

摘 要

低比转速不锈钢冲压焊接多级离心泵的比转速一般在 30~60 之间,且有向着超低比转速方向发展的趋势。它具有流量小、扬程高的特点,广泛应用于锅炉给水、高纯度净水系统以及医药、食品、精细化工、消防、船舶、高层建筑、中央空调及居民生活等行业的液体输送、压力增高和冷、热水循环等领域。低比转速离心泵小流量、高扬程的特点,决定了其叶轮、导叶等过流部件的流道狭长,一般铸造工艺难以成型。采用精密铸造工艺生产,生产效率低,废品率高,成本高。

不锈钢冲压焊接多级离心泵采用冲压、焊接工艺制造,有效地解决了低比转速及超低比转速离心泵在铸造工艺中无法实现的难题,极易实现生产的机械化和自动化,并且冲压焊接多级离心泵的水力性能优于铸造离心泵。本文首先对低比转速离心泵现行的设计理论和设计方法作了介绍,包括加大流量设计法、减小或消除扬程曲线驼峰的途径、无过载设计及复合叶轮设计法等,结合冲压焊接多级离心泵的特点,分析了影响泵性能的各种因素,按照粘性水力设计方法设计了叶轮,并对叶轮几何参数进行了优化,从而达到消除扬程曲线驼峰、无过载及提高离心泵效率的目的;其次对离心泵叶轮内部流场的数值计算提出了合适的湍流模型和数值解法,并对网格划分提出自己的看法;最后利用 CFD 商用软件 CFX 模拟了冲压焊接多级离心泵的刀刃型、机翼型、堵塞流道型叶片叶轮的内部流动,通过对叶轮内部流体流动的模拟,探索了叶轮内部流体流动的规律及分析了泵的性能,减少了对设计经验和试验数据的依赖,达到了缩短研制周期、降低生产成本的目的。为丰富和完善不锈钢冲压焊接多级离心泵的设计理论、提高不锈钢冲压焊接多级离心泵的水力性能提供了有价值的依据。

关键词: 冲压焊接多级离心泵, 低比转速, 叶轮, 优化设计, CFD

Abstract

The low-specific-speed stamping and welding centrifugal pump is the specific speed of pump ranged from 30 to 60, which is widely used in the field of boiler feed, system of highpurity pure water, medicine, foodstuff, fine chemical industry, fire protection, shipping, high-rise, center air-condition, domestic water, pressure boost and cold-hot water cycle and so on. It's characteristics are low capacity and high head, and has a tendency to super-low specific-speed centrifugal pump. The low-specific-speed centrifugal pump has a long and narrow flow passage for its low capacity and high head so as to it found with difficulty. if it is manufactured by precision casting and bring to low production efficiency, high cost and high rejection ratio.

Stamping and welding crafts are used to manufactured multistage stainless-steel centrifugal pump and these crafts can effectively solve the problems in foundry casting technique and can be easily mechanized and automated. The hydraulic performance of stamping and welding pump had advantage of that of foundry pump. The actual design theories and methods for low-specific-speed pump are introduced first, including "the increased flowrate design method", "the method of anti-hump on $H-Q$ characteristic curve", "non-overload design method", "the design method of complex impeller" and so on. According to these methods and the characteristic of stamping and welding multistage stainless-steel centrifugal pump, 3 types of impellers such as edge type, airfoil type and partly blocked-flow-passage type and so on have been designed. This thesis also describes the numerical simulation of three-dimensional turbulent flow in stamping and welding multistage stainless-steel centrifugal pump impeller, points out the turbulence model and numerical solution for it, and gives the writer's view of the grid-generation. According to the distribution of pressure and velocity on the 3 types of impellers, it analyses and describes the feature of internal flow in stamping and welding multistage stainless-steel centrifugal pump impeller. According to the study and comparison on efficiency and reliability, the thesis points out merits and faults of the 3 types of impeller, and draws a conclusion that the partly blocked-flow-passage impeller is fit for the impellers of stamping and welding multistage stainless-steel centrifugal pump. By simulating the impellers inner flow field, the characteristic of impellers inner flow and pump performances are analyzed, This study can be very helpful to improve and optimize the impeller design.

Key words:Stamping and Welding Multistage Centrifugal Pump, Low Specific-speed, Impeller, Optimum Design, CFD

独创性声明

本人声明所呈交的论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得山东理工大学或其它教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

研究生签名：王广业

时间：2006年6月5日

关于论文使用授权的说明

本人完全了解山东理工大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅；学校可以用不同方式在不同媒体上发表、传播学位论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编学位论文。

(保密的学位论文在解密后应遵守此协议)

研究生签名：王广业

时间：2006年6月5日

导师签名：刘汉

时间：2006年6月12日

第一章 绪论

1.1 引言

低比转速不锈钢冲压焊接多级离心泵的比转速一般在 30~60 之间,且有向着超低比转速方向发展的趋势。它具有扬程高、流量小的特点,广泛应用于锅炉给水、高纯度净水系统以及医药、食品、精细化工、消防增压、船舶、高层建筑、中央空调及居民生活等行业的液体输送、压力增高和冷、热水循环等领域。

叶轮是离心泵的关键过流部件,其水力设计的主要任务是设计出能保证各项性能要求的高效率叶轮,水泵的水力性能、振动与汽蚀,主要取决于叶轮性能,叶轮性能的优劣对节能与经济效益的提高有着巨大影响,对国民经济的发展起着举足轻重的推动作用。由于低比转速离心泵叶轮的几何参数较多,对各种水力性能的影响既相互矛盾又相互统一。因此,一个优秀和成功的水力设计必然是一个综合优化设计,从而达到消除扬程曲线驼峰、无过载及提高离心泵效率的目的,这正是今后低比转速离心泵的研究重点之一。

随着计算机技术以及计算流体力学等新学科的飞速发展,数值模拟和理论分析、试验研究一起构成了研究流体流动问题的重要方法。通过对低比转速冲压焊接多级离心泵叶轮内部流体流动的三维粘性数值模拟,可以分析、预测其水力特性,从而掌握离心泵叶轮内部流体的流动规律,减少对设计经验和试验数据的依赖,达到缩短研制周期、降低生产成本的目的,为设计和改进冲压焊接多级离心泵提供了重要依据。另外,低比转速冲压焊接多级离心泵叶轮薄叶片、大包角和流道光滑的特点,决定了其内部流场的复杂性,因此,对冲压焊接多级离心泵叶轮三维湍流数值模拟,具有非常重要的理论意义和重大的应用价值。

