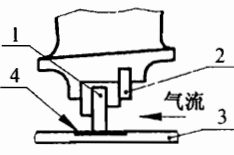
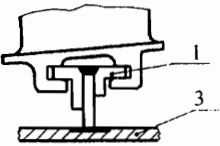
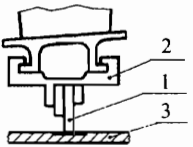
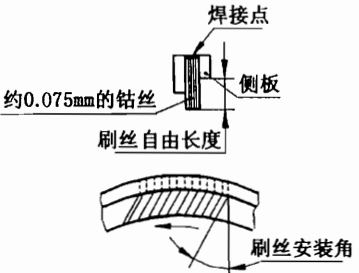
为了防止静子叶片缘板间的漏气损失,设置封严装置是必需的。例如,静子叶片缘板之间及缘板与机匣之间的漏气,静子叶片内环之间及内环与转子封严齿之间的漏气,这些地方均应

采取措施进行密封。具体结构形式可见表 7-12 所示,根据实际需要选用结构形式。

表 7-12 封严结构形式及其特点

名称	结构形式	特 点
(1) 机匣 T 形槽封严		在静子叶片 3 的 T 形缘板与机匣 2 的 T 形槽之间设置一金属薄衬垫 1,可防止缘板间有间隙时而产生的漏气损失。静子叶片既可以是单个的,也可以是由多个静子叶片的缘板焊接而成的扇形组件。 衬垫的另一功能,是可以防止由于气流对叶片的冲击而产生的微动磨损(微动磨损是指:振幅在 $10^{-7} \sim 10^{-3} \text{mm}$ 的振动性滑动所引起的轻度磨损)。 衬垫一般选用较薄(约 0.25mm 厚)的具有较高弹性的材料冲压而成的
(2) 内环与转动件封严		静子叶片内环 3 与转子鼓筒 2 之间的封严是在内环上喷涂一层易磨涂层 1 与转子鼓筒上的封严篦齿来组成空气的密封装置的。涂层材料可选为:滑石粉、镍/石墨、YT-205 封严涂层、聚苯酯/铝硅封严涂层。具体的选择应根据此处的工作温度来选取。涂层厚度一般为 1.2~1.5mm,喷涂前应对底层增加粗糙度(滚花、车螺旋槽)来保证涂层粘接可靠
(3) 蜂窝与转动件封严		静子叶片内环与转子之间的封严是在静子叶片内环上安装蜂窝环组件 1 与转子鼓筒 2 上的篦齿(刀形篦齿)来组成空气的封严装置的。 工作时篦齿在离心力和热膨胀的作用下可以深入到蜂窝内,可以形成零间隙,密封效果好

续表 7-12

名称	结构形式	特点
(4) 刷式封严	 (a) 用卡簧固定	静子叶片内环与转子鼓筒之间的封严是在静子叶片内环上安装刷式密封件 1 与转子鼓筒 3 以形成空气的封严装置。 刷式密封件可以是整环的或多个扇形段的(不超过四块)。可以采用焊接、直接安装等与内环固定。 图中(a)的件 2 为卡簧, 4 为陶瓷涂层 图中(c)的件 2 为内环组件
	 (b) 固定在内环的 T 形槽内	
	 (c) 将刷式封严组件焊接在封严环上	
	 (d) 刷式封严构件示意	

7.8 典型构件设计举例

构件设计的示例在上述各节中已作了介绍, 这里不复述。本节仅以对开式机匣的设计作为示例(见图 7-49 和图 7-50), 以供参考。

第8章 轴流压气机转子结构设计

本章主要叙述轴流压气机转子及盘、鼓、轴等零件的结构设计。有关叶片的结构设计将在第9章中叙述。

8.1 压气机转子结构设计的要求

轴流压气机转子一般由叶片、轮盘、鼓筒、轴或轴颈以及一些连接件、封严件与其他附属件组成。

转子设计应满足以下要求:

- (1)符合气动设计的要求,如通道尺寸、级数、叶片数、叶型、安装角等。
- (2)符合压气机总体结构设计的要求,如界面的位置尺寸、支承尺寸、零部件的选材与重量指标,满足转子部件与静子部件之间相容和协调。
- (3)转子的零部件应准确定心和可靠连接,刚性好,在惯性力、惯性力矩作用下变形小,使转子工作平稳,减轻发动机振动。
- (4)转子的零部件均应有足够的强度储备,各主要受力零件均应进行强度计算,注意构件高应力区和应力变化剧烈区域的细节设计,满足其设计寿命与可靠性要求。
- (5)结构应尽可能简单,制造和装配方便,重量轻,成本低。
- (6)检查和维护方便。

8.2 转子结构设计

8.2.1 设计依据

转子的设计是根据压气机结构方案设计和技术设计提供的各种图样、数据资料和技术文件进行的。

由气动设计确定的基本结构数据有:气流通道的尺寸、压气机的级数、各级叶片数、叶型数据、安装角、间隙要求、工作转速、功率。气流参数有:流量、各级进出口的压力、温度、气流速度和角度等。

根据上述数据可确定各级转子叶片进出口处的轴向位置、内径、外径、叶片排宽度等主要轮廓尺寸。

进行转子结构设计时,需将(必要时)压气机结构方案设计和技术设计的位置尺寸要求转化为相对于转子部件基准处的各位置尺寸,以及盘、轴颈等零件的尺寸。但是,应注意基准的安排和尺寸的合理传递。

图8-1~图8-8列举了若干形式的压气机转子,以供参考。

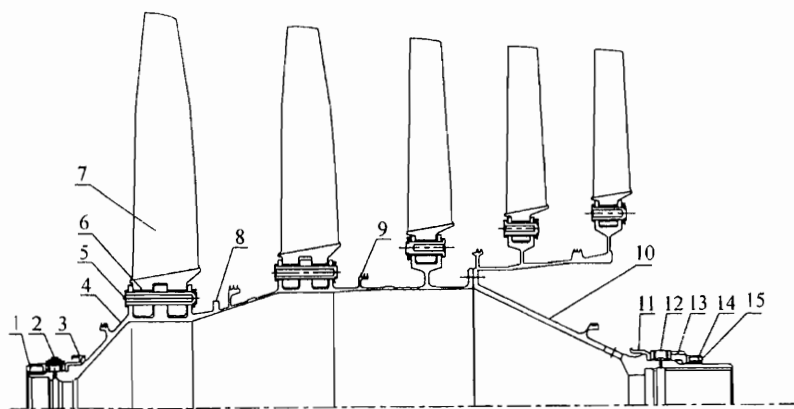


图 8-1 SPEY MK511 低压压气机转子

1—螺母;2—转子前轴承;3—封严环;4—鼓筒前段;5—销钉;6—衬套;7—转子叶片;8—平衡用凸环;
9—级间封严环;10—鼓筒后段;11—封严环;12—转子后轴承;13—衬套;14—锁圈;15—螺母

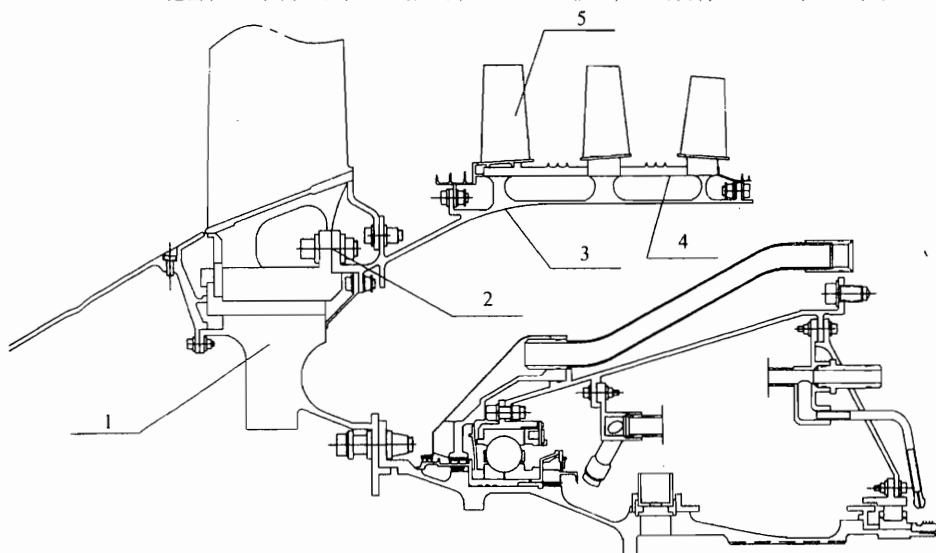


图 8-2 CFM56 风扇增压级转子

1—风扇盘;2—精密螺栓;3—鼓筒;4—封严环;5—转子叶片

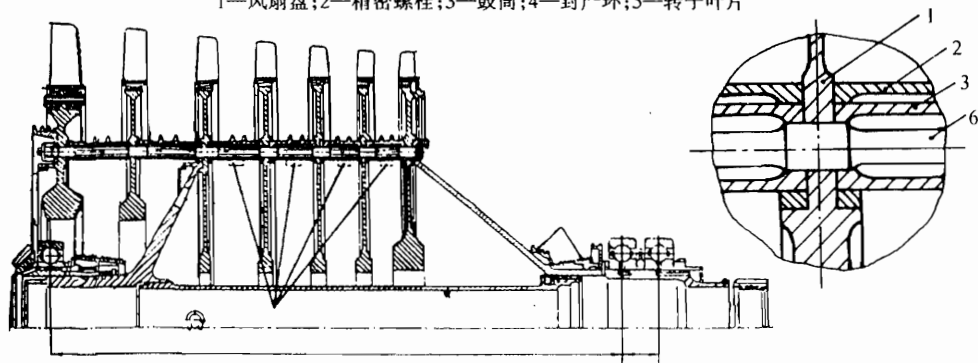


图 8-3 长螺杆连接的压气机转子

1—盘;2—鼓筒;3—定距套;4—长螺杆

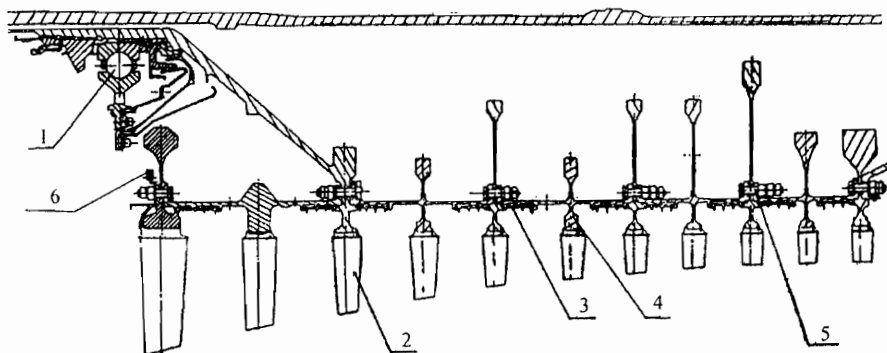


图 8-4 JT9D 高压压气机转子(短螺栓连接)

1—轴承;2—转子叶片;3—篦齿环;4—轮盘;5—短螺栓;6—平衡块

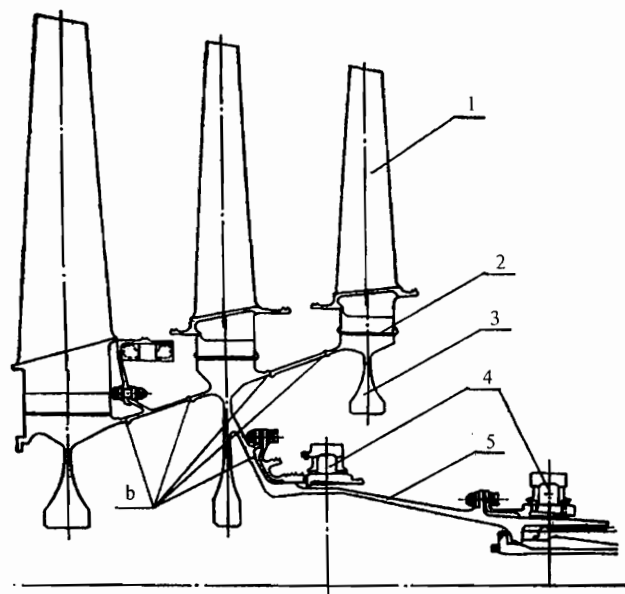


图 8-5 RB199 低压压气机(风扇)转子(焊接式)

1—转子叶片;2—锁片;3—轮盘;4—轴承;5—轴,b—焊接处

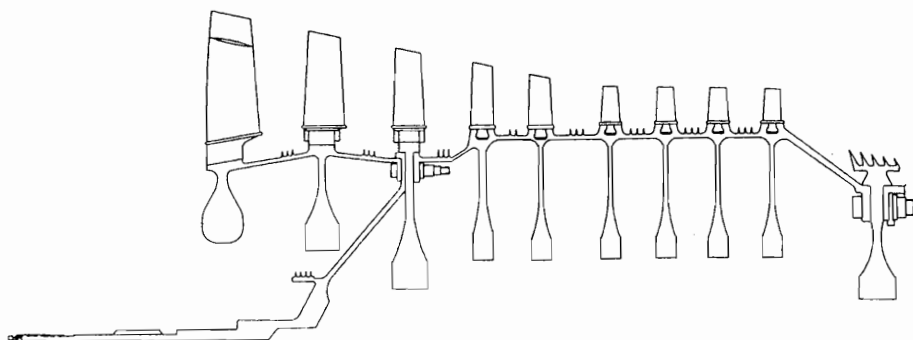


图 8-6 CFM56 高压压气机转子(焊接和短螺栓连接)

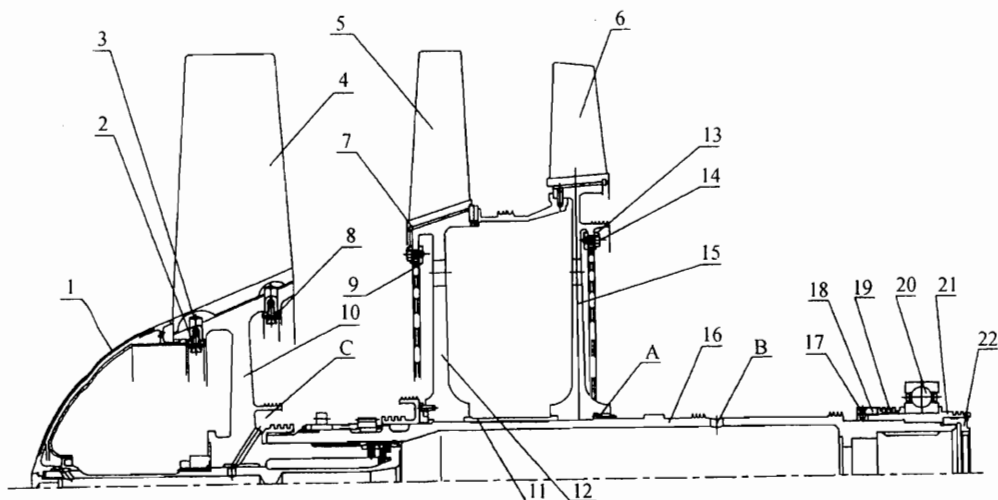


图 8-7 WP13 低压压气机转子

- 1—整流罩;2、14—螺栓;3—销子;4—第1级压气机转子叶片;5—第2级压气机转子叶片;
6—第3级压气机转子叶片;7—第2级卡环;8—第1级轮盘圆环(后面);9—平衡配重;
10—第1级压气机盘;11—间隔衬套;12—第2级压气机盘;13—锁紧垫圈;15—第3级压气机盘;
16—压气机轴;17—止动环;18—轴承螺帽;19—涨圈座;20—球轴承;21—中介轴承衬套;22—螺母
A—花键;B—进气孔;C—封严腔

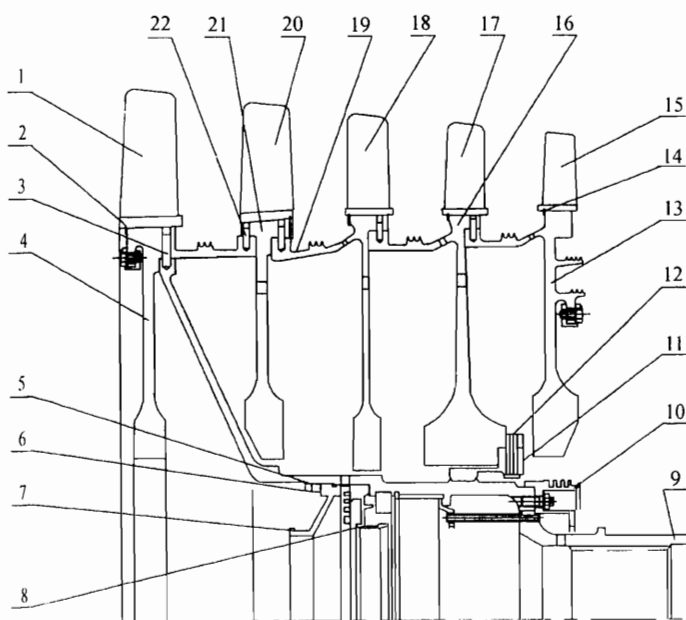


图 8-8 WP13 高压压气机转子

- 1—第4级转子叶片;2—卡环;3—销子;4—第4级压气机盘;5—板条锁片;6—盖子螺母;7—封严环;8—轴承盖;
9—轴颈;10—滑油收集衬套;11—花键衬套;12—销子;13—第8级压气机盘;14—卡环;15—第8级转子叶片;
16—第7级压气机盘;17—第7级转子叶片;18—第6级转子叶片;19—第6级压气机盘;20—第5级转子叶片;
21—第5级压气机盘;22—销子

8.2.2 转子的设计基准

8.2.2.1 转子部件的设计基准

设计基准一般设在转子旋转中心和球轴承中心处,为实用方便,均取在安装轴承的轴颈中心和安装球轴承的支靠端面处。图8-9是转子基准位置的示意图。

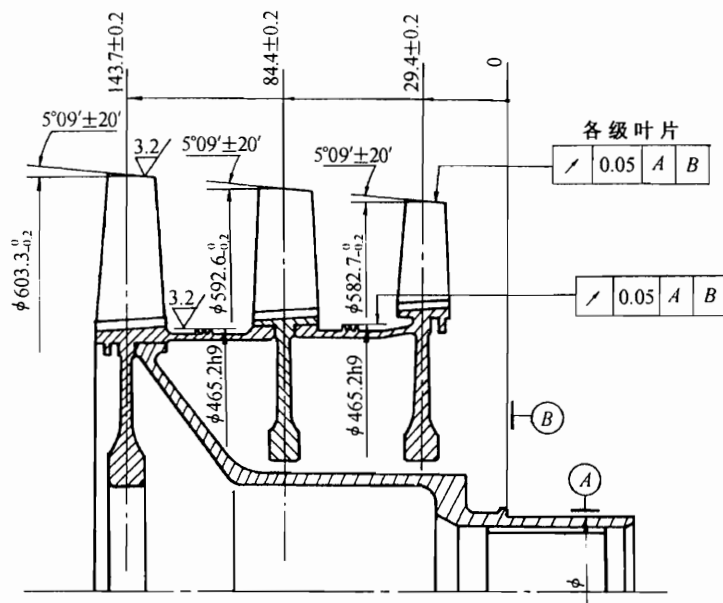


图8-9 转子基准和组合加工示意图

8.2.2.2 转子零件的设计基准

盘、鼓筒或轴颈的设计基准,一般设在零件的装配表面处。零件的基准面至转子的基准面之间一般设有中间零件和中间尺寸,在进行零件设计时,应尽量减少中间环节并严格控制这些中间尺寸的公差(见8.3.2和8.4.2)。

8.2.3 转子零件、组合件的划分和组合加工

转子主要零件的划分应与压气机结构技术设计一致,例如:盘、鼓筒、轴颈、叶片等主要零件均可单独设计(见8.3和8.4各节)。

为减少配合界面和减少连接件,并减少装配误差,在加工方便的前提下可将某些零件做在一起,例如盘和鼓筒设计成一个零件。

当零件的公差不能再减少(因工艺上难于实现),又不能满足装配的要求时,可采用组合加工的方法来满足技术设计的要求。为此应绘制相应的图样,例如图8-9所示的加工尺寸。

8.2.4 盘、鼓筒、轴、轴颈的连接和配合

盘、鼓筒、轴、轴颈大都是单独加工制造的,常用的连接方法有:长螺杆连接、短螺栓连接、销钉连接、焊接、花键加螺栓连接等。

(7) 螺杆的材料选用: 40CrNiMoA、18Cr2Ni4WA、4Cr14Ni14B2Mo、1Cr11Ni2W2MoV 等。

8.2.4.2 短螺栓连接

图 8-4、图 8-6 所示为短螺栓连接的转子, 螺栓只连接邻近的盘和鼓筒安装边, 它在通道内径和鼓筒直径变化大的条件下采用, 转子刚性较好。

盘和鼓筒间以止口定位, 螺栓拧紧后以摩擦(力)传递扭矩, 一般螺栓不承受剪切力, 以免损伤盘的辐板。

与连接有关的设计要点:

(1) 盘和鼓筒之间的止口配合, 应根据强度计算确定过盈值, 在任何工作状态不应出现间隙, 也有采用小过盈配合的如 H7/r6 或 H7/p6 等。

(2) 短螺栓与盘或鼓筒安装边孔的配合, 采用精密的间隙配合如 H8/d8 或 H9/d9。也可采用混合制的配合, 例如螺栓与一个(侧)零件的孔采用 H9/e8, 而与另一个(侧)零件的孔采用 D9/e8, 使螺栓装配方便, 而且不会出现装配剪切力。孔的位置度公差取 $\phi 0.03$ 。

(3) 短螺栓应设防退挡圈, 以免装配过程中螺栓脱落, 可以采用 GB895 或 GB896 中的钢丝式或开口式挡圈。

(4) 螺栓头侧面支靠在鼓筒内缘防止旋转, 设计时选用削平头部侧面(D形)的螺栓。

(5) 短螺栓采用限定拧紧力矩的方法控制拉紧力, 拧紧力矩由强度设计确定。

(6) 短螺栓的材料: 选用 40CrNiMoA、18Cr2Ni4WA、1Cr11Ni2W2MoV、4Cr14Ni14B2Mo 等

8.2.4.3 径向销钉连接

图 8-7、图 8-8 所示为用径向销钉连接的转子。由销钉承受剪切力传递扭矩和弯矩。为了使转子具有良好的刚性, 销钉的直径与数目应由强度设计确定。这种转子没有外露的螺钉头及螺母, 转子旋转时风阻小, 零件数量少, 结构重量较轻, 但分解维护较困难。

与连接有关的设计要点:

(1) 盘和鼓筒之间的止口配合, 应由强度计算确定过盈值, 也有采用小过盈的配合, 如: JS7/r6 或 H7/s6。或采用大一些的过盈配合如: JS7/s6 或 H7/t6。

(2) 径向销钉与盘或鼓筒采用小过盈的配合, 如 H7/r6 或 H7/p6。销钉孔一般为盲孔, 以防止钻屑进入转子内腔, 销钉中心设有通孔或外表面设有排气槽。

(3) 销钉装好后, 销钉处端面要低于表面 0.5mm 左右, 并在孔口处用专用工具收口。销钉应安排在叶片榫槽内, 有叶片榫头的阻挡, 防止销钉飞出。图 8-12 为销钉孔边收口的例子。

8.2.4.4 焊接连接

利用焊接方法将转子连接为一体, 可使结构和工艺简化, 减少零件和减轻重量。由于焊接工艺技术的成熟和质量控制的稳定, 焊接转子得到了广泛的使用。在图 8-5 和

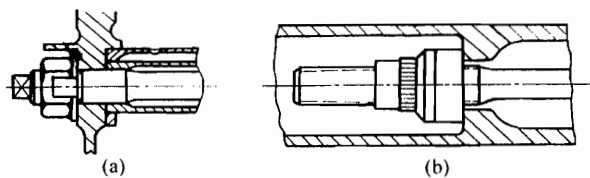


图 8-11 长螺杆的两种端部结构

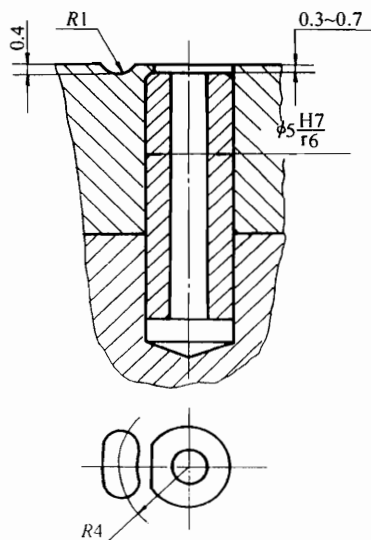


图 8-12 径向销钉孔边收口

图8-6中列举了RB199和CFM56的两种焊接式转子。

设计焊接式转子时应注意下列几点:

(1)焊接方法,焊接转子的焊接方法应具备焊透性好、变形小、焊缝强度高、焊缝窄、热影响区小、无氧化夹杂、尺寸精确、质量稳定、生产效率高等特点。目前广泛采用的有:真空电子束焊、惯性摩擦焊。图8-5的RB199转子为真空电子束焊的,图8-6的CFM56转子为惯性摩擦焊的。

(2)焊缝位置的选择,焊缝应选在施焊方便,结构应力小,相对较薄容易焊透之处(参见图8-5)。

(3)在焊缝附近的结构要求(参见图8-5),焊缝最好采用对接焊缝,为减少应力集中,焊缝两边结构的厚度要相同。

为使回转体形零件在对焊时定中心良好,在相连两零件间可采用止扣配合定位后再焊接的方法。止扣的配合根据工艺需要确定。止扣的宽度一般取3mm。

由于焊接收缩量受焊接方法和工艺参数的影响,一般在试验的基础上确定零件加工时的预留量。

(4)转子只允许周向焊缝。

(5)焊缝的质量控制,设计图中应规定焊缝的质量要求。若工艺参数控制严格,焊接质量稳定,焊缝表面质量平滑,可免去焊后机械加工。

8.2.4.5 花键连接

花键主要用作传扭,压气机转子常用花键的基本形式有:圆柱花键和径向花键。

(1)圆柱渐开线花键,多用在轴与盘(或轴颈)相连处,例如图8-7中WP13低压转子的A处。

圆柱渐开线花键应按GB3478.1、GB3478.2、GB1144标准设计。常用 30° 压力角、圆形齿根。采用齿侧定心配合,常选用5H/5h或6H/5h精度的配合。

为提高轴与盘间的配合定心精度,在花键近旁另设圆柱配合面,此时将花键的配合间隙可以增大些,如采用5H/5d或5H/5e等配合。圆柱面的配合则选用过盈配合,过盈值由强度设计确定。例如图8-7中,轴16和盘15的装配过盈为0.33~0.27mm,工作中的过盈应不小于0.05mm。

(2)径向端齿花键和圆弧端齿,兼有传扭和定心的作用,以其齿侧配合后用螺栓拉紧,此种结构在各种工作条件下均能保持良好的定心。目前国内尚无正式标准。在进行圆弧端齿设计时可引用法国标准ST2512(见《航空发动机设计手册》第2册)。圆弧端齿的设计见本册第10章。

8.2.5 叶片的安装和固定

8.2.5.1 叶片的安装形式

(1)燕尾形榫头和榫槽,其对称中心平面B为轴向或与轴向有一定偏角 θ ,如图8-13。设计时,以平面T联系盘和叶片间的相对径向位置。结构要素按HB5964《燕尾形榫头、榫槽尺寸标注与技术要求》设计。

(2)枞树形榫头和榫槽,其对称中心平面B为轴向或与轴向有一定偏角 θ ,如图8-14。设计时,以平面T联系盘和叶片间的相对径向位置。结构要素按HB5965《枞树形榫头、榫槽尺寸标注与技术要求》设计。

(3)周向环形燕尾形榫头和榫槽,其对称中心平面B与转子中心轴垂直,榫槽沿周向成环

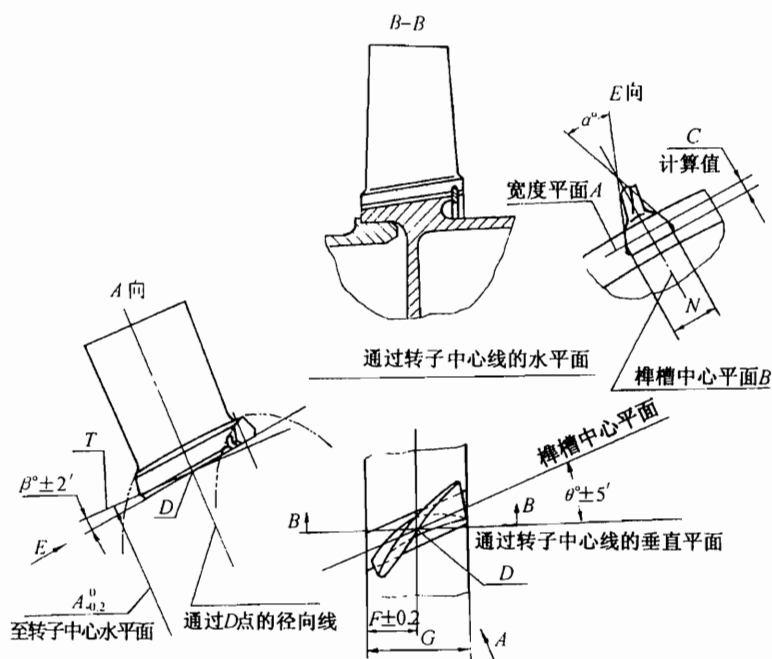


图 8-13 燕尾形榫头叶片的安装

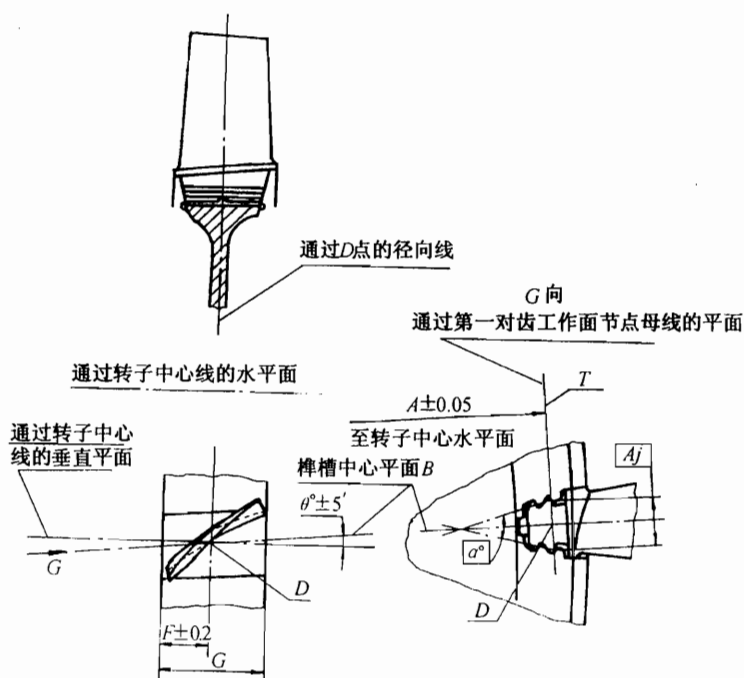


图 8-14 枞树形榫头叶片的安装

形,榫头也是环形的一部分,如图 8-15。在环形槽的一个位置有一个供叶片出入的缺口 K , 安装时,叶片 2 依次由该缺口装入,并顺序向槽内推进;在出入口 K 两侧位于一个叶片距离

处,开有两个供卡住止动块6的缺口Q,在叶片2装完,只剩下4个叶片空位时,将两对末端叶片(件号5和8)之间分别加入一个带紧定螺钉的止动块(6和7),依次装入缺口K的两侧,叶片装满后,将所有叶片沿周向推移,使止动块6刚好和环槽上的缺口Q对正,拧紧紧定螺钉7,将止动块6提起并卡入缺口Q中,贴紧榫槽两侧面,止动块6抵紧榫槽两侧并卡在缺口Q中后就将所有叶片固定。止动块的两侧薄壁预先冲有凹窝,其变形使螺纹产生摩擦力,使紧定螺钉具有自锁能力,既保证紧定螺钉不松脱,又允许进行维护时分解。止动块6和紧定螺钉7之间的自锁锁紧力矩应为 $0.5 \sim 1.0 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。为了便于控制叶片榫头缘板处的侧面间隙可以将止动块按宽度分组,供装配时选用。

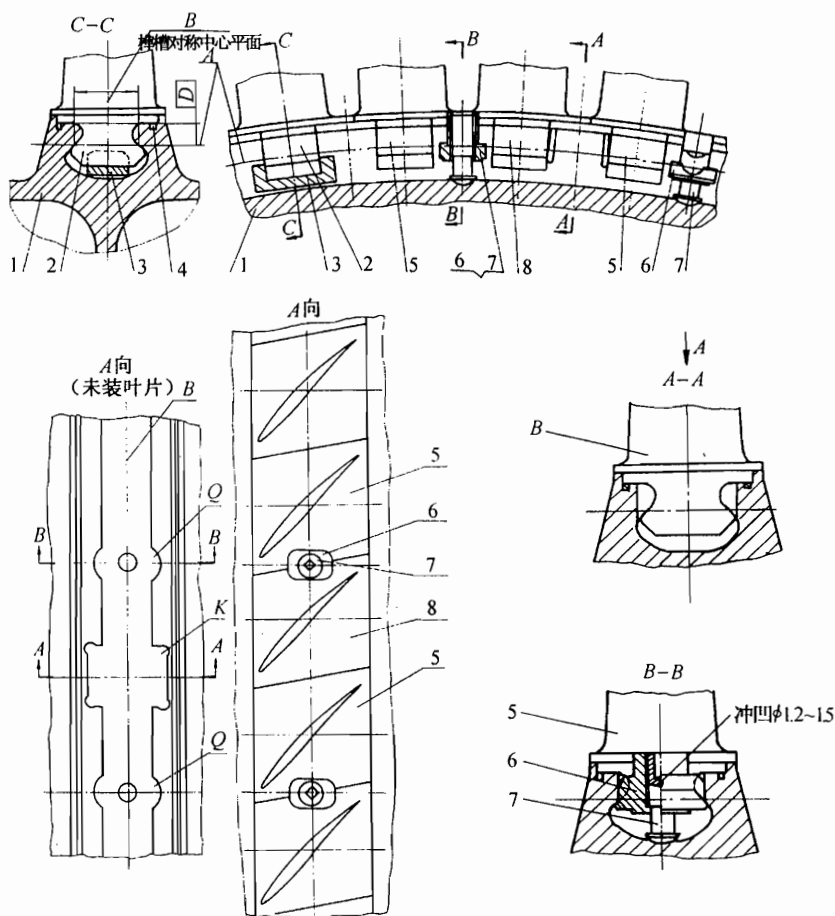


图 8-15 周向燕尾形榫头(榫槽)叶片的安装

1—轮盘;2—叶片;3—平衡环;4—减震环;5—终端叶片(左);6—止动块;7—紧定螺钉;8—终端叶片(右)

周向环形槽及榫头结构在设计时,以圆柱形的宽度面 A 联系盘和叶片间的相对径向位置。结构要素仍可参照 HB5964《燕尾形榫头、榫槽 尺寸标注与技术要求》设计。

(4)香蕉形燕尾榫头和榫槽,将榫头和榫槽的对称中心面 B 做成圆柱面,如图 8-16 所示。圆柱面的轴线 O-O 与通过 D 点的径向线平行,其半径 R 应适当选定,要使榫头上表面能充分包容叶片根部剖面,通过轴线 O-O 的剖面 A-A 剖切出榫头和榫槽的横剖面形状。

在设计时, D 点处的平面 T 联系盘和叶片间的相对径向位置。图 8-16 中的宽度平面 A 是和平面 T 重合的, 若宽度平面 A 与水平平面有夹角(即榫槽有倾斜角), 此时圆柱面的轴线 $O-O$ 应保持与宽度平面 A 垂直, 而与径向线之间亦有一倾斜角。结构要素仍可参照 HB5964《燕尾形榫头、榫槽 尺寸标注与技术要求》设计。

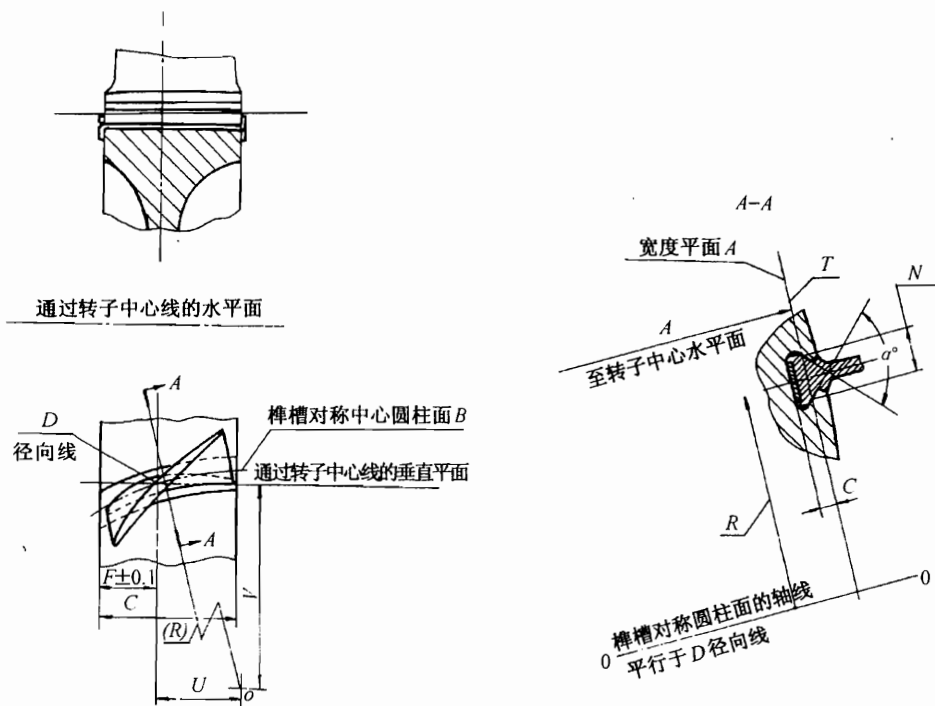


图 8-16 香蕉形燕尾榫头叶片的安装

(5) 销钉式榫头, 叶片榫头为凸耳形, 跨插在轮缘上或轮缘的环槽内, 如图 8-1、图 8-17 所示。在凸耳和轮缘上加工有销孔, 利用承剪衬套承受剪切应力传递叶片的离心力负荷及气动力负荷。利用孔和承剪衬套之间有配合间隙叶片可以摆动, 能消除连接处的附加弯矩, 叶片振动时可以因滑动摩擦起一定的减振作用。设计时以销孔中心联系盘和叶片的相对位置。

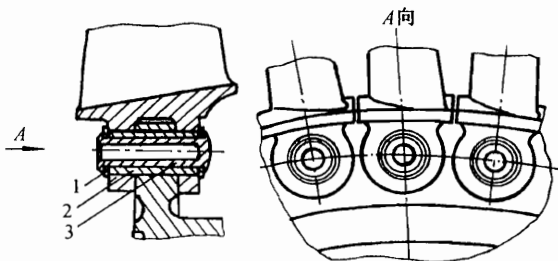


图 8-17 双凸耳销钉式榫头叶片的安装

1-垫圈; 2-承剪衬套; 3-销钉

8.2.5.2 榫头和榫槽的配合

(1) 早期的发动机燕尾形榫头(图 8-13)的顶角 α 较小($35^\circ \sim 40^\circ$), 两底角为 $72^\circ 30' \sim 70^\circ$ 。叶片装配要求较严, 选配以手力将叶片推入榫槽内为度, 距叶根 100mm 处叶片的切向活动量为 $0.2 \sim 1.0\text{mm}$ 。装配时榫头两侧与榫槽的配合间隙约相当于 $0.005 \sim 0.015\text{mm}$ 。

(2) 近期的发动机叶片榫头和榫槽大多采用间隙配合, 燕尾形顶角常选用 60° 以上或 90° ,

两底角为 60° 或 45° , 侧面的配合间隙可以达到 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$, 叶片不选配, 装配方便。

(3) 周向槽的榫头(图 8-15)配合间隙也是较大的, 以便叶片向盘中推入, 侧面计算间隙可达 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$ 。

(4) 香蕉式榫头(图 8-16)的配合, 要有利于曲线形榫头的装配, 可选用较大的间隙。香蕉式榫头多用于宽弦叶片, 叶根剖面叶型较大。榫头采用香蕉形可以相对减小榫头剖面尺寸。榫头的配合间隙可选在 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$ 。

(5) 枞树形榫头(图 8-14)叶片安装后, 距叶根 100mm 处叶片的切向活动量约为 $0.5 \sim 1.5\text{mm}$, 榫头榫槽的齿形轮廓间隙通常在 $0.01 \sim 0.04\text{mm}$ 左右(单边)。

(6) 销钉式榫头的配合: 在图 8-17 中销钉与承剪衬套内孔的配合可选 $H10/c10$ 或 $H11/c11$; 承剪衬套与叶片孔的配合可选 $F9/h9$, 承剪衬套与盘孔的配合可选 $D9/h9$ 。