1.2 本课题的研究意义

1. 不锈钢冲压焊接多级离心泵,与传统的铸造多级离心泵相比具有以下几个方面的优点:

(1) 高效节能,提高泵的工作效率。由于冲压焊接多级离心泵的泵壳、叶轮等零部件是通过冲压完成的,其尺寸精度、形状位置精度以及安装尺寸都易于保证,泵的过流通道光滑,摩擦力小,水力性能稳定,与铸造多级离心泵偏工况运行、工作效率低相比,不锈钢冲压焊接多级离心泵的工作效率将提高 4~7%,配用电机比相同规格的铸造泵至少小一个档次。

(2) 减轻劳动强度,提高劳动生产率。冲压焊接工艺成型的泵零部件重量轻,无需

翻砂、清砂和大量的机械加工装夹、搬运等繁重的体力劳动，大大减轻了工人的劳动强度；冲压工艺的高效性，容易形成大批量、规模化生产，使得制造工艺过程大大缩短，极大地提高了劳动生产率。特别是对无法铸造的窄长流道的叶轮、导叶等过流部件，用冲压、焊接成型工艺更显示其特殊的优越性。

(3) 节省原材料，降低生产成本。不锈钢冲压焊接多级离心泵所使用的不锈钢板材综合利用率高，一般可达 70~80%，泵的重量轻，强度高，其重量只有同类铸造离心泵的 1/8 左右，比铸造离心泵节材 70%以上。如 50-32-160 型单级铸造泵连同底板净重在 50 kg 以上，而同规格的冲压焊接离心泵净重只有 6 kg。此外加工过程中的耗电量，铸造泵需 100 kw·h 以上，而冲压泵不超过 10 kw·h，从而也降低了生产成本。

(4) 减少铸造行业产生的污染，有利于环境保护。铸造过程中释放出的 CO、CO₂、SO₂、H₂S 等气体，严重污染空气，影响人们的身体健康，破坏生态环境。不锈钢冲压焊接多级离心泵的主要原材料是不锈钢板材，生产过程机械化，属于无废水、废气、废渣排放的“三无”项目。

(5) 便于输送卫生介质，减少二次污染。随着人们生活水平的提高、净水技术的发展和环保意识增强，传统铸造泵的二次污染已无法满足人们对化工、医药、生物、食品、饮料、锅炉给水、净水以及居民生活用水等方面的需求。不锈钢冲压泵在性价比方面，特别是在卫生方面更符合人们的需要。

(6) 使用寿命长，维修方便。不锈钢冲压焊接多级离心泵在结构上配合精密，不易泄漏，抗气蚀性能好，运行更为可靠；其密封结构简单、重量轻、精度高，产品零件互换性好，因而具有易损件少，使用寿命长、维修方便等特点^[1-2]。

总之，冲压焊接离心泵具有高效、节能、节材、保护环境等突出优点，是量大面广的中小型铸造离心泵的理想替代产品。

2. 叶轮内部流动的研究

叶轮是水泵的关键过流部件，其内部流体的流动分析和研究对于提高水泵的效率，改善水泵的性能具有特别重要的意义。为此必须充分了解叶轮内部复杂的流场结构，掌握叶轮内部流体的流动规律，从理论和实验两个方面分析和研究流体在叶轮内部的运动规律，如流场流速分布、压力分布、湍流特征等等，以奠定叶轮设计的理论基础。

目前普遍用于分析和认识离心泵乃至整个叶轮机械内部流动的研究方法，主要有以下三种：理论分析、实验研究和数值模拟。它们各有其特点，并且各有其适用的范畴，由这三种方法构成了流体力学的完整体系。

理论分析的优点是所得结果具有普遍性。其特点在于科学的抽象，即利用数学方法直接求得所研究问题的理论结果，可以清晰地、普遍地揭示物质的运动规律。从而用来指导产品的设计方案，同时也是实验研究和数值模拟这两种研究方法的理论基础。但它的研究对象在物理性质上必须简化，在几何表现上必须规律，而且常常是针对线性控制

方程的。如我国著名的科学家吴仲华教授提出的叶轮机械内部流动 S_1/S_2 两类相对流面理论，这一研究成果对于提高叶轮机械的设计水平具有划时代的意义。但是，由于受当时数学发展水平所限，理论研究只能局限于简单的数学物理模型。而叶轮机械内部流道形状非常复杂，各种影响因素以及各组成部件内部流动的相互作用关系异常复杂。通过理论分析的方法解决各种影响因素之间的相互作用关系，在短期内几乎是不可能的。因此单靠理论分析的方法远远不能满足工业发展的需要。这样实验研究就成了早期研究叶轮内部流动的另一种重要方法。实验结果真实可信，它是理论分析和数值方法的基础，其重要性不容低估。然而，实验往往受到模型尺寸、流场扰动、人身安全和测量精度的限制。另外实验还会遇到经费投入、人力和物力的巨大耗费及周期长等许多困难。此外，实验的手段、数据的精度和可靠性都受到实验仪器性能和实验环境的影响与制约。这样，单凭实验研究不足以完全满足实际生产的需要。特别对于离心泵叶轮，不但自身旋转，而且叶轮流道的几何形状伴有强烈的弯曲和扭曲，其内部流动是复杂的三维流动，实测叶轮内部的流动仍然存在着相当的困难。

近年来，随着计算机技术及计算技术的发展，数值模拟技术（CFD 分析技术）已广泛应用于叶轮机械内部流动的研究。数值计算突出的长处是费用少、计算速度快、能给出详细和完整的信息，很容易模拟真实条件（特殊尺寸、高温、有毒、易燃等）和理想条件（实验中只能接近的）。但是，数值计算的离散化处理不仅在数量上影响计算的精度，而且在性质上还会改变流动的特征。例如，产生数值粘性和频散等伪物理效应。此外，数值计算不仅要依赖于计算机的能力、计算的可能性及其结果的准确性，而且还决定于合理的数学模型和有效的数值方法。数值模拟的优点在于能解决理论分析和实验研究无法解决的复杂流动问题。和实验研究相比所需的费用和时间要少得多，而且有很好的重复性，条件易于控制。因此，用数值方法研究叶轮内部流场已成为选择设计方案和优化叶轮设计的一个重要手段。

1.3 冲压焊接离心泵国内外的研究现状

在国际上冲压离心泵是从 20 世纪 70 年代才开始研制的新产品。最初由丹麦的格罗夫（Grundfos）公司首先采用冲压、焊接方法生产离心泵叶轮，20 世纪 80 年代推出了整体冲压成型多级离心泵，但当时基础研究较薄弱，工艺水平低，产品品种少，没有形成规模。到了 20 世纪 90 年代，国外冲压泵技术有了较大的发展，采用冲压焊接制造的叶轮直径已达到 400 mm，并向着标准化、系列化、通用化方向发展，目前冲压离心泵已达到 9 个系列 480 种规格。日本荏原（EBARA）制作所 20 世纪 90 年代中期，在意大利特伦蒂诺（Trentino）的克莱斯（Cles）离心泵制造厂（LOWARA）生产单级单吸冲压泵，年产量达到 40 万台，并在欧洲申请了三项发明专利、在日本申请了多项发明专利，进行

知识产权保护；美国 ITT 公司也从 20 世纪 80 年代后期开始生产冲压焊接离心泵。

国内也在这方面迅速开展了工作，蔡保元教授等在 20 世纪 90 年代中期，采用稀相轻介质的“粘性三元流”水力设计方法，将两相流泵的水力设计理论与冲压成形工艺结合起来，在工艺上设计了自动组合成型模具，成功研制出 CYB 系列不锈钢冲压焊接单级离心泵，在广东阳江新粤华不锈钢泵有限公司批量生产。其性能优于日本同类产品，被国家科委、国家计委、国家经贸委推荐为优秀节能新产品，并获得国家专利。无锡市化工防腐设备厂开始生产化工不锈钢冲压泵，江苏新亚机械集团靖江科林特种冲压泵厂也开始生产 CYB 系列冲压泵，但产量较小，没有形成规模。

不锈钢冲压焊接多级离心泵正是这样一种更新换代的理想产品，结构简单，性能好、可靠性高，密封性能好，生产工艺先进，通用化程度高，不仅大大降低造价，也大大减少了维修费用，市场前景广阔^[1]。

1.4 离心泵叶轮内部流场的 CFD 分析技术

20 世纪 40 年代末 50 年代初，开始采用数值计算方法来预测离心压气机叶轮内的无粘流动。一般认为在吴仲华教授提出了 S_1/S_2 两类相对流面理论之后，叶轮机械内流无粘数值模拟才得到了迅速发展。至 20 世纪 70 年代，无粘数值模拟已达到了相当高的水平，并陆续应用于工业设计中。20 世纪 70 年代中期后，考虑真实流体粘性效应的数值模拟受到人们的重视。在 20 世纪 80 年代，以求解 Reynolds 平均 Navier-Stokes 方程的叶轮内流湍数值模拟得到了迅速发展。离心泵叶轮内部粘性湍流数值模拟的发展，为认识和掌握离心叶轮内部复杂的三维真实流动开辟了新途径。

近年来，叶轮机械内部湍流数值计算大都采用有限差分法求解 $k-\varepsilon$ 湍流模型或各种改进的模型，但大多数是针对可压缩流场的，计算对象是燃气轮机、压气机、航空推进器等。以水为介质的水力机械内部的湍流流场分析比较少见。其原因在于不可压流体的数值模拟有其特殊的困难，表现为动量方程兼顾了满足动能守恒与动量守恒，而在可压流体的数值模拟中可引进能量方程或状态方程，从数值计算上讲，要同时满足动量与动能的守恒较为困难。目前，对不可压流体的数值求解 N-S 方程使用较多的方法是压力校正法 (PCM)，其中使用最广泛的是压力 - 速度校正法 (PVC)，Patankar 等在 1972 年提出 SIMPLE 算法，其含义为“求解与压力耦合的方程组的半隐式方法”^[3]，随后又出现了多种改进的型式，如 SIMPLER、SIMPLEC、SIMPLEST 等，均已取得相当的成功。

综上所述，在湍流计算方面已经取得了一定的理论积累和成功的经验，叶轮机械的数值模拟已成为当前国际上最活跃的研究领域之一，正朝着实用化、产品化的方向发展，数值模拟技术将成为研究叶轮机械内部复杂流动的有效而强大的工具。

1.5 低比转速泵优化设计概况

低比转速离心泵的优化设计历来就是水泵工作者们最为关心的问题。目前低比转速泵的优化设计思想主要朝着两个方面发展：专用泵优化思想和综合优化思想。鉴于低比转速泵的基本构造已相当完善，以后主要发展为特定工况设计的各种专用泵，专用泵优化思想表现为根据不同的工况和设计要求采用不同的水力设计方法。如特殊的水力设计(无过载设计、加大流量设计等)和特殊的结构、材料和密封等。另外，由于低比转速泵的几何参数较多，而且各种参数对泵性能的影响是相互联系的，各种水力性能之间既相互矛盾又相互统一。因此，一个优秀和成功的水力设计必然是一个综合优化设计，已成为低比转速泵的研究重点之一。

1.6 本文的研究工作

叶轮是实现固体机械能与流体机械能转换的核心设备，是离心泵的“心脏”。叶轮机械水力设计的主要任务是设计出能保证各项性能要求的高效率叶轮，泵的水力性能、振动与汽蚀，主要取决于叶轮性能，叶轮性能的优劣对节能与经济效益的提高有着巨大影响，对国民经济的发展起着举足轻重的推动作用。随着计算机数值模拟技术的不断进步，为离心泵叶轮设计方案的选择及优化设计创造了条件。

本文主要研究低比转速冲压焊接多级离心泵叶轮的方案设计、内部流动分析及其优化设计等，主要包括以下一些内容：

1. 研究低比转速离心泵的设计方法及叶轮参数的优化方法，结合冲压焊接多级离心泵的特点，寻求消除扬程曲线驼峰、无过载及提高效率等冲压焊接多级离心泵叶轮性能的途径。

2. 研究冲压焊接多级离心泵叶轮内部流动的 CFD 方法，包括离心泵叶轮内部流动的 N-S 方程、湍流模型、网格划分、N-S 方程的数值解法以及边界条件的处理等。