在图 8-1 中, 销子与盘孔的配合可选 $F9/h9$, 而销子与叶片孔间的配合可选 $D9/h9$ 。

叶片凸耳与轮缘的轴向间隙取 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$ 左右。

8.2.5.3 叶片槽向的固定

图 8-18 表示几种轴向榫头的固定方法, 其中用锁片固定是最简单的, 适用于叶片的轴向分力较小、榫槽底面倾角较小时。倾角较大时可用卡圈式或挡销。

图 8-15 为周向槽叶片, 在周向的固定是依靠两个止动块 6。采用两个或多个止动块可以增加其可靠性。

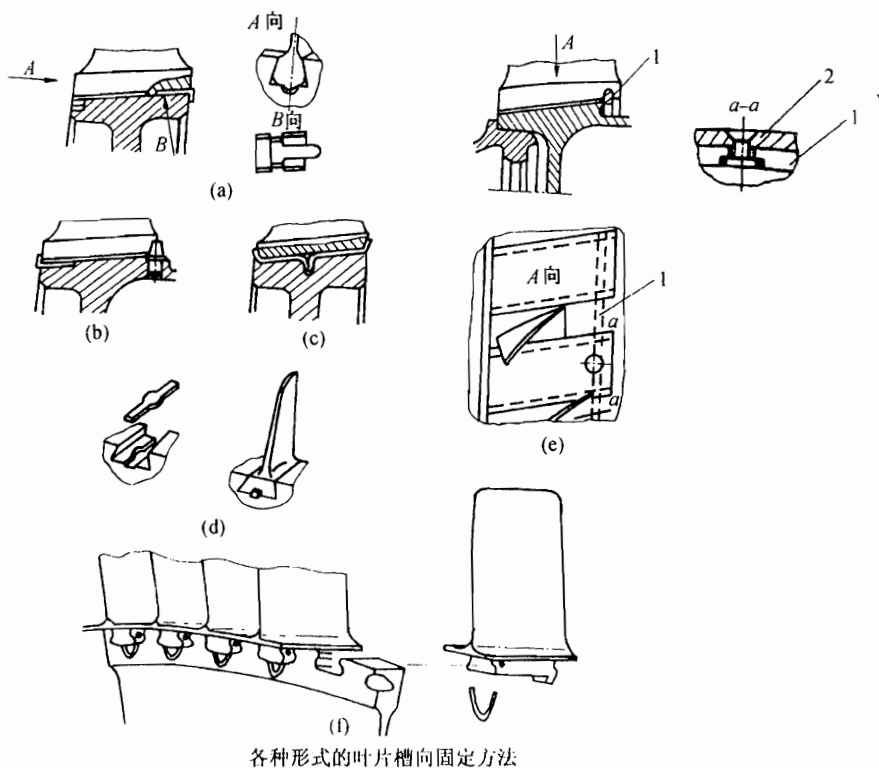


图 8-18 各种形式的叶片槽向固定方法

(a) 榫头凸块和锁片固定 (b) 挡销和锁片固定 (c) (d) 锁片固定 (e) 弹簧卡圈固定 (f) 锁丝固定

1 - 卡圈; 2 - 装在卡圈缺口处的固定销

8.2.6 转子上其他零件的设计

转子上除盘、叶片、轴之外还有其他零件,如篦齿封严圈、调整垫片、叶片的挡圈、紧固螺栓、配重块(图8-7中的9)等。零件应以圆周或轴对称均布设置。现以图8-7为例说明零件的设计要点。

(1)封严胀圈座(件19)与轴的配合选 H7/p6 或 H7/n6,或 H7/k6。端面与配合直径的跳动公差应取 6 级或 7 级(GB/T1184)。

(2)间隔衬套(件11)与轴的配合取 G6/h5,衬套两端面平行度应取 5 级(GB/T1184)。

(3)轴承的压紧螺母(件18),一般螺距为 1.5mm 的公制螺纹,配合精度选用 5H/6h。也可优先选用 MJ 螺纹。螺母的锁紧方式可按航空工业标准 HB. O-2 螺纹连接的防松方法设计。并对螺纹的旋向有所选择,如图8-19所示选择螺纹的旋向。

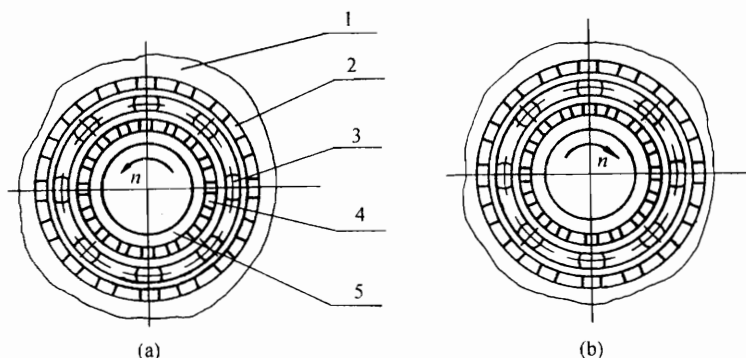


图8-19 轴承压紧螺母旋向选择

(a)转子逆时针旋转。内环压紧螺母选右螺纹,外环压紧螺母选左螺纹

(b)转子顺时针旋转。内环压紧螺母选左螺纹,内环压紧螺母选右螺纹

1—轴承座;2—外环压紧螺母;3—轴承;4—内环压紧螺母;5—转子

(4)上述各零件的表面粗糙度,精度 IT5 级的表面为 $Ra0.4$ 、精度 IT6 级的表面为 $Ra0.8$ 、精度 IT7 级的表面为 $Ra0.8$ 或 $Ra1.6$ 。非配合表面为 $Ra1.6$ 或 $Ra3.2$ 。

(5)零件锥面的设计,该结构是为了装配时产生过盈,又便于相配零件分解,如图8-7和图8-8的转子轴颈上的锥面。锥角的选择一般都应大于最大干摩擦的摩擦角。锥体零件大多呈楔形具有两个摩擦面应以 2 倍计算角度。锥体应选用跳动公差为 5 级或 6 级(GB/T1184)。表面粗糙度为 $Ra0.4$,并用量规着色检查,其密接度达 60% 以上。

(6)材料选择,设计时参照现役机种进行选材,常用材料如:结构钢 38CrA、30CrMnSiA,渗碳钢 12CrNi3A、12Cr2Ni4A,渗氮钢 38CrMoAlA,钛合金 TC4、TC11、TC6,不锈钢 2Cr13、0Cr17Ni2Mo2、0Cr17Ni4Cu4Nb、1Cr11Ni2W2MoV 等。

(7)表面处理:防护处理,结构钢可采用化学氧化(发蓝)、镀锌或镀锡;耐磨性表面处理,渗碳、渗氮、镀硬铬;螺纹零件表面处理,采用镀铜或镀银可保护螺纹,防粘连脱扣,镀层厚度 $3 \sim 5 \mu\text{m}$ 。

8.2.7 平衡校正面及平衡构件

结构设计时需确定转子的平衡校正面和修正不平衡量的技术措施。

8.2.7.1 平衡校正面

平衡校正面一般至少是两个,刚性转子位于转子第 I 级和最末级的端面。对于有一定柔

性的转子常采用分步装配分步平衡的方法,平衡校正面则安排在每步装配转子的前后端面处。

8.2.7.2 平衡构件设计

消除不平衡量的方法很多,如去材料、设配重、平衡块(图8-4中的6,图8-7中的9,图8-15中的3)或平衡螺钉(图8-20(a))、采用不同重量的连接销钉,在销钉孔或销钉上攻螺纹,也可以在连接螺栓上面增加附属的螺母或垫片等等。

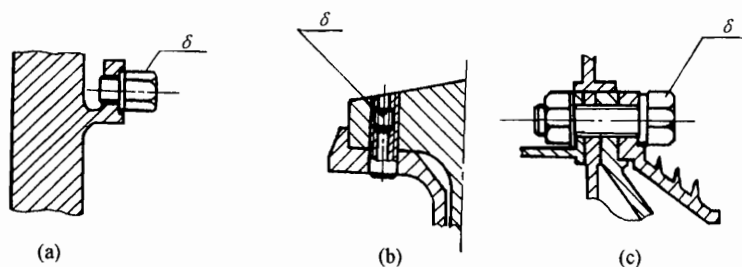


图8-20 平衡配重 δ 的结构示例

采用加平衡配重或螺钉时,注意安装该零件时不要破坏转子主要零件的强度,可利用凸缘或安装边安装配重,在工作时要防止出现错位。

8.3 盘鼓转子的设计

8.3.1 基准的设置

图8-21为几种盘、鼓的示例,基准应设置在装配定位或加工定位精度高并稳定之处,转子组合后的误差积累要小,转子的初始不平衡量小,转子和静子之间相互位置误差积累也小。

(1)径向基准,如图8-21中的A基准或C基准。一般设在配合的圆柱面中心。圆柱面基准的尺寸精度应选IT7级或IT6级,若是配合面应注意其配合性质要求。

(2)轴向基准,如图8-21中所示的B基准或D基准,轴向基准选在装配安装边的平面处,使转子各部位的轴向误差积累小。

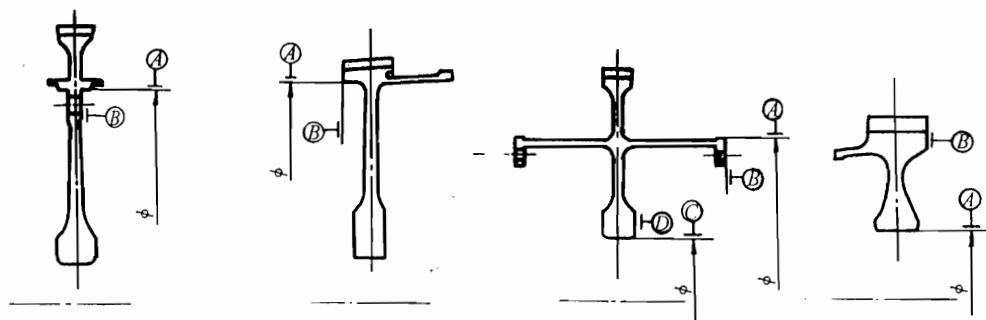


图8-21 盘、鼓零件的基准设置

(3)角向基准,为了使转子周向有相对分布关系的形体有准确的相互联系需设角向基准。应根据零件具体情况确定角向基准,例如:一个榫槽、安装边上一个指定的孔、辐板上或鼓筒上。

壁厚差应控制在 0.1mm 以内。表面抛光,粗糙度 $Ra0.8$ 。通气孔周边应特殊抛光并使抛光纹理为顺着孔的周边方向。在孔与辐板表面之间应有较大的圆角(如 $R1$),粗糙度为 $Ra0.8$,孔表面粗糙度为 $Ra3.2$ 。

(7)鼓筒,壁厚公差为 0.2mm,沿圆周的壁厚差应控制在 0.1mm 以内。鼓筒的直径尺寸按 IT10 或 IT9 级取公差。具有锥形特征的尺寸最好按坐标点的标注形式给出,若锥形段较短则可按角度的标注形式。

(8)鼓筒与辐板之间应以较大的圆弧转接,一般不小于 $R3$,通常经强度校核。圆弧转接处不应有明显的刻痕、沟道等接刀不良现象。表面粗糙度 $Ra1.6$ 。不允许的接刀及推荐接刀要求见图 8-23。

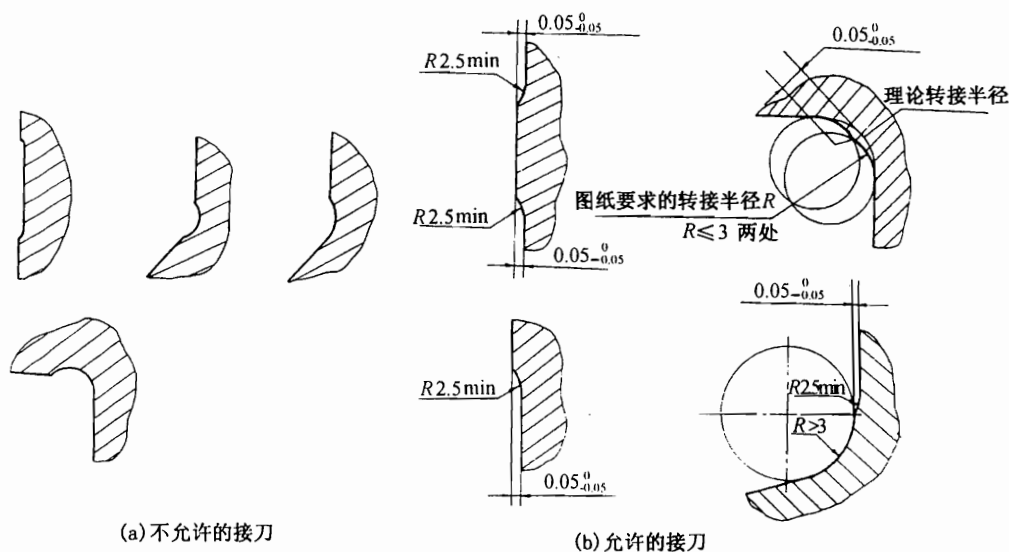


图 8-23 不允许的接刀及接刀要求

(9)轮缘是榫槽所在的位置(榫槽的设计见 8.3.4),为使零件有好的平衡性,有关尺寸及其跳动公差控制应较严,如图所示。

(10)排污孔,在鼓筒与辐板连接之处设有小孔,可以排出转子内腔中积存的油或水等液体污物。小孔应设在内腔直径最大处,利于排污。开孔直径为 $\phi 2$ 或 $\phi 3$,小孔周边应倒圆并仔细抛光,抛光纹理应顺着孔的周边。

8.3.3 榫槽的设计

榫槽的形状与尺寸可根据设计经验选择,或由强度设计并通过试验验证确定。

8.3.3.1 燕尾形榫槽设计

在图 8-24 中列举了一个燕尾形榫槽的设计。盘的基准及榫槽设计与盘相关联的部分见图 8-13 和图 8-24。

燕尾形榫槽的设计还应遵循 HB5964《燕尾形榫头、榫槽 尺寸标注与技术要求》。以图 8-24 为例,叙述榫槽的设计要点。

(1)榫槽中心线与轴向中心线的夹角和 D 点的轴向位置 N_1 :榫槽中心线即榫槽的对称平面,其与轴向中心线的夹角也可用其与端面的夹角标注(如图 8-24 中的 $60^\circ \pm 5'$),它根据叶

“M 点用”, 后者的跳动指引线指在“通过 M 点的线”上。

(8) 榫槽的全部尺寸及剖面形状在一个槽(第 1 槽)中标(明)出, 规定槽的位置公差(对 B、A) 0.15mm , 该公差带宽度为周向的。

(9) 为提高榫槽配合面的准确度, 改善槽的拉削工艺, 可在榫槽侧面和底面交接处设凹入侧面和底面的圆角(如图 A 向的 $R1.3_{-0.2}^0$)。

8.3.3.2 周向环形燕尾槽设计

在叶片较小数量较多的情况下, 采用周向环状燕尾形榫槽, 可给加工和装配带来很多方便。榫槽的设计示例见图 8-25, 设计是在其径向剖面中进行的, 可遵照 HB5964《燕尾形榫头、榫槽 尺寸标注与技术要求》。设计要点如下:

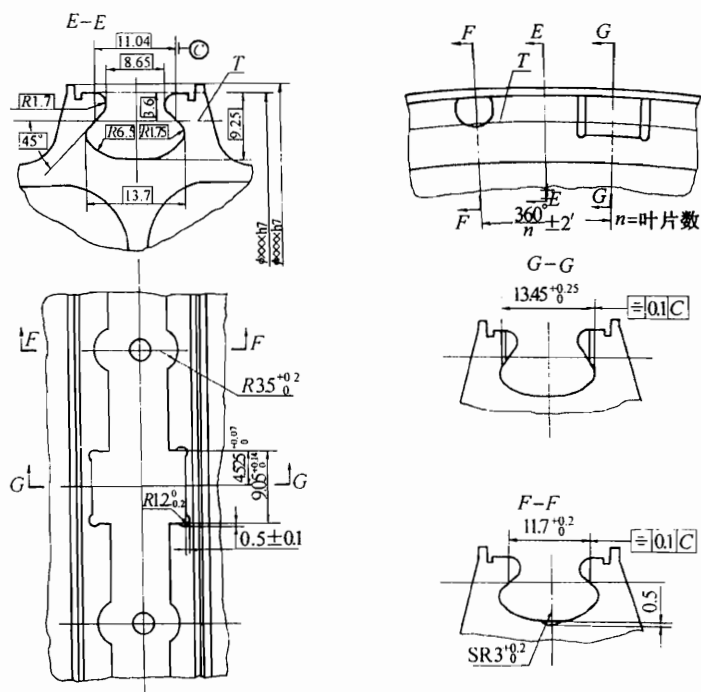


图 8-25 周向环状燕尾槽设计示例

(1) 榫槽对称中心平面与转子中心线是垂直的, 其垂直度为 GB/T1184 中的 6 级或 7 级, 槽的轴向位置常与盘辐板重合, 由端面基准注出位置尺寸即可。

(2) 榫槽的剖面形状, 在通过盘中心的径向剖面中规定, 图 8-25 中 E-E、F-F、G-G 各剖面都是径向的。

(3) 叶片与盘之间相互径向位置通过宽度面 T 来联系。T 面是与中心基准同心的圆柱面, 其同轴度应不低于 GB/T1184 中的 7 级。

(4) 榫槽型面的公差, 榫槽型面用理论尺寸标注或参照轴向燕尾榫槽用尺寸控制。型面公差用轮廓度来控制, 工作面的轮廓度一般为 0.04mm 、槽底为 0.1mm 、工作面与槽底的过渡部位可为 0.05mm 。

(5) 榫槽型面的粗糙度, 两侧的工作面为 $Ra1.6$, 其余部分为 $Ra3.2$ 。

(6) 安装叶片的出入口和止动块的卡口设计

在图 8-25 中, $G-G$ 剖面处为安装叶片的出入口, $F-F$ 剖面处为安装止动块的卡口, 止动块为两个。 $F-F$ 和 $G-G$ 间的距离为一个叶片间距, 距离公差取 $\pm 2'$ (约相当线性尺寸 $\pm 0.2\text{mm}$)。

叶片出入口的周向长度应小于根部叶片间距之半,轴向宽度应小于榫槽的最大宽度,其周向长度比叶片的一半间距约小 0.8mm,轴向宽度比榫槽宽度约小 0.25mm。同时叶片的榫头长宽尺寸比叶片出入口的长宽尺寸各约小 0.5mm,叶片可以轻轻装入。

止动块卡口,在 $F-F$ 剖面标注的是卡口的宽度,该尺寸比榫槽宽度和最小尺寸的平均值约大 0.5mm 。

8.3.3.3 香蕉式榫槽的设计

榫槽的设计示例见图 8-26, 榫槽形面设计与直燕尾槽类似, 仍可参照 HB5964 的要求。设计要点如下:

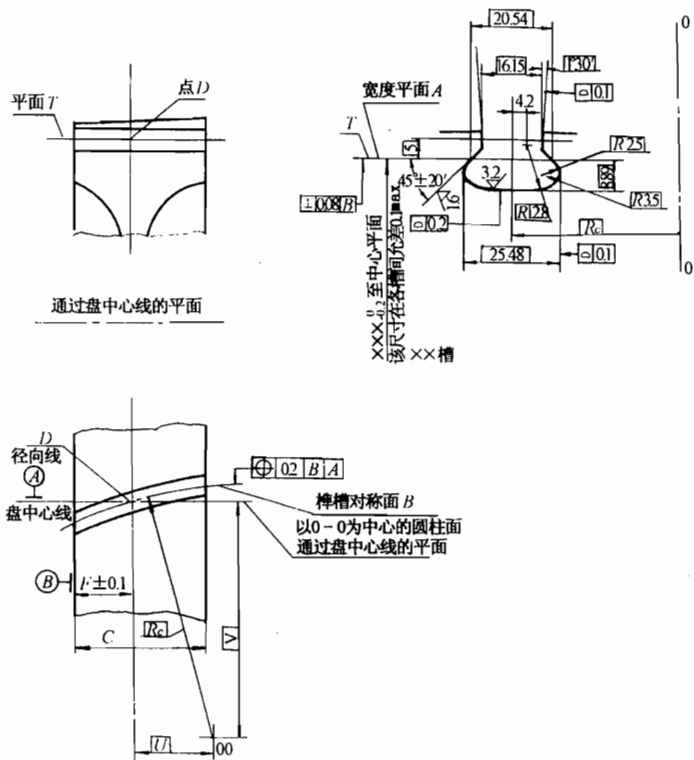


图 8-26 香蕉式燕尾形榫槽设计示例

(1) 榫槽对称中心面是圆柱形的, 确定圆柱面的中心线坐标及半径时, 应使榫头包容叶片根部剖面。

(2) 榫槽与叶片榫头的径向位置关系,在图 8-26 中是以平面 T 联系的,图中榫槽宽度平面 A 与平面 T 是重合的(其倾角为 0°),榫头与叶片下端需有缘板或伸根过渡。

(3) 榫槽型面可以用数控机床加工,型面用面轮廓度控制,加工数据根据实际需要决定,所示数据供参考。表面粗糙度,在槽底部取 $Ra3.2$,在槽承力工作面及转接圆弧处取 $Ra1.6$ 。

(4)图中的中心线基准 A 应理解为作定位面直径的中心线(见 8.3.1 和图 8-21)。

(5) 当榫槽随轮缘外表面倾斜而非水平设置时, 可将圆柱面轴线在子午面内相对垂直轴线倾斜一个角度, 并参照图 8-26 进行设计。

(1)定位配合面,图8-29中的鼓和盘圆柱定心配合为 $\phi 354\text{ H7/r6}$,也可选 H7/r7 的配合,配合面与其基准间的同轴度按GB/T1184的6级或7级选用。

(2)鼓筒与盘的配合平面,平面与基准平面间应规定平行度,按GB/T1184的7级选用,由于盘和鼓筒的壁薄,可按尺寸均匀度的方式标注。在鼓筒安装边平面与盘平面(例图8-29中的C和B面)要保证贴合紧密,为此可在鼓筒C面加工出一凹入深度约0.2mm的环带,其宽度约超过螺栓孔两侧1~1.5mm(在例图中尺寸为 $\phi 369$ 和 $\phi 397$)。

(3)螺栓孔分布直径的调整,鼓筒和盘连接的螺栓与孔为精密配合,通常螺栓与孔为 H9/d8 的配合。鼓筒与盘的配合面(D和A)间为过盈配合,装配后会出现变形,为保证螺栓易于穿入孔中,需要对装配前零件的螺栓孔分布直径作调整。调整方法:通常只调整径向刚性较小的鼓筒安装边上孔的位置。若鼓筒为包容体(如图8-29所示),将孔的分布直径减小,其减小量为配合过盈量范围的平均值。反之,若鼓筒为被包容体,则孔的分布直径应加大。一般在平均过盈量超过0.05mm时就要考虑调整孔的分布直径,且鼓筒与盘的配合面(A和D)的尺寸精度不应低于6级或7级。

(4)螺栓孔内及孔的棱边应抛光,抛光的纹理方向是孔的周向方向。

(5)所有表面粗糙度为 $Ra1.6$,抛光孔的棱边为 $Ra0.8$ 。

(6)螺栓孔的位置度公差按下式计算:

$$T \leq KZ$$

式中: T ——位置度公差带的直径值;

Z ——孔与螺栓杆间的最小间隙;

K ——间隙利用系数。

其中, $Z = D_{\min} - d_{\max}$;

$D_{\min}$ ——螺栓孔的最小直径;

$d_{\max}$ ——螺栓杆的最大直径。

K 值可取1、0.8或0.6,根据相配位置的连接调整量和加工设备的可达精度选定。

(7)防错设计,在图8-29中盘的前后配合面尺寸几乎相同,安装边有过盈,如果方向装错不易纠正,或在纠正时会损伤零件,为此,可将盘的前后两配合直径取不同的值,相差1mm即够。

8.3.5 封严篦齿

转子与静子之间的封气多采用篦齿封严结构,在转子鼓筒上或盘上做出篦齿。图8-30表示几种高齿、低齿、直齿、斜齿、台阶齿等常见的封严篦齿形式及尺寸标注方法。篦齿尖很薄,容易损坏,可以将其做成单独的零件,装在转子上,便于更换。齿尖还容易磨损,可喷涂耐磨涂层保护。例如在齿尖处用等离子喷涂覆盖三氧化二铝。在喷涂前,先喷涂镍铝作底层,以提高涂层的结合力,两层的总厚度约为0.15~0.25mm。

篦齿尖的径向跳动公差可选8级。篦齿型面的粗糙度取 $Ra3.2$ 。

8.3.6 盘鼓零件的材质要求

8.3.6.1 盘鼓零件的常用材料

盘鼓零件的常用材料有合金结构钢、不锈钢、高温合金、钛合金等,常用牌号如下:

(1)合金结构钢有:30CrMnSiA、40CrNiMoA、18Cr2Ni4WA等,可用于300℃以下。

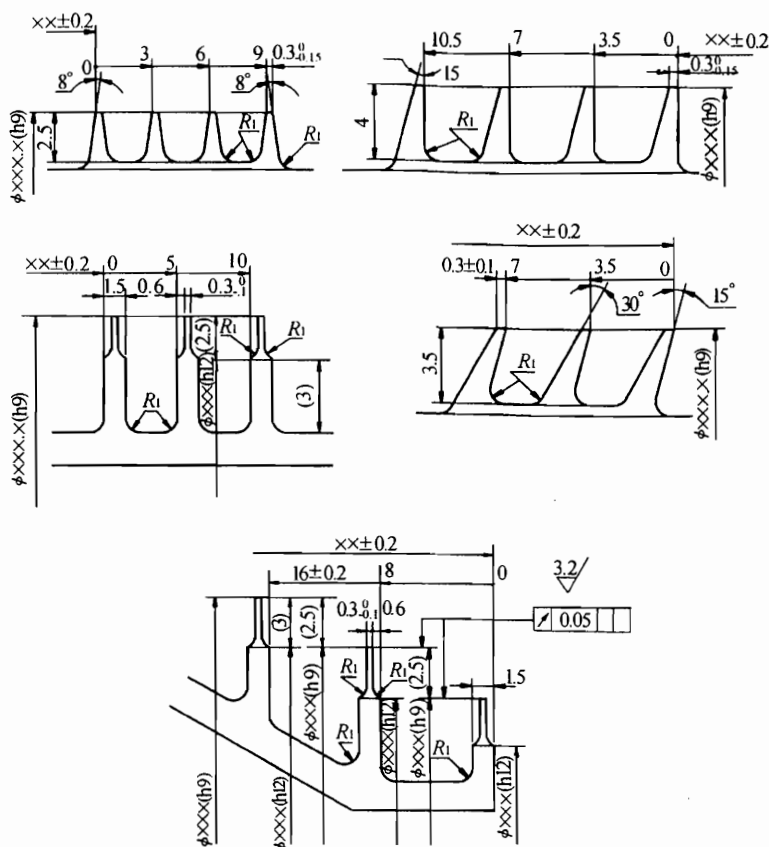


图 8-30 封严篦齿示例

(2) 不锈钢有: 1Cr11Ni2W2MoV、1Cr12Ni2WMoVNb、1Cr10Co6MoVNB、1Cr14Ni3W2VB 等, 可用于 550℃ 以下。

(3) 高温合金有: GH2036、GH2132, 可用于 600℃ 以下; GH4169 可用于 650℃ 以下。

(4) 钛合金有: TC4 可用于 400℃ 以下, TC6 可用于 450℃ 以下, T55, TC11 可用于 500℃ 以下。

钛合金耐磨性较差, 在其零件配合面间的微振动能引起磨蚀和疲劳强度下降, 故零件的配合面需采用适当涂层(见 8.3.8.2)。

8.3.6.2 设计时有关材质的注意事项

盘鼓为关键零件, 在设计图中应注明毛坯种类, 热处理的检验类别(通常为 II 大类检验), 以及无损探伤方法, 如磁粉检验、荧光检验。

8.3.7 表面处理

盘和鼓表面处理主要目的是为了改善表面抗磨蚀、抗磨损能力或提高疲劳强度。

8.3.7.1 防腐蚀、锈蚀(高温合金一般不需要)

(1) 镀锌、镀镉, 可用于合金结构钢, 可防御一般潮湿环境的腐蚀作用。使用镀镉时, 使用温度不应超过 300℃, 有的机种规定镀镉, 使用温度小于 270℃。

钛合金承力零件避免与有镀镉、镀锌零件接触,甚至不可使用镀锌镀镉的工具。

在强度极限为 1240MPa 的钢零件表面也要避免采用镀锌或镀镉。

材料接触之防腐原则及镀层的选择可按照 GJB594。

(2)涂漆,在钢制零件上经吹砂磷化后涂 H61-1 铝色环氧有机硅聚酰胺耐热漆,可在 300℃ 以下长期工作。钛合金零件一般无需防护,个别情况可用 H61-1 铝色环氧有机硅聚酰胺耐热漆防护。

(3)无机盐铝涂层,有些结构钢及不锈钢零件工作温度较高,一般漆料不能承受。无机盐铝涂料可以承受 550℃ 以下的温度。这里介绍几种外国产的无机盐铝涂料:

底层涂料

厂 家	底层涂料
Sermetech International, Inc Limerick, PA19468	Serme TeL W 或 SermeTeL962
Coatings for Industry. Inc Souderton. PA18964. USA	ALSEAL518
Morant Grmbt H Bahnhofstr. 110 8217 Grassau. Germany	Cersl114

面层涂料

厂 家	面层涂料
Sermetech International, Inc Limerick. PA19468. USA	Sermaseal570A Sermaseal565
Coatings for Industry. Inc Souderton. PA18964 USA	ALSEAL 598
Moraut GmbH Bahnhofstr, 110 83224 Grassau Germany	VPW350/1
GFM GmbH Am Industries park 3, 84453 Muhlendorf, Germany	VPW360

铝涂层总厚度一般为 0.02~0.08mm,在配合表面不涂底层只涂面层,其厚度最小为 0.02mm,即有保护作用。不锈钢在海洋性气候环境下的抗蚀性较差,用这种涂料可以弥补。

8.3.7.2 减磨涂层

钛合金摩擦系数较大,在钛合金制的盘榫槽与叶片榫头间使用减磨涂层,可以防止粘连减轻微动磨损。

减磨涂料通常是一些石墨或二硫化钼等固体润滑剂,以适当的清漆调成膏状物,涂在表面烘干成膜,常用的清漆有酚醛清漆等。

8.3.7.3 喷丸强化

喷丸常用在叶片的榫头和榫槽,可提高局部抗疲劳强度。

8.3.7.4 磨削涂层

封严篦齿齿尖与静子壁面上蜂窝结构接触,蜂窝结构是不锈钢薄片焊制的,在篦齿尖上喷涂三氧化二铝或 Metco 101 可以保护篦齿尖并防止蜂窝变形(见 8.3.5)。

8.3.7.5 耐磨涂层

在与刷式封严相配的表面应喷涂耐磨涂层,如陶瓷涂层。

轴的非配合面处的尺寸精度,外直径取 IT10 或 IT11,内直径为 IT11 或 IT12,可以根据轴的不同部位及加工难易程度选择。加工粗糙度 $Ra1.6$ 。空心轴身的壁厚 S 沿一周之差一般应不大于 0.1mm 。

(4)安装边,轴颈与盘和鼓筒若制成分离式的,其安装边的设计参看 8.3.4 的叙述,按照鼓筒的安装边的要求方式设计。用螺栓连接轴颈与盘的安装边有过盈配合时应考虑螺栓孔分布圆直径的调整,调整方法与鼓筒相同(图 8-29)。

图 8-32 的轴颈是与盘连成一体的,其安装边的螺栓孔按盘的形式设计,螺栓孔分布圆直径不需作调整。

(5)轴颈带盘的结构如图 8-32,其盘部分的设计按(8.3.2)盘的设计要求进行。

(6)轴颈的转接过渡圆弧应仔细设计,务使其应力集中尽量减少。在开孔处,孔边缘应圆滑, $R0.5(\text{min})$ 并抛光,抛光的纹理顺着孔周边的方向。

(7)安装密封圈等环状附属零件的表面如表面 C,相对于基准面 A 和 B 的跳动公差按 GB/T1184 的 6 级。

(8)螺纹、紧固轴承的螺纹的设计参见 8.4.2(6),螺旋方向选择参看 8.2.6(3)及图 8-19。

(9)传扭花键同 8.4.2(5)。

8.4.4 轴、轴颈的材质要求

8.4.4.1 轴、轴颈零件的常用材料

根据轴的工作条件选择材料,常用材料如下:

(1)合金结构钢有:40CrNiMoA,18Cr2Ni4WA,17-22A(美),适用温度 300℃ 以下。抗蚀性差。

(2)不锈钢有:1Cr11Ni2W2MoV,适用温度 500℃ 以下。对潮湿空气有良好耐蚀性和抗氧化性,但对海洋性大气耐蚀性差。

(3)高温合金:GH4169 适用温度 650℃ 以下,抗蠕变和持久强度良好,抗氧化及盐雾腐蚀能力优良,适用于高压压气机轴、轴颈用。

(4)钛合金:TC4 适用温度 400℃ 以下,TC11 适用温度 500℃ 以下。

8.4.4.2 有关材质的注意事项

轴、轴颈为关键零件,设计图中应注明:

(1)毛坯种类,模锻件或旋压件或轧制棒材。

(2)热处理的检验类别,轴、轴颈通常为 I 类检验,轴颈也有用 II 大类检验的。

(3)零件最终加工后的无损探伤方法。

8.4.5 表面处理

轴类零件的表面处理的目的是与盘、鼓类零件相似,见 8.3.7。

8.5 轴流压气机转子的平衡

8.5.1 刚性转子和柔性转子

刚性转子在工作中“不会”改变其平衡度,而事实上转子在受载荷条件下会出现一定的变形,会影响转子的平衡度。在转子平衡时应考虑转子的柔性。

按 ISO5406,将各种类型的转子按其不同柔性特征分为五大类,应对不同类型采用不同的

平衡方法:

第1类:刚性转子,不平衡量可在任选的两个校正平面上校正,校正后,在最高工作转速以下的任何转速其不平衡量没有显著变化。

第2类:准刚性转子,不能视为刚性转子,但还是可以用刚性转子平衡方法平衡的转子。这类转子是本章要讨论的轴流压气机转子的主要类型。

第3类:柔性转子,不能用刚性转子的平衡方法,必须用高速平衡法平衡的转子。这类转子需在高速平衡机上在最高工作转速以下的各阶临界转速上运转,分别测定其振型、波峰位置和方向,校正面选在波峰处,依各阶临界转速依此平衡,校正面较多,即是所谓的振型平衡法。

第4类:属于1、2、3类但带有一个或数个具有柔性或柔性连接的零件(例如离心开关)的转子。其平衡方法仍同1、2、3类。

第5类:属第3类柔性转子,但根据某种理由(如考虑经济性),只模拟某一个转速状况进行平衡。

本章只讨论第1、2类型的转子,研究刚性转子和准刚性转子的平衡要求。对第3类柔性转子只讨论其在加工装配过程中限制其初始不平衡量的措施。

8.5.2 刚性转子的平衡

8.5.2.1 刚性转子的定义

所谓刚性转子是指工作转速低于第一阶临界转速的转子。

转子动平衡时在两个指定校正面上进行校正后,若在任何转速直至最高工作转速,相对于轴线的不平衡量没有明显的超过平衡公差,这样的转子可以认为是刚性转子。

一般而言,刚性转子的最高连续运行转速应小于转子-支承系统第一阶弯曲临界转速的70%。

8.5.2.2 低速动平衡

若转子的动平衡是在转子第一阶弯曲临界转速的30%~40%以下某个转速进行,此种方法称作低速动平衡。

在低速动平衡时,转子的变形小,基本不影响转子不平衡量的大小和分布,平衡时在两个校正面上将力和力偶的不平衡量校正,使其降到允许的范围。

低速动平衡是最基本的平衡方法,刚性转子和控制柔性转子的初始不平衡量时都可用低速动平衡。

8.5.2.3 刚性转子的不平衡量

因转子内在的质量不均,旋转时能引起轴承动载荷的一种矢量,这种矢量视为不随转速而变化,称作刚性转子的不平衡量,用符号 U 表示,其单位是克毫米($g\cdot mm$)。

按不平衡量的表现形式,可分为静不平衡量,力偶不平衡量和动不平衡量。

(1)静不平衡量,可用一个矢量表示,并通过转子的重心,见图8-33(a),用符号 U_s 表示,单位是克毫米($g\cdot mm$)。

静不平衡量可用位于重心的校正面上的一个配重予以平衡。

(2)力偶不平衡量,可用一个偶矢量表示,见图8-33(b),用符号 U_m 表示。也可表示为 $U_c \times C$, U_m 的单位为克二次方毫米($g\cdot mm^2$), U_c 的单位是克毫米($g\cdot mm$), C 是两个校正面之间的距离,其单位是毫米(mm),这种不平衡量不能用一个配重予以平衡。

(3)动不平衡量,这是最常见的不平衡量,它包括在一个轴平面内的一个静不平衡量 U_s

和在另一个轴平面中的一个力偶不平衡量 U_m (或 $U_C \times C$), 见图 8-33(c), 其等效值用符号 U_{d1} 、 U_{d2} 表示, 单位是克毫米 ($g \cdot mm$)。它们所产生的支承动载荷 F_L 和 F_R 不在一个轴平面上, 通常左右不相等。

这种不平衡量不能用一个配重予以平衡。

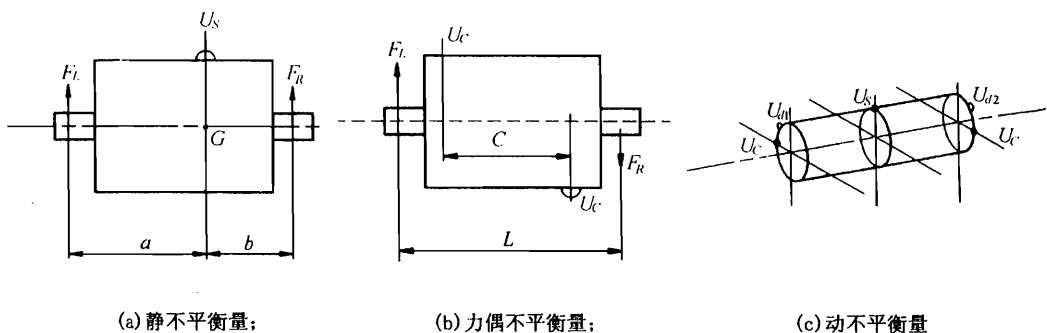


图 8-33 不平衡量的表现形式

8.5.2.4 单位不平衡量—不平衡偏心 e

转子的不平衡是随机分布的, 不平衡量的数值大小可以用在各校正面上的不平衡量测量值标量的总和 U_0 来表示, 其单位是克毫米 ($g \cdot mm$)。

为更全面地表述各种重量转子不平衡量的大小, 引入单位不平衡量 e :

$$e = U_0 / W \quad (\mu m)$$

式中: U_0 ——不平衡量的标量总和, $g \cdot mm$;

W ——转子重量, kg 。

e 的单位是 μm , 在纯为静不平衡的特殊情况下, e 的物理意义为转子重心离转子旋转中心的距离, 故 e 也称为不平衡偏心。

8.5.2.5 不平衡偏心速度 V_e

$$V_e = e \times \omega / 1000 \quad (mm/s)$$

式中: e ——不平衡偏心, μm ;

ω ——旋转角速度, $1/s$ 。

8.5.2.6 刚性转子的平衡精度

本文推荐以转子的偏心速度 V_e 作为平衡精度的衡量尺度, 并建议应使压气机转子的平衡精度达到 ISO1940 推荐的 G2.5 级或 G1 级。即偏心速度 $V_e \leq 2.5 mm/s$, 或 $V_e \leq 1 mm/s$ 。 V_e 值越小则平衡精度越高。对于转速较高的转子, V_e 应取小些。

V_e 值要合理选取, 既要保证使整机振动不超过安全允许范围, 还要便于平衡, 保持较高生产效率。

现有机型中以 WP6 的压气机转子为例, 计算其平衡精度如下:

已知: 转子重量 $W = 120 kg$, 工作转速 $= 11150 r/min$; 两个校正平面的不平衡量各允许为 $50 g \cdot mm$ 。按上面 8.5.2.4 和 8.5.2.5 的规则计算:

$$U_0 = 100 (g \cdot mm)$$

$$e = U_0 / W = 0.833 (m)$$

$$\omega = 2\pi \times 11150 \times 1/60 = 1167(1/s)$$

$$Ve = e_\omega / 1000 = 0.972(\text{mm/s})$$

可见 WP6 压气机转子相当于 G1 级精度。

又如 WP13 的高压转子(含高压压气机及涡轮):已知重量 $W = 157\text{kg}$, 工作转速 $n = 11362\text{r/min}$, 两校正面上不平衡量各允许为本 $100\text{g}\cdot\text{mm}$, 按上述规则计算可得:

$$U_0 = 200(\text{g}\cdot\text{mm})$$

$$e = 1.273(\mu\text{m})$$

$$\omega = 1189.8(1/s)$$

$$Ve = 1.514(\text{mm/s})$$

WP13 高压转子相当于 G1.5 级精度, 与推荐的平衡精度接近。

8.5.3 刚性转子允许剩余不平衡量的计算

8.5.3.1 计算目的

在转子设计图样或相应的技术文件中, 应当规定平衡校正面的位置并规定在校正面处允许的剩余不平衡量。先选定所需的平衡精度, 通过计算确定校正面上允许的剩余不平衡量。

8.5.3.2 计算方法

(1) 已知条件

转子重量 $W(\text{kg})$;

工作转速 $n(\text{r/min})$;

或旋转角速度 $\omega(1/s)$, $\omega = 2\pi n/60$;

允许的偏心速度 $Ve(\text{mm/s})$, (由选定的平衡精度级确定)。

(2) 计算公式

设各校正面上允许剩余不平衡量之标量总和为 $U_{RA}(\text{g}\cdot\text{mm})$ 。

$$\text{则 } U_{RA} = \frac{Ve}{\omega} W \times 1000 \quad (\text{g}\cdot\text{mm})$$

$$\text{或 } U_{RA} = 9550 \left(\frac{Ve W}{n} \right) \quad (\text{g}\cdot\text{mm})$$

对于 G1~G2.5 级精度的转子, 其 $Ve = 1 \sim 2.5 \quad (\text{mm/s})$

计算式可简化为 $U_{RA} = (9550 \sim 23900) W / n \quad (\text{g}\cdot\text{mm})$

式中: W ——转子重量, kg ;

n ——工作转速, r/min 。

计算举例: 设有转子重量 $W = 200(\text{kg})$

工作转速 $n = 10000(\text{r/min})$

若选择平衡精度为 G1 级, 即 $Ve = 1(\text{mm/s})$, 得 $U_{RA} = 191(\text{g}\cdot\text{mm})$ 。