3. 借助于 CFD 商用软件 CFX，模拟叶轮内部流体的流动，预测泵的性能，验证设计结果，提高了新产品设计的成功率，缩短了研制周期，节约了昂贵的模具研制费用，探讨利用 CFD 的反问题进行水力设计。

第二章 低比转速离心泵叶轮设计方法

低比转速离心泵小流量、高扬程的特点决定了其独特的结构与水力特性：(1) 叶轮直径相对较大，出口宽度窄，流道狭长，致使圆盘摩擦损失和流道内水力损失较大，从而导致效率较低；(2) 由于叶轮流道扩散严重，在小流量工况下，很容易在叶轮进出口和内部产生回流和脱流，致使损失增加，在外特性上表现为扬程曲线存在驼峰，在小流量工况下易产生不稳定现象；(3) 轴功率曲线随流量的增大而急剧上升，最大轴功率与设计点功率之比远大于一般离心泵的相应值。由于泵的实际运行工况点是经常变动的，该特性很容易在大流量区引起配套电机过载；(4) 低比转速泵流道狭长，对汽蚀汽泡的通过能力弱，因此其汽蚀特性曲线是急速下降的^[4]。

本章分析了低比转速离心泵叶轮内的流动分布，回顾了低比转速离心泵的各种设计方法，指出了各自的优缺点，并对各种设计方法的特点及相互关系作一总结。

2.1 低比转速离心泵叶轮内流分析

现代流动分析和测试研究表明：离心泵叶轮流道内的流动基本上是由相对速度较小的尾迹区和近似无粘性的射流区组成(图 2.1)。尾迹区位于叶轮前盖板和吸力面交接的区域，尾迹区愈宽，射流-尾迹之间的剪切层愈薄，两者间速度梯度愈大，叶轮内的射流-尾迹结构愈强，叶轮内的损失也就愈大。而尾迹的形成是叶轮内边界层的发展、二次流的发展、流动的分层和分层效应等因素相互影响、相互促进而形成的。

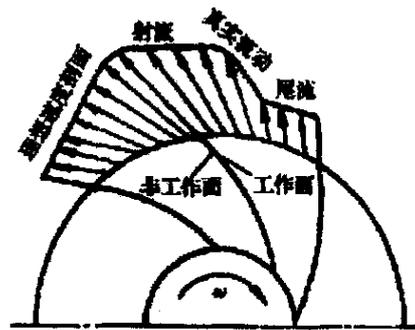


图 2.1 低比转速离心泵叶轮流道内的流动情况

导致叶轮叶片对流道内的液流做功作用不均匀，靠近压力面强，靠近吸力面弱，使流体在逆向压力梯度作用下，靠近出口处吸力面的边界层容易产生分离，使液流在边界层附近产生回流和脱流，这正是吸力面产生尾迹区的原因之一。

对于低比转速离心泵叶轮，叶轮通道上的边界层同时也受到叶轮旋转角速度和叶片型线曲率的影响。反映此影响的大小可用 Richardson 数 R_i 表示^[5]：

$$R_i = 2 \left(\frac{\bar{W}}{R} - \omega \right) \frac{\partial \bar{W}}{\partial y}$$

式中 \bar{W} —液流相对速度
 R —控制点处的半径
 ω —叶轮旋转角速度
 y —叶片型线曲率

对于压力面上的边界层而言, $R_i < 0$, 而对吸力面上的边界层, $R_i > 0$, 即压力面上的边界层是不稳定的, 吸力面上的边界层是稳定的。由于受到叶轮通道内的二次流的影响, 压力面不稳定边界层的低能微团通过前、后盖板进入吸力面上的边界层, 造成吸力面上的边界层愈来愈厚, 压力面上的边界层愈来愈薄, 边界层里的液流速度较低, 边界层外主流的液流速度较高, 这是形成射流-尾迹结构的第二原因。

叶轮的损失主要集中在尾迹区。在尾迹区与射流区之间存在着具有一定速度梯度的区域。速度梯度过大, 会形成射流-尾迹剪切层。由于哥氏力和叶片型线曲率的影响, 使得射流-尾迹结构不能掺混。这不仅影响叶轮的效率, 而且还增大蜗壳内的流动损失, 使泵的扬程和效率下降。

一般离心泵叶片数不多, 低比转速离心泵叶轮叶片上的载荷较大, 吸力面和压力面之间的速度梯度较大, 分层效应显著, 射流-尾迹结构较强, 导致叶轮及蜗壳内的损失较大。为了削弱射流-尾迹结构, 首先考虑增大叶轮出口宽度, 减小叶轮内的相对速度, 以削弱分层效应引起的射流-尾迹结构。此外, 减小叶轮叶片间周向间距, 即取较多的叶片数或采用大包角的后弯式叶片, 能减轻叶片单位长度上的载荷, 减小叶片压力面和吸力面的相对速度差值以削弱二次流、回流及分层效应引起的射流-尾迹结构。

在低比转速泵叶轮内, 二次流、分层效应基本上发生在叶轮出口段。为了减小分层效应, 出口段采用较大曲率半径的叶片型线, 增大叶轮叶片包角, 增加叶轮叶片通道有效长度。而在进口段, 为了减小叶片包角过大所造成的叶轮内沿程摩擦损失, 采用较小曲率的叶片型线。另外考虑低比转速泵圆盘摩擦损失占总损失比例较高, 可增大叶片出口角来减小叶轮出口直径, 以达到减少圆盘摩擦损失的目的^[6]。

2.2 加大流量设计法

在水泵设计中, 通常假定设计点为最高效率点, 设计比转速 n_{sd} 即为最佳工况点比转速 n_{sopt} , 并简写为 n_s 。实践证明, 此假设对中高比转速离心泵较为适用, 但用于低比转速离心泵时, 效率往往很低。因此在设计中普遍采用加大叶片出口角 β_2 、叶片出口宽度 b_2 、泵体喉部面积 F_l 和减小叶轮出口直径 D_2 及减少叶片数 z 等措施来提高低比转速离心泵的效率。加大 b_2 的实质是增大泵的流量而使低比转速泵按增大的比转速来设计, 然

后使其在小流量工况下即低比转速工况下运转。这种增加 b_2 和 F_1 使最佳工况点向大流量偏移的方法称为加大流量设计法。

加大流量设计法的指导思想：对给定的设计流量和比转速进行放大，用放大的流量和比转数来设计一台较大的泵。根据试验统计，对于中、低比转速离心泵， n_s 越高， η 越高； Q 越大， η 也越高；在低比转速和小流量的范围内， η 随比转速和流量的增加迅速提高。且较大泵的 η 曲线基本上包络了较小泵的 η 曲线，因此不仅提高了最高效率和设计点效率，还提高了整个使用范围内的平均效率。

加大流量设计的基本方法是，在大量试验的基础上，对现有有关设计系数进行修正，使之适合于低比转速泵的大流量设计。然后用修正过的系数，综合各种因素，设计出较为合理的流动组合和几何参数组合，用公式表示为^[7]：

$$Q' = K_1 Q, \quad n'_s = K_2 n_s$$

式中 Q , n_s —设计流量，比转速

Q' , n'_s —放大的流量，比转速

K_1 , K_2 —流量，比转速的放大系数

在加大流量设计法中，主要几何参数的选择原则就是尽量减少各种损失，提高泵的效率。对低比转速离心泵而言，机械损失主要是圆盘摩擦损失，而容积损失主要是口环处的间隙泄漏损失和隔舌处的环流损失。几何参数的选择原则：选取较大的叶片出口角 β_2 、叶片出口宽度 b_2 、泵体喉部面积 F_1 和叶片包角 ϕ ，选取较少的叶片数 z 、较小的叶轮进口直径，控制流道面积的变化，叶片前缘前伸并减薄等措施。

由于在加大流量设计法中选取了较大的 β_2 、 b_2 和 F_1 等，在提高效率的同时也带来许多不良特性如：使 $H-Q$ 曲线较平坦，易出现驼峰使运行不稳定；轴功率在相同流量下增大，在大流量区运行时易产生过载现象；在小流量区运行时，由于严重偏离最佳工况，泵的效率低，大泵小用带来了浪费等。

2.3 复合叶轮设计法

低比转速叶轮为了减少流道间扩散，减小有限叶片数影响，往往取较多的叶片数，但叶片数的增多，叶轮进口堵塞严重。为此，每两个长叶片间设置短叶片，所谓偏置短叶片，是将短叶片向长叶片背面偏移布置，以此来改善叶轮及泵体内的流动分布。偏置短叶片可在一定程度上提高扬程（约5%）和效率（约2%）。其原因可以解释为^[9]：

1. 叶片数增多，有限叶片数影响减少；
2. 因靠近长叶片背面的相对速度大，偏置短叶片，可使两个叶道通过的流量趋于相等；
3. 靠近长叶片背面的液流的偏离变大，有一脱流区，偏置短叶片能压缩脱流区，

使流速趋于均匀;

4. 由于短叶片布置在出口部分, 叶轮进口不会造成堵塞, 从而改善了叶轮的抗汽蚀性能;

5. 由于叶轮出口叶片增多, 减少了脱流和边界层分离。

文献^[8]通过正交试验研究得出: 短叶片向长叶片负压面偏置 (0.4θ)、短叶片向长叶片负压面偏转 ($-3^\circ \sim -10^\circ$)、短叶片进口直径为 $(0.6 \sim 0.7)D_2$ 。短叶片与前后盖板固定时对泵的性能有很明显的改善。短叶片偏置设计方案和短叶片偏置改变速度分布分别如图 2.2 和 2.3 所示。

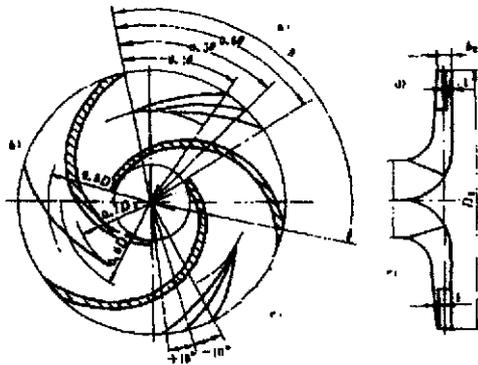


图 2.2 短叶片偏置设计方案

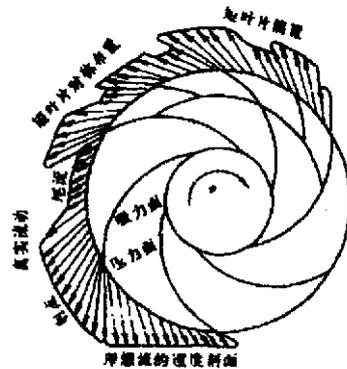


图 2.3 短叶片偏置改变速度分布

2.4 面积比原理设计法

由于采用了加大流量的设计方法, 使运行工况位于小流量区且容易出现具有驼峰的特性曲线, 因而在小流量区容易出现不稳定现象。其主要特征表现为流动参数发生波动, 管路有振动和哮喘产生, 甚至使泵无法正常运行。为了消除驼峰, 改善不稳定性, 许多学者在这方面做了大量的理论分析和试验研究工作^[9-11]。从结构上, 可以设置产生预旋的前置导叶、斜切叶轮出口边、减少叶片数、选取较小的叶片出口角和叶轮出口宽度、设计变螺距诱导轮和复合叶轮等方法。

1938 年 Anderson 提出了面积比原理设计法: 叶轮出口过流面积与泵体喉部面积之比乃是离心泵扬程、效率等性能指标的重要参数。Anderson 的面积比 Y 定义为叶轮出口面积与泵体喉部面积之比, 即

$$Y = 0.95 \pi D_2 b_2 \sin \beta_2 / F_1$$

式中, 0.95 为考虑叶片出口的排挤系数

理论上, 通过研究面积比 Y 对驼峰的影响, 合理选择 Y , 从而获得无驼峰的扬程曲线。一般面积比 $Y = 1.3 \sim 3.0$ 。叶轮出口过流面积与泵体喉部面积之比是控制离心泵扬程、