若选择平衡精度为 G2.5 级, 即 $Ve = 2.5(\text{mm/s})$, 得 $U_{RA} = 478(\text{g}\cdot\text{mm})$ 。

上面所得的 U_{RA} 值是指整个转子的允许剩余不平衡量。还要分配到校正面上去。

(3) 在转子的校正面上分配允许剩余不平衡量 U_{Ri}

如果转子有两个校正面, 转子重心位于轴承跨距的中心三分之一区间内, 并且距两个校正面的距离相差不大, 则每一个校正面上的允许剩余不平衡量 U_{Ri} 可取为 $U_{Ri} = U_{RA}/2$ 。

对于其他情况, 校正面上允许剩余不平衡量的分配应使其所产生的支承动载荷与其静载荷成正比。

对于校正面位于两个支承内侧的情况,应注意剩余不平衡量所产生的支承动载荷。此时可参照图 8-33(a)的位置,假定校正面距支承很近,按比例分配左右校正面的允许剩余不平衡量。

$$\text{左校正面: } U_{R,L} = (b/(a+b))U_{RA} \quad (\text{g}\cdot\text{mm})$$

$$\text{右校正面: } U_{R,R} = (a/(a+b))U_{RA} \quad (\text{g}\cdot\text{mm})$$

式中, a 和 b 为重心至左、右校正面的距离。

对于校正面位于转子两个支承外侧的情况,应注意剩余力偶不平衡量所产生的支承动载荷。如两支承之间距离为 L , 两个校正面距离为 C , 且 $C > L$, 并假设静不平衡量 U_S 很小, 则各校正面上允许剩余不平衡量 U_{Ri} 为:

$$U_{Ri} = (L/2C)U_{RA}$$

无论何种情况,应使各校正面上剩余不平衡量之标量和小于 U_{RA} 。

8.5.4 准刚性转子的平衡要求

8.5.4.1 范围

当转子转速接近或高于一阶临界转速时,即当 $\omega > 0.6 \sim 0.75\omega_{n1}$ 时,不平衡惯性力使转子产生较大变形,不平衡量显著增大,此时转子应视为柔性转子。本章要叙述的柔性转子是还可以用低速平衡机平衡的转子,即所谓准刚性转子。这种转子基本能涵盖当代压气机转子结构的绝大部分类型。

8.5.4.2 准刚性转子的基本类型及其平衡

按 ISO5406 将准刚性转子分为以下 8 类情况并指出其平衡原则(见图 8-34)。

(1)不平衡量沿轴向的分布为已知的转子

(a)类:只有一个横向不平衡面的转子。例如图 8-34(a)所示的转子只有一个盘。可以用低速动平衡机在仅有的一个校正面上平衡。

(b)类:有两个横向不平衡面的转子,例如图 8-34(b)所示的转子,是两支点外侧有一个盘和一个联轴节,有两个校正面。可以用低速动平衡机在两个已知的校正面上平衡。

(c)类:有多个不平衡面的转子,如图 8-34(c)所示的多级轴流压气机转子。可以先对每个级的盘等零件作较精细的平衡后进行装配,或采用分步装配分步平衡,最终装配后用低速动平衡机在转子的两个校正面上平衡。

(d)类:不平衡量按轴向为均布或按线性变化的转子,如图 8-34(d)所示的一个鼓筒式转子。可用低速动平衡机在试验的基础上确定两个最佳校正面上进行平衡。

(e)类:有相当长的刚性质量,安装在一根可忽略不平衡量的柔性轴上的转子,如图 8-34(e)所示的转子,其平衡方法类同于(d)。

(2)不平衡量按轴向分布情况未知的转子

(f)类:两端有两个校正面,其最高工作转速远未达到二阶临界转速,工作转速不包括一阶临界转速,并严格控制了初始不平衡量的转子,如图 8-34(f)所示为有多级盘式叶轮的转子。

(g)类:两端有两个校正面,中间还有一个校正面,最高工作转速远未达到二阶临界转速,工作转速不包括一阶临界转速,并严格控制了初始不平衡量的对称形转子,如图 8-34(g)所示的高速多级叶轮。

(h)类:严格控制了初始不平衡量,且与上述(f)、(g)情况同样处理的不对称转子,如图 8-34(h)所示的多级叶轮。

对于(f)、(g)、(h)等情况一般是用低速动平衡机在三个校正面上平衡,当仍达不到要求时则需用高速平衡法(见 8.5.1),本章不详述。

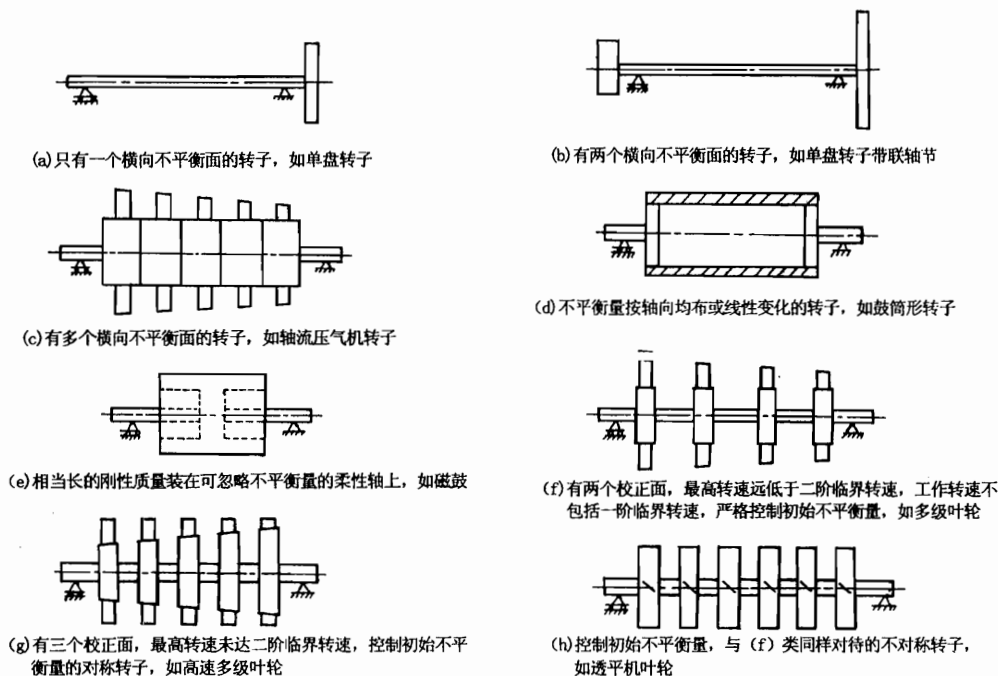


图 8-34 可用低速动平衡的转子常见类型

8.5.4.3 低速动平衡时转子设计和制造上的要求

基于前述的原则,无论属于什么类型的转子,大都首先要作低速动平衡,设计和制造时遵循下述一些要求是必要的,在相应的技术文件上作出具体的规定。

(1) 转子的初始不平衡量应尽量小,所用零件的几何形状尽量做到轴对称,套装的零件部件最好先行平衡,如果零件直径为长度的 5 倍以上可以静平衡,直径等于或小于长度则可采用动平衡,介于其中间的视具体情况决定,平衡的精度建议也不低于 G2.5 级,装配时各零件的剩余不平衡量可根据情况尽量作到相互抵消补偿,叶片及紧固件等应按其重量大小合理地均布,较长的叶片(200~300mm 以上),则应按其静力矩(即 $m \cdot r$)的大小合理地均布。对于原始不平衡量难以控制的轮毂,可在装叶片前先行测定轮毂的不平衡量,然后在装叶片时用叶片的不平衡量抵消大部分轮毂的不平衡量。

(2) 转子的两个校正面尽量安排在重心两侧,并应适当远些,则平衡所需配重小而作用大。

(3) 不平衡量的修正最好采用螺钉固定加配重校正,尽量少用去除重量的方法。

(4) 单叶轮的转子如果是悬臂式的,应当采用两个校正面。如果叶轮位于两支承之间,一般允许用一个校正面。若实践表明,转子的力偶不平衡量作用在支承面上的不平衡量当量超过允许剩余不平衡量 U_{RA} 之半时,该转子应采用两个校正面。

(5) 单校正面的转子如支承跨距较大,实践表明可行的话,允许不进行动平衡,而只进行静平衡。

(6) 分步平衡,对于柔性转子最为常用,对转子采用装配一部分平衡一部分的方法。每步平衡的精度建议也不低于 G2.5 级,各次平衡的校正面均安排在该部分的重心两侧。由于校

正面较多,使转子内各件的初始不平衡量分别减少。最后的不平衡量容许值可规定在靠近支承的两个指定平面处。这种方法在处理准刚性转子以及对柔性转子的初始不平衡量的控制都是有用的。

(7)在设计图和/或平衡技术文件上应规定的基本内容有:

平衡时的支承位置,校正面的位置,每一校正面的最大允许剩余不平衡量值。

如有需要,平衡文件中还可规定平衡时采用轴承的型式及其在平衡机上的位置,驱动的安排、平衡转速及转向、校正面及校正配重的位置和许可数、允许去掉材料的量。由于初始不平衡量已严加控制,则最终的校正配重实际已不大,只需控制削去材料的量。

对分步平衡应规定每步平衡的装配程度、校正面位置及允许剩余不平衡量。最终转子允许剩余不平衡量及所在平面。

平衡转速适当提高可获得较高的平衡灵敏度及平衡精度,但驱动转子的功率显著增大,故应视平衡机的驱动能力而定。

第9章 轴流压气机叶片结构设计

9.1 压气机叶片设计的基本要求

压气机叶片设计应综合考虑并满足下列基本要求:

- a. 以尽可能小的气动损失实现叶片排的扩压。
- b. 保证使用转速范围内有大的气动稳定裕度。
- c. 避免在使用转速范围内叶片发生强烈共振和由气动弹性引起的自激振动(颤振)。
- d. 保证叶片在规定的寿命循环(期)内的工作可靠性,并在使用中具有良好的维修性。
- e. 尽可能地减轻结构重量。
- f. 恰当选择材料和制造工艺,以及与此相适应的设计要求,尽可能地降低制造和使用成本。

上述要求往往是互相制约的,设计者应综合满足上述全部要求。

9.2 静子叶片结构设计

9.2.1 静子叶片设计的基本要点

叶片设计时,应遵照 HB5647《叶片叶型的标注、公差与表面粗糙度》中的各项规定。在具体执行时还应注意以下要点。

9.2.1.1 基准体系的确定

不论何种结构形式,静子叶片均可分为具有叶型形状的“叶身”部分和它以外的“基体”部分。对于叶身,其外形由若干规定剖面上的一组离散点所确定。这些离散点由在同一个直角坐标系 XYZ 中的坐标值确定。

由 XYZ 坐标系的三个坐标平面建立叶片设计中的三基准平面体系。坐标系的 X 轴应近似平行于叶身两端规定剖面叶型弦线间夹角的平分线。三基准平面分别是径向(平行于 XOY 平面),角向(XOZ 平面)和轴向(YOZ 平面)基准平面。应该注意,在真实叶片上一般并不存在与基准平面相重合的表面,必须选择基体(或叶身)上实际存在的基准要素表面(或线、点)作为基准目标。从基准目标出发用来确定基准体系中的基准平面,即叶型坐标系 XYZ 位置的所有尺寸,在工程设计图中都应作为理论正确尺寸(带□的尺寸)给出,如图 9-1 所示。在叶片设计中习惯使用的基准代号为:径向基准平面 A——与 XOY 平面平行的指定平面,用以确定叶

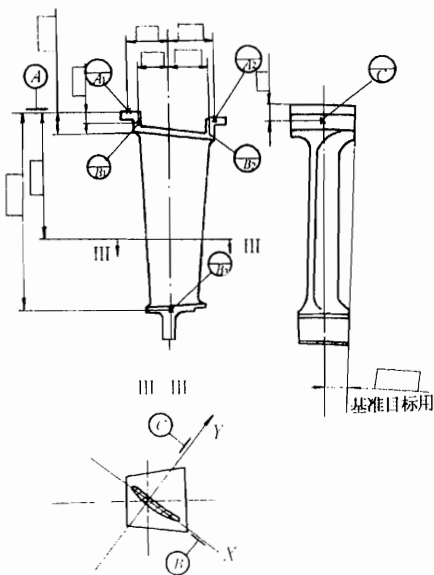


图 9-1 静子叶片设计基准体系

身的径向位置。角向基准平面 B ——叶身坐标系的 XOZ 平面。轴向基准平面 C ——叶身坐标系的 YOZ 平面。在标注形状位置公差时的基准顺序可以根据具体结构特点和工艺特点来选择。

9.2.1.2 叶身规定剖面的设置

对变剖面叶型的叶片,应设置不小于3个规定完整剖面。两端完整叶型的规定剖面坐标应离开叶身与基体转接圆弧的切点,其距离建议应为4mm(见图9-2)。对于叶展长度较小的叶片,可选取较小的值,但不应小于0.65mm,且应从考虑转接圆弧半径为最大值时在叶身上的切点位置算起。当静子叶片端部无基体(悬臂)时,完整叶型的规定剖面应离开叶片两端部距离为3mm。为保证两端叶型的正确形状和方便工艺,在两端叶身以外应各增设1~3个供工艺用(模具用)的剖面。

叶身中间的规定剖面应根据以下条件设置:

a. 相邻剖面间最大距离按表9-1确定,各剖面间尽量选用相同间距;

表9-1 相邻剖面间最大距离 (mm)

叶展长度	相邻剖面间最大距离
≥ 200	25
$\geq 30 \sim 200$	12
< 30	6

对特殊部位,可在表9-1所列距离内另增加剖面。这些特殊部位如:叶片两端部端壁弯曲区和中部(主流区)的过渡位置附近;通道壁面锥角较大时叶片端部的三角地带(两端完整型面以外,如图9-2所示的I—I剖面)。

b. 相邻剖面叶型的弦线角(安装角)之差不大于 5° 。

c. 相邻剖面叶型的弯折角之差不大于 5° 。

9.2.1.3 叶型前、后缘

对叶型的叶背型线与叶盆型线在前、后缘以圆弧、椭圆或特定曲线连接,在工程图的叶型参数表中应给出各规定剖面的前、后缘半径值及其公差。

当需要检查叶型前、后缘厚度(C_q, C_h)时,检验位置离前、后缘的距离 L_q, L_n (见图9-3)应按该叶片各剖面前、后缘圆弧半径中的最大值加0.5mm,只进不舍圆整到小数后一位选取。为减少工艺装备数量,同一台压气机的所有叶片可以取同样的 L_q, L_h 值,如2mm。

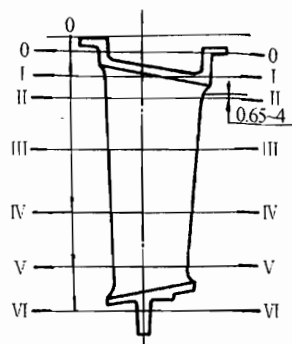


图9-2 叶身剖面位置示意图

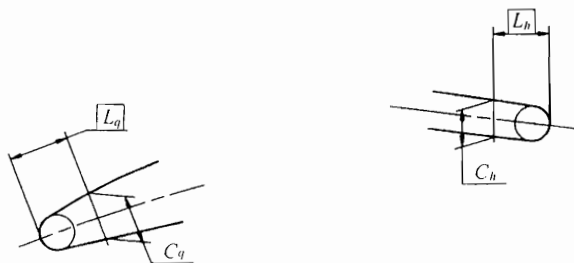
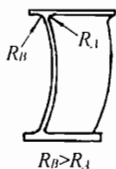


图9-3 叶型前、后缘示意图

9.2.1.4 叶身与基体的转接

叶身与基体应沿整个叶型轮廓用圆弧转接,转接圆弧半径值可按平均弦长的 $0.06\sim 0.12$ 计算并圆整到小数点后一位后确定。需要注意,当叶身叶展形成线与基体有较大周向倾斜时(如按端壁弯曲技术设计的静子叶片两端,以及径向弯曲叶片的两端),对叶身与基体的转接半径沿外廓应规定不同的数值,在叶身表面与基体交成锐角的区域应用半径较小的圆弧转接如图9-4, $R_A < R_B$ 。



9-4 叶身与基体
转接圆弧

9.2.1.5 静子叶片叶型形状公差

静子叶片叶型形状的控制用不带基准的“线轮廓度”表示,称为叶型轮廓度。叶型轮廓度公差包括前、后缘圆弧的形状公差。

(1)叶型轮廓度公差应按 HB5647 中的第3(或第2)级精度,由平均弦长确定。所确定的公差值应在工程图中注出。标注方法按 HB5647。

叶型轮廓度公差应优先采用双向对称分布的或单向减薄的叶型轮廓度公差带。

(2)叶型轮廓度变化率(局部叶型轮廓度误差的变化率),是控制叶型波纹度的一个指标。在工程图中应规定所允许的叶型轮廓度变化率值。其最大允许值按 $2.5\delta_y/b$ (当弦长 b 大于100mm时,按 $3.0\delta_y/b$) 计算,式中 δ_y 为叶型轮廓度公差,当叶型上分段规定不同的叶型轮廓度公差时, δ_y 取其中最大的公差值。

当叶型轮廓度变化率的最大允许值符合标准规定时,设计图样中无需标出。当按标准规定数值不能满足设计要求时,应在技术条件中另行规定:“叶型轮廓度变化率不大于 $0.0\times\%$ ”。

当规定的叶型轮廓度变化率最大允许值仅供制定标准样件时使用,而成品叶片比照标准样件进行检验时,在工程图中应规定:“按标准样件检查叶型波纹度”。所制定的标准样件应满足对叶型轮廓度变化率的要求。此时允许不再另行检查叶型轮廓变化率。

9.2.1.6 静子叶片叶型厚度

叶型厚度由叶型轮廓度公差所控制。叶型厚度公差 $\delta_C = 2\delta_y$ (δ_y 为叶型轮廓度公差)。或 $\delta_C = \delta_{yb} + \delta_{yp}$ (δ_{yb} , δ_{yp} 分别为叶背和叶盆型线的轮廓度公差)。

当以闭合轮廓检查叶型轮廓度公差时,可以不再另行检查叶型厚度偏差。当允许孤立地检查叶盆和叶背型线的轮廓度误差或设计上有特殊要求时,应在检查叶型轮廓度误差之外另行检查叶型厚度。这时,应在叶型参数表中规定各叶型厚度检查位置、厚度度量方向、厚度值及其公差。检查位置不少于3处,分别设置在前、后缘和叶型中部最大厚度处(见图9-5)。

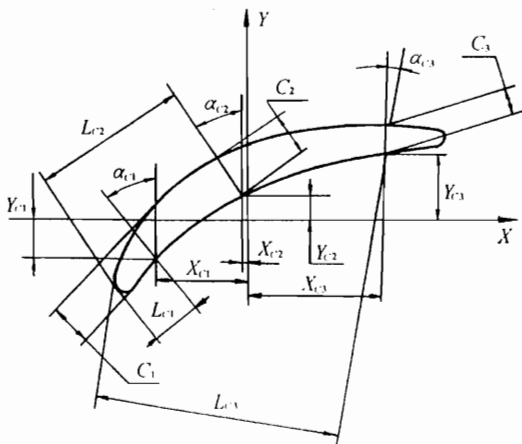


图9-5 静子叶片叶型厚度检验位置

9.2.1.7 静子叶片叶型的位置公差

静子叶片叶型的位置公差包括积叠点的位置度公差和叶型的扭转公差。

积叠点的位置度公差是积叠点实际位置到理想位置的距离。静子叶片各剖面积叠点位置度公差可取相同值,按 HB5647 中的第II类方式,一般取第3或第2级精度。对内端悬臂的静

子叶片,也可按第Ⅰ类方式。在叶片工程图中应标注出叶身两端两个完整叶型剖面的积叠点的位置度公差,其余剖面积叠点的位置度公差按剖面位置尺寸呈线性规律确定。积叠点位置度公差按公式 $W = W_0 + K_w H$ 确定,对不同剖面规定不同的公差。

式中: W ——积叠点的位置度公差值;

W_0 ——距叶片固定端最近的检验剖面积叠点的位置度公差值;

K_w ——偏斜系数;

H ——各剖面至距离叶片固定端最近的检验剖面的距离。

叶型的扭转公差是叶型的角向位置公差。扭转公差 δ_a 是理想叶型围绕积叠轴逆时针方向转动 $\frac{1}{2} \delta_a$ 角,顺时针方向转动 $\frac{1}{2} \delta_a$ 角的角度值。一般按 HB5647 中的第2级精度(即 $\delta_a = 24'$),在叶片工程图中应标注出其公差值。

9.2.1.8 静子叶片叶身表面粗糙度

静子叶片叶身的表面粗糙度应选 $Ra0.4$ 或 $Ra0.8$,该要求也适用于叶身与基体的转接圆弧(特殊要求例外)和上、下安装板组成气流通道的表面。对总增压比很高的压气机,其雷诺数(Re)大的后面级压气机静子叶片,在工艺允许的情况下,可以选 $Ra0.32$ 。由于在叶片的前、后缘往往有较大的应力;为了提高叶片的工作可靠性,应明确要求:前、后缘圆弧区的加工纹理沿叶展方向,即在工程图中规定“纵向抛光叶片前、后缘圆弧”。

为提高静子叶片的抗疲劳强度,在工程图中规定:“在叶身和叶身与基体的转接圆弧上不允许有压痕、划伤、打伤”。

9.2.1.9 静子叶片的毛料及材料质量

现代航空发动机上静子叶片大多采用铬镍不锈钢,如 $1Cr11Ni2W2MoV$ 和 $Cr17Ni2$;钛合金,如 TC4, TC11 材料;对于高增压比压气机的后几段,用镍基耐热合金,如 GH4169 等。

随着新材料的研制和开发,在压气机前面级的静子也有采用高强度轻比重的复合材料。

叶片的毛坯为锻件、铸件或辗压件。工程图中应规定静子叶片锻(铸)件适用的冶金标准及检验类别,一般铸件采用Ⅰ类或Ⅱ类,锻件采用Ⅱ类,并规定所适用的无损探伤方法,同时与工艺和冶金部门商定无损检测时的工艺参数和允许缺陷标准。

9.2.2 可变弯度进口导流叶片设计

9.2.2.1 基本结构形式

可变弯度进口导流叶片由固定的前部和可转动的后部组成(见图9-6)。叶片的前部通常作为前机匣承力构件的一部分,因此前部与内、外机匣都采用刚性连接。

为了提供前支点滑油供油、回油,滑油腔通风,防冰引气等通路,导流叶片前部应设计成空心的。

9.2.2.2 旋转轴轴线位置的选择

由于进口导流叶片选用最大厚度较靠前的亚声速叶型,且需要转动的是导流叶片后部,因此导流叶片后部的旋转轴线难于安排在以最大厚度位置为积

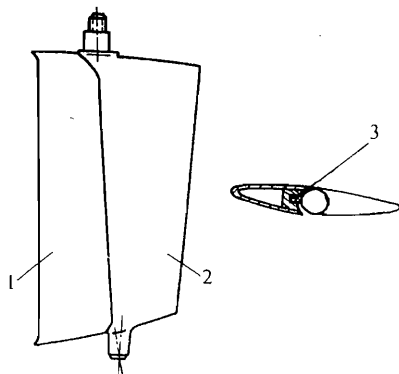


图9-6 可变弯度进口导流叶片示意图

1—前部;2—后部;3—橡胶封严条

叠点的积叠轴线上。这时叶片设计中应遵循以下原则:

- 后部旋转轴线与各剖面叶型的交点应位于叶型中线上。
- 在后部最大转角位置时,不出现强烈的气流分离。
- 在旋转轴线位置处,沿径向最好能具有相等的叶型厚度,这将使工艺大为简化,加工精度易于得到保证。
- 旋转轴线应尽量与外机匣壁(或内机匣壁)相垂直,以减少旋转过程中叶片端部与机匣之间径向间隙的变化。

9.2.2.3 导流叶片后部旋转轴结构设计

(1)可变弯度进口导流叶片的可旋转后部两端轴颈分别安装在机匣和内环的孔中,确定了后部的旋转轴线。

(2)为减少摩擦阻力矩和减少轴颈的磨损,在轴颈与机匣孔之间设置聚四氟乙烯或聚酰亚胺制的耐磨衬套。

(3)轴颈与衬套采用小间隙配合 $H7/g6$ 或 $H7/h6$,上、下轴颈以端面支靠在衬套端面上;必要时在轴颈上设置台阶。

(4)装配时应保证上、下轴颈端面有允许后部灵活转动的轴向间隙 0.05mm 。

(5)耐磨衬套与机匣孔间采用小间隙配合,如 $H7/g6$,或 $H7/h6$ 。

(6)在上端头轴颈,应设置与调节机构摇臂相配合并确定后部角向位置的平面或四方,如图9-7所示。

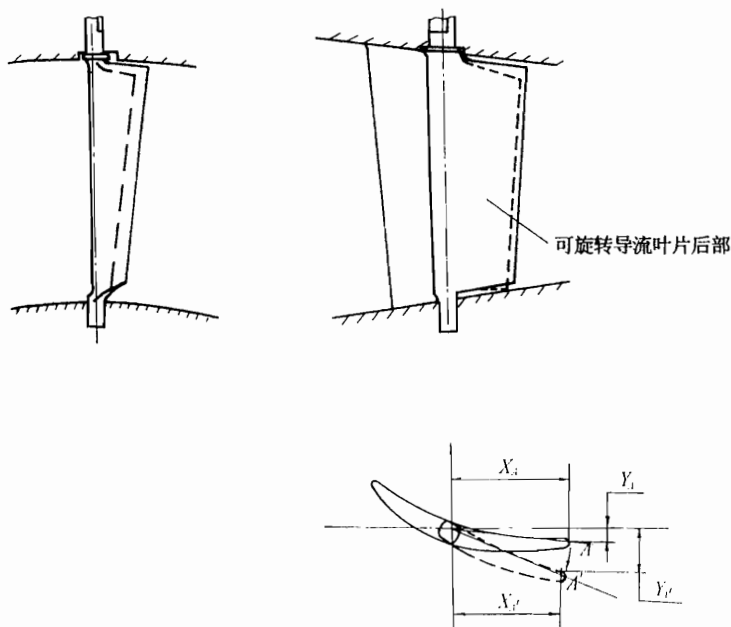


图9-7 导流叶片后部两端与机匣的相对位置

9.2.2.4 导流叶片前、后部间的封严

当导流叶片叶型弯角不等于 0 。后部转动叶型弯度改变时,叶型两面的压差将引起气流在前、后部分之间串流。只有在精心设计间隙的进、出口位置时,这种串流才会对吸力面附面层发展产生有利影响,一般很难做到。因此在前、后部分之间采用封严措施。为此,可在叶片

前部凹槽底部设置橡胶密封条(图9-6),密封条与安装槽之间应有足够的过盈,密封条露出表面部分的高度一般不超过槽深的1/3,密封条的厚度不小于前、后部之间间隙的1.5倍。必要时密封条可用胶接方式固定于槽内,防止密封条脱落。密封条端部与导流叶片后部之间不必产生大的压紧力,以各零件极限偏差时不出现间隙为度。

9.2.2.5 导流叶片后部两端与机匣的径向间隙

导流叶片后部在转动过程中,叶片端部与机匣的相对位置发生改变,见图9-7,设计中必须在导流叶片后部可转动(调节)角度范围内校核其叶端与机匣的径向间隙。校核时应注意以下因素:

- 转动时叶片排气边缘后端轴向位置的改变及由此引起相对应机匣处直径的改变;
- 排气边缘后端偏离通过转轴的子午平面时引起的机匣相对应点水平高度的改变;
- 导流叶片后部旋转轴线对径向线的倾斜,使后部旋转时叶端水平高度的改变。

由此,设计时应计算最大偏转角时的径向间隙相对于设计位置间隙的变化量,保证在旋转过程中具有的最小间隙为0.05~0.1mm。沿发动机轴线方向在不同位置处规定不同间隙值,如图9-8示。为防止加工误差和局部变形对最小间隙的影响,在图中应标明:“在××范围内按规定方向转动叶片后段,检查叶片两端与机匣的间隙,最小间隙不小于××;允许局部抛修后部叶端”。

9.2.3 安装角可调静子叶片设计

安装角可调静子叶片的基本结构特征是在叶片两端叶型弦长的中部有圆柱形枢轴(轴颈)。其外端轴颈固定在机匣上,与调节机构连接;下端轴颈安装在静子内环上。典型结构见图9-9。

9.2.3.1 基准体系的建立

由于叶片两端有轴颈,因此应取两端轴颈的公共轴线为基准目标。其公共轴线可以由轴颈端部的工艺顶尖孔确定,如果外端轴颈长度比较长,有足够的定位精度,也可用它单独作为轴向基准目标。确定径向基准平面的基准目标可取一端轴颈的台阶面(或面上一个指定点)。确定角向基准平面的基准目标可取为外轴颈与调节机构连接的平面或四方,如四方很小不足以靠它定位,也可在叶身上选择一个基准目标点,它应尽可能远离转轴轴线。

叶型坐标系XYZ的Z轴应尽可能选为与枢轴轴线相重合(或平行)。如果叶型坐标系XYZ的Z轴与枢轴轴线不重合则在工程图中应以理论正确尺寸规定枢轴轴线在叶型坐标系中的位置尺寸(X、Y值)。以叶型坐标系的X轴(或Y轴)与枢轴上角向的定位面的夹角确定坐标系角向方位。如果角向基准不是平面,而是叶型上的某个基准目标点,则以理论正确尺寸规定

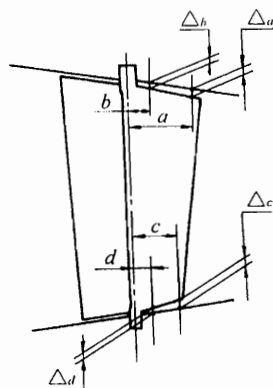


图9-8 导流叶片两端与机匣的径向间隙变化

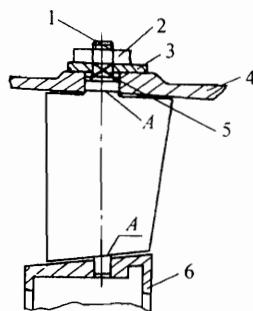


图9-9 安装角可调静子结构
1—静子叶片;2—螺母;3—调节机构;
4—机匣;5—调整垫;6—内环

该目标点在叶型坐标系中的位置(X 、 Y 、 Z 坐标值)来确定叶型坐标系的角向方位,如图 9-10。

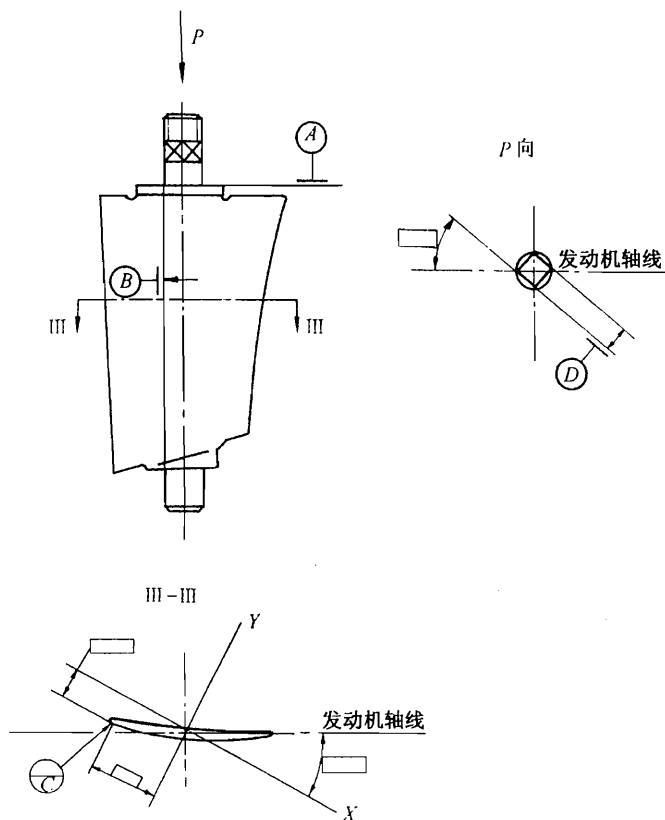


图 9-10 安装角可调静子叶片的基准体系

9.2.3.2 叶片两端与机匣的间隙

可调静子叶片在调节其安装角的过程中,叶片两端与机匣壁面之间的间隙会发生改变,因而在工程图中必须考虑当叶片调整到极限位置时间隙的变动量(计算方法已在可变弯度进口导流叶片后部设计中说明)。

在工程图中,除规定设计位置时两端间隙外,还应在技术条件中规定叶片调整到极限位置时与机匣间安全间隙的检查。

9.2.3.3 枢轴与叶身的转接

由于静子叶片本身的特殊性,其枢轴与叶身的连接截面面积很小,且连接处有结构形状的突变,在所受气动力和气动弯矩等的作用下易在该处产生应力集中,在设计中应选择比一般叶身与安装板转接圆弧半径稍大的值。

为了减小上述转接处的应力水平,可以增大枢轴与叶身之间的圆台直径(该圆台是供叶片径向定位用的)。转接圆台的内表面应保持叶片在设计状态位置时与机匣内通道表面齐平或凹下到 0.1mm。在调整到极限位置时,转接圆台局部周边会更大凸出或凹下机匣通道表面。尤其是内环与叶片下端轴颈连接圆台表面处,因内环直径比机匣内直径小得多,故此处凹凸量显得大,设计中对叶片下端轴颈取较小直径为宜。

为了减小轴颈(或圆台)与叶型转接处的应力集中,必要时可设置卸荷槽,如图 9-10 所

示。槽的各尖边应倒圆,不允许有横向加工痕迹,并抛光。

选择圆台直径时,应通过对叶片自振频率计算和坎贝尔图分析,避免在圆台和叶型转接处有大振动应力的共振。

9.2.4 带安装板静子叶片的设计

最常见的静子叶片结构为带安装板的形式。按照叶片与机匣的不同固定形式,安装板也有不同的结构形式。几种常用的结构形式见图9-11、图9-14、图9-17。由于其上安装板是静子叶片在机匣中安装的基准,故在设计中都取上安装板上与安装有关的要素作为基准目标。下面将对不同的安装板结构形式说明其设计特点。

9.2.4.1 带T形安装板的静子叶片

带T形上安装板的静子叶片示例见图9-11。在上安装板前、后各有一个圆柱面构成的凸缘,叶片以其T形安装板的前、后凸缘装入机匣中的环形槽内。

(1) 基准体系的建立

带T形安装板的静子叶片通常以径向定位圆柱面、安装板侧面和前端面作为基准表面,见图9-12。当安装板的前、后端凸缘有不同直径尺寸时,为了提高基准在夹具中的定位可靠性,可分别以位于前、后凸缘外圆柱面上的三个点作为基准目标,XYZ坐标的角向位置可从叶片前安装板端面(图中基准D)作为基准表面出发标注。为使叶片加工和检验时定位夹紧更可靠,一般将叶片上、下安装板的一个侧面设计在同一个平面上,作基准表面G。由基准表面A、G、D建立基准平面A、B、C。

(2) 上安装板的尺寸标注

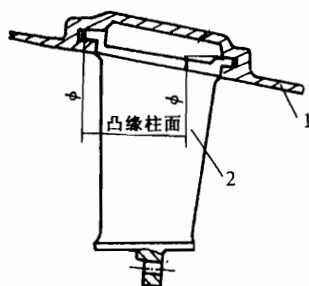


图9-11 T形安装板静子叶片结构示意图
1—机匣;2—叶片

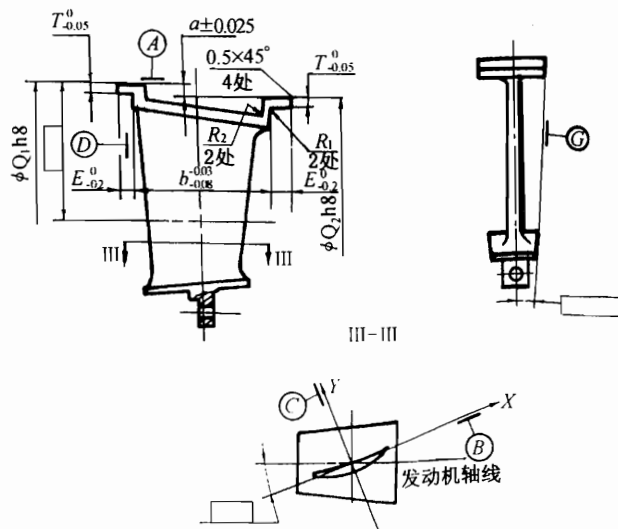


图9-12 T形安装板静子叶片的基准体系及标注图

安装板尺寸的典型标注方式如图9-12。

(3) 安装板周向宽度的给定

叶片在机匣中装配时必须使上安装板侧面相互紧靠无间隙,下安装板侧面不得有干涉。为此,设计中下安装板的周向宽度应略小于按叶片数等分的计算值。一种简便的经验统计方法见图9-13,可保持叶片上、下安装板两侧面分别在同一平面上。该两侧面间的夹角确定为 $360^\circ/Z$,计算上安装板周向宽度时用角度 $360^\circ/Z$;计算下安装板周向宽度时用夹角 $(360^\circ/Z + 4')$ 。这样在相邻叶片下安装板间必然存在间隙。

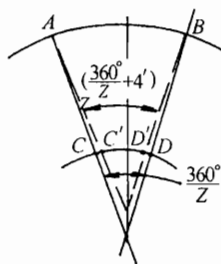


图9-13 安装板周向宽度计算图

(4) 叶片在机匣中的安装特点

这种叶片安装到机匣中时,应保证以手力装入机匣环形槽内,相邻叶片上安装板侧面应互相靠紧,避免每个叶片在机匣环槽内有周向游隙。为此,可在技术条件中规定“相邻叶片上安装板侧面应靠紧,安装板之间的局部(不大于 $1/4$ 接触长度上)间隙不大于 0.03mm ,允许锉修上安装板非基准的一侧面来保证”。

由于机匣环槽直径和叶片安装板周向宽度尺寸均有误差,最后装入的一个叶片与相邻叶片之间可能存在几个毫米的过盈或间隙,对此可采取以下办法:

- 允许锉修上安装板非基准面的一侧面(如上述规定的锉修条件);
- 增设调整垫,该调整垫具有与叶片上安装板相同的纵剖面形状,其厚度尺寸可适当分组(或不分组,允许装配中磨削调整垫厚度以满足需要)。

这里应注意在装配技术条件中规定:各级叶片排上允许锉修上安装板侧面的叶片数量及允许安装调整垫片的最大数量。都不得超过叶片数量的 $1/10 \sim 1/15$;其间隔应不少于6个叶片。允许的锉修量、调整垫片的厚度差应不大于 0.1mm ;不允许相邻叶片连续锉修安装板侧面或安装调整垫片。

有的机种,叶片装在机匣中时(一般是半个机匣)最后一片的安装板侧面与机匣剖分面有一定的凹下量,正式装配时涂高温瓷漆并在湿态装入机匣环槽中。

9.2.4.2 带简单安装板的静子叶片

(1) 结构形式

带简单上、下安装板的静子叶片如图9-14。它的上安装板直接焊接(点焊或连续点焊)在机匣壳体环槽内。当叶片数量较少、叶片上安装板周向宽度过大时,采用图9-15形式,缩短安装板周向宽度,增加衬板,叶片与衬板同时装在机匣的周向环形槽内。

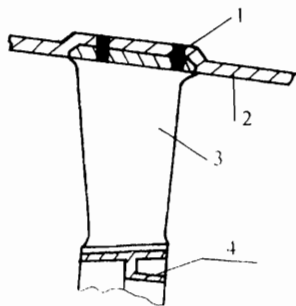


图9-14 简单安装板的静子结构图
1—点焊;2—机匣;3—静子叶片;4—内环

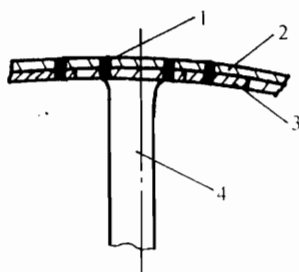


图9-15 增设衬板的简单安装板静子结构图
1—点焊;2—机匣;3—衬板;4—叶片

(2) 基准体系的建立

叶片上安装板外表面多数为圆柱面和圆锥面,可取其上通过最高点的母线作基准表面 F ; 取安装板前端作基准表面 D ; 取上、下安装板的一个侧面构成基准表面 G 。由基准表面 F 、 D 和 G 建立基准平面 A 、 B 、 C 。如图 9-16 所示。

(3) 上、下安装板的厚度

因为叶片安装板与机匣是用点焊形式连接,设计安装板厚度时要注意与其相连接的机匣壳体厚度相差不能太大。

(4) 焊点的布置

上、下安装板分别与机匣和内环焊接时,焊点的位置应在设计图中给出明确的尺寸规定。焊点应避开叶身与安装板的转接圆弧处,与安装板边缘距离不小于 1mm,焊接质量的保证应按焊接文件规定验收。

9.2.4.3 带安装板和轴颈的静子叶片

该种形式叶片多数用于承力件,如第一级静子叶片和最末级静子叶片。

叶片带有安装板,并以其上的轴颈借助螺母固定在机匣中。典型结构示于图 9-17。

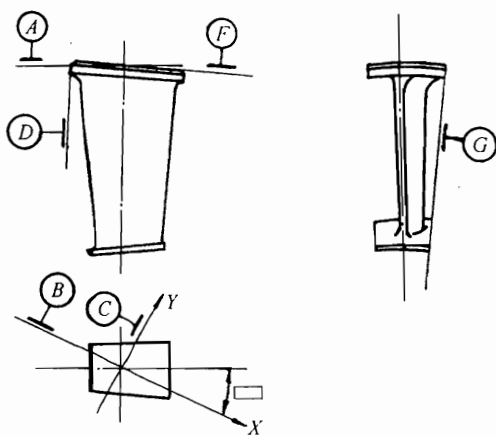


图 9-16 简单安装板静子叶片的基准体系图

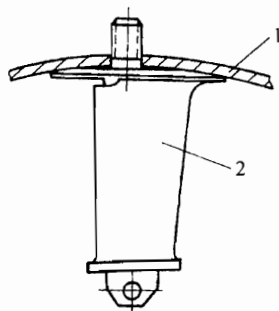


图 9-17 带安装板和轴颈的静子结构图

1—机匣;2—叶片

(1) 基准体系的建立

对于这类叶片,为了保证良好的工艺性,往往在轴颈根部设置一个平面,可以将该表面作为基准表面 A 。以安装板的侧面和端面作为基准平面 B 和 C 的基准目标。如图 9-18 所示。

对于两端都有轴颈的这类叶片,也可以参照 9.2.3.1 所述建立叶片基准体系。

(2) 安装板尺寸及标注

可以在上安装板两边加工成斜面代替圆柱面,斜面的倾斜角可按与斜面相接合处的机匣圆柱面的割线来确定。尺寸的标注见图 9-18。

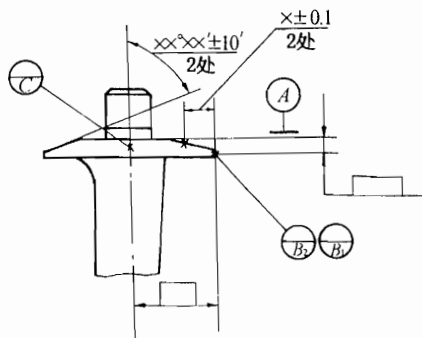


图 9-18 基准体系

斜面及轴颈根部平面的表面粗糙度为 $Ra3.2 \sim 6.3$ 。安装板侧面及端面的表面粗糙度为 $Ra6.3$ 。

9.2.5 无安装板基体的静子叶片

静子叶片直接插入带叶型孔的内、外环(或机匣)中,用钎焊(或氩弧焊)焊接在内、外环(或机匣)上。

这种结构形式有如下特点:

a. 结构简单,重量轻;

b. 静子叶片制造工艺方便,节省大量毛料和劳动工时。

内、外环(机匣)上的型孔与插入段叶身之间的配合间隙,要按焊接形式设计。

对于无安装基体的静子叶片,应采用叶片型面上的基准目标点来建立基准体系,如图 9-19。

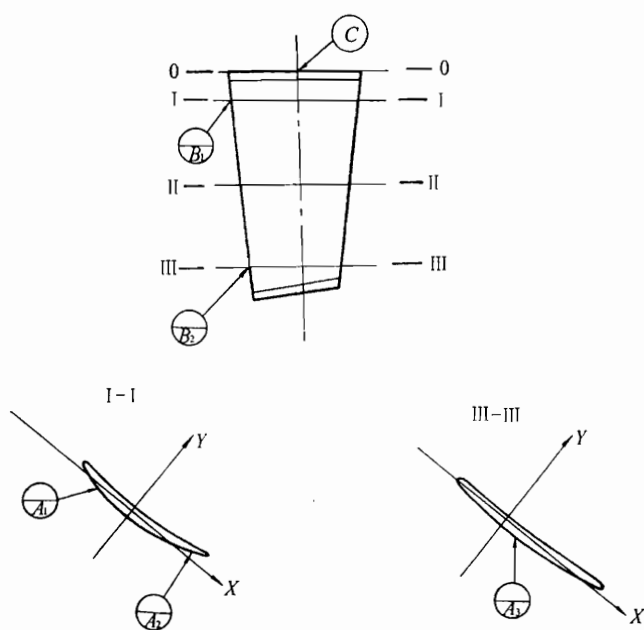


图 9-19 无安装板静子叶片的基准体系

9.3 转子叶片结构设计

转子叶片由气动设计确定外形的“叶身”和其余的“基体”部分组成,“基体”部分是指榫头、伸根、叶冠、缘板、阻尼台等的统称。转子叶片见图 9-20。

9.3.1 转子叶片设计的基本要点

9.3.1.1 叶身坐标系的确定

(1) 叶身坐标系

在设计图样中,叶身的形状是由若干个规定剖面上的一组离散点所确定,这些离散点由在

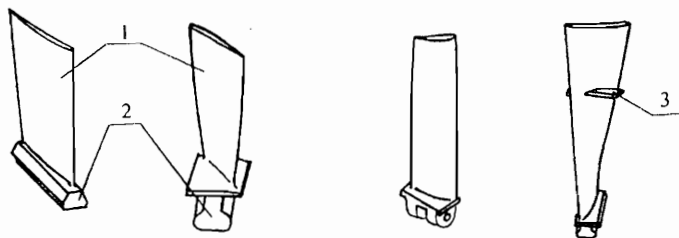


图 9-20 压气机转子叶片

1—叶身;2—榫头;3—阻尼台

同一坐标系 X 、 Y 、 Z (图 9-21) 中的坐标值 (x 、 y 、 z) 规定, 这些坐标值由气动设计提供。

(2) 叶身坐标系的确定

a. XOY 平面选为通过 (或平行于) 发动机轴线的平面。

b. Z 轴垂直于 XOY 平面, 且不一定与发动机轴线相交, 以发动机半径的增大方向为正向 (图 9-21)。

c. X 轴应近似平行于平均弦线的方向, 并以由叶身前缘向叶身后缘的方向为正向。它与发动机轴线的夹角一般应圆整到度。

d. Y 轴的正向由 $\vec{X} \times \vec{Y}$ (右手法则) 确定。

e. Z 轴一般与积叠轴重合, 或根据需要选定, 当它们不重合时, 需在图样上用理论正确尺寸 X_0 、 Y_0 标明积叠轴的坐标位置 (图 9-22)。

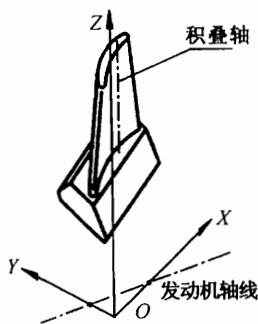


图 9-21 压气机转子叶片叶身坐标系

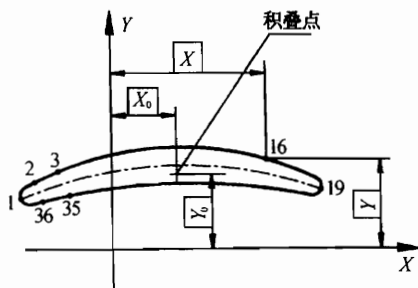


图 9-22 叶身剖面叶型坐标示意图

9.3.1.2 叶身坐标系与基准的联系

(1) 以叶身坐标 XYZ 的三个坐标平面或与它们平行的平面作为基准平面。

(2) 径向尺寸的基准平面 A , 它是与 XOY 平面平行的指定平面, 用来确定叶身的径向位置。设计图样中应给出该平面到 XOY 平面的垂直距离, 其值为理论正确尺寸, 在该尺寸旁应标出标记“ Z_0 ” (图 9-23、图 9-24)。

(3) 角向尺寸的基准平面 B , 它是叶身坐标系的 XOZ 平面 (图 9-23、图 9-24), 用来确定叶身的角向位置。

(4) 轴向尺寸的基准平面 C , 它是叶身坐标系的 YOZ 平面 (图 9-23、图 9-24), 用来确定叶身的轴向位置。

(5) 在叶片的重要表面上选择基准要素 (点、线、面) 建立和体现基准平面, 在设计图样中标

以相应的基准代号和基准目标代号。用以表达基准要素与基准平面之间关系的具体尺寸,在设计图样中用理论正确尺寸标出(参见图9-23、图9-24)。

关于基准、基准目标的标注按 GB/T1182~1184《形状和位置公差》。

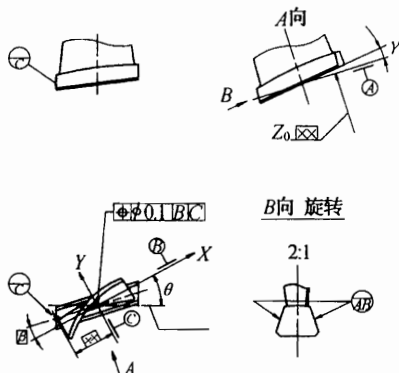
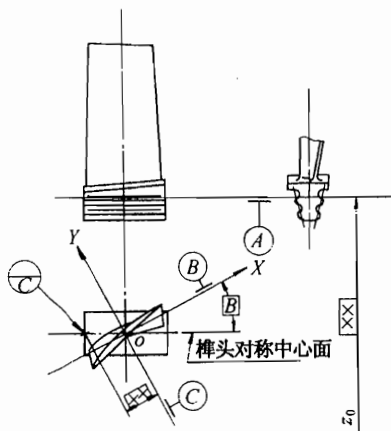


图9-23 叶身坐标系与基准的联系(枞树形榫头) 图9-24 叶身坐标系与基准的联系(燕尾形榫头)

注:本图中的 $\textcircled{AB}$ 表示由榫头两侧面确定基准平面A和B,而榫头两侧面不严格区分基准顺序

9.3.1.3 叶型尺寸标注

(1) 规定剖面的设置

a. 变剖面叶型的叶片,设置规定剖面的数量,按曲线光顺的不少于4个完整剖面,按直线光顺的不少于3个完整剖面。

b. 各规定剖面的径向位置尺寸,由径向基准平面注出,该尺寸为理论正确尺寸,如图9-25(a)。

c. 各规定剖面用罗马数字编顺序号。靠叶身外径的第1个剖面为I-I剖面,在叶身上方的剖面为0-0,0₁-0₁等。在叶片叶身两端以外应各设1~3个工艺用(模具用)的剖面(图9-25)。

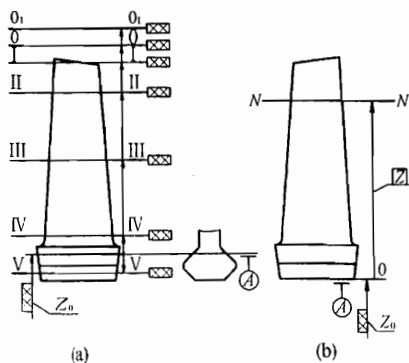


图9-25 转子叶片规定剖面的设置

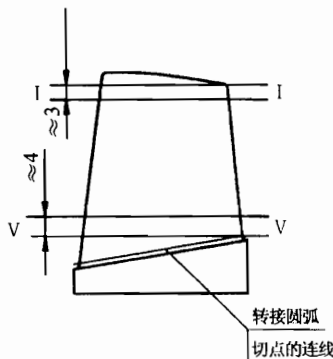


图9-26 叶身两端完整剖面的设置

d. 各相邻剖面间的距离应尽量相同,可按24、12、6、3选取。相邻剖面叶型安装角(弦线角)之差及相邻剖面叶型弯折角之差应不大于5°。必要时可在叶片端部完整型面以外的三角地带设置需检验的“不完整”剖面。

e. 叶身两端完整剖面的设置。在叶身与缘板、榫头的转接圆弧处,规定剖面设在距转接圆

弧切点约4mm处。在叶身端部处,规定剖面设在距叶片顶端约3mm处,见图9-26。对叶展长度小的叶片,所述数据可适当减小。

(2) 叶型的坐标点

a. 所有规定剖面的叶型用坐标点给出并应列出表格,表格的形式、内容和符号应按HB5647第5.2节和第5.3节的规定,如图9-27。

叶型的坐标数据也可以用数据文件的格式给出,以代替图样中的叶型坐标表。

b. 为准确地确定叶型在前、后缘处的形状,在叶型型线与前、后缘圆弧相切点以外,于叶盆和叶背型线的延长线上可增设一个或几个参考用坐标点。若不给出上述参考坐标点,则应给出叶型型线与前、后缘圆弧相切点的坐标值(图9-28)。

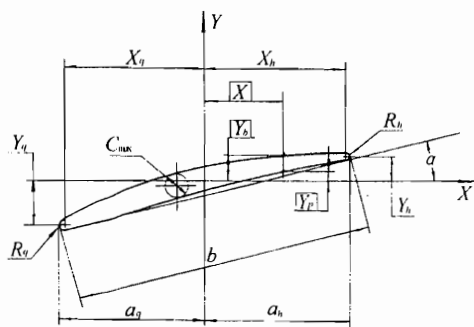


图9-27 转子叶片叶型示意图

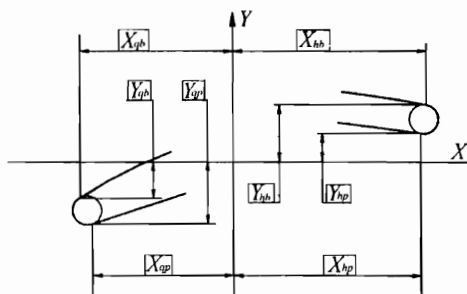


图9-28 叶型前、后缘型面切点示意图

(3) 叶型的前后缘

a. 叶型前后缘以圆弧相切连接时,在叶型参数表中需给出圆弧半径和切点坐标,必要时可给出圆弧半径的公差值(图9-27)。当前后缘处是以非圆曲线连接时,需用密集的坐标点表示叶型前后缘曲线。

b. 当需要控制叶型前后缘的厚度时,应在前后缘规定的距离为 L_q 和 L_h 处规定叶型厚度 C_q 和 C_h 的理论正确尺寸及公差(图9-3),尺寸的测量方向应取中弧线的法向。

L_q (或 L_h) 在 $1.5R_q$ (或 R_h) $\sim 3R_q$ (或 R_h) 的范围内选定。当各剖面叶型的 R_q (或 R_h) 的最大值大于1.5mm时,按 R_q (或 R_h) 的最大值加0.5mm确定。一个叶片上各剖面的 L_q 和 L_h 取相同数值,且 $L_q = L_h$ 。

(4) 叶身与基体的转接

转子叶片的叶身与基体间应以圆弧转接。

a. 在叶片根部,叶身与下缘板(或榫头)的转接圆弧半径应与根部剖面叶型的最大厚度值相当,也可以按叶片平均弦长的0.05~0.1选取。转接圆弧应绕整个叶型。

b. 叶片有阻尼台时,叶身与阻尼台转接圆弧的半径取阻尼台处叶型的最大厚度相当的值。

9.3.1.4 叶型的形状公差

叶片的形状公差可采取对型面区域和前后缘区域分别控制的方法,在图样中分别给出其公差值。

整个叶型偏差的绝对值和叶型单位长度上偏差的差值(局部叶型轮廓度的变化率或称型面的波纹度)分别给出。

(1) 叶型轮廓度

- a. 对叶型的形状控制用在规定剖面上不带基准的线轮廓度表示。
- b. 叶型轮廓度公差带一般取双向对称分布,必要时也可取单向分布或双向非对称分布,叶型公差带宽度为增厚公差带与减薄公差带之和。

c. 为了方便工艺,也可用沿坐标轴 Y 方向(非型面的法向)度量轮廓度的增厚公差带宽度,以此确定增厚方向的叶型轮廓度包容线,并将该包容线视为理论叶型,以轮廓度公差带宽度作为减薄公差带宽度确定减薄方向的叶型轮廓度包容线(如图 9-29),此时在设计图样的技术条件中应注明“沿 Y 方向确定叶型轮廓度增厚公差带,叶型轮廓度公差不变”。

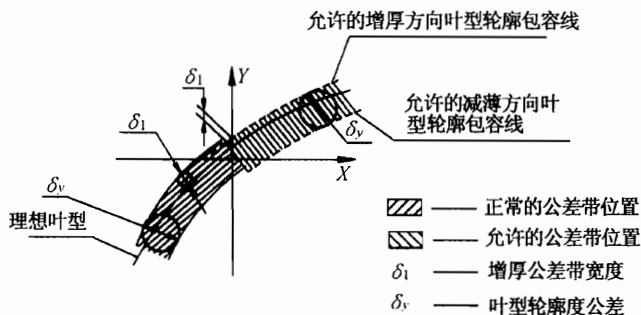


图 9-29 沿 Y 方向度量叶型轮廓度增厚公差带

d. 叶型轮廓度的标注方法按 HB5647《叶片叶型的标注、公差与叶身表面粗糙度》6.3 节的规定,叶型轮廓度公差带各种分布情况的标注方法见图 9-30。

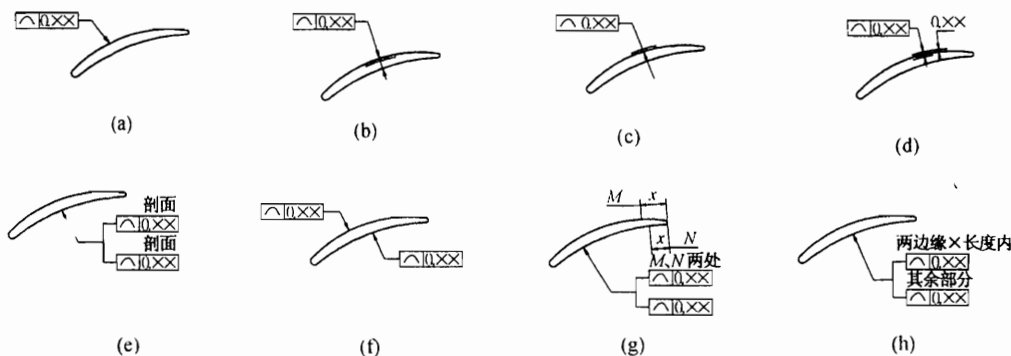


图 9-30 各种叶型轮廓度公差带分布的标注

e. 压气机转子叶片叶型轮廓度公差值,推荐按 HB5647 的 6.7 节表 6“叶型轮廓度公差”选取 2 级精度,必要时可选 1 级精度,为公差带的全值。增厚公差带和减薄公差带的分配应在设计图样中规定,其表示方法见图 9-30。公差表中的“边缘”是指在设计图样上指定的前后缘区域,其宽度通常可取 6mm。公差值应根据最大弦长和最小弦长的平均值定。若叶背和叶盆选用不同的叶型轮廓度公差值时,可将叶盆型线轮廓度公差降低一级精度。

(2) 叶型轮廓度变化率(按 HB5647)

a. 在叶型的局部两点间实际叶型轮廓度误差之变化值(取其绝对值)和对应的理论叶型上两点间的型线长度的比值,称为局部叶型轮廓误差的变化率,简称叶型轮廓度变化率。

b. 叶型轮廓度变化率是控制叶型波纹度的一个指标。其最大允许值按下式计算:

$$2.5\delta_v/b$$

其中, b 为弦长, δ_v 为叶型轮廓度公差,当叶型分段规定了不同的轮廓度公差时, δ_v 取其中的最大值。

当弦长 b 大于 100mm 时,按下式计算:

$$3.0\delta_y/b$$

c. 当规定按标准样件检查叶型波纹度时则不另行检查叶型轮廓度变化率。但应在设计图样中注明“按标准样件检查叶型波纹度”。

d. 当按标准的数值不能满足设计要求时,可在技术条件中另行规定,如“叶型轮廓度变化率不大于 $0.0\times\times$ ”。

(3) 叶型弦长公差和边缘位置尺寸公差

a. 叶型弦长公差按下式计算:

$$\delta_b = 4\delta_y$$

式中: δ_b ——弦长公差;

δ_y ——叶型轮廓度公差。

b. 叶型边缘位置尺寸公差按下式计算:

$$\delta a_q = 0.4\delta b \quad \delta a_h = 0.6\delta b$$

式中: δa_q ——前缘位置尺寸公差;

δa_h ——后缘位置尺寸公差。

c. 上述三个尺寸公差中只需取两个,一般将 a_h 和 b 中一个理论正确值作为参考尺寸。

(4) 叶型前后缘圆弧区的形状公差

a. 叶型前后缘圆弧区的形状公差通常用按标准样件检查的方法控制。叶片标准样件的设计图样或设计文件中应给出下列要求:前后缘圆弧的形状和允许的最大最小转接半径;前后缘圆弧与叶盆和叶背型线转接的圆滑程度;前后缘圆弧沿叶展方向变化的平滑程度。

b. 类似于图 9-31 中所示的各种前后缘的转接情况和图 9-32 中所示的各种前后缘圆弧半径沿叶展方向的变化情况都是不允许的。

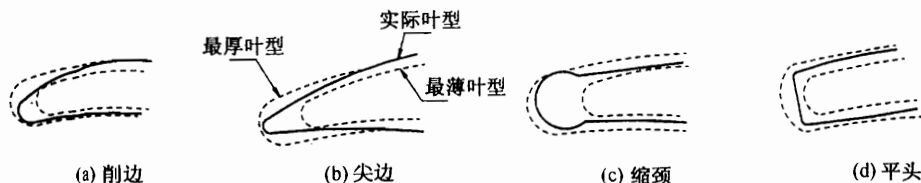


图 9-31 叶片叶型前后缘不允许的转接情况

c. 叶型前后缘圆弧半径的公差由叶盆叶背型线的叶型轮廓度公差以及前后边缘位置尺寸 a_q 、 a_h 或弦长 b 的公差所确定,见图 9-33。图样不必另行规定。在圆弧区内各段圆弧半径均应在最大、最小半径之间,见图 9-34。

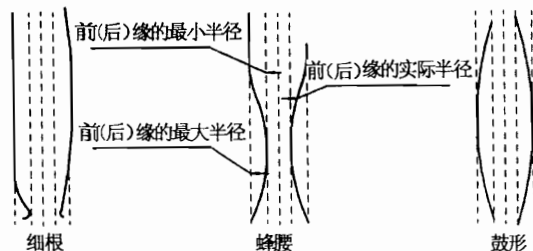


图 9-32 叶片前后缘圆弧半径沿叶展不允许的变化情况

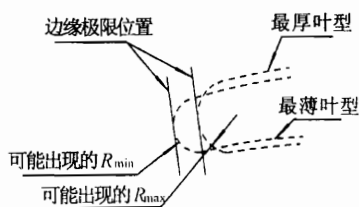


图 9-33 叶型前后缘圆弧半径公差确定

(5) 叶型的厚度公差

a. 叶型的厚度由叶型轮廓度公差控制, 一般可不另行规定叶型厚度公差。

b. 当设计上有特殊要求需检查叶型厚度时, 应在设计图样上指定检查叶型厚度的位置、厚度的度量方向、厚度值及公差。

c. 每一剖面上检查叶型厚度的位置不少于 3 处(对于弦长大于 120mm 的叶片不少于 5 处), 分别设于叶型前后缘附近和中部。

d. 设计图样中应给出“叶型厚度示意图”(如图 9-5), 并应列表给出有关叶型厚度的参数, 如 x_c 、 y_c 、 α_c 、 C 及其公差。叶型厚度测量点建议选在叶盆型线上, 坐标值 x_c 、 y_c 作为计算值。 α_c 为由 Y 轴方向线至厚度测量方向线之间的夹角, 逆时针方向为正, 顺时针方向为负(逆 Z 轴方向观察)。

e. 叶型厚度公差值应包含叶盆、叶背叶型轮廓度公差带的总和。

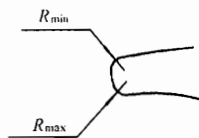


图 9-34 叶型前后缘为组合圆弧时的最大和最小半径示意图

9.3.1.5 叶型的位置公差

叶型的位置公差包括叶型积叠点的位置度公差和叶型的扭转公差两部分。

(1) 叶型积叠点的位置度公差

a. 叶型积叠点的位置度公差是叶型积叠点的实际位置对理论位置的允许变动量。

b. 设计图样中一般只注出叶根和叶尖两个完整叶型剖面的积叠点的位置度公差, 其余剖面积叠点的位置度公差按剖面位置尺寸呈线性规律确定。标注方法见图 9-35。

c. 积叠点的位置度公差值, 推荐按 HB5647 的方法用下式计算:

$$W = W_0 + K_w H$$

式中: W ——叶型积叠点的位置度公差值, mm;

W_0 ——叶根剖面叶型积叠点的位置度公差值, mm;

K_w ——偏斜系数;

H ——剖面至叶根剖面的距离, mm。

W_0 和 K_w 的数值在 HB5647 的 7.3 节中按表 7 选用, 对压气机转子叶片在表的第 I 类中选取第 1 或 2 组的数值。根据需要也可以选取不同组别的 W_0 和 K_w 值, 例如对于弦长和叶身高度较大的叶片, 可选取较大的 W_0 和较小的 K_w 值。

d. 积叠点的位置度也可以按指定方向规定, 图 9-36 标注的是沿 Y 方向的位置度公差。当需要时也允许用加附注的方式规定对理论位置不对称的公差带。

(2) 叶型扭转公差

a. 叶型扭转公差是叶型的角向位置公差, 叶型扭转公差值 $\delta\alpha$ 是理论叶型允许绕积叠轴逆时针方向转动 $\frac{1}{2}\delta\alpha$ 角和顺时针方向转动 $\frac{1}{2}\delta\alpha$ 角的和。

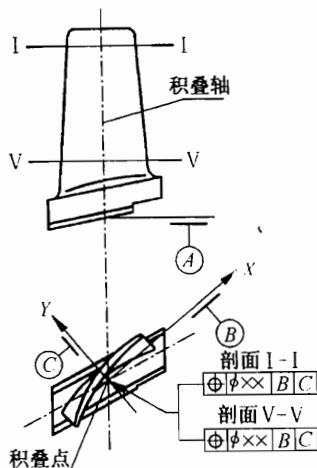


图 9-35 叶型积叠点位置度公差的标注

b. 叶型的扭转公差值 $\delta\alpha$ 应在设计样图中给出(标注方法见图 9-36)。扭转公差按 HB5647 的 7.3.2 表 8, 建议选 2 级(或 3 级)精度的数值, 即 $\delta\alpha = 24'$ (或 $30'$)。

9.3.1.6 叶展形成线(型线)的形状公差

叶身在叶展方向的型面是由各剖面叶型的最大和最小型面及其位置公差所确定, 为在其公差范围内得到一个在叶展方向平滑转接、形状规则的型面, 应按叶型构成的规律给出叶展型线并规定其形状公差。叶展型线的形状公差包括叶展轮廓度和叶展轮廓度变化率。

(1) 叶展型线一般是由叶身各规定剖面间叶型对应点的光滑连线构成, 当需要检查叶展型线形状公差时, 设计图样的技术条件作如下规定:

“以 $X=0$ 的各点连线为叶展型线检查叶展轮廓度”, 或以“ $X=\text{常数}$ (或某几个常数)的各点连线为叶展型线检查叶展轮廓度”, 或“以(某几个)同序号坐标点的连线为叶展型线检查叶展轮廓度”。

若因规定叶型剖面数目太少不易准确描述叶展型线时, 可另行列出坐标表, 给出当 X 为某几个常数时沿叶展方向加密坐标点的叶展型线($Z-Y$)坐标值。

(2) 叶展轮廓度、公差及标注

a. 对叶展型线的形状控制用不带基准的“线轮廓度”表示, 称为叶展轮廓度。

b. 叶展轮廓度的公差 δz , 根据 HB5647 的规定如表 9-2。

表 9-2 叶展轮廓度的公差 (mm)

叶展长度	≤ 64	>64 ~100	>100 ~160	>160 ~250	>250 ~400	>400
δz	0.20	0.25	0.30	0.40	0.55	0.70

当采用标准规定的叶展轮廓度公差时在图样中不用标注。否则要另行规定, 并按图 9-37 所示的方式标注。

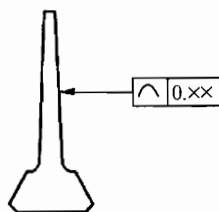


图 9-37 叶展轮廓度的标注

c. 当设计图样中已要求在不少于 3 个(对于弦长平均值大于 64mm 的叶片不少于 5 个)叶展型线上检查叶展轮廓度, 则允许只在不少于 2 个检验剖面上检查叶型位置误差。

(3) 叶展轮廓度变化率及其标注

a. 叶展轮廓度变化率的含义与叶型轮廓度变化率类同, 是控制叶展波纹度的一个指标。

b. 叶展轮廓度变化率的最大允许值根据 HB5647 按下式计算:

$$2.5\delta z/L$$

式中: L ——为叶展长度, mm;

δz ——为叶展轮廓度公差。

c. 当要求检查叶展轮廓度变化率时, 应给出叶展型线的构成规律。

d. 当按标准样件检查叶展波纹度时, 允许不再另行检查叶展轮廓度变化率, 设计图样中应注明“按标准样件检查叶展波纹度”。

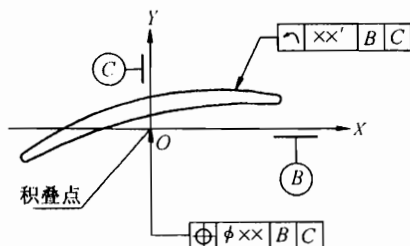


图 9-36 沿 Y 方向规定叶型重叠点位置和叶型扭转公差的标注

e. 当标准规定的数值不能满足设计要求时,在设计图样的技术条件中规定“叶展轮廓度变化率不大于 $0.0 \times \times$ ”。

9.3.1.7 转子叶片叶身表面粗糙度

(1) 叶身表面粗糙度的推荐值为 $Ra0.4$ 。

(2) 对高增压比高压压气机后面几级转子叶片叶身表面粗糙度可选用 $Ra0.32$ 。

(3) 上述叶身表面粗糙度的要求同样适用于叶身与基体的转接圆弧及叶片上构成气流流道的表面。但不适用于有镀(或涂)层的表面。该处的粗糙度应另行规定。

(4) 在叶片叶身前后缘处应规定“在叶片叶身前后缘圆弧上(或包括其附近某一宽度范围内)不得有横向的加工纹理”。

(5) 在设计图样中应明确规定“在叶片型面及叶身与榫头的转接圆弧应仔细抛光,不允许有划伤、切痕和压伤”。

(6) 叶身表面的加工残余应力最好是压应力,叶身表面喷丸处理时表面粗糙度一般为 $Ra0.8$ 。

9.3.1.8 转子叶片的材质要求

转子叶片通常采用耐腐蚀和比强度高的材料,如不锈钢 1Cr11Ni2W2MoV 和 Cr17Ni2 等,钛合金 TC4 和 TC11 等,工作温度高的叶片也有采用镍基耐热合金 GH4169,大型风扇叶片有采用复合材料或铝合金的。

转子叶片毛坯应按专用冶金技术标准检验,在设计图样中要注明适用的冶金标准号,并应规定适用的检验类别,叶片通常规定用 II 类检验。

在设计图样中还要规定适用的无损探伤方法,磁性材料可用磁粉探伤检查,非磁性材料可用荧光探伤检查。

9.3.2 转子叶片榫头设计

转子叶片常用的榫头有燕尾形和枞树形榫头,通常是作成直的。也有将榫头设计成圆弧状,一种绕中心轴线弯成周向环形的榫头;另一种是绕径向轴线弯成为香蕉形榫头。还有一种销钉式榫头。

9.3.2.1 燕尾形榫头设计

(1) 燕尾形榫头的横剖面基本呈梯形,利用两侧面与轮盘的榫槽配合、定位和传力。榫头与榫槽的配合常采用小间隙配合。

(2) 燕尾形榫头的设计应按照 HB5964《燕尾形榫头、榫槽 尺寸标注与技术要求》。典型的燕尾形榫头如图 9-38 所示。

(3) 燕尾形榫头的基准,通常选榫头的宽度平面作为第一基准平面,选榫头的对称平面为第二基准平面,如图 9-39 中的 A 和 B 分别为第一基准平面和第二基准平面。此外还选榫头上与叶片沿榫槽方向定位有关的一个平面作为第三基准平面(如榫头端面、定位台阶、卡环槽、锁片槽等)。

允许用榫头底面代替榫头宽度平面作为基准平面 A(图 9-42)。

若榫头的宽度平面(或底面)与转子的水平中心平面不平行(设两个面之间的夹角为 γ),上述基准平面(作为叶片的基准要素)与叶身坐标系基准体系的基准平面之间要用理论正确尺寸联系起来(图 9-24)。

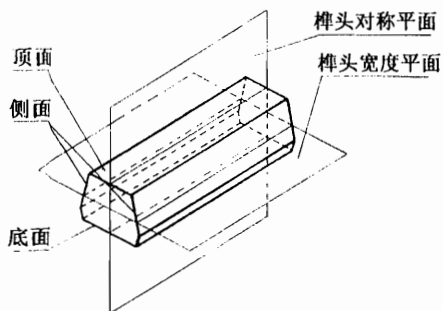


图 9-38 燕尾形榫头

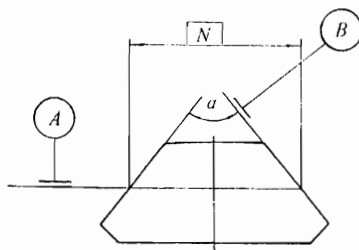


图 9-39 燕尾形榫头的基准面

若榫头的宽度平面(或底面)平行于转子的水平中心平面,即 $\gamma=0$,此时基准平面(作为叶片的基准要素)与叶身坐标基准体系的基准平面(图 9-24 中的 A)是重合的。

(4)构成燕尾形榫头横剖面基本形状的尺寸参数如图 9-40、图 9-41 和图 9-42。

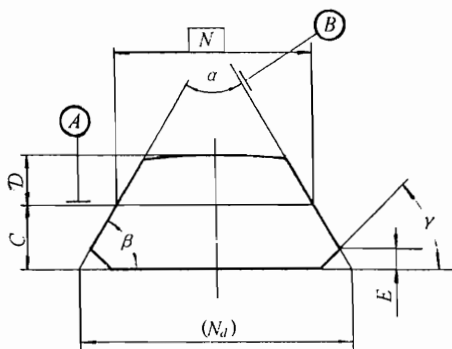


图 9-40 侧面与底面为倒角转接的燕尾形榫头

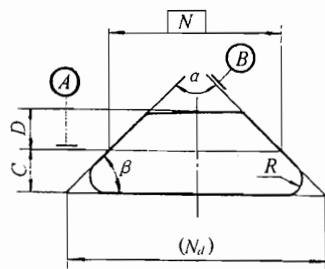


图 9-41 侧面与底面为圆弧转接的燕尾形榫头

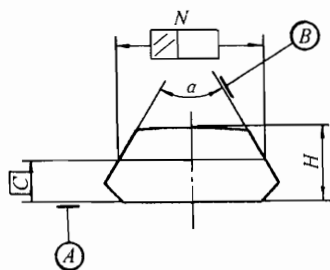


图 9-42 底面为基准平面的燕尾形榫头

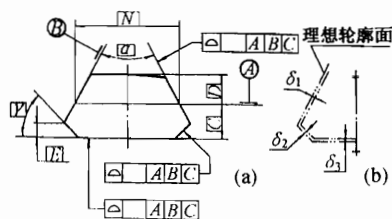


图 9-43 用轮廓度控制燕尾形榫头形状公差

(5)燕尾形榫头的尺寸标注和技术要求,典型的榫头尺寸标注和技术要求见图 9-40、图 9-41、图 9-42、图 9-43。

①图 9-40 以榫头宽度平面作为基准面,榫头宽度尺寸 N 用理论正确尺寸表示,选择适当的底面高 C 及公差,与盘的榫槽对应尺寸配合满足配合性质。顶角 α 的公差经验值为 $4'$ 。

为保证侧面与榫槽侧面良好的配合,可对榫头侧面规定平面度要求,建议平面度按 GB/T1184 选第 6 级精度。也允许不标注侧面的平面度要求。

当任一侧底角 β 合格时,其另一侧底角无需检查。 β 角的公差,经验值为 $\pm 4'$ 。

当底角 β 的公差引起底面高 C 的尺寸变化大于底面高 C 的给定公差时,底角 β 及其公差可以不标注。

②图 9-42 表示了以榫头底面(代替宽度平面)作为基准平面 A 时榫头尺寸的标注,此时底面高 C 为理论正确尺寸,榫头宽度尺寸 N 应根据与榫槽的配合性质注出公差值,尺寸 N 的公差经验值为 $-0.035 \sim +0.025\text{mm}$ 并应划分组别,每组相差 0.015mm ,便于选配保证与榫槽的配合;尺寸 N 两侧的平行度其经验值为 0.015mm ,表示在榫头全长上允许榫头宽度尺寸的最大差值;并用榫头高 H 代替顶面高 D ,其他尺寸的标注和技术要求同①条。

③图 9-43 表示用轮廓度控制榫头形状公差的尺寸标注方法,图中所有尺寸均以理论正确尺寸表示,并给出所需面轮廓度公差带,榫头的实际轮廓应在给定的面轮廓度公差带范围内。在图中(a)标注的是有基准的面轮廓度,要求其公差带相对于理论轮廓为双向对称分布的,与榫槽的配合性质可以用改变底面高度 C 的基本尺寸获得。图中(b)是另外一种用示意图表示面轮廓度分布的标注方法,面轮廓度公差带相对于理论轮廓是单向分布的,以此获得与榫槽的配合性质。

榫头面轮廓度公差的取值:榫头面轮廓度公差在 $0.01 \sim 0.025\text{mm}$ 范围内选取。尺寸较小的榫头选较小的公差,尺寸较大的榫头选较大的公差。榫头其他表面(底面、倒角或圆弧等)面轮廓度公差在 $0.05 \sim 0.15\text{mm}$ 范围内选取,尺寸较小的或配合间隙较小的榫头选较小的公差,尺寸较大的或配合间隙较大的榫头选较大的轮廓度公差。

用轮廓度控制榫头形状公差的标注方法常用于一些要求叶片装配活动量较大的榫头或用于一些尺寸较小的榫头。

(6)表面粗糙度,榫头两侧面为机械加工表面,粗糙度 R_a 值不大于 0.8 ;榫头底面及其余表面应不大于 3.2 。若榫头侧面与叶片下端基体以内圆弧转接时,则内圆角的粗糙度 R_a 值不大于 1.6 。

9.3.2.2 枞树形榫头设计

(1)枞树形榫头的两侧面对称分布着两对或两对以上的榫齿。高压压气机后面级转子叶片有采用枞树形榫头的。

(2)枞树形榫头的设计应遵照 HB5965《枞树形榫头、榫槽 尺寸标注与技术要求》。枞树形榫头如图 9-44 所示。

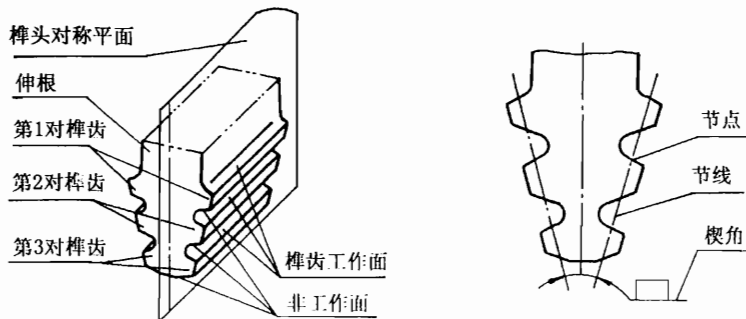


图 9-44 枞树形榫头

(3)枞树形榫头的基准,通常选第一对榫齿上两条节点母线的平面作为第一基准平面,选榫头对称平面作为第二基准平面,这两个基准平面是相互垂直的。图 9-45 中的 A 和 B 分别

为第一基准平面和第二基准平面。以榫头上与叶片沿榫槽方向定位有关的一个平面作为第三基准平面(榫头端面、定位台阶、卡环槽、锁片槽等)。上述的第一基准平面大都是和转子水平中心平面相互平行的,所以所选的基准平面与叶身坐标基准体系的基准平面是重合的。

(4)构成枞树形榫头横剖面基本形状的结构参数和尺寸标注见图9-46所示。

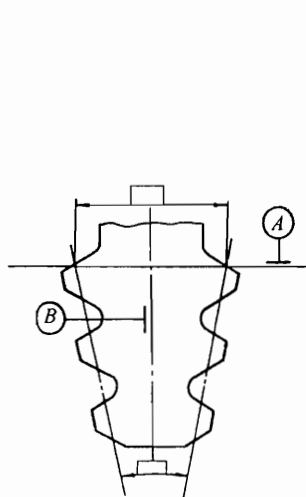


图9-45 枞树形榫头的基准平面

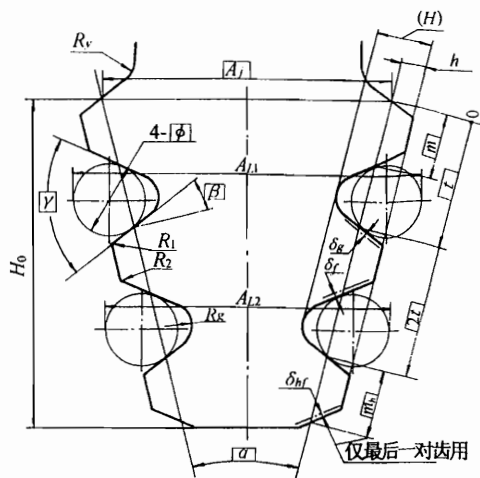


图9-46 枞树形榫头的结构参数和尺寸标注

(5)枞树形榫头的形状公差,在图9-46中表示了榫齿工作面和非工作面的轮廓公差带 $\delta_g, \delta_f, \delta_{hf}$;它与齿顶高 h 的公差、齿根圆弧 R_g 的公差、齿顶转接圆 R_1, R_2 的公差等,可以组合构成一完整的轮廓度公差带,如图9-47所示。榫头横剖面应在轮廓度公差带范围内。

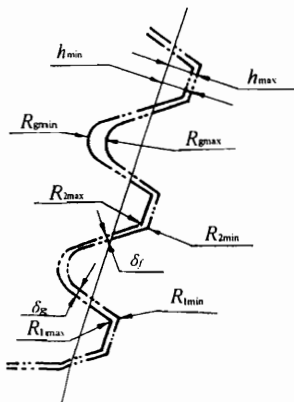


图9-47 枞树形榫头的轮廓度公差带

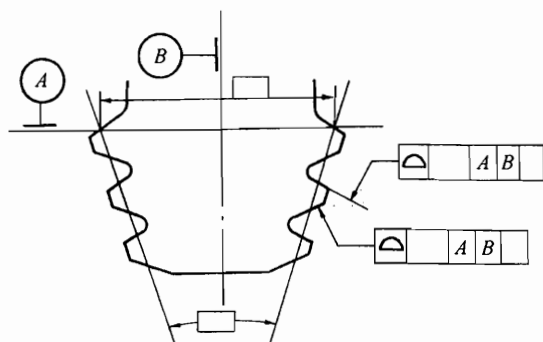


图9-48 枞树形榫头形状公差用面轮廓度标注

榫头轮廓度可以相对于理论型面单向分布,也可以双向对称分布,也可以双向非对称分布,其标注方式与燕尾形榫头的标注方式类同(图9-43)。

在采用有基准的面轮廓度标注时,基准表面是与叶身坐标系的基准的面一致的,故它同时控制叶身的位置;面轮廓度公差带相对于理想轮廓是双向对称分布的,可通过选择适当的齿厚 m (与榫槽的齿槽宽相配)得到需要的间隙;也可以对榫头不同部位的表面规定不同的面轮廓度。图9-48为用面轮廓度标注的示意图,其尺寸的标注同图9-46。