效率等性能指标的重要参数,即通过控制叶轮与泵体的匹配关系可以产生不同的泵性能。因此面积比原理就是研究这种优化的匹配关系。由面积比 Y 值的定义可知, β_2 、 b_2 、 D_2 、 z 等对泵性能的影响都可以反映在 Y 对泵性能的影响上。研究表明,当 $Y < 2.0$ 时,泵是无过载的,但效率较低,制造也比较困难;相反,当 Y 值过大时,虽然泵效率较高,但是轴功率可能过载。

2.5 无过载设计法

由于离心泵的固有特性之一是轴功率曲线总是随流量增加而不断上升,并且比转速越低,轴功率曲线随流量增加上升越快。这种特性,使泵特别是低比转速离心泵在大流量、低扬程工况运行时极易产生过载甚至烧坏原动机。

为了防止功率过载,可以根据运行范围内的最大轴功率来配用动力,增大电机容量或者增大功率备用系数,即用“大马拉小车”的办法,这将导致能源的极大浪费,因此很不经济。而无过载设计法对出口无流量调节阀的农用及工业用低比转速泵来说,由于是通过改变离心泵的水力设计,而不是增加任何辅助设备来避免过载,因此是最简便和合理的。

无过载离心泵是在关死扬程到零扬程范围内任何工况下运行都不发生过载的离心泵。在叶片出口角 $\beta_2 < 90^\circ$ 时,离心泵的轴功率曲线是一条反向抛物线,有极值。因此无过载设计法就是要综合考虑设计工况和最大轴功率点的优化设计,设计出具有陡降扬程曲线和平坦轴功率曲线的泵。其主要措施是减少 β_2 、 b_2 、 F_1 等参数。其不良后果是流道较狭窄,包角较大,不利于铸造,且效率有所下降。

由于低比转速泵的各种水力性能之间既是相互矛盾又是相互联系的,因此对应的各种水力设计方法之间也是相互联系的。加大流量法可以提高效率,但是由于此时面积比 Y 值比较大,将使特性曲线出现驼峰和轴功率曲线不饱和,从而可能引起不稳定性和过载现象。反之,消除驼峰和避免过载的无过载技术,由于选取较小的 β_2 、 b_2 等将导致面积比较小,从而又会降低效率,而且可能引起制造困难。因此,在设计低比转速离心泵时,应综合考虑各方面的因素,结合现实情况综合优化设计。表 2.2 列出了这两种方法与常规设计方法的特点和相互关系。

表 2.2 各种设计方法的特点及相互关系

项 目	常规设计	加大流量设计	无过载设计
几何参数 β_2 、 b_2 、 F_t	中等	大	小
面积比 Y	中等	大	小
泵效率	低	高	较高
$H-Q$ 曲线	可能不稳定	不稳定	稳定
$P-Q$ 曲线	可能过载	易过载	不过载
最佳效率点控制	较好	差	好
配套功率	裕量较大	裕量大	经济
制造工艺性	一般	好	差

第三章 冲压焊接多级离心泵技术特征与叶轮设计

叶轮、导流筒和壳体是冲压焊接多级离心泵设计中的关键部件,其中具有大包角、长叶片的叶轮设计最具代表性,本章将对冲压焊接多级离心泵叶轮的技术特征和叶轮的粘性水力设计过程进行详细讨论。

3.1 冲压焊接多级离心泵叶轮叶片数的选取

常用泵的设计理论大多是以增加叶片数来减少 u_2 ,从而降低 D_2 的取值,减少叶轮的圆盘摩擦损失。一般比转速越低,叶片数越多。但是选取叶片数过多将会出现以下几个问题:

(1) 过多的叶片数将加大进口排挤系数,造成叶片进口阻塞严重。对低比转速冲压焊接多级离心泵,由于叶片进口粘性效应明显,过多的叶片数将使原来存在的进口处液体堵塞的问题更为突出,同时使得叶轮内的撞击损失增大,导致泵的效率下降。

(2) 过多的叶片数易使 $H-Q$ 曲线出现驼峰,因为叶片数增大使得 Stodola 系数加大,根据 $\frac{H}{\eta_H} = \frac{u_2^2}{g} (1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_2)(1 - \phi \cot \beta_2)$, H 增大,易形成驼峰^[12, 13]。

(3) 当工况点偏离设计工况时,叶轮中将出现脱流现象,叶轮中产生二次流、回流,造成出口速度分布不均匀,出口损失较大,效率低,高效区变窄。

对于冲压焊接多级离心泵,由于叶片的厚度非常薄,仅 0.5~1 mm,而且叶片表面光滑,所以叶片数少量增加对排挤系数的影响不大,实验证明了叶片数为 5 和 6 对比的情况下试验效果差别甚微,但是叶片数不宜过多,主要还是从 $H-Q$ 曲线的形状考虑,为避免出现驼峰,一般 $z \leq 6$;另外,叶片数也不宜过少,光滑的薄叶片在设计过程中难以找到合理的工况点,部分原因是这种光滑叶片的扬程损失十分严重。

综合比较,在冲压焊接多级离心泵当中,叶片数一般选取 5~6 片。

3.2 冲压焊接多级离心泵叶轮叶片长度及包角的变化规律

在低比转速冲压焊接多级离心泵叶轮粘性设计中,采用中间圆前移的双圆弧法,可以很好地控制包角和流道变化,更加符合流体真实流动的物理规律。

从图 3.1 可以得到, $\varphi = \angle AOD + \angle DOF$,式中 $\angle AOD$ 和 $\angle DOF$ 均可以通过几何边角关系求解,两个角度的求解与 D 点的位置有关系,所以中间圆的位置将直接影响包角的大小。

(1) 包角的值比较大。主要由以下两个方面的原因,一是冲压焊接多级离心泵主要

应用于低比转速场合，流道窄长；二是叶片很薄，叶片进出口排挤系数比较小，设计出来的进出口角比较小。因此冲压焊接多级离心泵具有大包角的技术特征。

(2) D_{1c} 控制叶片前半圆弧 r_1 的大小， D_{1c} 增加， r_1 明显增加，而对后半圆弧 r_2 影响不大； D_2 控制叶片后半圆弧 r_2 的大小， D_2 增加， r_2 明显增加，而对前半圆弧 r_1 影响不大； D_c 主要控制包角的大小，中间圆前移后， D_c 变小将会控制包角不至于过大。