棒齿轮廓度的推荐值,一般可在 $0.01 \sim 0.025\text{mm}$ 之间选取,工作面取小值,非工作面取大值,最后一个棒齿的非工作面可选取 0.05mm 。配合间隙较大时可取较大值,但工作面的轮廓度最好不超过 0.015mm 。

(6)技术要求,通常需规定齿面的平行度和齿面的错移,一般可在 $0.01 \sim 0.02\text{mm}$ 范围内取值。齿面平行度是指量棒轴线在榫头全长上对基准平面 B 的平行度(见图 9-49)。齿面错移是指同一对榫齿的量棒在对称平面 B 方向上的相互最大允许错移量,即量棒至基准平面 A 的最大距离差(见图 9-49)。

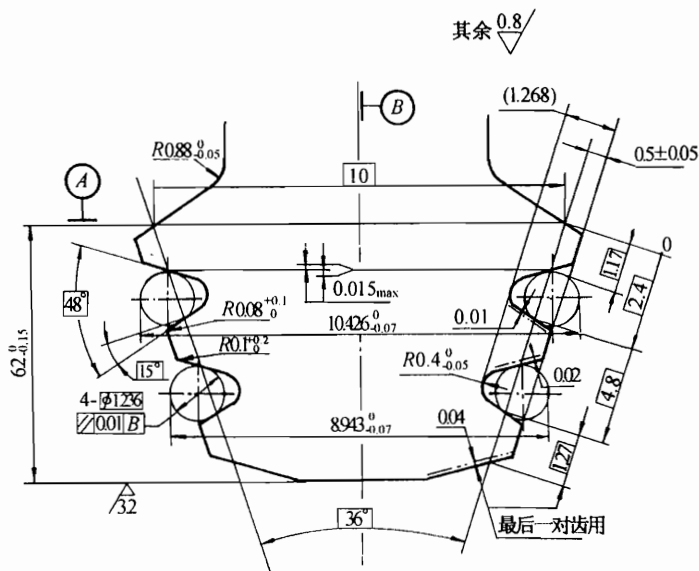


图 9-49 枞树形榫头的标注示例

(7) 棒头表面粗糙度, 机械加工的表面粗糙度 R_a 值, 在棒齿的工作面和非工作面应不大于 0.8, 在棒头底面, 根据设计要求可在 1.6~3.2 内选定。

9.3.2.3 周向圆弧状榫头

周向圆弧状樁头的横剖面可以是燕尾形的,也可以是枞树形的。

(1)以燕尾形剖面的圆弧形榫头为例说明该榫头的设计特点,图 9-50 表示的是尺寸标注和基准的一个示例。其中平面 P 是通过转子中心线的平面,平面 Q 是榫头的对称平面,榫头的宽度面 T 是中心线在 P 平面上的圆柱面。在设计时仍可类比的燕尾形榫头的设计方法建立榫头基准面与叶片基准体系的联系。

第一个基准面是榫头的对称平面 Q , 它决定叶片的轴向位置和坐标轴方向, 在图例中是用 53° 理论正确值联系着与坐标轴 X 的方向, 坐标系 Z 轴的轴向位置是与 Q 面重合的。

第二个基准面是 T 面, T 面是圆柱面, 中心线在 P 面上且与叶片基准体系的 XOY 面重合, 叶身叶型的规定剖面位置尺寸均可由 T 面与 P 面的交点起向上标注。可见 T 面是决定叶片径向位置的基准面。

第三个基准面是 P 平面,它是决定叶片周向位置的基准面。 P 平面是通过转子轴线的平面,在该示例中叶片坐标系的 Z 轴也是与 P 平面重合的。

叶片、榫头及缘板各表面的有关尺寸均可以 P 、 Q 、 T 面为基准进行标注。

枞树形剖面的圆弧形榫头也可参照图 9-45,并仿照上述原则确定基准面,进行尺寸标注。

(2)圆弧形榫头的燕尾形剖面基本尺寸的典型标注见图 9-50,其基本参数和直榫头类似(见图 9-40),在例图中宽度尺寸 10.88 和顶高尺寸 3.65 均以理论正确值表示,它们与榫槽的对应尺寸决定了榫头与榫槽的配合间隙。配合间隙建议这样选:先确定榫头和榫槽宽度尺寸采用相同的理论值,再选定适当的顶高尺寸的配合以决定榫头与榫槽的配合间隙;为使周向圆弧形榫头沿榫槽能顺利推入并允许叶片有较大活动量,其平均间隙可在 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$ 间取值,即轮盘上与尺寸 3.65 对应的尺寸理论值,取值时可以减小 $0.1 \sim 0.2\text{mm}$ 。

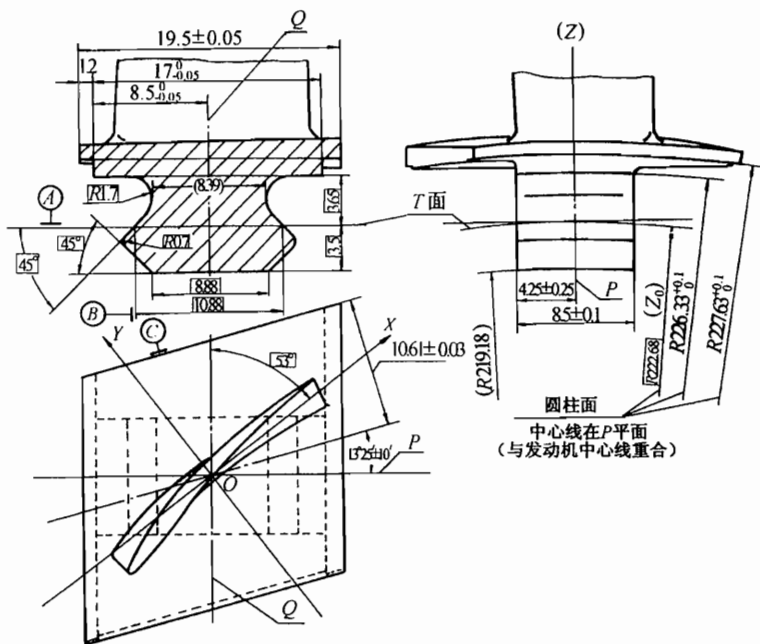


图 9-50 周向圆弧形燕尾榫头

(3)圆弧形榫头剖面的形状公差:图 9-50 适用于用轮廓度表示剖面形状公差的,参照图 9-43 的标注方式,在榫头与榫槽的理论尺寸配合有足够的间隙时,建议选用对称分布的面轮廓度公差带;工作面的轮廓度在 $0.01 \sim 0.025\text{mm}$ 内选,非工作面的轮廓度在 $0.05 \sim 0.15\text{mm}$ 内选。

(4)榫头表面粗糙度,榫头两工作表面粗糙度 R_a 不大于 0.8,榫头底面和端面不大于 3.2,在靠近缘板的转接圆弧处不大于 1.6。

9.3.2.4 香蕉式榫头

(1)香蕉式榫头(图 9-51)的横剖面一般也用燕尾形的,它是将榫头横向弯成圆弧状,其对称面变成圆柱面,柱面母线及中心线与叶片坐标系的 Z 轴平行,榫头横剖面的宽度面保持平面,一般与叶片坐标系的 XOY 平面平行,榫头弯曲的方向与叶片根部剖面叶型的弯曲方向

一致,因此榫头的顶面可将叶根剖面叶型完全包容,无需很宽的叶片下缘板。该榫头适用于叶片很宽、根部稠度较大的大尺寸叶片。香蕉式榫头横剖面还可以采用枞树形的。

(2)以香蕉式燕尾形榫头为例说明香蕉式榫头的设计特点,图9-51中叶片坐标系的 Z 轴通过发动机中心线(Z 轴为径向的); P 面是榫头的对称面,是以 O_p 为轴线的圆柱形面, O_p 轴线与坐标系的 Z 轴平行, O_p 的位置用理论尺寸表示。榫头对称面 P 的柱面半径 $R \times \times$ 也是理论尺寸; P 面可以通过坐标系原点 O (也可以不通过)。此外 T 面是榫头宽度平面并与 XOY 平面平行, Q 面是平面与发动机轴线垂直,它们均用理论尺寸与坐标系联系,叶片的基准面就定在 P 、 Q 和 T 。这与直榫头是类同的(参看图9-40、图9-41、图9-42和图9-43)。

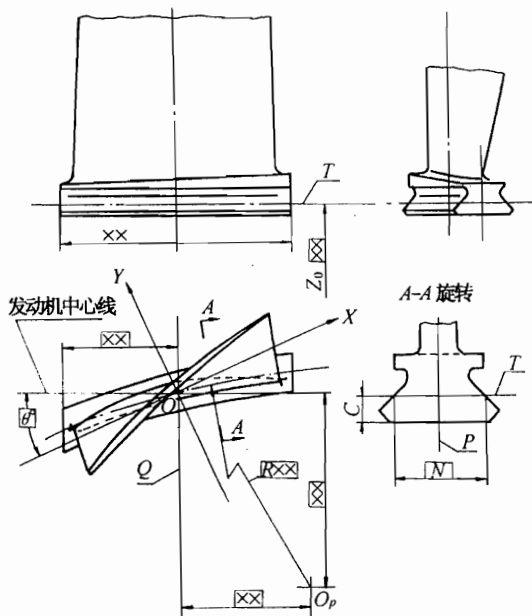


图9-51 香蕉式燕尾形榫头

9.3.2.5 销钉式榫头

(1)销钉式榫头如第8章图8-17所示,因榫头的尺寸较大、重量较重,承载能力相对较小,在高切线速度的压气机上已不大采用。

(2)销钉式榫头的基准,图9-52为一种销钉式榫头设计的示意,榫头的基准是销钉孔的中心线 A 和凸耳的侧面 B ,其中中心线 A 是平面 T 和 P 的交线,平面 T 与叶片坐标系的 XOY 平面平行,平面 P 与坐标轴 X 的夹角用理论值表示,叶片上所有尺寸的标注均可与基准建立联系。

(3)销钉式榫头的技术要求和表面粗糙度,榫头尺寸的标注及公差推荐精度如图9-52。

榫头配合表面的形位公差,基准面 ϕA 对 B 的垂直度公差参照GB/T1184的7级取值。

销孔周边要作成圆角,圆角的半径建议取凸耳环厚度的 $1/5$ 并圆整到0.5mm或整数,凸耳环的厚度可按轴向厚度或径向厚度中的小值,圆角应仔细抛光,抛光的纹理要顺着孔的周边方向。凸耳与叶片下缘板下表面转接处圆角建议不小于 $R2\text{mm}$,并经应力分析校核。

当转子叶片为钛合金时,一般在销孔内设置有 $0.02 \sim 0.05\text{mm}$ 紧度配合的铜衬套,则销钉承受剪应力。

表面加工粗糙度按 R_a 值:在销孔内和孔边的抛光圆角处不大于0.8,双凸耳的外表面及榫头与下缘板的转接圆角处不大于1.6。

9.3.3 压气机转子叶片的伸根和内缘板的设计

9.3.3.1 内缘板、伸根和榫头的关系

在图9-23、图9-50、图9-51和图9-52中表示的榫头结构的上面均带有内缘板,为使

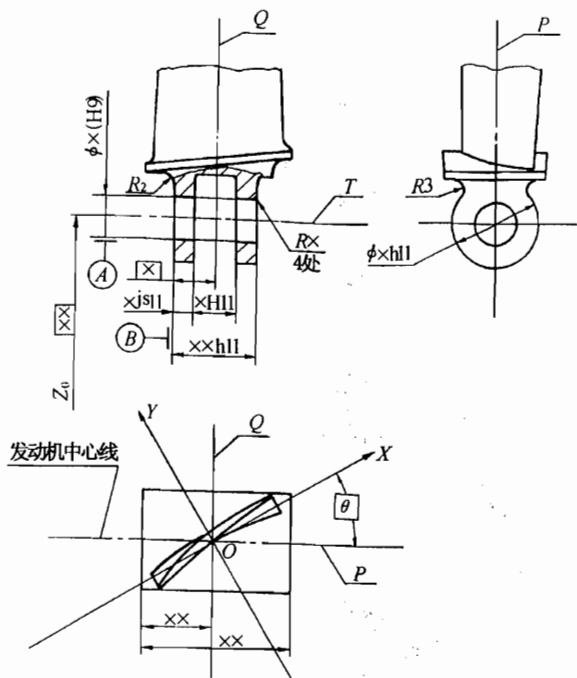


图 9-52 双凸耳销钉式榫头

工作时叶片的离心力在榫槽方向的分力最小,榫头的宽度平面常作成水平的,即与坐标系的 XOY 平面平行,叶片内缘板和榫头之间应有一段伸根过渡,在进气边处内缘板与榫头几乎直接相连,而在排气边处有一段伸根过渡。此外可利用改变伸根尺寸来调整叶片固有频率。

9.3.3.2 内缘板的边缘设计

(1)叶片内缘板的进、排气边缘是与发动机中心线垂直的平面,如图 9-50、图 9-51 和图 9-52 所示。

(2)当内缘板在转子周向的两侧面是在轮盘榫槽上方的浅槽内时,只需将两侧面作成两对称平行平面,并与榫头对称平面平行,在轮盘榫槽上方也加工出对称的槽与叶片保持适当间隙,如图 9-51。

9.3.3.3 内缘板侧面与相邻叶片相配的设计

若内缘板在转子周向的两侧面边缘与相邻叶片的内缘板侧面直接相对,有较小的间隙或直接靠紧(如周向榫槽的叶片,图 9-50),内缘板侧面角度和尺寸需要精确地计算和正确地标注,以保证相邻两叶片的内缘板侧面间隙均匀。在需要相邻叶片靠紧时能保证面与面良好地贴紧。为避免整级叶片积累误差过大,需对缘板的周向尺寸分组,或在组装时修磨缘板周向的侧面。

图 9-53 是一个相邻两叶片的内缘板侧面需留有适当间隙的实际例子。该级叶片有 28 片,叶片榫头的对称面与发动机中心线的夹角为 23° ,内缘板的一个侧面与榫头对称平面平行。此时叶片的两个侧面的夹角是 $11^\circ 50'$,而 28 个叶片中相邻两叶片的夹角应是 $12^\circ 51' 25''$,相差较远。且两面夹角的顶角线与水平面之间还有 $2^\circ 31'$ 的倾角。显然需要精确计算有关尺寸的公式。利用图 9-54 的几何关系可推导出有关尺寸的计算公式。

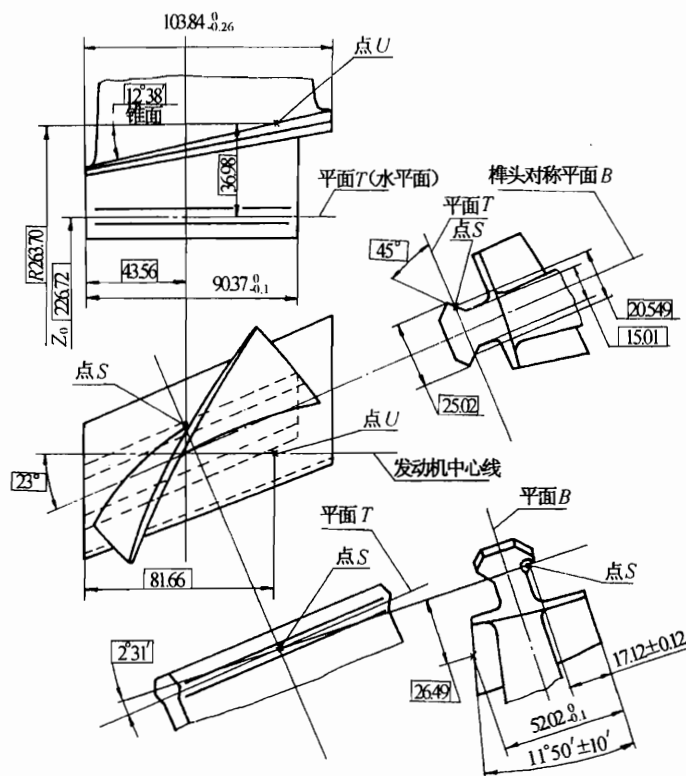


图 9-53 内缘板侧面设计举例

在图 9-54 中用字母符号表示正面投影图中的各特征点,在字母右上角增加'、"和°分别代表这些特征点在水平面 L 、 M 面、法面(即与两侧面 M 和 N 的交线垂直的面)及侧面视图上的投影。具体推导过程从略。

(1) 已知或给定的参数

叶片基面 T 至水平中心平面 L 的距离 Z_0

内缘板侧面 M 至榫头对称平面 Q 之间的距离(M 面与 Q 面平行) a

榫头对称平面 Q 与轴向平面 P 之间的夹角 α

测量剖面处测量基准点 S 至榫头对称平面 Q 之间的距离(即基准面 T 处榫头宽度之半) b

测量剖面位置至 M 面与 P 面交线(CC_1)之距离,其中 M 面平行于 Q 面, M 面与 P 面交线位置(在水平面 L 的投影 C')可直接由 a 和 α 求出 e

测量剖面处,基准点 S 至测量点的距离 d

级内的叶片数 n

相邻叶片间的理论夹角, $\varphi = 360^\circ / n$ φ

注:已知数据中 b 和 e 只需取其中之一。

平面 M 由初始位置顺时针绕 $O-O$ 中心旋转 φ 角即得另一个侧面 N 的位置。

(2) 待求参数

平面 M 、 N 的交线与水平面 L 间的夹角 β

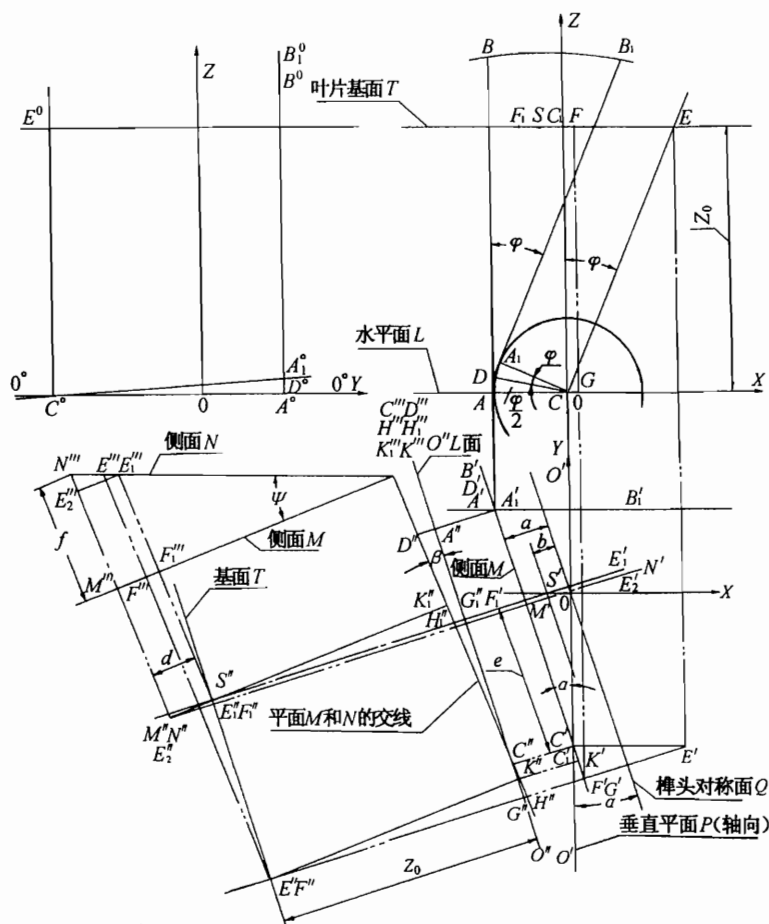


图 9-54 内缘板侧面角度和尺寸的几何关系图

平面 M 与 N 的夹角 Ψ

N 面上被测点至 M 面的距离 f

(3) 实用公式

$$\operatorname{tg} \beta = \sin \alpha \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \quad (9-1)$$

$$\beta = \operatorname{tg}^{-1} [\sin \alpha \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}] \quad (9-2)$$

$$\operatorname{tg} \Psi = (\operatorname{tg} \varphi \cos \alpha) / (\cos \beta + \operatorname{tg} \varphi \sin \alpha \sin \beta) \quad (9-3)$$

$$\Psi = \operatorname{tg}^{-1} [(\operatorname{tg} \varphi \cos \alpha) / (\cos \beta + \operatorname{tg} \varphi \sin \alpha \sin \beta)] \quad (9-4)$$

$$f = \{d + Z_0 \cos \beta - [\frac{a}{\operatorname{tg} \alpha} + b \operatorname{tg} \alpha] \sin \beta\} \operatorname{tg} \Psi \quad (9-5)$$

或

$$f = (d + Z_0 \cos \beta - e \sin \beta) \operatorname{tg} \Psi \quad (9-6)$$

在应用式(9-2)求 β 角时,要结合图 9-54、 α 角的方向和 M 面的位置,正确判断角的倾斜方向。

例图 9-53 的标注方式适用式(9-5)进行计算,其已知数据为 a 、 b 、 d 、 Z_0 、 α 等。

当需要另选测量位置时,可用式(9-6)式进行计算。已知数据为 a 、 e 、 d 、 Z_0 、 α 等,由 a 和 α 确定交点 C' 位置,再利用式(9-6)式计算距离为 e 处剖面的 f 值。

(4)利用式(9-1)至式(9-5)对例图 9-53 进行验算

$$\begin{aligned} \text{已知: } Z_0 &= 226.72 & n &= 28 \\ a &= 27.394 & \alpha &= 23^\circ \\ d &= 26.49 & \varphi &= 360/28 = 12.8571^\circ \\ b &= 10.274 \end{aligned}$$

计算结果和分析:

$$\begin{aligned} \beta &= 2.5208089^\circ = 2^\circ 31' 15'' & \text{与图注 } 2^\circ 31' \text{ 一致,} \\ \Psi &= 11.831255^\circ = 11^\circ 49' 52'' & \text{与图注 } 11^\circ 50' \text{ 一致,} \\ f &= 52.3618, \end{aligned}$$

将尺寸 f 与图注 $52.02_{-0.1}^0$ 相比较,图注尺寸上限小 0.342mm ,平均值小 0.392mm ,说明相邻叶片的下缘板间的平均间隙为 0.39mm 。因此可知,应将计算所得 f 值再减平均间隙值即得内缘板的平均宽度值。各有关尺寸的公差取值可参照图例。

9.3.4 阻尼台设计

当叶片展弦比较大时,如风扇叶片或压气机的前几级叶片,易发生振动,为避免危险振动,常在叶身中部的适当位置处设置一阻尼台。将所有叶片装入盘后,阻尼台相互搭接成一周向环(见图 9-55),使各叶片之间互相支靠,而且由于阻尼台相互接触面之间有摩擦,消耗了振动能量,起阻尼减振作用。

9.3.4.1 阻尼台位置选择

选择阻尼台的位置时需兼顾强度、振动特性和对气动性能的影响几个因素。一般阻尼台的位置大约放在叶片叶身中部距叶根约 $50\% \sim 70\%$ 的叶高处。

9.3.4.2 阻尼台的形状

阻尼台在本身质量离心力作用下产生弯矩,可采取简化的等强度设计、靠近叶身处阻尼台较厚较宽,伸出端则较薄较窄。

阻尼台应设计成流线型剖面(数据由气动设计师提供),同时其前后缘的圆弧可比一般叶型剖面的前后缘的圆弧要大一些。

叶身两边阻尼台的平均长度一般设计成基本相等的。这样,两边阻尼台产生的离心力弯矩可以基本相等,对叶身的附加弯矩可以减至最小。

阻尼台两端面应处于同一圆周半径和同一轴向位置。相邻叶片阻尼台对接面应互相贴合一致。

阻尼台设计示例见图 9-56,其型面的轮廓度公差可参照叶身轮廓度公差降低一级精度选取。相邻叶片阻尼台对接处,表面相互错移的台阶允许值,可按阻尼台轮廓度公差值确定。

阻尼台根部的最大厚度及向叶身转接的圆弧半径一般与阻尼台处叶型剖面的叶型最大厚

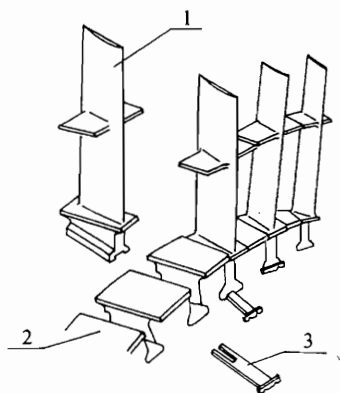


图 9-55 带阻尼台的转子叶片
1—叶身(有阻尼凸台);2—轮盘;3—锁片

度值相当。

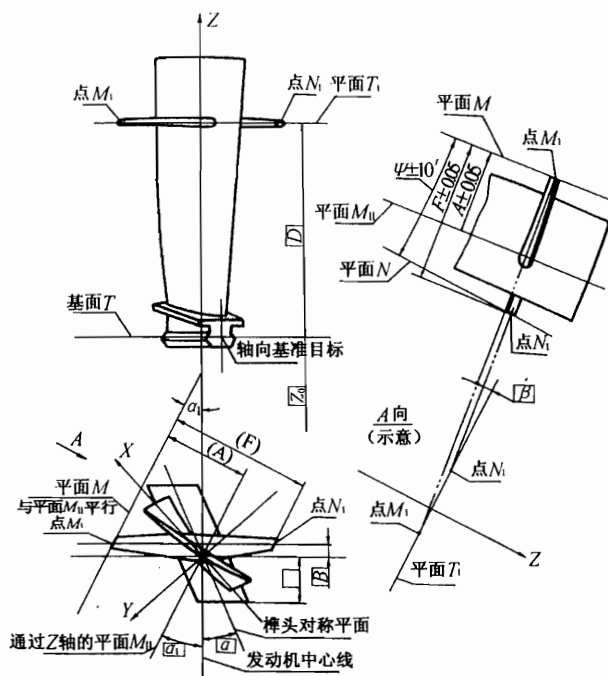


图 9-56 阻尼台设计示例

9.3.4.3 阻尼台对接面设计

叶片阻尼台的两对接面与两相邻叶片的对接面应正确吻合并保持适当的贴紧度。为此叶片阻尼台的对接面应进行精确的计算,以得出准确的对接面的平面方向和周向的距离尺寸。利用类似图 9-54 的几何关系图和式(9-1)~式(9-6)各式,并针对阻尼台的结构形式(见图 9-56),将计算式作一些改变。

已知数据和预先可确定的参数:

级内的叶片数 n

相邻叶片的夹角, $\varphi = 360^\circ / n$ φ

叶片基面 T 至叶片坐标系水平中心平面的距离 Z_0

由径向基面 T 注出,确定阻尼台的对接面中央的测量点 M_1 和 N_1 的径向位置 D

确定阻尼台的对接面中央的测量点 M_1 和 N_1 的轴向位置,由轴向基准面计算得出 B

平面 M 至 Z 坐标轴的距离,平面 M 为两对接平面之一,与 Z 轴平行;另一对接面为平面 N A

平面 M 的方向角,为与发动机轴向间的夹角 α_1

选取平面 M 的方向为接近叶片振动的主要方向(图 9-56),叶片在离心力作用下的扭转变形,使阻尼台的对接面相互压紧,能提高阻尼效果。这种方向的对接面妨碍叶片的单独装拆,必需整级叶片同时装入(或拆出)轮盘,或采取结构措施将待装(或拆)的单个叶片沿径向移动阻尼台的厚度的距离后,再对该叶片进行拆或装。

A 的取值,设两边阻尼台的长度基本相等,使两对接平面中央的测量点 M_1 和 N_1 位于同

一圆周和位于同一轴向位置,可按式(9-7)计算:

$$A = (Z_0 + D) \operatorname{tg}(\varphi/2) \cos \alpha_1 + B \sin \alpha_1 \quad (9-7)$$

待求的数据:

平面 M 和 N 的交线对水平面 T_1 的倾角 β

平面 M 和 N 的真实交角 Ψ

平面 N 上的测量点 N_1 至 M 面的垂直距离 F

$$\operatorname{tg} \beta = \sin \alpha_1 \operatorname{tg}(\varphi/2) \quad (9-8)$$

$$\beta = \operatorname{tg}^{-1}[\sin \alpha_1 \cdot \operatorname{tg}(\varphi/2)] \quad (9-9)$$

$$\operatorname{tg} \Psi = \operatorname{tg} \varphi \cos \alpha_1 / (\cos \beta + \operatorname{tg} \varphi \sin \alpha_1 \sin \beta) \quad (9-10)$$

$$\Psi = \operatorname{tg}^{-1}[\operatorname{tg} \varphi \cos \alpha_1 / (\cos \beta + \operatorname{tg} \varphi \sin \alpha_1 \sin \beta)] \quad (9-11)$$

式(9-8)~式(9-11)分别与式(9-1)~式(9-4)相同。其中应注意判断 β 角的倾斜方向,避免搞反。

$$F = (Z_0 + D)[\cos \beta - \operatorname{tg}(\varphi/2)(1/\sin \alpha_1 - 2 \sin \alpha_1) \sin \beta] \operatorname{tg} \Psi \quad (9-12)$$

F 值可圆整到小数后两位,公差可选用 $js/0$ 。

9.3.4.4 阻尼台对接面的强化处理

阻尼台对接面是承受接触应力和振动摩擦的表面,应采取强化措施,提高表面的耐磨性,通用的方法是用等离子喷涂工艺在表面涂覆一层高硬度耐磨层,如以硬质合金为基础的高硬度材料。可供等离子喷涂的材料有:88% 碳化钨加 12% 金属钴制成的细粉末。或 90% 碳化铬加 10% 镍铬合金制成的细粉末(镍铬合金为镍 80%, 铬 20%)等。阻尼台对接面经磨加工后,表面保留硬质材料的厚度为 0.1~0.2mm。表面粗糙度应不大于 $Ra0.8$ 。

9.3.5 精密毛坯工艺叶片的设计特点

精密毛坯工艺的转子叶片一般是用精密锻造而成,叶身部位均基本不留加工余量,在前后缘取除锻造飞边后采用光饰工艺,叶身部位即可达到图样规定的叶型形状和粗糙度的要求。榫头等配合部位则需经机械加工才能达到图样要求。这类叶片在设计其基准要素时,要在叶身上建立基准目标,图 9-57 是建立这种目标的示例。第一基准 B ,确定叶片的周向位置,有三个目标点,在距叶根最近的一个完整剖面,于前后缘小于五分之一弦长处设两个目标点 $B1$ 和 $B2$,在距叶尖较近的一个剖面弦长中点附近设目标点 $B3$ 。第二基准 C 用于确定叶片轴向位置,有两个目标点 $C1$ 和 $C2$,它们位于上述两个剖面的前缘。第三基准 A 有一个目标点 $A1$,确定叶片的径向位置,选在气流通道的内表面。目标点位置均用理论尺寸标注。

9.3.6 叶盘结构设计

9.3.6.1 叶盘结构

该结构是一种将叶片与轮盘做成整体的结构形式。取消了榫头及叶片的锁紧装置,减少了零件的数量,改善了轮盘的负荷状况。盘缘的流道光顺,流阻损失小。

9.3.6.2 叶盘结构设计特点

(1)设计基准,整体叶盘的基准应设在盘的中心轴线处,轴向基准设在盘的轴向定位面(如端面)处。叶身的坐标系和盘的基准直接联系。

(2)叶身的坐标系与盘的基准用理论尺寸联系。盘上应设有角向定位的结构要素,例如通气孔、键槽或某个叶片等作角向定位的基准。

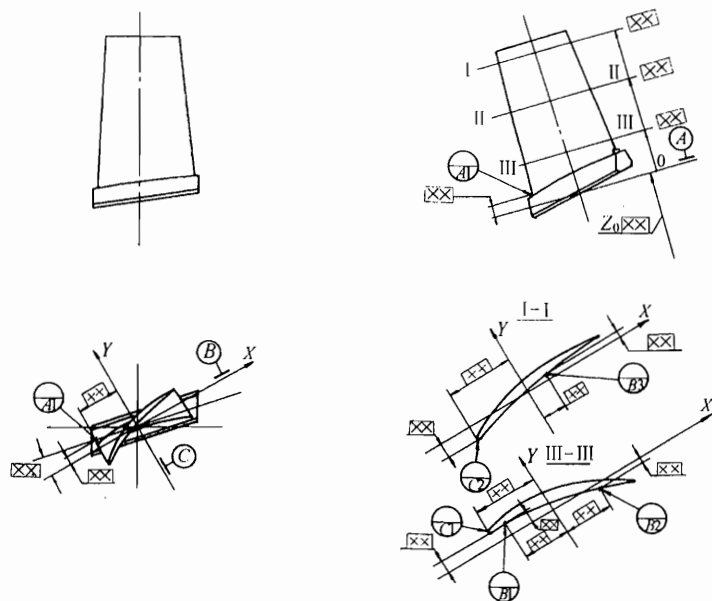


图 9-57 精密毛坯叶片的基准要素和基准目标

(3)若叶盘由整体毛坯制造时,应考虑(检查)数控加工的可达性。

(4)叶身与盘缘外表面的转接圆弧半径建议与叶根剖面的最大厚度 $C_{\max}$ 相当,或按平均弦长的 8%~12% 取值。

(5)其他要求:

盘的各主要表面对基准面的位置度可按 GB/T1184 的 7 级精度选取;切线速度特别高的可选 6 级精度;基准表面一般是盘上的装配圆柱表面;叶盘表面粗糙度,配合表面一般取 $Ra1.6$,应力高及转接圆弧处取 $Ra0.8$,非配合又不承力的表面可取 $Ra3.2$;叶身表面及其与气流通道转接圆弧表面取 $Ra0.4$ 。

9.3.7 转子叶片减振设计

发动机在设计、生产和使用中经常会遇到叶片振动的问题,它往往是叶片产生裂纹、折断故障的主要原因。设计中对叶片的振动频率和特性有严格的控制,调频修频是常用的措施,必要时采取减振措施。调频、修频与减振措施的设计应征得强度设计师的协助。

9.3.7.1 调频和修频

叶片的振动往往由某个激振力的频率分量与叶片固有频率的共振引起的,所以应避免叶片在常用的工作转速范围内(长时间)出现强烈振动,为此设计叶片时不但要给出其固有频率,还要求对叶片实体在测频后进行调频与修频。调修频的措施是改变叶片的形状(如削边、局部削角等),或改变叶身部位局部的厚度(对叶片的振动特性和叶片在工作转速范围内是否会共振的分析应由强度设计师负责)。

9.3.7.2 转子叶片的减振措施

这里所说的措施是指结构措施。减振措施有多种形式,在此仅举例一二。

(1)在叶片下缘板下或伸根旁设阻尼块减振。

图 9-58 是两种阻尼块的安装示意图,其中(a)是有适当质量和耐磨性的类型,(b)是有适

当弹性和耐磨性的类型。在叶片的下缘板下开有缺槽,装入阻尼块,在缺槽的两端挡住阻尼块可防止其滑出。

(2)在减振的摩擦阻尼表面,一般均采用喷丸强化和涂干膜润滑剂,以降低摩擦系数和减轻微动磨损。

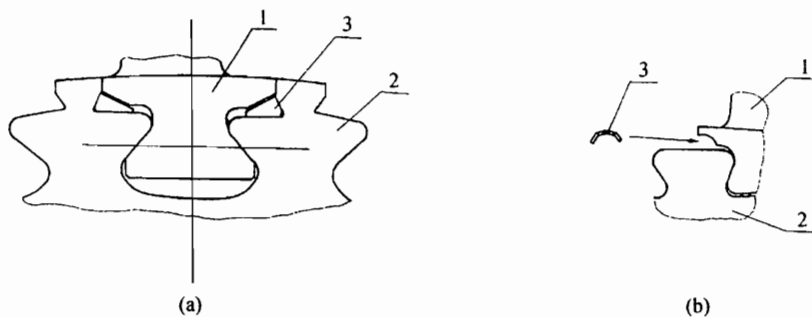


图 9-58 阻尼块安装示意图

1—叶片;2—盘;3—阻尼块

第 10 章 离心压气机结构设计

10.1 概 述

离心压气机在空气流量较小的各种中、小功率的航空燃气涡轮发动机(以下简称为小发动机)上得到了广泛的应用。与轴流压气机相比,在小发动机上采用离心压气机更能充分体现和发挥出它的一系列优点,主要有:

- (1)结构简单,零件数目少。
- (2)使用可靠性高。
- (3)稳定工作范围较宽。
- (4)轴向长度短。
- (5)单级压比高。

在小发动机上既可以采用轴流加离心的组合式压气机,也可以采用纯离心压气机。目前应用最广泛的是组合式压气机,它综合了轴流级和离心级各自的优点。随着离心压气机设计水平和加工制造技术的不断提高,仅采用单级或多级离心压气机的也日渐增多。表 10-1 给出了这两种压气机在现有发动机上应用的统计数据。

表 10-1 某些小型发动机压气机参数及形式统计

发动机型号	转子形式	压气机形式	总增压比	空气流量(kg/s)	转速(r/min)	压气机效率	扩压器形式
WZ6	单转子	1A+1C	5.8	5.9	33400		叶片式
PT6T-6	单转子	3A+1C	7.35	3.11	37700		管式
JT15D-4	双转子	1F+1A/1C	10.5	9.6	15900/ 32760		管式
WZ8A	单转子	1A+1C	7.8	2.5	51800	0.76	叶片式
GEM2	双转子	4A/1C	12	3.1	/40000	/0.807	叶片式
T700-GE-701A	单转子	5A+1C	17	5.31	44769	0.785	
RTM322-01	单转子	3A+1C	15	4.53	36300		叶片式
TM333-2B	单转子	2A+1C	11	3	45000	0.78	叶片式
T800-APW-800	单转子	2A+1C	15	4	50000		
Allison250-C30	单转子	1C	8.6	2.54			
PW100 系列	双转子	1C/1C	11.8~15.3	6.8~8.2		≥0.8	管式
PW200 系列	单转子	1C	8.1	1.58~2.04	55000		管式
TM319	单转子	1C	8.5	1.81~2.04	54000	0.76	叶片式
MTR390	单转子	2C	13.14	3.2	44176		叶片式
T800-LHT-800	单转子	2C	14.1	3.17			

注:表中:A—轴流压气机;C—离心压气机;F—风扇。

离心压气机由离心叶轮,带动叶轮转动的轴,叶轮罩壳,扩压器以及机匣等零部件构成。在组合式压气机中离心叶轮有时直接与涡轮盘及轴流压气机叶片盘连接,而没有单独设置轴。

离心压气机的结构设计要求,设计方法及一般的结构形式都与轴流压气机的相类同,本章不再论述,详见第 6~9 章。本章介绍离心压气机结构特点及其特有的零部件如离心叶轮,叶轮罩壳和扩压器等。

图 10-1~图 10-4 示出了一些发动机上采用的离心压气机。

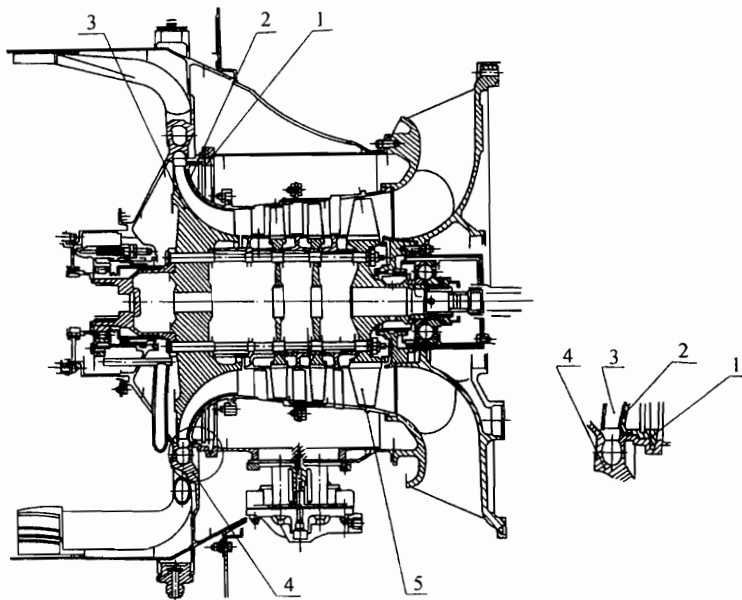


图 10-1 某型涡轮轴发动机组合式压气机

1—楔形大卡圈;2—叶轮罩壳;3—离心叶轮;4—管式扩压器;5—轴流压气机

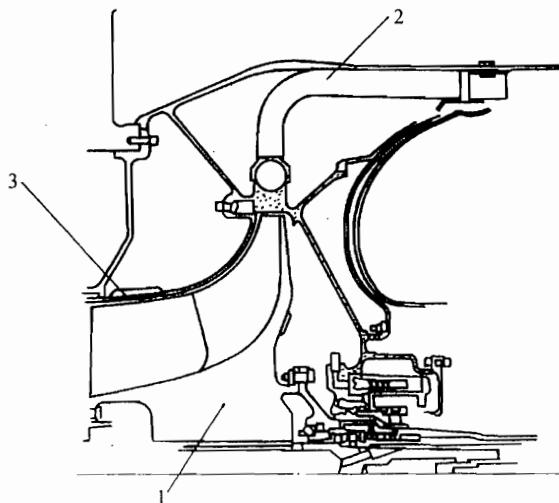


图 10-2 某型涡轮风扇发动机离心压气机

1—离心叶轮;2—管式扩压器;3—叶轮罩壳

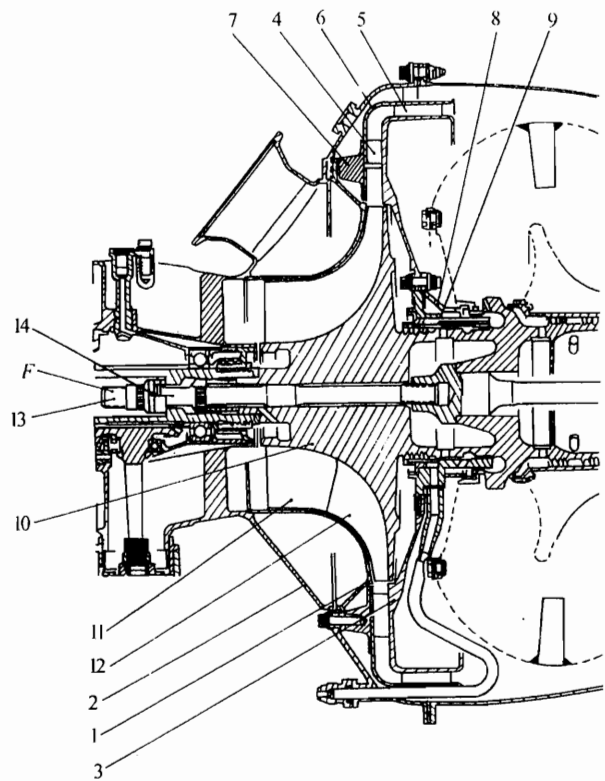


图 10-3 WZ8A 型发动机离心压气机

1—叶轮罩壳;2—压气机机匣;3—整体式扩压器;4—径向扩压叶片;5—轴向扩压叶片;6—外罩;
7—安装边;8—屏蔽套筒;9—燃油喷油环;10—离心叶轮;11—长叶片;12—短叶片;13—长螺栓;14—螺母

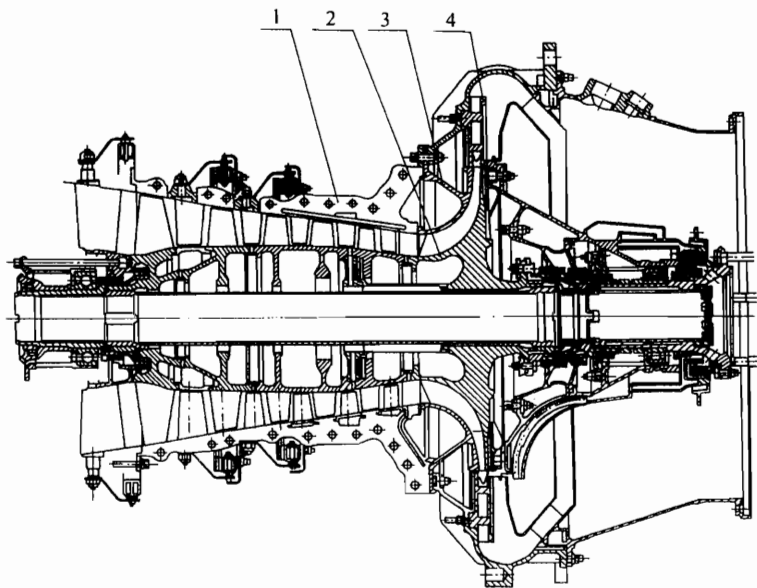


图 10-4 某型涡轮轴发动机组合式压气机

1—轴流压气机;2—离心叶轮;3—叶轮罩壳;4—扩压器

10.2 间隙计算和确定

在离心式压气机设计中应合理地选择离心叶轮与叶轮罩壳之间形成的径向间隙和轴向间隙。

工程图上给出的是发动机冷态时的间隙。规定间隙时应考虑制造公差、不同心度和偏斜、轴承的游隙、转子和机匣的弹性变形(挠度和椭圆度)、转子在受热和离心力作用下尺寸的变化以及机匣在受热和内压力作用下尺寸的变化等。理论上可以参照 6.4 节中提供的方法进行计算,但实际上靠计算确定上述诸因素的数值是很困难的。通常是按现有机种的间隙值结合以往设计经验初步选定,再通过发动机在各种状态下实际试车考验,不断地加以修正。

由于零件加工制造公差的影响,在装配时轴向间隙变化范围可能较大,超出设计要求值,应考虑在适当部位设置调整垫圈,对轴向间隙值加以控制。同时,在结构设计时,要采取措施减少转子轴线挠曲变形,必要时,可在叶轮罩壳上喷涂合适的涂层,为选取小的间隙创造条件。

某些发动机离心压气机的径向间隙和轴向间隙统计值见表 10-2。

表 10-2 离心式压气机冷态间隙统计数据 (mm)

间隙值 发动机型号	径 向	轴 向
某涡轮发动机	0.24(测量值)	0.69~0.74
WZ8A	$\phi 129.6^{+0.063}_0$ $\phi 129^{+0.1}_0$ 0.3~0.38	0.65~0.75
WZ6	$\phi 190^{+0.073}_0$ $\phi 189.4^{+0.047}_0$ 0.3~0.36	0.9~1.0

10.3 叶轮设计

10.3.1 叶轮设计要求

离心叶轮通常是按关键件设计加工的。叶片型面应符合气动性能要求,加工工艺性要好。叶片和轮盘都必须满足高转速下结构强度、振动以及可靠性方面的要求,具体的设计计算方法参看《航空发动机设计手册》第 3、18、19 册。

10.3.2 叶轮与转子上其他构件的连接

连接形式较多,详见表 10-3。

表 10-3 叶轮与其他构件的连接

序号	连接形式	结构特点	技术数据	图例
1	长螺栓 + 圆弧端齿连接	用一根长螺栓将各级盘压紧,圆弧端齿定心及传扭	在 F 端按规定的拉力作用下,拧紧螺母(14);离心叶轮中心孔与长螺栓圆柱面可用小间隙配合 H6/g6, G7/h6	见图 10-3
2	长螺栓 + 渐开线花键连接	用一根长螺栓连接叶轮与轴流转子,圆柱面定心,渐开线花键传扭	在 F 端按规定的拉力作用下,拧紧螺母(14);圆柱面的配合为 H4/h4, H5/h5, H6/h6, H6/js6;花键常选用 5H/5f, 5H/5e, 5H/5d	见图 10-3

续表 10-3

序号	连接形式	结构特点	技术数据	图例
3	长螺栓 + 定距环连接	用一组长螺栓将叶轮与轴、定距环、轴流各级盘连接,圆柱面定心,靠端面摩擦传扭	拧紧螺母直至所有螺栓的伸长量满足要求(图示中螺栓的伸长量要求为 0.25 ~ 0.3mm);离心叶轮与定距环圆柱面配合可选过渡配合 H7/r6, H7/s6; 叶轮孔与长螺栓的配合可选 H9/d8, H9/d9	见图 10-1
4	短螺栓 + 安装边连接	用一组短螺栓连接两安装边,圆柱面定心,端面摩擦力传扭,必要时可设精密孔,安装承剪衬套	叶轮与短轴的圆柱面可选过渡配合 H7/r6, H7/s6; 衬套轴与精密孔可选过渡配合 js8/h7	图 10-2

10.3.3 叶轮设计

10.3.3.1 设计基准的确定

离心叶轮的径向和轴向设计基准通常是选定在与转子件连接的圆弧端齿上或者安装边的圆柱面和端(平)面上。

(1)圆弧端齿作为设计基准

图 10-5 给出了选圆弧端齿作设计基准的实例。

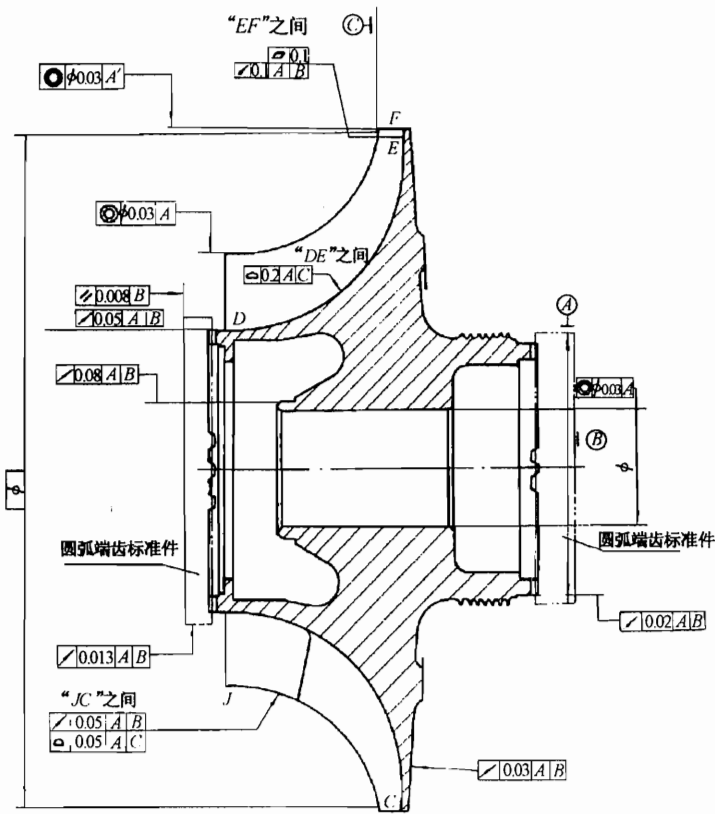


图 10-5 端齿作基准的离心叶轮

圆弧端齿的设计可参照标准 ST2512 确定。如果是采用标准上给定的标准端齿,则只需要在工程图上注出标准代号,端齿代号,检验标准号以及凸齿或凹齿即可,不必画出详图,例

如:“圆弧端齿按 Z8·ST2512 CC1026, 20 个凸齿加工, 按 Z8·CCT6067 检验”。如果是非标准设计的端齿则需给出更多的基本参数, 如齿数、齿高、人字形底部的高度、齿根圆角, 齿长, 齿顶倒角, 压力角等, 并配上必要的放大示意图。见图 10-6。

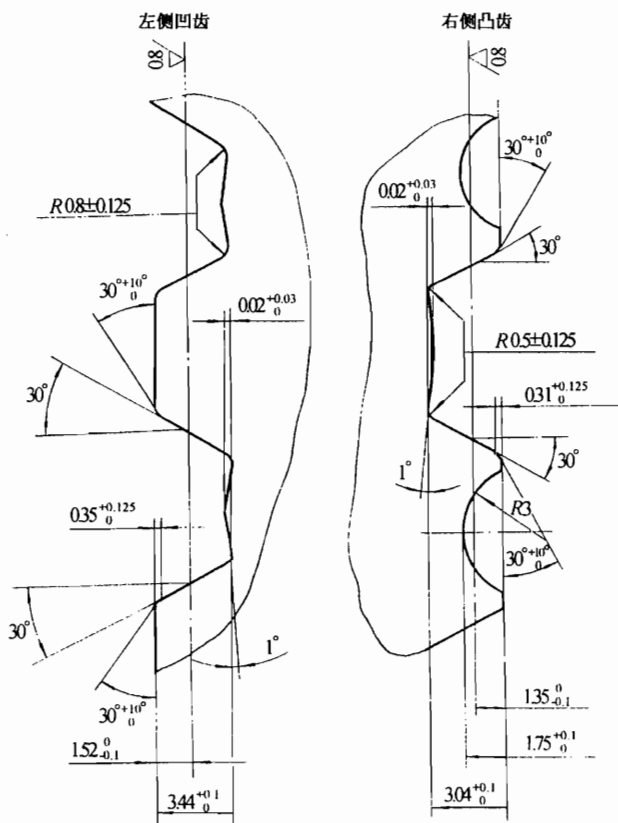


图 10-6 圆弧端齿展开图

(2) 安装边的圆柱面和端(平)面作为设计基准

图 10-7 给出了以安装边的端面及圆柱面作设计基准的实例。基准面的平面度及圆柱度通常为 6 级精度, 相互间的不垂直度为 2~4 级精度(按 GB1184 附录 1)。圆柱面的尺寸精度为 6 级或 7 级(按 GB1800), 配合性质通常按过盈选择, 在任何工作状态下配合面之间均不应出现间隙。通常将径向变形大的构件做成“轴”, 变形小的构件做成“孔”。

10.3.3.2 离心叶轮叶片的设计

(1) 叶片型面是由直纹面构成, 具体形状是由气动计算、强度计算以及加工工艺方法综合考虑决定的。通常叶轮上除了有长叶片外, 还有短叶片(即分流叶片)。有些叶轮上甚至有长、中、短三排叶片。

(2) 在离心叶轮工程图上应建立坐标系, 以便给出不同剖面处的叶片型面坐标点。通常选叶轮的旋转中心线为 X 轴(即发动机轴线), 叶片积叠轴位置为 Z 轴(由中心指向外为正), X、Y、Z 直角坐标系符合右手原则。见图 10-8。

(3) 叶片叶型的形位公差选择和标注方法原则上可参阅 HB5647。现给出按某发动机离心叶轮叶片公差标注的示例。(详见“叶片型面执行公差 Z8·CCT NO. 6061”)。

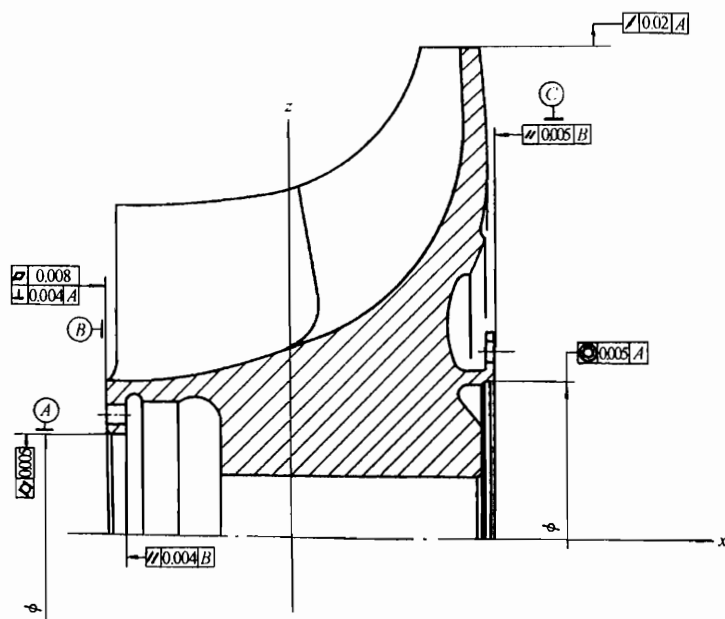


图 10-7 安装边作基准的离心叶轮

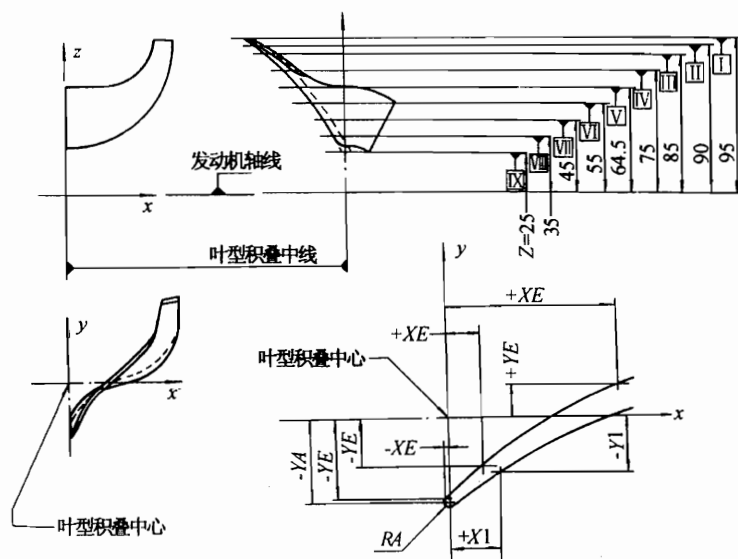


图 10-8 离心叶轮叶片坐标系

- 在同一剖面上叶型的轮廓度公差为 0.15mm。相对于理论叶型沿法向方向最小允许减薄 0.05mm, 最大允许减薄 0.20mm。
- 在同一剖面内任意相距 5mm 两点实际叶型与理论叶型沿法向之差距的偏差不应超过 0.1mm。叶型轮廓度变化率不大于 0.02mm。
- 不同剖面相应点之间应转接平滑, 无目见或触觉的凹陷或凸起。

d. 进气边缘半径为 $R0.3^{+0.5}_0$ mm。

e. 对于大叶片每一检验剖面其进气边缘位置应包容在两极限尺寸之间, 见图 10-9。

$$t_{A1} = 0.15\text{mm} \quad t_{A2} = 0.30\text{mm}$$

f. 对于小叶片每一检验剖面其进气边缘位置应包容在两极限尺寸之间, 见图 10-9。

$$t_{A1} = 0.35\text{mm} \quad t_{A2} = 0.30\text{mm}$$

g. 通过与理论位置比较允许扭转 $\pm 30'$ 。

h. 叶片根部剖面叶型中心 C_p 沿轴向公差 (X 轴) 及沿切向公差 (Y 轴) 均为 $\pm 0.25\text{mm}$ 。

i. 同一叶轮所有叶片 C_p 点沿轴向 (X 轴) 方向之最大差值应小于或等于 0.3mm 。

j. 尖部叶型中心 C_t 应位于矩形范围内 (X_t 为 $\pm 0.2\text{mm}$, Y_t 为 $\pm 0.4\text{mm}$)。矩形的中心在积叠轴上, 且通过根部的 C_p 点。

k. 中间各剖面实际叶型中心到通过实际 C_p , C_t 连线与中间各剖面交点处的轴向 (X 轴) 方向和切向 (Y 轴) 方向之间的距离均应小于或等于 0.1mm 。对于任意两连续剖面, 此距离之代数差也应小于或等于 0.1mm 。

(4) 有些离心叶轮其叶片叶型形状公差沿叶型剖面取不同的值。如某涡轮轴发动机的离心叶轮在每一检验剖面上, 距前缘 13.5mm 范围内, 其轮廓度公差为 $\pm 0.08\text{mm}$ 。在其余部分轮廓度公差为 $\pm 0.13\text{mm}$ 。见图 10-10。

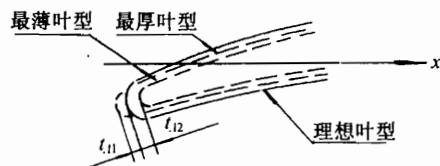


图 10-9 叶片前缘示意图

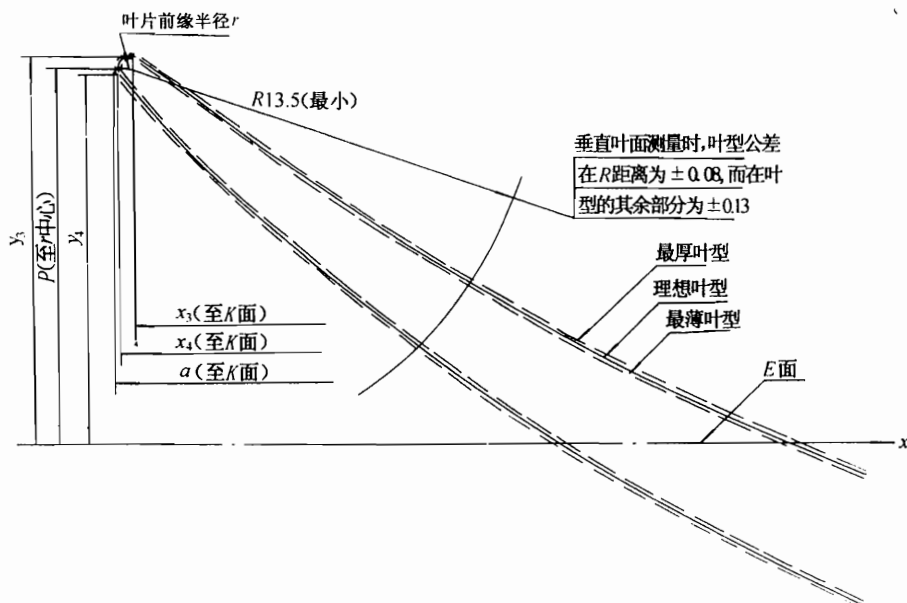


图 10-10 叶片轮廓度公差

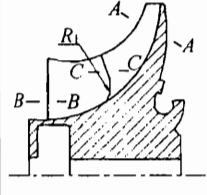
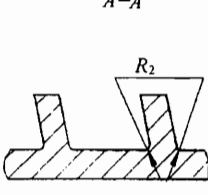
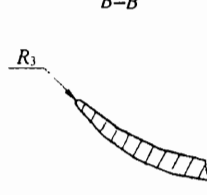
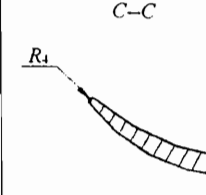
(5) 叶轮上叶片与轮盘之间的转接圆弧半径以及叶片前缘圆弧半径等均为重要尺寸。设计中应结合气动性能、强度计算以及加工工艺诸因素综合考虑确定。见表 10-4。

(6) 叶尖型面的面轮廓度通常为 0.05mm 。其相对于设计基准的跳动通常在 $0.02 \sim$

0.05mm 范围内。叶根轮型面的面轮廓度在 0.2~0.25mm 之间。

(7) 为了提高叶片的抗疲劳强度,可要求对叶片部位进行喷丸处理。

表 10-4 叶片与轮盘转接半径及大、小叶片前缘半径统计值 (mm)

发动机型号	小叶片前缘根部 转接半径 R_1	叶片与轮盘转接 半径 R_2	大叶片各剖面 前缘半径 R_3	小叶片各剖面 前缘半径 R_4
JT15D-4	R_{13}	R_4	由根部剖面 $R_{0.55}$ 过渡至尖部剖面 $R_{0.25}$	由根部剖面 R_1 过渡至尖部剖面 $R_{0.35}$
PT6T-6	$R_{5.5}$	R_3	由根部剖面 $R_{0.35}$ 过渡至尖部剖面 $R_{0.1}$	由根部剖面 $R_{0.31}$ 过渡至尖部剖面 $R_{0.21}$
WZ8A	R_{5-1}^0	$R_{1.5+0.5-0}$	$R_{0.3+0.15-0}$	$R_{0.3+0.15-0}$
图示				

10.3.3.3 叶轮轮盘的设计

叶轮的尺寸以及轮盘的形状在方案设计阶段就应初步确定。在工程图阶段需要对其进行进一步的细化。通常的方法是根据以往的设计经验,并参照其他成熟机种的叶轮,选好盘身的形状,再经过强度计算,反复修改后,就可以确定出较为合理的盘身形状。

叶轮中心一般设置有通孔,传动轴、中心拉杆均由此孔穿过,也可以将此中心孔用作发动机的内部气路。因离心叶轮内孔边缘处的切向应力较高,不宜设计太大的孔,其具体尺寸应与总体结构设计协调,并经强度分析后最终确定。内孔的表面应有较高的表面粗糙度要求,并避免在此区域开孔或开槽。

10.3.3.4 离心叶轮表面粗糙度选择

作为设计基准使用的圆弧端齿或安装边上的定位平面应选表面粗糙度 $Ra_{0.8}$,安装边上的圆柱面应选 $Ra_{0.4}$ 。

叶轮叶片的表面粗糙度可选 $Ra_{0.8}$ 或 $Ra_{1.6}$ 。

叶轮内孔可选 $Ra_{0.8}$ 。

其他表面粗糙度应不低于 $Ra_{3.2}$ 。

10.3.3.5 离心叶轮的材料、毛坯选择、热处理及表面处理

叶轮材料需根据压气机压比、工作转速、工作温度、使用条件和寿命要求等综合考虑选择。

在工作温度不超过 250°C ,负荷不大时,可以选用 LD5,LD7,LD8,LD10 和 LY2 等铝合金。

工作温度高,负荷大时,可以考虑选用 TC4,TC6 和 TC11 等钛合金。

在温度高于 450°C 时,可以选用 GH4169 等高温合金。

毛坯为锻件或模锻件, I 类检验。

热处理 I 类检验。

锻件毛坯要经过超声波检验,成品需作荧光检验。

对铝合金制造的叶轮常采用阳极化处理

10.3.3.6 叶轮的平衡

离心叶轮加工好之后,应进行单件动平衡。图纸上应给出许用不平衡量及加重、取重的位置、方法、要求等。

平衡精度参照 ISO1940 标准选择 G1 或 G2.5 级,也可按以往机种的设计经验给出。见表 10-5。

在组合式压气机转子组合好以后或者是整个燃气发生器转子组合好之后,应再次进行动平衡。

有些发动机在平衡转子时是带着叶轮罩壳等静子件一起进行的,平衡好了之后,不再分解转子,直接进行总装,以便不改变在平衡机上已达到的较高的平衡精度。

表 10-5 小发动机转子平衡精度统计数据

发动机型号	工作转速 (r/min)	修正办法	平衡精度 (g·mm)	平衡转速 (r/min)	备 注
JT15D-4	32760	离心叶轮前后安装边缘面加配重	<18 每校正面	1150~1200	
PT6T-6	37700	轴流一级盘前端面和离心叶轮后端面加配重	<7.2 每校正面	2000~2500	离心叶轮单件平衡 <14g·mm
WZ8A	51800	甩油盘和三篦齿封严环处取材料	<5 每校正面	1300	离心叶轮单件平衡 <10g·mm

10.3.4 叶轮设计举例

10.3.4.1 WZ8 型发动机离心叶轮

该叶轮(见图 10-11)由 TA6VPQ 钛合金锻造成整体毛坯,经机械加工而成。叶轮前部有花键,用来传动轴流压气机转子,后部加工有圆弧端齿,通过长螺栓与涡轮转子相连。

叶片基频要求大于 2550Hz。

10.4 叶轮罩壳的设计

10.4.1 设计要求

叶轮罩壳的结构设计除了要求有足够的强度、寿命,良好的定中心以外,更要求有良好的刚度,其气流通道壁面要求有较小的表面粗糙度。

10.4.2 罩壳设计

(1)材料和毛坯的选择

罩壳的材料选用不锈钢或者高温合金。如 1Cr13、2Cr13、GH3030、GH2132、GH4169 等。毛坯种类为模锻件或旋压件。通常为 II 类锻件。

不锈钢制造的罩壳常采用调质处理,高温合金制造的罩壳常采用固溶处理,热处理检验类别常选 II 类。

在某些功率很小的辅助动力装置或者巡航导弹等动力装置上也有用铝合金制造叶轮外罩的,或者将叶轮外罩与扩压器壁面作成一整体。

(2)基准的选择

罩壳设计基准通常选在将叶轮罩壳安装固定到扩压器或者中介机匣上的圆柱面及端面

铝/硅是罩壳上常用的可磨耗涂层之一。该涂层特性见表 10-6。

图 10-12 某发动机叶轮罩壳及楔形大卡圈

10.4.3.2 WZ8 型发动机的叶轮罩壳

该罩壳由 GH3030 制造,经旋压成形。用螺栓将罩壳固定安装在中介机匣与扩压器之间。罩壳安装边与中介机匣用圆柱面定心,间隙为 $0.02 \sim 0.08 \text{ mm}$ 。罩壳前端插入轴流机匣孔中,配合性质为间隙 $0.07 \sim 0.02 \text{ mm}$ 。罩壳进口气流通道表面上有 12 个特殊形状的孔槽沿圆周均布,发动机在低转速工作时空气从槽中向外排放。见图 10-13。

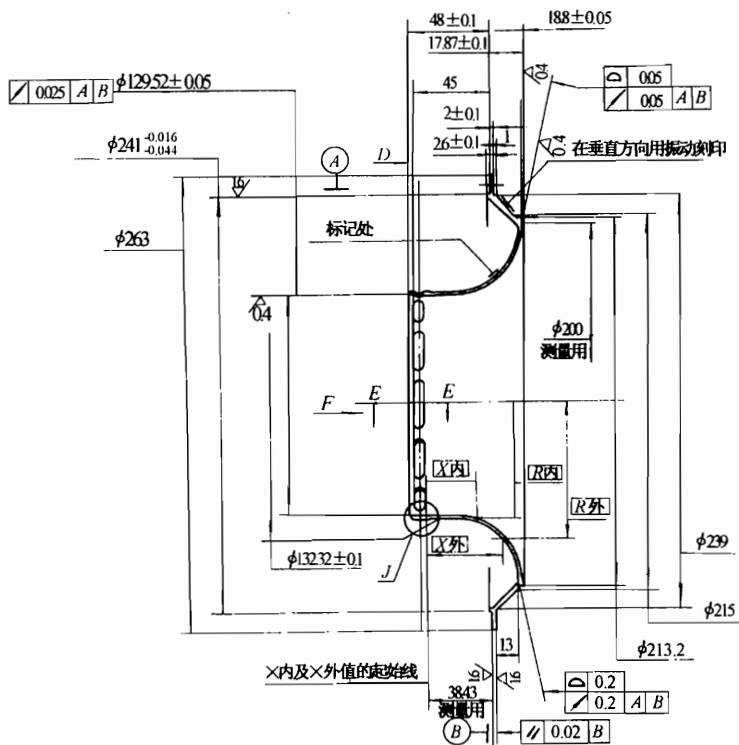


图 10-13 WZ8 型发动机叶轮罩壳

10.5 扩压器设计

10.5.1 设计要求

扩压器的作用是将流经离心叶轮的气流提高压力,降低速度,同时使气流由径向转为轴向,导入发动机燃烧室。

扩压器的设计应满足下列要求:

- (1) 以尽可能小的损失完成扩压;
- (2) 在规定的寿命期间保证工作可靠;
- (3) 尽可能减轻结构重量;
- (4) 恰当选择材料和制造工艺。

10.5.2 叶片式扩压器设计

叶片式扩压器由无叶片扩压段、径向(叶片)扩压段、转弯段和轴向(叶片)扩压段等 4 个部分组成(见图 10-14)。从结构上看叶片式扩压器是由径向扩压叶片、轴向扩压叶片以及带有安装边的组成气流通道的、前、后壁面构成。

叶片式扩压器的结构形式颇多,即可将叶片式扩压器做成一个整体焊接组件;也可将其做成若干小组件,再经螺栓连接而成。有些扩压器甚至将通道壁面与叶轮罩壳做成一体,或者将轴向扩压段并入燃烧室部件中。结构设计时,应根据发动机总体结构及性能的具体要求视情作出不同的选择。

10.5.2.1 叶片式扩压器叶片设计

(1) 无论径向叶片,还是轴向叶片,通常为等截面叶片(见图 10-15)。其叶型公差及叶身表面粗糙度可参照 HB5647 选择。通常叶型轮廓度公差选 1~3 级。叶片表面粗糙度为 $Ra0.4 \sim 0.8$ 。

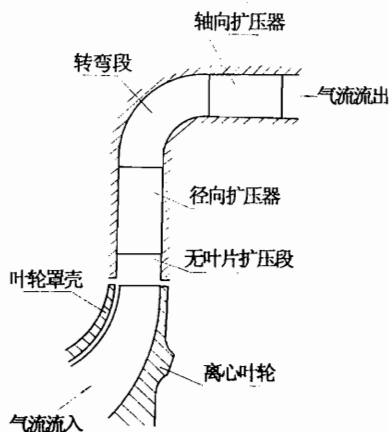


图 10-14 叶片式扩压器示意图

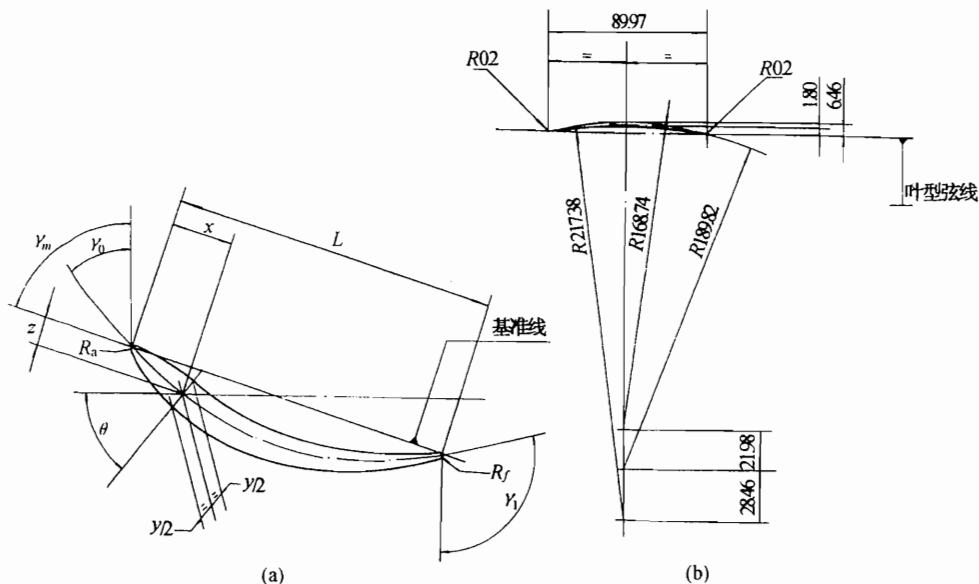


图 10-15 扩压器叶片示意图

(a) 轴向扩压器叶片叶型示意图 (b) 径向扩压器叶片叶型示意图

(2) 叶片在扩压器上的安装固定方式通常有三种：

a. 叶片与扩压器的通道壁面做成一体,即所谓整体式的(见图 10-16)。一般是由锻件经机械加工而成。压比不高,负荷不大时,也可整体铸造。

b. 单独加工叶片(无上下缘板),然后将叶片插入壁面的叶型孔中,经高温钎焊将叶片固定到壁面上。设计时应考虑钎焊时工艺上的要求,叶片与型孔之间的单边间隙以 $0.04 \sim 0.08\text{mm}$ 为宜。必要时可通过选配叶片或修磨叶片来保证。

c. 壁面上没有加工叶型孔,通过叶片端头将叶片与壁面钎焊成一体。见图 10-18。

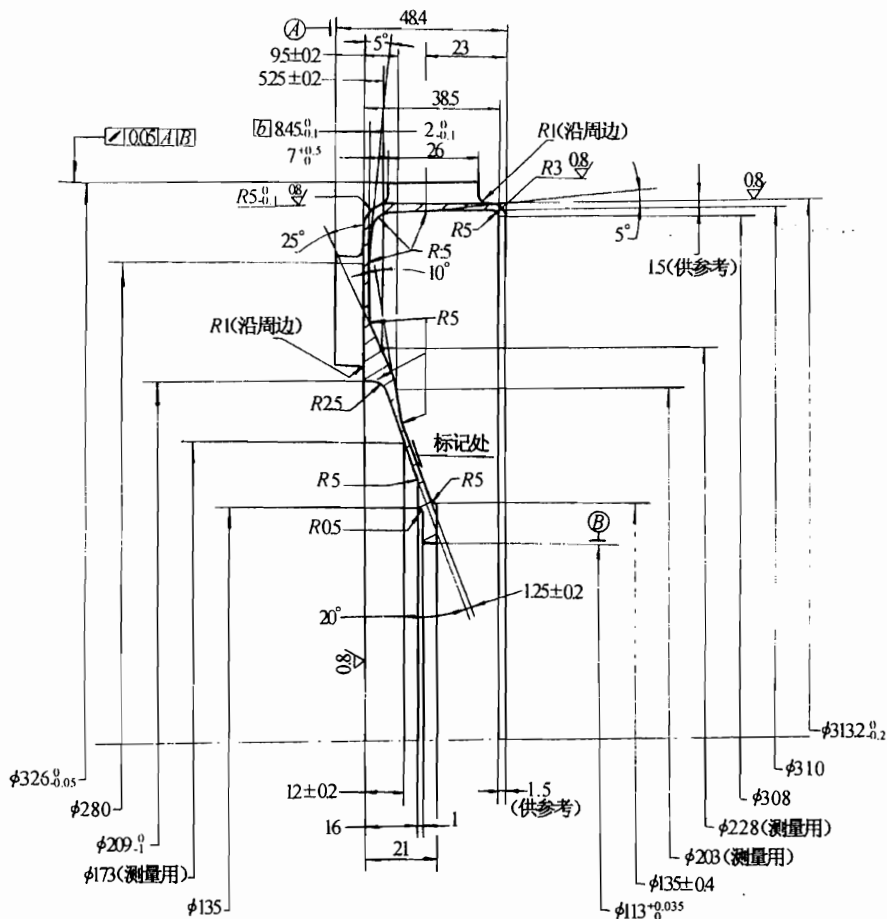


图 10-16 WZ8 型发动机径向和轴向扩压器本体

(3)叶片的材料通常为 1Cr13、Z12CNDV12、GH2132、GH4169 等。在某些压比较低的离心压气机上也有采用铝合金的。

10.5.2.2 扩压器的通道壁面设计

(1) 壁面上通常设计有安装边,通过圆柱面止口或者定位销钉定心,将扩压器与发动机机匣或者其他静子件可靠地连接在一起。设计基准取在安装边上。

(2)气流通道壁面应该有小的表面粗糙度,通常不低于 $Ra0.8$ 。

(3) 壁面的材料通常与叶片的材料一致。毛坯为锻件或铸件。

10.5.2.3 扩压器喉道面积的控制

(1) 扩压器喉道面积的理论值由气动设计师确定,喉道面积的实际值应在测量每个槽道的实际 a 、 b 值后(尺寸 b 见图 10-16,尺寸 a 见图 10-17),通过计算求得。实际喉道面积的公差一般应控制在其理论值 1.5% 范围内。

(2) 扩压器的喉道尺寸 a 及扩压段的宽度尺寸 b 其公差一般为 ± 0.1 。

(3)必要时可通过适当的修磨叶片的前缘或叶盆来保证设计喉道面积的要求。

(4)应将扩压器最终实测喉道面积值标在组件上。

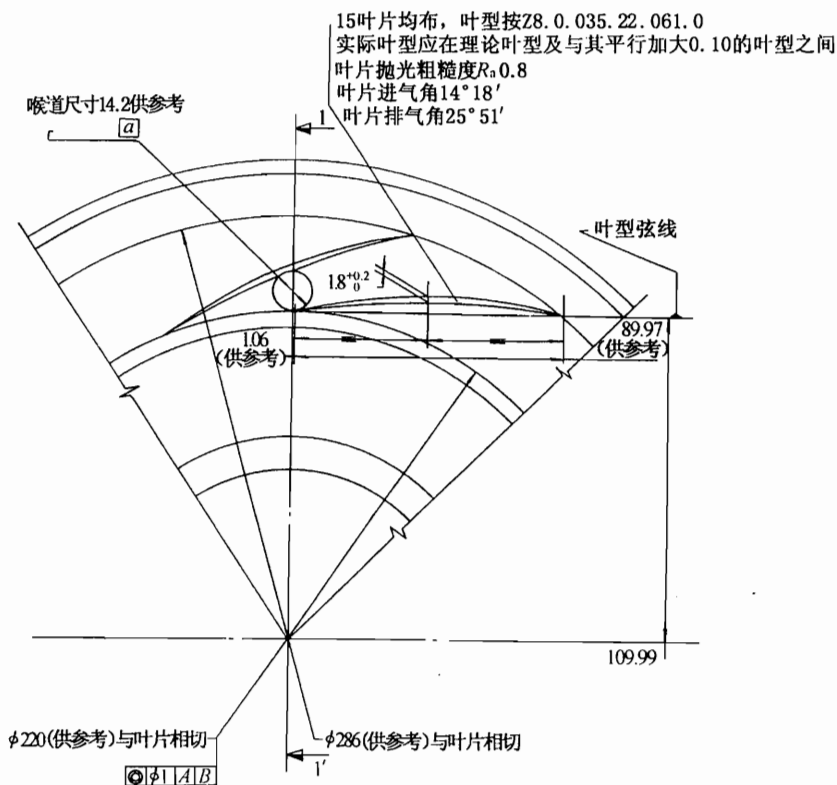


图 10-17 扩压器喉道尺寸示意图

10.5.3 叶片式扩压器设计举例

10.5.3.1 WZ8 型发动机扩压器

该扩压器为一典型的整体焊接结构,由径向和轴向扩压器本体,外罩和安装边等三个主要零件组成的。见图 10-18。

(1)WZ8 型发动机径向和轴向扩压器本体由 Z12CNDV12 锻造后经机械加工而成。径向扩压器叶片和轴向扩压叶片均是在数控机床上铣削出来的。轴向设计基准取在径向叶片端面上,径向设计基准取在内孔上。见图 10-16。

(2)扩压器的外罩是由板料冲压而成,安装边是由锻件机械加工而成。材料均为 Z12CNDV12。外罩与安装边是由电子束焊接成一体。

(3)WZ8 型发动机是通过高温钎焊将其本体与外罩及安装边组件连接成一体式扩压器。为了消除焊接变形带来的影响,所有的重要尺寸都安排在组件上加工。扩压器通过安装边上的螺孔和精密销孔固定到压气机机匣和中介机匣上。安装边上的端面即为轴向设计基准,三个精密销钉孔共同组成径向设计基准,其中最上方的一个精密销钉孔还是角向设计基准。一些主要的尺寸及形位公差要求见图 10-18。