冲压焊接多级离心泵具有大包角的技术特征，与之相对应，从叶轮平面展开图中可以看出，弧长取决于包角的大小，在大包角的情况下，弧长自然长，所以长叶片形成了冲压焊接多级离心泵的另一个技术特征^[14]。

3.3 冲压焊接多级离心泵叶片进出口角的变化规律

3.3.1 叶轮叶片进口角的变化规律

泵的外特性主要是与其出口处的几何尺寸有关，因此在叶轮设计过程中叶片出口角的选取至关重要。由于叶轮流道的形状是由叶轮叶片的进出口角共同决定的，对于低比转速冲压焊接多级离心泵来说粘性效应比较突出，因而必须加大叶片进口角。

叶轮进口的结构尺寸通常由理论公式或者经验选取，而叶轮叶片的进口角则由以下步骤确定：

$$(1) \tan\beta'_1 = \frac{V_{m1}}{u_1} = \frac{\varepsilon_1 V_1}{u_1}$$

$$\text{式中： } u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

$$(2) \beta_1 = \beta'_1 + \Delta\beta$$

$$(3) \varepsilon_1 = \frac{1}{1 - \frac{z\delta_1}{\pi D_1 \sin\beta_1}}$$

在引入粘性设计以后， $V_{r1}^2 - Vc^2 = K_\gamma^2$ ，和清水相比，速度场发生畸变， V_1 增大， β'_1 增大，则 β_1 相应增大^[15]。

在设计过程中，冲压焊接多级离心泵由于叶片厚度较小，由上述步骤得到的 β_1 仍然比较小，在此基础上可以再增加一个冲角，主要是考虑对包角的影响。因为基于粘性考虑的冲压焊接多级离心泵设计的一个基本技术特征就是包角比较大，如果在很小的叶片出口角基础上再配上一个比较小的叶片进口角，则叶片包角过大，其结果是造成叶片出口脱流严重，扬程损失较为突出^[16, 17]。

(3) 扬程系数达到最高点的位置与叶片数基本上无关, 在 $\phi = 0.08$ 的情况下, 扬程系数在 $\beta_2 \in (18^\circ, 28^\circ)$ 的范围内达到最大值。

(4) 在 $\beta_2 > 28^\circ$ 的范围内, 扬程系数反而随着出口角的增大而有所降低。因此在低比转速、甚至超低比转速的情况下绝对不宜盲目增大叶轮出口角。

2. 流量系数对叶片出口角和扬程的影响

对于低比转速冲压焊接多级离心泵, 流量系数 ϕ 大多在 0.06~0.1 的区间内变动, 通过相关的试验可知 ϕ 对于 $H - \beta_2$ 曲线的影响:

(1) 在 z 值一定的情况下, 任何 ϕ 值下的 $H - \beta_2$ 曲线最终收敛于一个定值, 该值的大小与 ϕ 无关, 主要取决于 z 。

(2) 在低比转速区域 ($\phi < 0.01$), $H - \beta_2$ 曲线明显存在一个峰值, 当 β_2 超过峰值所在的区域后, 扬程系数将随着出口角的增大而降低。

(3) 在高比转速区域 ($\phi > 0.01$), $H - \beta_2$ 曲线上不存在峰值, 在整个曲线范围内扬程系数将随着出口角的增大而增大, 只是增大的趋势越来越平缓, 最终趋于一个定值。

(4) ϕ 越小, 扬程系数越容易达到最大值。即比转速越低, 达到最大扬程系数所需的 β_2 值越小, 这同时也从另一个方面证明了前面所说的粘性设计低比转速冲压焊接多级离心泵是需要降低叶轮出口角的命题。

(5) 在小出口角区间 ($\beta_2 < 18^\circ$), 扬程系数随着 β_2 增加而急剧增加, 故出口角不宜在这一区间选取, 原因是该区间内 β_2 的细微变化将造成 ψ/η_H 的很大变化, 使得叶轮外径增加, 从而增加圆盘摩擦损失; 而且出口角的制造偏差也同样会对扬程造成影响。

(6) 扬程系数达到最大值的出口角为 $\beta_2 \in (18^\circ, 28^\circ)$, 因此, 设计的冲压焊接多级离心泵叶轮出口角将在这一区间内选取, 当比转速较低时, β_2 宜选较小值。

(7) 从结论 (2) 中可以知道, β_2 的降低不是无限度的, 一般来说, β_2 以大于 18° 为宜。值得指出的是, 在低比转速离心泵的设计中经常使用无过载设计, 若要使离心泵从关死扬程到零扬程整个范围内均不发生超载, 需要满足的条件 $\beta_2 = \alpha_2$, 鉴于低比转速离心泵的流量系数非常小, 出口绝对液流角 α_2 也非常小, 这样设计的具有饱和轴功率特性的离心泵, 其叶轮出口角 $\beta_2 < 10^\circ$ 。从上面的分析可以看出, 如此小的叶轮出口角是不可取的, 必然会造成叶轮外径加大, 从而增加圆盘摩擦损失, 降低了泵效。袁寿其在其著作《低比速离心泵理论与设计》中提出了“广义饱和轴功率特性”的概念, 其目的也是摒弃最大轴功率点即为设计点的做法, 通过适当右移最大轴功率点的位置, 达到加大叶轮出口角的目的, 这样兼顾轴功率特性和泵效的做法无疑是可取的。

总之, 叶轮叶片出口角的确定是一个综合判断的问题, β_2 的取值与很多因素有关, 不是简单地由某一物理量决定, 一个趋势性的选取原则是比转速越低, 叶轮出口角也越小^[20]。

3.4 冲压焊接多级离心泵叶轮主要参数的水力设计

叶轮主要几何参数有叶轮进口直径 D_j 、叶片进口直径 D_1 、叶轮轮毂直径 d_h 、叶片

进口宽度 b_1 、叶片进口角 β_1 、叶轮出口直径 D_2 、叶轮出口宽度 b_2 、叶片出口角 β_2 、叶片数 z 等。叶片进口几何参数对汽蚀性能有显著影响，叶片出口几何参数对 $H-Q$ 曲线具有重要影响，两者对泵的效率均有影响。

(1) 设计参数：流量 $Q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$ ；转速 $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$ ；单级扬程 $H = 7.5 \text{ m}$ ；效率 $\eta = 45\%$ 。