10.5.4 管式扩压器设计

图 10-19 为一典型的管式扩压器。其主要部分有分流环、扩压弯管及导流片。通常将管

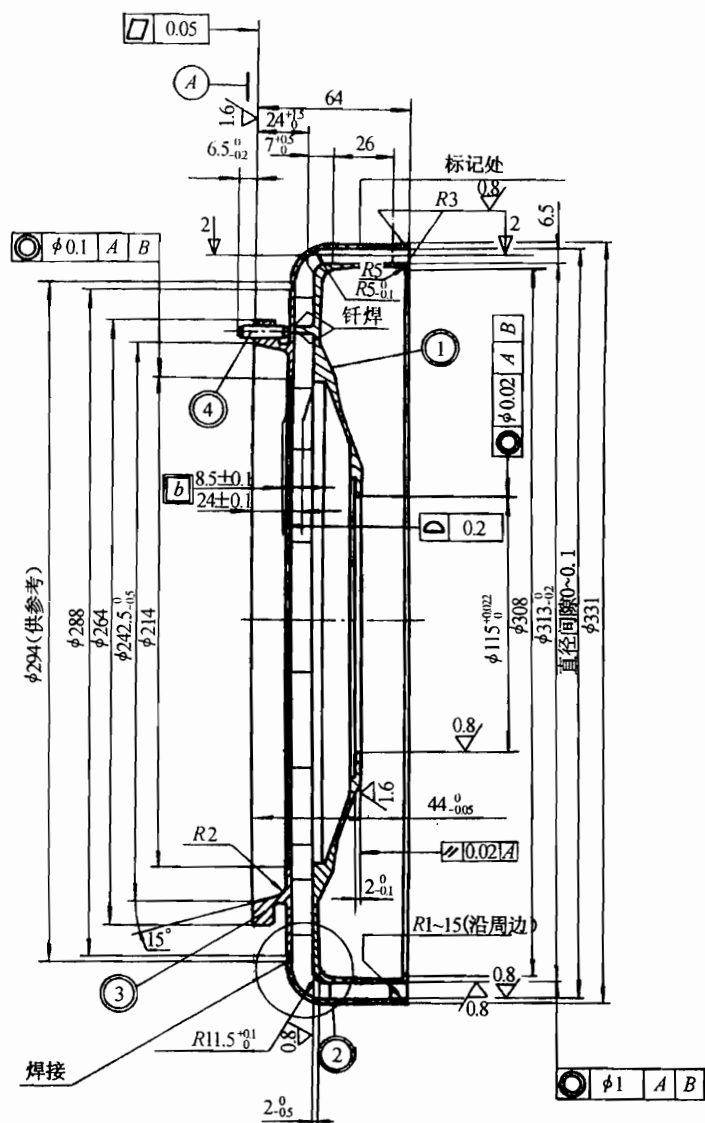


图 10-18 WZ8 型发动机扩压器

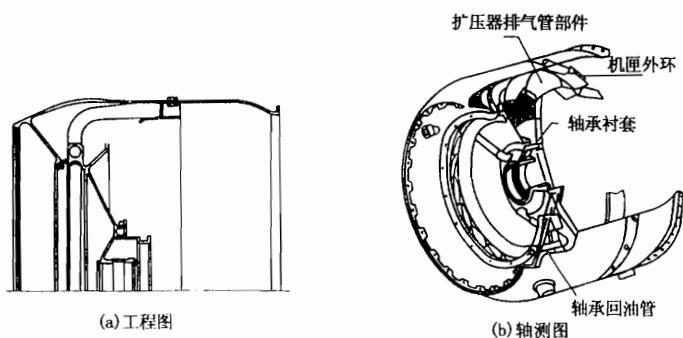


图 10-19 典型的管式扩压器

式扩压器与外机匣,轴承座及各种导管插座焊接在一起,形成一个结构紧凑,强度好,刚性好的盒形承力构件。由于其内腔包含有高压压气机组件、燃烧室组件、高压涡轮组件,所以常将此焊接组件称为燃气发生器机匣。本节仅对管式扩压器的三个主要部分作一简介。

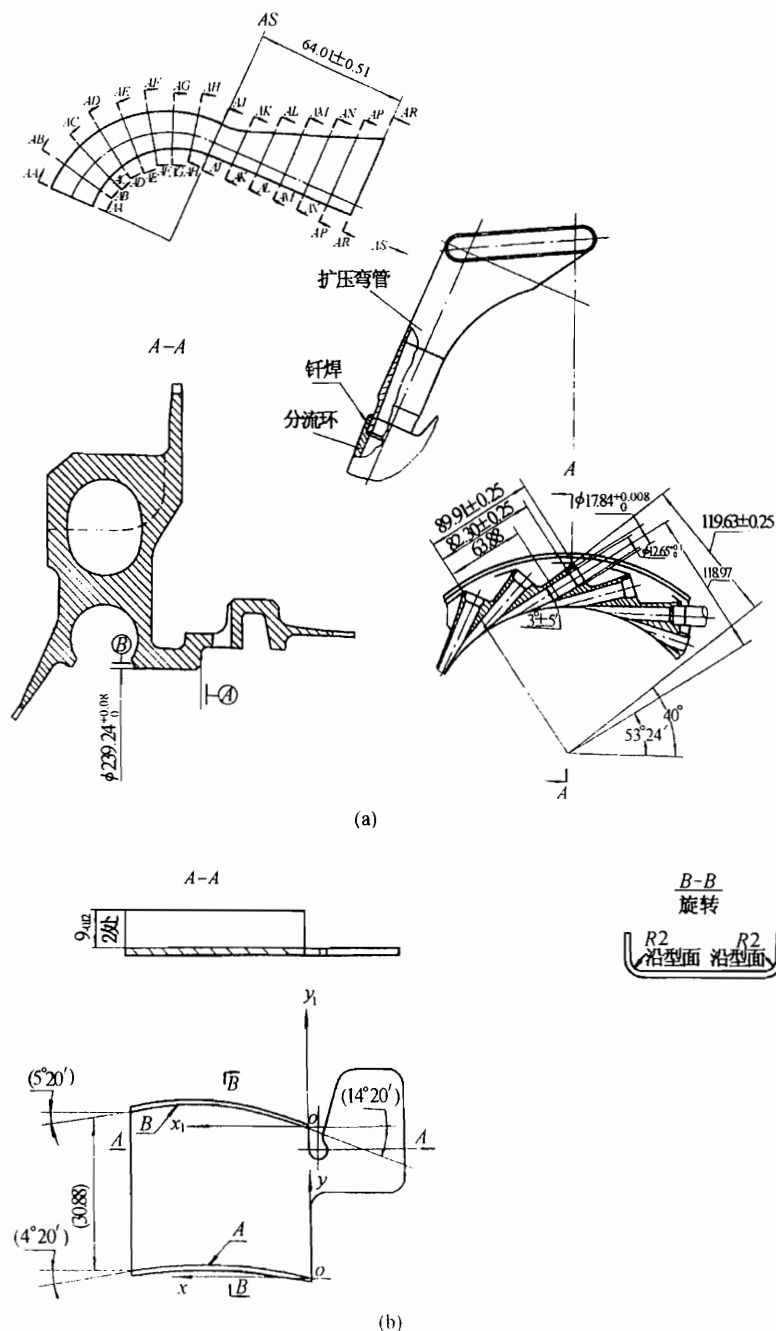


图 10-20 某型发动机管式扩压器

(a) 分流环与扩压弯管 (b) 导流片

10.5.4.1 分流环设计

(1) 分流环通常为环形不锈钢或者高温合金锻件。

(2) 分流环上沿圆周均匀地加工有一组切向孔。这些孔的中心线与同一公切圆相切。切向孔的形式可有多种: 圆柱孔加圆锥孔、圆锥孔加圆锥孔、单一锥孔等等。相邻孔相贯后留下来的脊线是一后掠形的渐变的岭峰, 构成管式扩压器的进口。

(3) 切向孔的另一端为一圆柱大孔, 与扩压弯管相配合, 通过钎焊将每一扩压弯管固装在分流环上。

(4) 分流环上外伸的锥形薄壁(板)将分流环与机匣、轴承座等焊接成不可分的整体结构。

(5) 分流环上有安装叶轮罩壳用的圆柱面及端(平)面, 圆柱面的尺寸精度为 7 级或 8 级, 分流环的设计基准正是取在这两个表面上。

10.5.4.2 扩压弯管设计

(1) 扩压弯管(又叫鱼尾管)是由前、后两段组成, 用氩弧焊焊成一整体。前段是一段机械加工的管子。后段是由两个薄壁冲压件焊成。

(2) 扩压弯管前段插入分流环切向孔中, 通过钎焊固定在分流环上。

(3) 从进口到出口, 扩压弯管截面逐渐由圆孔变成扁孔, 气流流动方向由切向逐渐变成轴向。

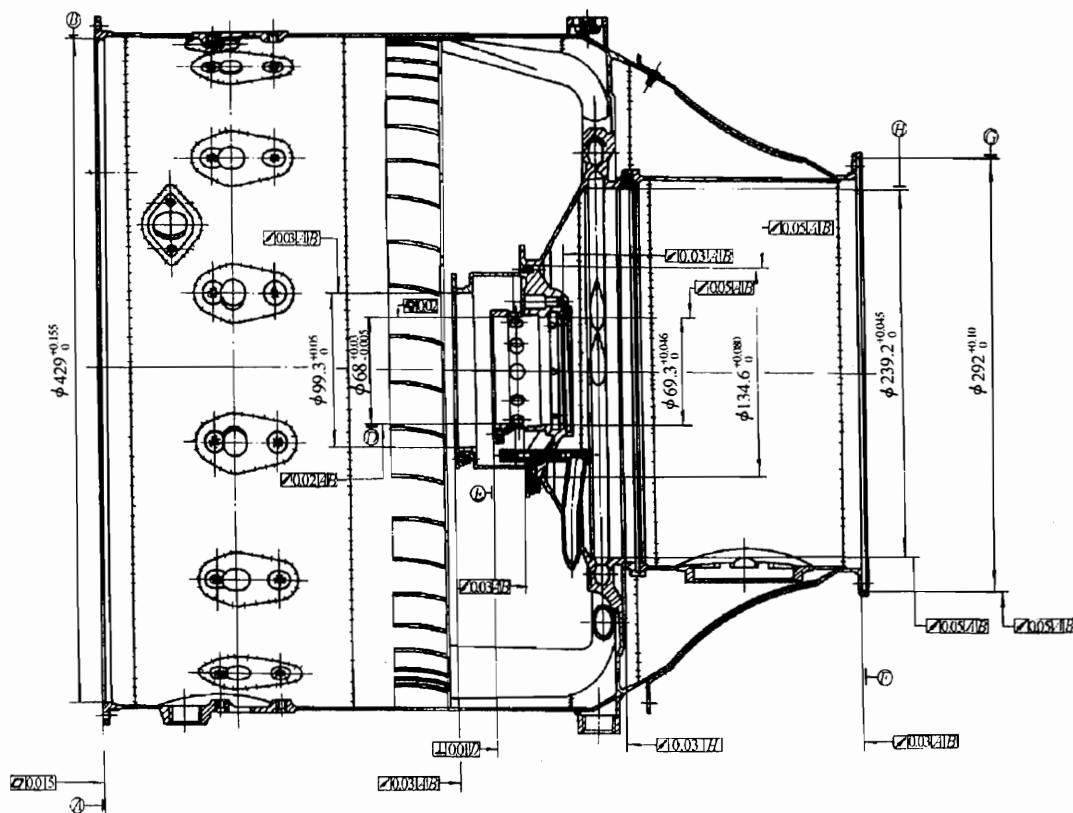


图 10-21 某型发动机燃气发生器机匣

图 10-21 所示为该发动机燃气发生器机匣。其上焊接有图 10-20 所示的管式扩压器。

(4) 为了表示扩压弯管后段的复杂型面, 设计图上要给出若干特征截面上的形状。

10.5.4.3 导流片设计

导流片是一薄壁冲压件。每一导流片上设置有两个整流叶片。通过螺钉固定到燃气发生

器机匣上或者直接点焊到该机匣上。

10.5.5 管式扩压器设计举例

图 10-20 所示为某型发动机管式扩压器,该扩压器的分流环是由 1Cr13 锻件经机械加工而成。环上加工有 21 个圆柱孔和 21 个圆锥孔构成的特形孔。扩压弯管是有 1Cr18Ni11Nb 的导管与壁厚 0.6mm 的同样材料的冲压件焊接而成。弯管插入分流环相应孔中,钎焊固定。导流片为壁厚 0.8mm 的 1Cr13 冲压件,通过 4 处点焊固定在燃气发生器机匣上。

图 10-21 所示为该发动机燃气发生器机匣。其上焊接有图 10-20 所示的管式扩压器。

第 11 章 压气机气动性能试验

11.1 试验类型与任务

气动性能试验是在专门的试验设备上,通过试验的方法求得压气机的气动特性;用以评定压气机的性能水平和为改进设计提供依据;积累试验数据,丰富设计数据库,以完善压气机设计体系。

本章所述的压气机气动性能试验包括叶栅和压气机试验两部分内容。本章内容不涉及压气机机械性能方面的问题。

11.1.1 叶栅性能试验

叶栅性能试验分为以下三类:

- (1)平面叶栅吹风试验。
- (2)环形叶栅吹风试验。
- (3)旋转叶栅试验。

叶栅性能试验的任务是:获取叶型、叶栅的气动特性,研究叶栅通道中气流的流场和流动特性,为压气机的叶栅和叶型设计及改进设计提供数据。

叶栅试验类型的选择应视设计研究需要,依据试验目的和具体试验条件确定。一般情况下,试验是在平面叶栅风洞上进行的,即平面叶栅吹风试验;研究三维流动和端壁效应等复杂流动对叶栅、叶型性能影响时,要在环形叶栅或旋转叶栅试验设备上进行,即环形叶栅吹风试验或旋转叶栅试验。

11.1.2 压气机性能试验

压气机性能试验分为以下三类:

- (1)全尺寸压气机试验。
- (2)模型压气机试验。
- (3)研究性压气机试验。

压气机性能试验的任务是:录取压气机特性,研究压气机内部流动机理,进行压气机性能调试与诊断。

压气机试验时的进口状态可以是模拟大气进气条件,也可以是模拟非大气进气条件(如负压或加压进气、畸变进气等)。各类压气机试验均应遵守相似准则。

压气机试验类型应依据试验研究的目的和具体的加工、试验条件确定。为具有直接应用背景而设计的压气机试验和调试试验,通常选择全尺寸压气机试验,若因试验设备功率不够,可选择做缩尺的模型压气机试验。进行基础理论性研究的压气机试验,则要选择低速大尺寸模型试验或缩尺的模型试验。

11.2 压气机试验

11.2.1 试验目的

- (1)录取压气机的总性能和基元叶片性能;

- (2)测定压气机的稳定工作边界线,确定压气机的喘振裕度;
- (3)测取压气机进出口气流参数场和压气机壁面静压沿流程的分布;
- (4)进行压气机性能调试和诊断。

根据上述试验结果来判断压气机是否达到压比、流量、效率和喘振裕度的设计指标,为修改设计提供数据。

11.2.2 试验内容与要求

11.2.2.1 总性能试验内容与要求

(1)录取各相对换算转速(如 $\bar{n}_c=0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.05$)时压气机的总性能参数,绘制压气机特性线[$\pi_c=f(W_c, \bar{n}_c)$; $\eta_c=f(W_c, \bar{n}_c)$](见图 11-1)。

每条等转速线应由不少于 7 个试验状态点构成,包括最大流量点,近喘振(或失速)点,在最高效率点附近应加密试验状态点。

(2)录取各相对换算转速线上喘振(或失速)点的流量和总压增压比(W_c, π_c),绘制压气机稳定工作边界线(见图 11-1)。

(3)录取设计转速($\bar{n}_c=1.0$)线上设计点的性能参数(W_c, π_c, η_c)。一般测取设计点附近 3 个试验状态点的试验值来准确地确定设计点的性能参数。

(4)录取不同换算转速(如: $\bar{n}_c=0.6, 0.8, 1.0$)时多级压气机各叶片排间壁面静压沿流程分布随流量变化的曲线,并求得各级的静压增压比(见图 11-2)。

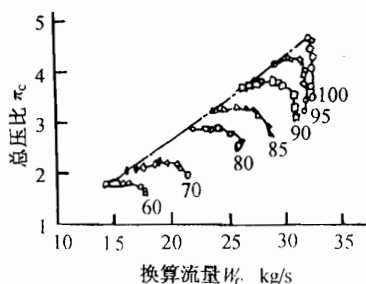
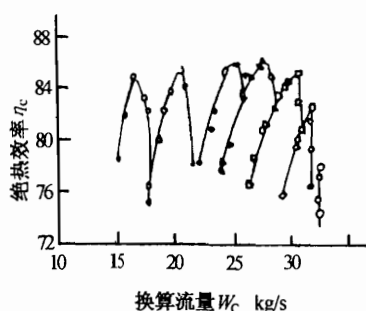
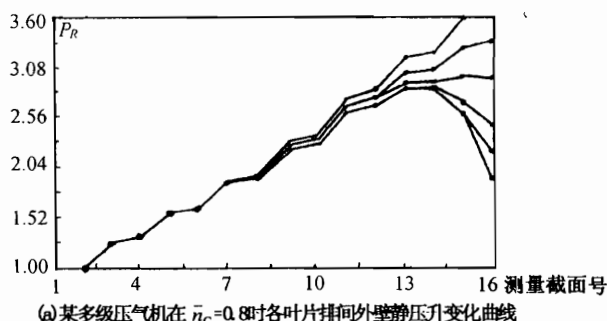
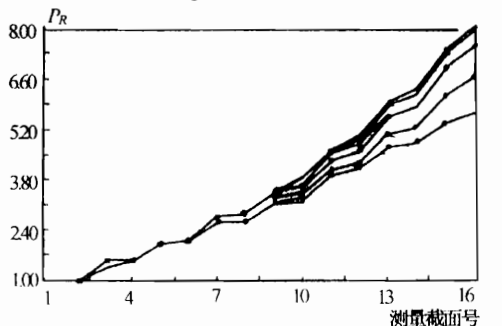


图 11-1 压气机特性线



(a) 某多级压气机在 $\bar{n}_c=0.8$ 时各叶片排间外壁静压升变化曲线



(b) 某多级压气机在 $\bar{n}_c=1.0$ 时各叶片排间外壁静压升变化曲线

图 11-2 叶片排静压升变化曲线

11.2.2.2 基元叶片性能试验内容与要求

(1)录取设计转速时压气机基元叶片性能参数的径向分布。一般取 3~4 种流动状态:最

大流量点,设计点,最高效率点,近喘(失速)点。沿径向测 3~9 个位置,可按设计流面分点,也可按需要确定的叶高位置或相当于叶片高度的 10%,30%,50%,70%,90% 分点。沿径向分点必须包括叶片的尖、中、根 3 个位置。给出基元叶片性能参数的径向分布(见图 11-3)。

(2) 录取设计转速下 3~4 种流动状态:最大流量点,设计点,最高效率点,近喘(失速)点的进出口参数(总压、总温、静压、气流方向角)沿径向的分布和出口总压、总温沿栅距的分布。径向测点 3~9 个,一个栅距内的周向测点数不得少于 7 个。给出进、出口参数沿径向的分布和出口参数沿一个栅距内的分布。

基元叶片性能试验,一般只在设计转速的条件下进行。若设计需要,可另取几个特定的相对换算转速(如: $\bar{n}_C=0.6, 0.8$ 等),测取 3~4 种流动状态:最大流量点,共同工作线上的点(或等节气门线上的点),最高效率点,近喘(失速)点的进出口参数场和基元叶片性能。

11.2.2.3 性能调试试验内容与要求

(1) 压气机进口导流叶片和静子叶片安装角优化组合调试

根据性能优化目标(最高效率,最大喘振裕度,最大流量范围,最高压比),按叶片调整优化计算方法和程序确定的角度(一般需 3~4 组),调定进口导流叶片和静子叶片安装角,测取压气机总性能。获得设计转速时的叶片最佳安装角和优化的压气机设计点性能参数。

(2) 压气机静子叶片安装角的调节规律试验

按优化目标对各非设计转速($\bar{n}_C=0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9$)的进口导流叶片和静子叶片安装角进行优化,确定各排静子叶片的角度调节规律,如图 11-4 所示。测取按照最终选定的静子叶片调节规律下的压气机特性线和稳定工作边界线。

(3) 多级压气机级叠加试验

通过级叠加试验,获取多级压气机中各级的总性能和基元叶片性能,找出性能差的级和级与级之间的匹配问题。

采用级叠加法试验时,要严格控制试验工况,保证各试验压气机都能在设计工况点录取参数,控制该工况点流量与设计流量之差在设计流量的 1% 范围内,以便对录取的各级性能作分析计算。

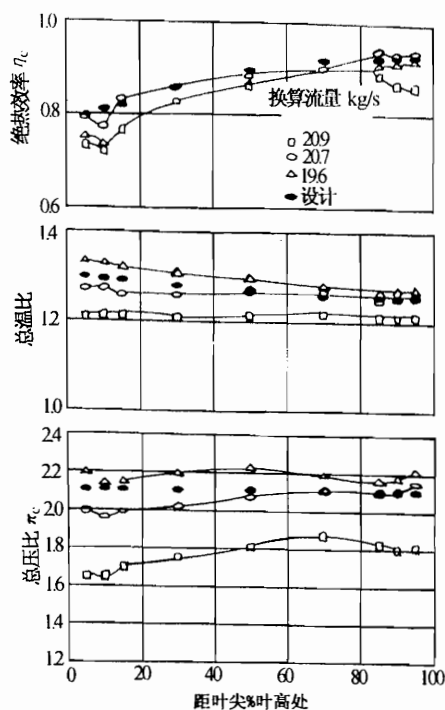


图 11-3 基元叶片性能参数径向分布

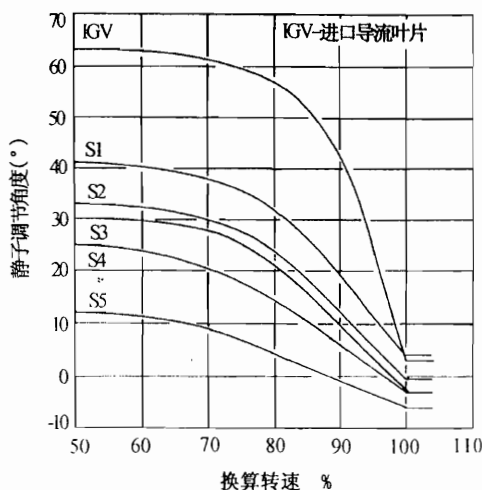


图 11-4 压气机的静子调节规律

11.2.3 测试要求

11.2.3.1 压气机性能试验测量参数和精度

压气机性能试验时,根据不同的试验目的,有不同的测量要求。其测试方式与测量精度应按 HB7115 压气机气动性能试验标准实施。一般所需测量的基本参数和精度要求列于表 11-1。

压气机的性能参数是根据直接测量的参数计算求得的,其精度要求见表 11-2。各性能参数的计算公式见式(11-1)~(11-7)。

表 11-1 性能试验测量参数

测量截面		参数名称	符号	单位	测量精度
试验设备上	测量间	大气压力	P_{amb}	Pa	$\pm 0.05\%$
	防尘网	大气温度	T_{amb}	K	$\pm 0.5K$
	设备轴系	扭矩	M	N·m	$\pm 0.5\%$
		转速	n	r/min	$\pm 0.2\%$
	流量管	静压	P_{s0}	Pa	$\pm 0.1\%$
试验压气机上	进口	总压	P_{t1}	Pa	
		静压	P_{s1}	Pa	$\pm 0.2\%$
		脉动总压	$\bar{P}$	Pa	$\pm 0.2\%$
		附面层厚度	δ	mm	
	出口	总压	P_{t2}	Pa	$\pm 0.2\%$
		静压	P_{s2}	Pa	$\pm 0.2\%$
		气流方向	α	(°)	$\pm 1^\circ$
		附面层厚度	δ	mm	
		脉动总压	$\bar{P}$	Pa	
		总温	T_{t2}	K	$\pm 1K$
	级间参数	内、外壁静压	P_{si}	Pa	$\pm 0.5\%$
		气流方向	α	(°)	$\pm 1^\circ$
		总压	P_{ti}	Pa	$\pm 0.5\%$
		总温	T_{ti}	K	$\pm 1K$
		转子叶片叶尖振频与位移			
		脉动压力	$\bar{p}$	Pa	

质量流量计算公式:

$$\begin{aligned}
 W_{a,c} &= K_w m A q(\lambda) \frac{P_{t0}}{\sqrt{T_{t0}}} \\
 &= K_w m A \frac{P_{t0}}{\sqrt{T_{t0}}} \left(\frac{\gamma+1}{2} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \left(\frac{\gamma+1}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \\
 &\quad \left[\left(\frac{P_{s0}}{P_{t0}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{s0}}{P_{t0}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11-1)
 \end{aligned}$$

表 11-2 性能参数精度

参数名称	符号	精度(%)
质量流量	$W_{a,c}$	± 0.5
总压比	π_c	± 0.3
温升效率	η_t	± 1.5
扭矩效率	η_M	± 1.0

式中: K_w ——流量系数,流量管校准时确定;

A ——流量管测量截面实测面积, m^2 ;

T_{t0} ——流量管测量截面总温, K(开式压气机试验器上,一般取 $T_{t0} = T_{amb}$);

P_{t0} ——流量管测量截面总压, Pa(开式压气机试验器上,一般取 $P_{t0} = P_{amb}$);

P_{s0} ——流量管测量截面静压, Pa;

γ ——比热比;

$m = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$, 对于空气而言, 在常温下取 $\gamma = 1.4$, $R = 287.06 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 则 $m = 0.0404$ 。

总压比计算公式:

$$\pi_C = \frac{P_{t2}}{P_{t1}} \quad (11-2)$$

式中: P_{t1} ——压气机进口截面总压, Pa;

P_{t2} ——压气机出口截面总压, Pa。

温升效率计算公式:

$$\eta_t = \frac{T_{t1}(\pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{T_{t2} - T_{t1}} \quad (11-3)$$

式中: T_{t1} ——压气机进口截面总温, K (开式压气机试验器上, 一般取 $T_{t1} = T_{\text{amb}}$);

T_{t2} ——压气机出口截面总温, K;

π_C ——压气机总压比。

扭矩效率计算公式:

$$\eta_M = 9.549 \frac{\gamma}{\gamma-1} R \frac{W_{a,C} T_{t1} (\pi_C^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{M \cdot n} \quad (11-4)$$

式中: M ——扭矩测量值, $\text{N} \cdot \text{m}$;

n ——压气机转速, r/min ;

$W_{a,C}$ ——质量流量, kg/s ;

π_C ——总压增压比。

稳定工作裕度计算公式:

$$SM_C = \left[\frac{\pi_s / \pi_{\text{ref}}}{W_{C,s} / W_{C,\text{ref}}} - 1 \right] \times 100\% \quad (11-5)$$

式中: π_s ——稳定工作极限压比;

π_{ref} ——参考点的压比;

$W_{C,s}$ ——稳定工作极限的换算流量, kg/s ;

$W_{C,\text{ref}}$ ——参考点的换算流量, kg/s 。

换算流量计算公式:

$$W_C = W_{a,C} \frac{101325}{P_{t1}} \sqrt{\frac{T_{t1}}{288.15}} \quad (11-6)$$

式中: P_{t1} ——试验压气机进口总压, Pa;

T_{t1} ——试验压气机进口总温, K;

$W_{a,C}$ ——质量流量, kg/s 。

换算转速计算公式:

$$n_C = n \sqrt{\frac{288.15}{T_{t1}}} \quad (11-7)$$

式中: n ——物理转速, r/min ;

T_{t1} ——试验压气机进口总温, K。

11.2.3.2 测量截面和测点布置

(1) 进口测量截面应选在第一排叶片前缘上游 $0.3 \sim 1.0b$ ^① 处, 总、静压测点应位于同一截面上。

(2) 出口测量截面的总压和总温测量, 在单级压气机试验时, 选在末排静子叶片排气边缘下游 $0.5 \sim 0.7b$ 处; 在多级压气机试验时, 选在末排静子叶片排气边缘下游 $1.0 \sim 3.0b$ 处。

静压和气流方向的测量截面应在 $0.2b$ 处, 若选用沿径向移动的总、静压、总温复合探针, 测量截面亦可选在 $0.2b$ 处。

(3) 叶片排间内、外壁面静压测量截面应居于该两排叶片之间的中间截面上, 测点位于相邻静子叶片槽道的中点, 可视结构条件适当调整其位置。

(4) 转子叶片后参数测量, 在保证测点位于叶片排间隙之间的前提下, 允许探针支杆置于静子叶片槽道内。

(5) 进出口测量截面探针安装座周向不少于 8 个。径向测点在进口不少于 5 点, 在出口不少于 3 点。

(6) 各截面探针安装座的配置, 应避免上游探针支杆尾迹对下游测量的影响。

11.2.3.3 基本参数的测量要求

(1) 进口总压测量

在周向均匀流场下, 可以用 1 支多点总压探针测量进口总压; 在周向非均匀流场下, 需用 4 支总压探针测量进口总压分布; 有进口支板时, 应测量支板尾迹来修正进口总压值。

亦可采用多点总静压复合探针(普朗特管)测量进口的总压和静压。

(2) 出口总压测量

出口总压测量应考虑叶片尾迹的影响, 可用 1 支沿径向移动的耙形总压探针测量出口总压, 该探针的周向测量范围应为 1.2 倍叶尖栅距, 测点间距为 $3 \sim 5\text{mm}$ 。

另外, 可用多支(10~12 支)多点梳状总压探针测量出口总压, 多支多点总压探针沿周向布置应考虑栅距方向的总压不均匀因素。亦可用多支固定式耙形总压探针, 装于不同径向位置处测量出口总压分布。

还可用位移机构或者旋转机匣带动单点组合探针测量覆盖 1.2 倍栅距的扇形面内的总压。

(3) 进口总温测量

进口总温可以用电阻温度计, 也可用热电偶。测点应设置在试验设备进气系统中气流速度最低的部位。

(4) 出口总温测量

用 1 支沿径向移动的耙形总温探针, 测取径向 $3 \sim 5$ 个位置的温度; 也可用 $6 \sim 8$ 支多点梳状总温探针测量出口总温。多点总温探针的周向布置应考虑周向和栅距内的温度不均匀性。另外, 可用温升法直接测量压气机的温升, 计算压气机温升效率。计算各测量温度时, 应按温度探针形式选取相应的温度恢复系数。

(5) 气流方向测量

可采用不同形式的气动探针(三孔、五孔等)测量气流方向, 探针或位移机构需要有定位基

① b 指对应叶片算术平均半径处叶片弦长的轴向投影长度。

准,其角度分辨率应优于 0.2° 。

(6) 转子叶片后参数测量

用高频响压力探针和高速采集器组成的动态系统测量转子叶片后的参数。

也可用在静子叶片前缘敷设总压和总温测点的稳态测量方法,或者用径向移动的五孔复合探针测量转子叶片后的参数。分析这些测量参数时,要考虑用稳态仪表测量动态参数所产生的影响。

(7) 壁面静压测量

在各测量截面的内、外壁开静压孔,孔径为 $0.5 \sim 1.0 \text{ mm}$,孔深大于 3 倍孔径,孔的中心线垂直于气流方向,孔口应保持锐边无毛刺。进出口测量截面的内、外壁静压孔不少于 4 个,级间壁面静压孔位于静子叶片槽道中心线上,测孔数视试验件具体结构确定。

(8) 流道内静压测量

用多点 Γ 形或单点径向移动静压探针测量静压的径向分布,近壁静压参考内、外壁静压值确定。

(9) 压气机喘振(失速)状态的监测

监测喘振(失速)现象均使用由动态压力传感器及其相应的仪器组成的动态测试系统来监测压气机进、出口脉动压力。当所测压力突变或发生大幅度脉动时,即视为不稳定工作状态的出现。

若用耙形总压探针中的一个测点采集平均半径处的喘振(失速)状态的出口总压时,要进行周向和径向修正;若同时采集平均半径处周向各测点的总压时,仅考虑径向修正即可。

(10) 扭矩测量

用试验设备上的测扭器测量扭矩。要考虑传动轴系的机械效率等因素对扭矩测量值的影响。在无试验压气机或试验压气机不装叶片的情况下进行扭轴动校准,是修正机械效率等影响因素的一种方法。

(11) 转速测量

转速传感器分别设置在动力装置输出轴和试验压气机的传动轴上。动力装置的转速测量系统按其各自的特点选取。试验压气机传动轴的转速可以用转矩转速测量仪测量,亦可以用音轮、磁电式传感器和频率计组成的系统测量。应同时使用两套转速测量系统测取转速,以便相互校验。

(12) 流量测量

用试验设备上的流量管测量流入试验压气机的空气流量。流量管在使用前,要进行精确的校准:实测流量管测量截面的直径,使用 Γ 形静压探针、多点总压探针、附面层探针和壁面静压孔,精确测量其速度分布和附面层厚度等求得流量管的流量系数 K_w 。若有条件,可在专门的气体流量校准设备上校准。试验时,测取的流量管壁面静压沿周向至少应均布 4 个测点,静压沿周向的不均匀度不大于 1%。

11.3 进气畸变试验

11.3.1 试验目的

(1) 确定进气畸变对压气机性能和稳定性的影响;

(2)测定各种进口畸变流型下的压气机总性能和稳定工作边界线(即压气机的特性线),求得压气机对各种畸变流型的敏感度;

(3)测定畸变在压气机中的传递。

11.3.2 试验内容与要求

(1)录取均匀流场(即不装畸变装置)、各相对换算转速($\bar{n}_c=0.5\sim 1.0$)时的压气机总性能和喘(或失速)点参数,绘制均匀流场的压气机特性线(畸变试验的基准特性线)。

(2)测定压气机进口总压畸变流型,确定畸变指数及其图谱(见图 11-5)。

(3)录取各种畸变流型、各相对换算转速($\bar{n}_c=0.5\sim 1.0$)时的压气机总性能和喘(或失速)点参数,绘制压气机畸变特性线(见图 11-6)。

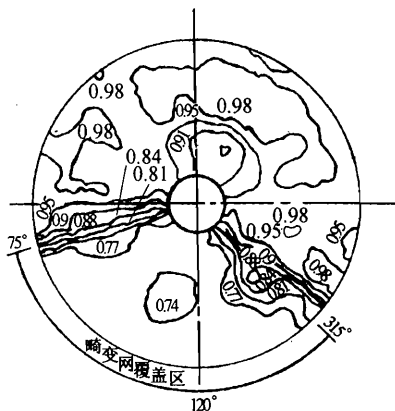


图 11-5 总压图谱

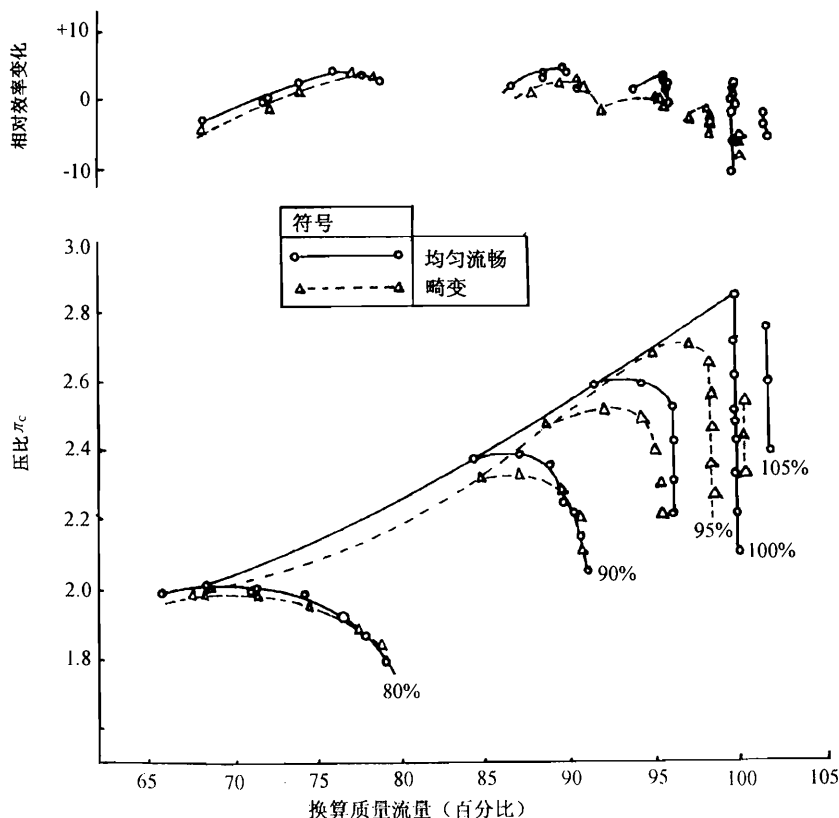


图 11-6 有进气畸变时的压气机特性线

(4)测定进气畸变在压气机中的传递,给出进气畸变造成的压气机出口压力和温度的畸变流场(见图 11-7)。

上述总性能试验的具体要求与 11.2.2.1 条相同。

为了与整个飞机推进系统的相容性检查相配套,对有进气总压畸变的发动机的稳定性作出一致的定量评定,建议按 GJB/Z64《航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机进口总压畸变评定指南、评定技术说明》推荐的方法进行试验,根据试验任务要求的畸变流型选定畸变发生器,进行各种畸变流型的压气机性能试验;并按 HB7115 和 GJB/Z64 推荐的方法分析整理试验数据,建立压气机畸变指数基元与喘振压比损失的关系式。

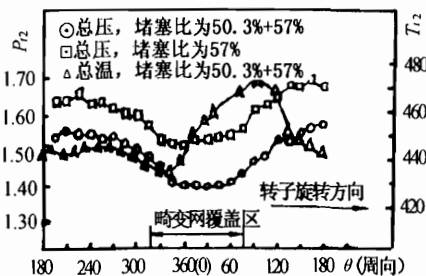


图 11-7 压气机出口总压总温周向分布

11.3.3 测试要求

进气畸变试验的测试、测量参数和精度等要求均同 11.2.3,可参照实施。

为测取畸变流型,要求进口测量截面的测点数为:径向不少于 5 点,周向不少于 6 个均布位置。对于可旋转的畸变网格发生器,一般采用周向 2~3 支径向五点式总静压复合探针来测取对应 6~8 个不同畸变网周向位置的总压、总温值;对于固定式畸变网格发生器,则采用沿周向均布安装 6~8 支径向五点式总静压复合探针来测定畸变流型。

出口测量截面,采用周向各装 2 支耙形总压和耙形总温探针(畸变网后 1 支,无畸变网后 1 支),探针沿径向移动 3~5 个位置,测取出口总压和总温值,用于计算压气机的压比和效率。对于可旋转的畸变网格发生器就可测得对应 6~8 个不同畸变网周向位置的总压和总温值,测出畸变造成的出口压力和温度的畸变流场。对于固定式畸变网格发生器,就要再沿周向装(4~8 支)梳状(3~5 点)的总温总压复合探针来测定出口压力和温度的畸变流场。

级间测量截面上,可在对应畸变网后和无网区各装 1 支径向三点的总压总温复合探针,测取级间的总压总温值,分析畸变的传递。

11.4 级间引气对压气机性能的影响试验

11.4.1 试验目的

- (1)确定引气对压气机性能的影响。
- (2)确定压气机引气位置、引气孔形式、引气孔尺寸、引气孔数目。
- (3)测定压气机引气压力、引气温度、引气流量。
- (4)确定压气机最大允许引气量。

11.4.2 试验内容与要求

主要试验内容有:

- (1)录取无引气条件下的压气机特性线,用来作为分析对比的基础。
- (2)对选定的若干组不同引气位置、引气孔型式、引气孔尺寸、引气孔数目之压气机试验件进行性能试验,录取相应之特性线,并测定各种状态下的引气压力、引气温度、引气流量。

主要试验要求有:

- (1)试验设备应设置集气装置,将从压气机引出的空气收集起来,经导管、测量段、流量计、

调节阀门,排入大气。试验时,通过控制调节阀的开度,保持发动机所要求的引气流量。

(2)在发动机全部工作范围内均需从压气机组件引气,因此压气机引气试验也应在从低转速到高转速的全部工作范围内进行。

对多级轴流压气机及轴流-离心压气机而言,组件试验时往往需要进口节流,在此情况下,压气机引气试验时,试验设备应设置引气装置。该装置主要由真空泵机组、孔板流量计、进气阀、补气阀、冷却器和引气管道等组成,见图 11-8。采用真空泵机组抽气,在引气口处安装压力传感器,准确地测出该处的压力,可通过计算机程序控制补气阀,进行闭环调节,使引气口处的压力与试验压气机的进口压力相协调。

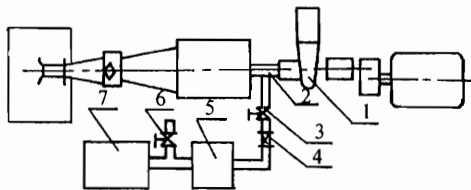


图 11-8 引气装置示意图

1—设备本体;2—试验件;3—进气阀;4—孔板;
5—冷却器;6—补气阀;7—真空泵机组

11.4.3 测试要求

(1)录取压气机特性线的测试要求同 11.2.3。

(2)引气收集装置应设置流量测量装置及测量段,以便实时测定引气流量、引气压力及引气温度。

(3)在结构许可的情况下,可在引气孔前后分别设置测量截面,测取其气流总压、总温和气流方向。

11.5 叶栅试验

本节仅涉及平面叶栅吹风试验和环形叶栅吹风试验。

11.5.1 试验目的

平面叶栅吹风试验主要录取叶栅总压损失系数,落后角,进、出口静压比,出口马赫数及叶片表面等熵马赫数分布等气动性能和流场参数。研究叶型坐标,叶片间距,叶片安装角,进口气流角,进口马赫数和轴向速度密度比对叶栅气动性能的影响,为压气机设计提供参考。

环形叶栅吹风试验主要研究三维效应和端壁效应对叶栅性能及叶片通道内流场的影响。

11.5.2 试验内容与要求

(1)平面叶栅吹风试验可分为亚声、跨声和超声三类。主要试验内容有:

①攻角工作范围试验。除录取设计攻角的气动性能参数外,还应选择适当的非设计攻角作吹风试验,确定叶栅的攻角工作范围。

②进口马赫数范围试验。除录取设计马赫数时的叶栅气动性能外,还需确定合适的非设计马赫数作吹风试验,确定叶栅的马赫数适用范围。

③不同进、出口静压比试验。在叶栅堵塞情况下,叶栅出口流场不会影响进口流动状态。不同的出口反压只会引起叶片通道内激波强度和位置的变化,因而也影响了叶栅的性能。

④轴向速度密度比试验。轴向速度密度比对叶栅性能有明显的影响,它在某种程度上反映了三维效应。

(2) 环形叶栅吹风试验的主要内容有:

① 叶片中间截面区域内的气动性能试验。主要进行设计状态下性能试验, 包括不同进口马赫数时的性能试验, 在堵塞工况下可进行不同反压的试验。

② 气动性能沿叶高分布试验。在叶片高度的不同截面上测定叶栅的气动性能。主要研究三维效应对叶栅气动性能的影响。

③ 叶片端部二次流测定试验。

④ 环形叶栅端壁附面层测定试验。

11.5.3 测试要求

11.5.3.1 平面叶栅吹风试验的测试

测试分参数测量、光学测量和流场显示三类。

(1) 测量的参数见表 11-3。

表 11-3 平面叶栅吹风试验测量参数

参数名称	常用符号	测量位置
进口总压	P_{t1}	稳压箱
进口总温	T_t	稳压箱
进口静压	P_{S1}	栅前测量平面, 风洞侧壁
进口气流方向	β_1	进口测量平面(注: 低速时用方向探针, 高速时由侧壁圆盘确定)
叶片表面压力分布	$P_{S.S}, P_{S.P}$	叶背和叶盆表面
出口壁面静压	P_{S2w}	出口测量平面, 侧壁
出口总压	P_{t2}	出口测量平面, 探针
出口静压	P_{S2}	出口测量平面, 探针
出口气流方向	β_2	出口测量平面, 探针

(2) 光学测量方法有下列几种, 可按设备条件选用:

- 纹影仪, 观察及拍摄激波纹影图像;
- 激光测速仪, 测量叶栅流场的速度场;
- 干涉仪, 测量叶栅流场的速度场。

(3) 流场显示方法有以下几种, 可按情况选用:

- 油流法, 显示叶片表面的流谱, 可判断附面层转换及流动分离;
- 墨水注入法, 显示流动分离的确切位置及叶片表面流谱的动态图像;
- 液晶显示法, 显示叶片表面流动图谱;
- 荧光显示法, 显示叶片表面流动图谱。

(4) 测量结果可整理成下列曲线, 按试验任务的需要可选择其中若干种曲线:

- 叶片表面等熵马赫数分布或压力系数分布, 见图 11-9;
- 出口气流角在一个栅距内的分布, 见图 11-10;
- 总压损失系数在一个栅距内的分布, 见图 11-11;

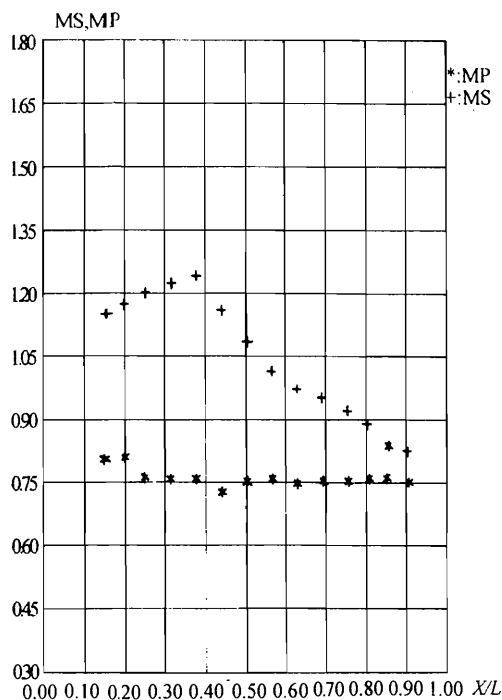


图 11-9 叶片表面等熵马赫数分布

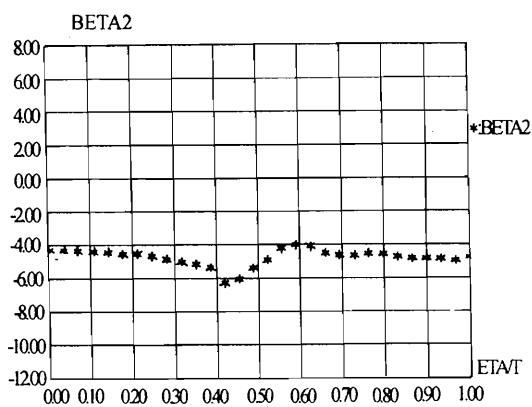


图 11-10 出口气流角分布

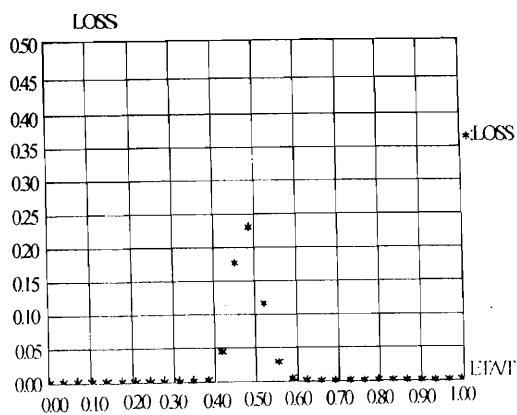


图 11-11 出口总压损失分布

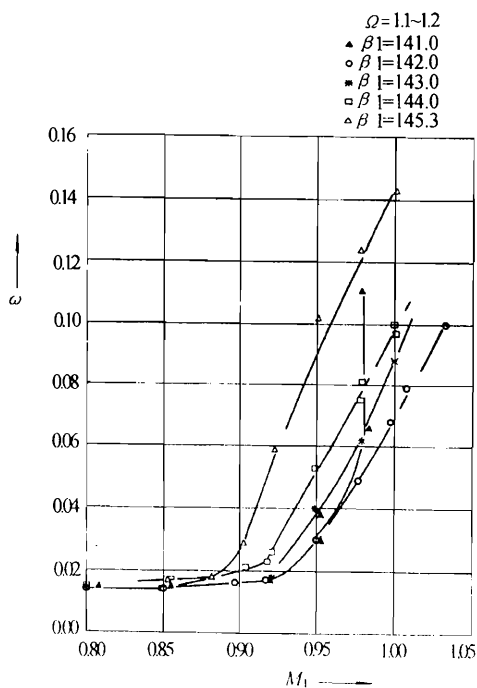


图 11-12 总压损失系数随进口马赫数的变化

d. 不同进口马赫数时的总压损失系数, 见图

11-12;

e. 不同进口气流角时的总压损失系数, 见图

11-13;

f. 不同轴向速度密度比时的总压损失系数;

g. 不同进口气流角时的出口气流角;

h. 不同进口气流角时的气流转折角;

i. 不同轴向速度密度比时的出口气流角;

j. 不同进口气流角时的进、出口静压比;

k. 不同进口马赫数时的进、出口静压比;

l. 不同进口马赫数时的出口马赫数;

m. 不同进口马赫数时的气流转折角;

n. 不同进、出口静压比时的总压损失系数;

o. 不同进、出口静压比时的气流转折角。

11.5.3.2 环形叶栅吹风试验时的主要测量参数

(1) 进口截面: 总温和总压。通常在稳压段中用总温及总压耙测量, 然后取平均值。进口测量平面的内、外圆柱壁面上布置若干测压孔, 测取壁面静压。

(2) 叶片通道中: 测量叶片吸力面和压力面上的压力分布, 内、外壁静压分布。

(3) 出口测量平面: 测量气流总压、静压和方向, 通常用复合探针测量, 探针可在径向和周向移动。

可按试验要求和具体情况选择如平面叶栅吹风试验中列出的光学测量方法和流场显示方法。

数据整理可参照平面叶栅测试要求提出, 并整理出各参数沿叶高的分布。

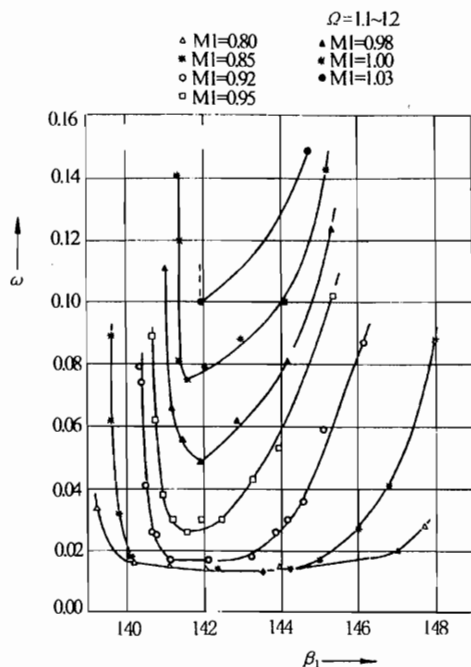


图 11-13 总压损失系数随进口气流角的变化

11.6 低速大尺寸模型压气机试验

11.6.1 试验目的

(1) 进行压气机内部真实流动机理的基础理论性试验研究, 为建立压气机内实际流动数学物理模型提供试验数据, 提高压气机设计水平;

(2) 进行压气机转子内三维流场的试验研究, 为设计提供真实的流场依据;

(3) 进行高压压气机出口级(或高压压气机后面级)模拟试验研究, 测定其损失分布, 为改进设计提供试验数据。

11.6.2 试验内容与要求

(1) 详细测定转子叶片进出口、以至叶片通道内部的三维流动结构, 如: 转子叶片出口三维紊流流场、转子叶片尾迹的三维紊流特征、叶片通道内三维流场等。

(2)详细测定静子叶片的流动特性,如静子叶片出口总压、静压、气流方向沿叶高的分布,叶片及端壁表面流动显示等。

(3)测定高压压气机出口级(或后面级)的高损失区位置及其分布规律,分析损失机理。高压压气机的复杂气流区和有关高损失区示意图参见图 11-14。

(4)测定低速模型压气机性能。

为了模拟重复级的环境,对于高压压气机出口级的试验模型,要建立一个 4 级结构的压气机试验件,其中第三级为试验级。

模型试验的成功取决于气动相似性,在建立模型过程中,不仅必须将几何形状按不同的马赫数严格地建立模型,而且叶型也必须具有相同程度的表面粗糙度,并在具有相同紊流度和雷诺数的流体中进行试验。

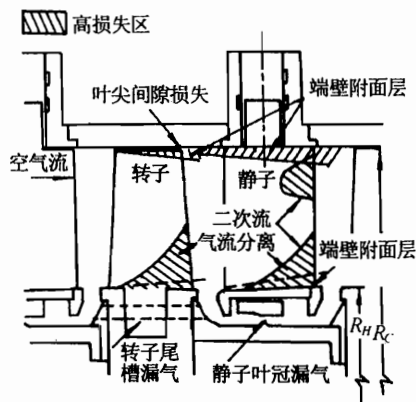


图 11-14 多级压气机高损失区示意图

11.6.3 测试要求

低速模型压气机性能参数和静子叶片气动力参数的测量采用稳态气动探针,其测试要求同 11.2.3,可参照实施。

压气机内精细流场的测量需采用动态测量技术。现已发展起来的测量技术主要有热丝技术、高频压力探针技术、旋转探针技术和激光多普勒测速技术,并配有以计算机为核心的高速数据采集及处理系统。

转子叶片出口流场测量:一般周向测量点跨越 3 个叶片槽道,每个槽道内有 60 个测量点,每站测量 60 周;径向沿叶高 25 个测量站。

转子叶片通道内测量:沿轴向设若干个测量面(按试验要求确定),沿径向设 5 个以上测点,每一轴向截面上都要测得叶片吸力面到相邻的叶片压力面的数据。

限于国内的低速模型压气机试验和动态测试技术尚处在开发研究阶段,本手册暂不提出具体的测试要求,可按试验需要另行确定。

11.7 风扇双涵道试验

11.7.1 试验目的

- (1)录取双涵道风扇的总性能和基元叶片性能。
- (2)测定双涵道风扇的稳定工作边界线。
- (3)测取双涵道风扇进出口气流参数场和壁面静压沿流程的分布。
- (4)分别录取外涵和内涵风扇特性线。
- (5)录取涵道比对风扇总性能的影响。

上述试验结果可用来对风扇的设计性能进行检验,为修改气动设计提供依据。

11.7.2 试验内容 与 要求

- (1)总性能试验内容与要求同 11.2.2.1。

(2)基元叶片性能试验内容与要求同 11.2.2.2。

通常双涵道风扇的特点是大流量、低转速、大尺寸,所需试验功率较大,往往做缩型试验。对小发动机应用的双涵道风扇可做全尺寸试验,不仅能验证设计性能,而且可以考核风扇叶片的强度振动等项目。

试验时,通过调节试验设备排气通道上的两个节流装置,分别控制内涵和外涵的试验状态。

在保持试验转速 $\bar{n}_c$ 不变的情况下,首先交替关闭内外涵节气门,选取接近工作点的试验状态,即此时涵道比和风扇的总流量接近发动机工作要求的数值,确定其节气门角度。

然后保持内涵节气门角度不变,改变外涵节气门录取此 $\bar{n}_c$ 的风扇外涵特性线。

再保持外涵节气门角度不变,调节内涵节气门录取此 $\bar{n}_c$ 的风扇内涵特性线。

11.7.3 测试要求

(1)录取风扇特性线的测试要求同 11.2.3。

(2)出口测量截面安排两处:一处靠近风扇出口静子叶片尾缘,测取全叶高参数;另一处在分流环内,分别测取内涵流道和外涵流道气动参数。

11.8 试验件设计

11.8.1 平面叶栅吹风试验件设计

11.8.1.1 设计前需考虑的问题

(1)试验件应有足够的叶片数,以保证中间 3 个叶片通道流场的周期性。一般至少需有 6 个叶片。

(2)试验叶片应有足够的弦长,以保证能在叶片表面开较多的测压孔。

(3)试验叶片应有足够的展弦比,以保证试验中有足够的主流区。一般展弦比应大于 2.0。

11.8.1.2 主要构件设计

平面叶栅吹风试验件主要有叶片(包括首、末叶片,测压叶片和叶片)和栅板组成。栅板按要求的叶片安装角固定叶片并形成风洞流道的一部分。

(1)叶片设计

首先根据气动设计的结果并考虑上述几个方面的因素,确定叶片弦长。叶栅进口测量平面原则上应位于栅板上,在叶片前缘上游 $0.5t$ 至 $0.5b$ 之间。为确定叶栅进口流场的周期性,进口测量平面侧壁静压孔应在三个叶片通道范围内布置,测压孔数量应尽可能多,而且应满足几何位置的周期性。叶栅出口测量平面位于叶片后缘下游 $0.5t$ 至 $0.5b$ 之间。侧壁开少量测压孔,测出的静压作为判定叶栅出口流场周期性的依据之一。

叶片表面压力测孔通常布置在叶栅中间两个相邻的叶片上。其中一个叶片的测压孔开在叶背表面,另一个叶片的测压孔开在叶盆表面,这两个叶片的吸力面和压力面组成一个叶片通道。测压孔轴线应垂直于当地叶片型面的切平面,孔径一般为 0.5mm ,压力引出孔可用嵌入式或钻孔式,钻孔式可不破坏叶片的型面。叶片厚度允许的情况下,测压孔的数量应尽可能多。

叶片型面应按气动设计的坐标加工,其线轮廓度公差不大于 0.05mm。叶片的前缘和后缘应有直线度要求,对端面应有垂直度要求,两端面之间应有平行度要求。

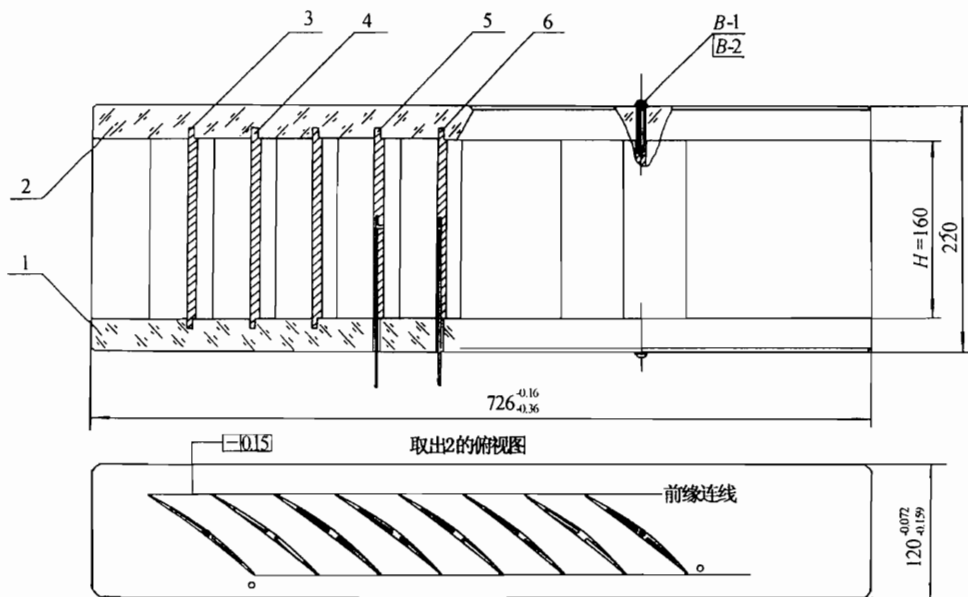
叶片的安装可采用榫头和榫槽方式,叶片上的榫头形式视具体情况而定,一般为长条形。

(2) 栅板设计

根据不同需要,栅板通常分为钢件和有机玻璃件两种,栅板上通常开有叶栅进口侧壁静压孔和安装叶片用的榫槽。栅板气流表面应有平面度要求,其公差通常为 8~9 级,表面粗糙度为 Ra 系列值 0.5。栅板气流表面四周应保留锐边,试验件组装后,所有叶片的前缘应在同一直线上,其直线度公差通常为 0.15mm。

需要进行变轴向速度密度比试验的叶栅,其试验件栅板上布置适当形式和适当数量的通孔或通槽。

典型平面叶栅吹风试验件设计图见图 11-15。

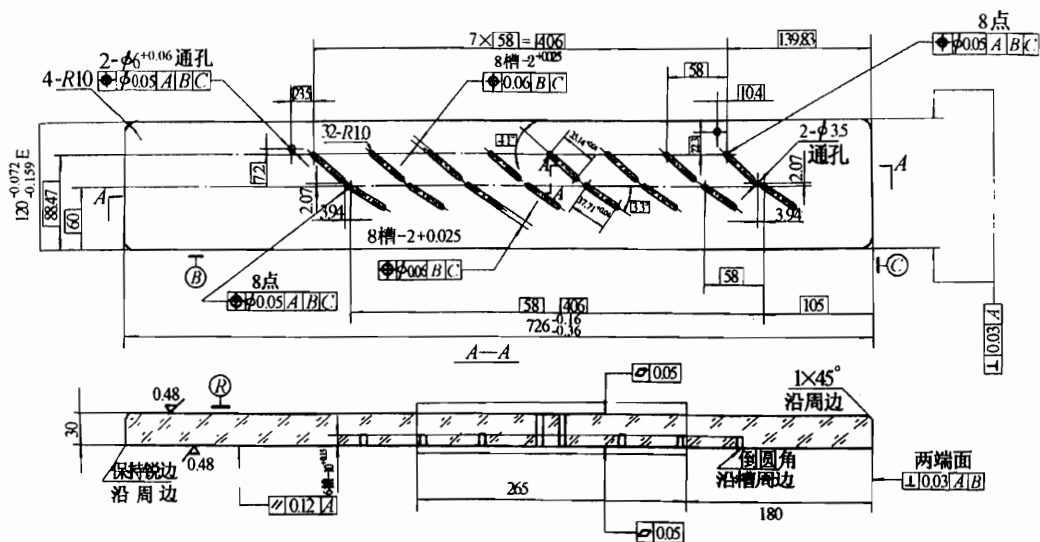


(a) 总图

本叶栅试验件由 4 个 M3 螺钉把 8 块叶片和左、右观察窗组装成叶栅。

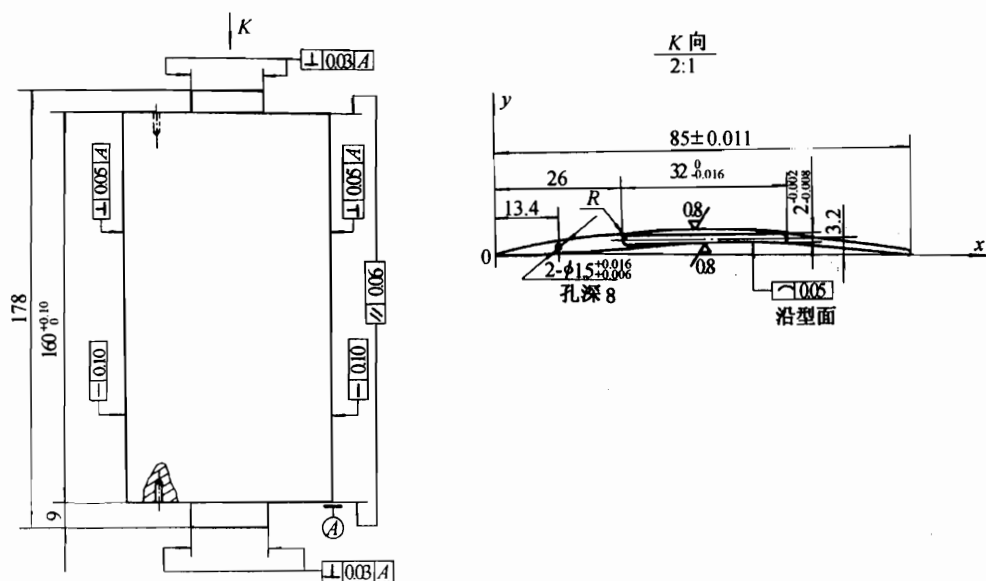
装配时严禁划伤玻璃表面,严禁有害液体侵蚀左、右观察窗玻璃。

本叶栅试验件组装时,不准使有机玻璃产生内应力,以免影响纹影照相,为此在把叶片插入观察窗的榫槽时,如遇到障碍,允许修磨叶片两端的榫头,使其平滑地插入榫槽。

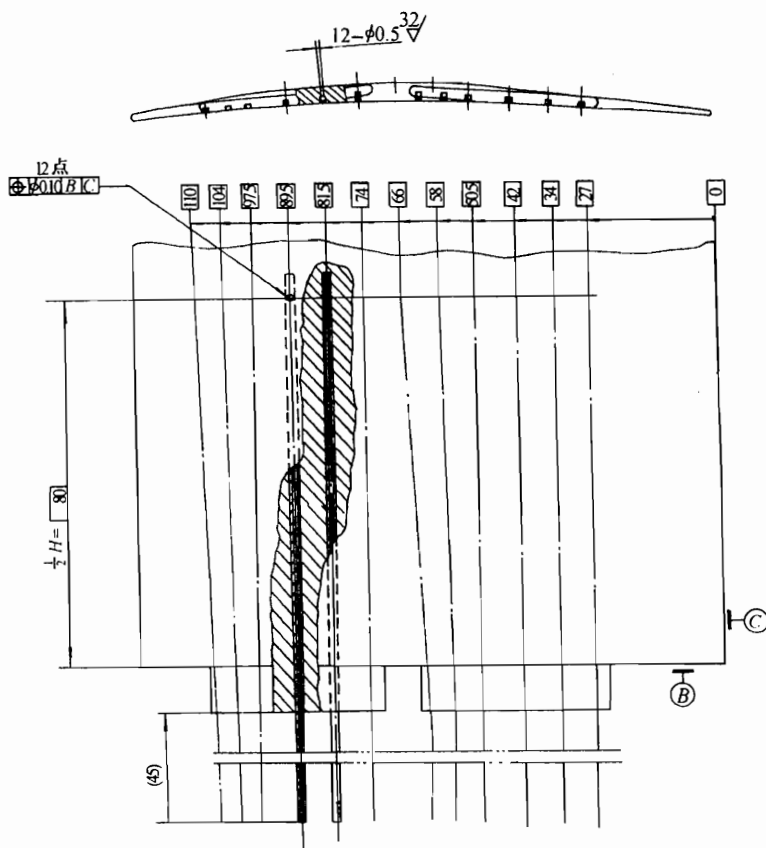


(b) 栅板图

用纹影仪选取符合“光学质量”要求(表面光洁、透光性好、厚度均匀)的航空有机玻璃作为制造观察窗的材料。观察窗加工完后,需经使用单位用纹影仪检查其透光性能,以满足照相清晰的要求。



(c) 叶片图



(d) 测压叶片图

用环氧树脂把连接管($\phi 0.8 \times 0.1$)埋设在叶片表面开出的槽中,并修磨埋设好连接管的叶片表面,使其型面符合叶型图的要求。

12- $\phi 0.5$ 测压孔的中心线应分别与该点的叶片型面之切线垂直,孔的位置应符合图纸给定的要求,孔的周围不准有凹陷、毛刺等缺陷,每个 $\phi 0.5$ 的测压孔必须与对应的连接管 $\phi 0.8 \times 0.1$ 相通,不准有任何堵塞情况。

连接管埋入叶片槽中的一端的端部用环氧树脂封死,防止漏气。

图 11-15 平面叶栅吹风试验件

11.8.2 环形叶栅吹风试验件设计

试验件设计前应根据气动设计要求和承担试验的设备的具体情况确定环形叶栅的叶片弦长和叶片高度。通常叶片高度与叶栅中径之比约为 0.07,叶根和叶尖处叶片间距与中径处叶片间距之比约为 1 ± 0.07 。此时叶栅内流动的二元性较好。

环形叶栅吹风试验件根据试验设备不同可分全环试件和扇形试件两类。一般有前转接段,前测量段,叶片组件,后测量段和后转接段组成。

前转接段包括中心体、支板和内、外同心圆环(扇形试件无需中心体及支板)。支板应呈流线型,并在强度和刚度许可的情况下尽量减小堵塞度。

前测量段为圆柱形内、外环。其轴向长度应在 100mm 以上。叶栅进口测量平面通常位于叶片前缘上游 $0.5 \sim 1.0b$,在该处的内、外环壁上布置若干静压测孔,至少内、外环壁各 4 孔,

沿周向均布。如研究需要可在叶栅进口区安排 3 排静压孔。在条件许可情况下,叶栅前测量平面上设置方向探头及位移机构。

叶片组件由叶片和内、外环组成。叶片型面按气动设计的坐标加工,在相邻的若干个叶片上沿叶高不同截面布置若干排(至少 3 排)表面压力测孔,其数量应尽可能多。其中一部分在叶片吸力面,另一部分在叶片压力面。孔径一般为 0.5mm,测孔的轴线应垂直于当地叶片型面的切平面。叶片通道的内、外环壁上布置若干静压测孔,其数量根据研究的需要和结构的可能而定。

后测量段亦由两个同心圆环构成。叶栅后的测量平面通常位于叶片尾缘后半弦长处,该处的内、外环壁上布置若干静压测孔,周向均布。外壁上应留有探针位移机构的安装孔。通常探针可在周向 $35^{\circ} \sim 45^{\circ}$ 范围内移动。

后转接段由内、外同心圆环和支板构成。支板的总堵塞比应小于叶片的总堵塞比。

环形叶栅吹风试验件的具体结构可参见压气机试验件设计。

11.8.3 压气机试验件设计

试验件设计可以分为下述两种类型:

(1)“单纯”性能试验件(见图 11-16),它是为验证压气机气动设计方法,评定设计压气机的工作状况及其性能水平而设计的。它的气动流道、转子叶片,静子叶片与拟应用的背景压气机组件的气动设计和叶型设计是一致的。但其结构设计,强度计算,材料选用,以及零件的制造工艺技术与背景压气机是不完全相同的,以缩短试验件的加工周期和节省经费。

此种试验件的强度设计,仅以确保其安全可靠运行为原则,对重量不作为指标要求。通常,在预研阶段采用此种形式。

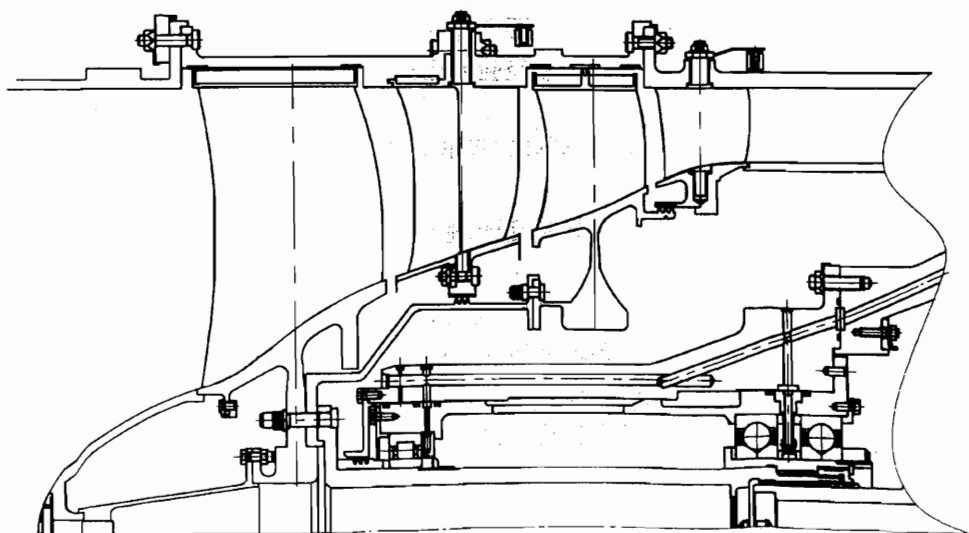


图 11-16 压气机性能试验件

(2)压气机组件试验件(见图 11-17),它是为验证压气机组件气动设计、结构设计,强度计算以及制造工艺技术而设计的,与拟用于发动机中的压气机组件的气动设计,结构设计及其

制造工艺技术是完全一致的。它是为了解该压气机性能、获取有关数据而设计的。

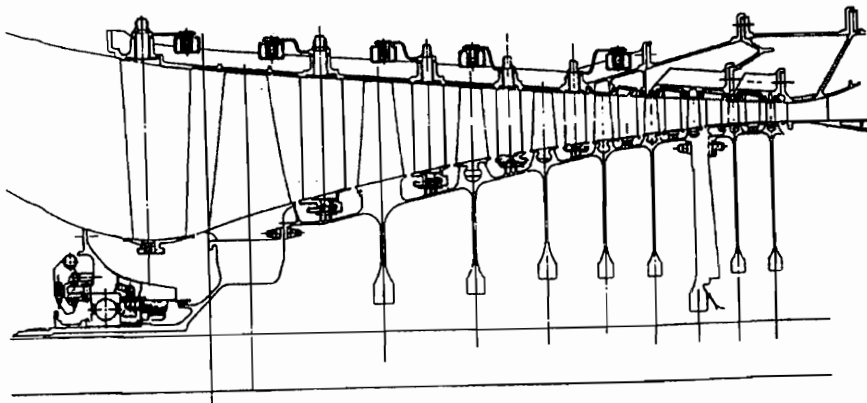


图 11-17 压气机组件试验件

11.8.3.1 设计依据

设计依据主要有:

- (1) 试验件设计任务书或设计技术要求。
- (2) 试验委托任务书或试验技术要求。
- (3) 测量系统设计及其系统图。
- (4) 试验设备的安装要求和接口尺寸。

11.8.3.2 设计中要遵循的原则

除在前面各章节中所述的结构设计原则应遵循外,试验件设计尚须注意如下的特定要求:

- (1) 试验件在试验设备上的安装与拆卸要方便,而且牢靠,并满足试验设备的有关要求。
- (2) 尽可能采用试验件设计已有的成熟经验或已有的成件硬件,以减少技术风险、节省费用,缩短研制周期。
- (3) 转子的轴向力应适中,以保证试验件转子推力轴承具有适当的寿命。必要时采取转子轴向力抵偿措施并控制试验时的节流比。
- (4) 注意试验件转子前支点的封严装置设计,避免润滑油泄漏,防止滑油进入转子内腔或试验压气机主气流通道内。
- (5) 对转子作动力学(临界转速)分析时,应考虑试验设备轴系的影响。
- (6) 应保持试验件转子与试验设备轴之间的同轴度,如 0.05mm。必要时在试验件转子与设备轴之间采用过渡轴或“浮动”联轴节。
- (7) 根据试验要求设置各种测量安装孔、安装座及特种测试的引线孔等。

11.8.3.3 构件设计

具体构件的设计,请参看前面的有关章节,在此处从略。

参 考 文 献

- [1] 周拜豪. 多级轴流压气机设计 S2 流面计算程序用户手册. 中国燃气涡轮研究院.
- [2] 关于简化“径向平衡”、“轴对称”流动、紊流计算: S1 和 S2 相对流面三维理论及计算机程序. 中国科学院动力热物理代表团 中国科学技术情报研究出版.
- [3] 吴仲华. 轴流、径流和混流式亚音速于超音速叶轮机械中三维流动的普遍理论. 上海内燃机研究所增压技术小组.
- [4] 王仲奇. 透平机械流动计算及其数学和气动力学基础. 北京: 机械工业出版社.
- [5] 周新海. 叶轮机械气动计算方法初步. 西北工业大学 702 教研室.
- [6] 周新海. 任意回转流面叶栅分析系统理论手册. 西北工业大学 702 教研室.
- [7] 秦鹏译. 轴流压气机气动设计. NASA SP-36, 1965.
- [8] Frost, G. R., and Wennerstrom, A. J., “THE DESIGN OF AXIAL COMPRESSOR AIRFOILS USING ARBITRARY CAMBER LINES” ARL-73-0170 (AD 765165), July, 1973.
- [9] Hearsey, R. M., “A REVISED COMPUTER PROGRAM FOR AXIAL COMPRESSOR DESIGN. Vol. I”, ARL-TR-75-0001, Vol. I (AD A009273), January 1975.
- [10] Hearsey, R. M. “A REVISED COMPUTER PROGRAM FOR AXIAL COMPRESSOR DESIGN. Vol. II”, ARL-TR-75-0001, Vol. II (AD A009157).
- [11] 尹红顺. 民用发动机低压压气机设计计算方法研究最终报告. YMJ2—2W7, 1992.
- [12] Law C. H. and Puterbaugh S. T., “A COMPUTER PROGRAM FOR AXIAL COMPRESSOR DESIGN (UD300M)” AFWAL-TR-82-2074 (AD B068926), September 1982.
- [13] 王正明. 交替方向积分法解 S1 流面跨音流函数方程. 工程热物理学报. 1984 年第 3 期.
- [14] D. E. Hobbs, H. D. Weingdd, Development of Controlled Diffusion Airfoils for Multis age Compressor Application. ASME 83-GT-211.
- [15] 王正明. 叶栅粘性流动的反问题解. 工程热物理学报. 1989 年第 4 期.
- [16] J. F. Nash, A. G. McDonald, The Calculation of Momentum Thickness in a Turbuent boundary Layer of Mach Number upto Unity. ARCCP 963, 1966.
- [17] W. D. McNally, FORTRAN Program for Calculating Laminar in Arbitrary Pressure Gradients NASA TND5681.
- [18] 程荣辉, 仲永兴. 可控扩散叶型研究的回顾与展望. 燃气涡轮试验与研究. 1991 年第 4 期.
- [19] 程荣辉. 跨音速可控扩散叶型的设计与试验研究. 中国航空学会论文选编, 1995 年.
- [20] 陈矛章编. 粘性流体动力学理论及紊流工程计算. 北京: 北京航空学院出版社, 1986.
- [21] Baldwin & Lomax, Thin-layer approximation and algebraic model for separated turbulent flow, AIAA, jonal, 1978.
- [22] P. S. Granville, Baldwin-Lomax factors for turbulent boundary layers in pressure gradients. AIAA Journal, 25(12): 1624-1627, 1987.
- [23] M. G. Turner and I. K. Jennions An investigation of turbulence modeling in transonic fans including a novel implementation of an implicit $\kappa - \epsilon$ turbulence model. ASME 92-GT-308.
- [24] Y. S. Chen and S. W. Kim, Computation of turbulent flows using an extended $\kappa - \epsilon$ turbulence closure model. NASA-CR-179204, Oct 1987.
- [25] K. Y. Chien, Predictions of channel and boundary layer flows with a low Reynolds number trubulence model, AIAA Journal, Vol. 20, No. 1, pp. 33-38.
- [26] 周新海, 朱方元. 应用 N—S 方程的叶栅粘性流动数值分析, 高性能推进系统工程预研论文集. 航空航天工业部第六二四研究所, 1991 年.

- [27] J. D. Denton, An improved time marching method for turbomachinery flow calculation, ASME 82-GT-239.
- [28] J. D. Denton, The use of a distributed body force to simulate viscous effects in 3D flow calculations, ASME 86-GT-144.
- [29] J. D. Denton, The calculation of three dimensional viscous flow through multistage turbomachines, 1991.
- [30] J. D. Denton, Lessons from Rotor37, 3rd international symposium on aerodynamics of internal flows, 1997.
- [31] A. Jameson, etc, Numerical solutions of the Euler equations by finite volume methods using Runge-Kutta time-stepping schemes, AIAA 81-1259, 1981.
- [32] Dawes, 1986, A numerical analysis of the three-dimensional viscous flow in a transonic compressor rotor and comparison with experiment, ASME 86-GT-16.
- [33] A. Amone, Viscous analysis of three-dimensional rotor flow using a multigrid method, ASME 93-GT-19.
- [34] Chae M. Rhie, etc, Development and application of a multistage Navier-Stokes solver, part I: multistage modelling using bodyforces and deterministic stresses, 1995.
- [35] (苏)IO. H. 聂加洛夫著, 姜树明译. 航空燃气涡轮发动机原理(上册). 北京: 国防工业出版社, 1984.
- [36] Howell, A. R., Calvert, W. J., A new stage stacking technique for axial-flow compressor performance prediction. ASME Paper 78-GT-139, 1978.
- [37] Ronald J. Steinke, A computer code for predicting multistage axial-flow compressor performance by a mean-line stage-stacking method, NASA TP-2020, 1982.
- [38] Kyriacos D. Papailiou, Program for the design of axial compressor stage based on the radial equilibrium equations, AD 733437.
- [39] Richard M. Hearsey, Shoch losses in transonic rotor rows, Richard M. Hearsey, Trans. ASME Journal of engineering for POWER 83: 235-42, 1963.
- [40] 王永明. 基于附面层理论的多级轴流压气机非设计性能计算. 航空动力学报. 1989.
- [41] 唐狄毅编著. 叶轮机非定常流. 北京: 国防工业出版社, 1992.
- [42] Greitzer E M., Surge and rotating stall in axial flow compressors, T. ASME, J. of Engineering for Power, 4, 1976, 190-217.
- [43] Cumpsty N A, Greitzer E M., A simple model for compressor stall cell propagation., T. ASME, Vol. 104, 1, 1982.
- [44] Greitzer E M., Review-axial compressor stall phenomena, Trans ASME Journal of Fluids Engineering 102. 1980, 134-151.
- [45] Greitzer E M., The stability of pumping system-the 1980 freeman scholar lecture, J. of Fluids engineering, Vol. 103, 6, 1981, 193-242.
- [46] Mikolajczak A. A, Pfeiffer A M., Methods to increase engine stability and tolerance to distortions in distortion induced engine instability. AGARD lecture series 72, 1974.
- [47] Takata H, Tsukuda Y, Study on mechanisms of stall margin improvement of casing treatment, Trans. ASME Journal of Engineering for POWER 99.
- [48] 陆亚钧编著. 叶轮机非定常流动理论. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990.
- [49] 周盛主编. 叶轮机气动弹性力学引论. 北京: 国防工业出版社, 1989.
- [50] 杨晓东, 陶德平, 周盛. 对于叶轮机气动弹性力学一个基本假设的讨论. 中国科学. A 辑. 1991. 2.
- [51] 李克俭, 张扬军, 陶德平. 考虑二次流效应的叶片颤振预估方法. 航空动力学报. Vol. 10, No. 2, 1995.

- [52] 宋兆泓. 叶片颤振抑制技术的研究. 航空动力学报. Vol. 3, No. 4, 1988.
- [53] Adamczyk, J. J., Stevens, W., Jutras, R. Supersonic Stall Flutter of Highly Speed Fans, ASME paper 81-GT-184, 1981.
- [54] Mac Cormack, R. W., Paullay, A. J., AIAA paper 72-154, 1972.
- [55] Stargardter, H. Subsonic/Transonic Stall Flutter Study Final Report, NASA CR-165256, 1979.
- [56] 离心式压缩机原理. 西安交通大学透平压缩机教研室. [2]1980. 9.
- [57] 《Compressor aerodynamics》N. A. Cumpsty, 1989.
- [58] 'P&WC TECHNOLOGY LEADERSHIP' A 1285 31404.
- [59] 《Compressor Surge and Stall》Ronald C. Pampreen, 1993.
- [60] 陈光主编. 航空燃气涡轮发动机结构设计. 北京: 北京航空学院出版社, 1988.
- [61] 文集编委会编. 高效节能发动机文集. 北京: 航空工业出版社, 1991.
- [62] 文集编委会编. 高效节能发动机文集. 续集(1). 航空航天工业部第六二八研究所, 1991.
- [63] 北京航空材料研究所主编. 材料数据手册. 航空航天工业部第六〇六研究所, 1990.
- [64] 设计化编委会. 航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则(研究报告). 中国航空工业总公司系统工程局, 1997.
- [65] 赵坚行著. 热动力装置的排气污染与噪声. 北京: 科学出版社, 1995.
- [66] 秦宁京编. 航空燃气涡轮发动机构造及强度计算(上、下). 北京科学教育编辑室, 1962.
- [67] 沈达宽编. 航空发动机强度计算. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [68] 机械设计手册编委会编. 机械设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [69] 编委会编. 航空机械设计手册. 第三机械工业部 612 所.
- [70] 何兴银主编. 航空工程手册. 机械类. 北京: 航空工业出版社, 1994.
- [71] 仲永兴. SB301 超、跨音速平面叶栅风洞总结. SB301-W050, 1986.
- [72] T. Arts R. Heider Aerodynamic and Thermal Performance of a Three Dimensional Annular Transonic Nozzle Guide Vane, Part I: Experimental Investigation, AIAA-94-2929.
- [73] C. H. Sieverding & T. Arts, The VKI Compression tube. Annular Cascade Facility CT3 ASME 92-GT-336.
- [74] H-J. Heinemann, The Test Facility for Rotating Annular Cascade of the DFVLR and Its Measurement and Evaluation Method ICIASF'79.