(2) 泵的比转速 n_s

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{(H/i)^{3/4}} = 55.049$$

(3) 确定叶轮的入口直径

选取吸入口径 $D_{oc} = 30 \text{ mm}$ ， $d_{hc} = 15 \text{ mm}$

(4) 吸入室部分设计

对于冲压焊接泵，粘性边界层为 $\Delta = 0.3 \text{ mm}$ ，故 $D_{o1} = 26.7 \text{ mm}$ ， $d_{h1} = 15.3 \text{ mm}$ 。

应用 $D_{oc} = \sqrt{4Q'/\pi V_{oc} + d_{hc}^2}$ ， $\eta_V = 0.85$

$$V_{o1} = 4Q'/\pi(D_{o1}^2 - d_{h1}^2) = 1.285 \text{ m/s}$$

$$V_{oc} = 4Q'/\pi(D_{oc}^2 - d_{hc}^2) = 1.233 \text{ m/s}$$

$$K = \sqrt{V_{o1}^2 - V_{oc}^2} = 0.3597$$

也可以用流量模数 μ 进行校核：

$$D'_{oc} = 25.98 \text{ mm}$$

$$D'_{o1} = 25.4558 \text{ mm}$$

代入公式：

$$Q' = \frac{\pi D_{oc}'^2 D_{o1}'^2}{4\sqrt{(D_{oc}'^4 - D_{o1}'^4)}} \sqrt{2gh}$$

得： $K = \sqrt{2gh} = 0.3595$ ， $h = 0.0065885$ ， $\mu = 0.96$ 。流量将下降 4%，应该按粘性设计。

性设计。

(5) 叶轮参数的计算

$$d_i = [4\Delta(D_{ic} + d_{h1})]^{1/2} = 7.3485 \text{ mm}$$

$$d'_i = 5.9998 \text{ mm}$$

$$V_1 = 1.3247 \text{ m/s}$$

1) 确定叶片入口边高度 b_1

$$b_{11} = \pi D'_i = 0.085836 \text{ m}$$

$$b_1 = Q/\eta_v b_{11} V_1 = 5.132 \text{ mm}, \text{ 取 } b_1 = 6 \text{ mm}$$

2) 确定叶片入口边圆周速度

$$U_1 = \pi m D_{1c} / 60 = 4.50747 \text{ m/s}$$

3) 叶片数 z

叶片数对泵的扬程、效率、汽蚀性能都有一定影响。选择叶片数，一方面应尽量减少叶片的排挤和表面摩擦，另一方面又要使叶片的流道有足够的长度，以保证液流的稳定性和叶片对液体的充分作用。要满足上述要求，叶片的长度 L 和叶片流道的宽度 α_m 应当有合适的比例。通常采用的叶片数为 $z=5\sim 7^{[21]}$ 。

对于低比转速离心叶轮，叶片数经验公式为：

$$z = 6.5 \frac{(R_2 + R_1)}{(R_2 - R_1)} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = 6.33$$

选取 $z=6$ ，多级泵选取料厚 $S=1.0 \text{ mm}$

4) 相对过流面积变化

经四次迭代，小数后三位迭代值不变，得到 $\varepsilon_1' = 1.342$ ， $\beta_1' = 21.5^\circ$

设 $\varepsilon_1'' = 1.25$ 进行迭代，得到：

$$\beta_1'' = \arctan \frac{V_{m1}}{U_1 - V_{u1}} = 22.8957^\circ$$

$$\varepsilon_1'' = \pi D_{1c} / (D_{11} - z S / \sin \beta_1'') = 1.298$$

5) 确定叶片入口安放角 β_1

$$\beta_1 = \beta_1'' + \tan^{-1} \frac{1.6/2}{11\sqrt{2}/2} = 28.7689^\circ, \text{ 取 } \beta_1 = 28.8^\circ$$

6) 确定叶轮外径 D_2

$$D_2 = [D_{1c} + (4H/P\eta_m\eta_v n^2 + D_{1c}^2)^{1/2}] / 2 = 83.27 \text{ mm}$$

选取 $D_2 = 85 \text{ mm}$ ， $U_2 = \pi m D_2 / 60 = 12.9 \text{ m/s}$

7) 确定叶片出口宽度 b_2

$$b_2 = k_{b2} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 0.4 \times \sqrt[3]{\frac{2}{3600 \times 2900}} = 2.306 \text{ mm}, \text{ 取 } b_2 = 3 \text{ mm}$$

8) 引入叶轮畸变方程

当流速扩散：

$$\begin{cases} K_m = V_{m21} - V_{m22} \\ K_m^2 = V_{m2c}^2 - V_{m21}^2 \end{cases}$$

$$V_{m2c} = K_{mc} \sqrt{2gH} = 1.3344 \text{ m/s}$$

$$t' = \pi D_2 / z - S / \sin 19^\circ = 41.412 \text{ mm}$$

$$d_i = 0.8 \sqrt{\frac{4}{\pi} (b_2 - \Delta + t') \times 2 \times 0.3} = 4.7879 \text{ mm}$$

$$d_{m2c} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \times 41.412 \times 5.75} = 17.417 \text{ mm}$$

$$d_{m21} = \sqrt{\frac{4}{\pi} [41.412(b - \Delta)]} = 16.74 \text{ mm}$$

$$K_m = 4(d_{m2c}^4 - d_{m21}^4)^{1/2} / \pi d_{m2c}^2 d_{m21}^2 Q / z \eta = 0.1896 \text{ m/s}$$

$$V_{m21} = \sqrt{V_{m2c}^2 - K_m^2} = 1.3209 \text{ m/s}$$

$$V_{m22} = V_{m21} - K_m = 1.131 \text{ m/s}$$

$$V_{m22} \gg K_m \quad V_{m22} \gg K_m$$

满足设计要求，可以高效输送。

9) 确定叶片安放角 β_2

$$d'_i = d_{m2c} \sqrt{V_{m2c} / V_{m21} - 1} = 1.7608 \text{ mm}$$

输送介质先绝对阻塞流道，后相对阻塞进入压水室，从而

$$\beta'_2 = \sin^{-1} [z(S + d_i) / \pi D_2 - Q \eta_v / b_2 V_{m21}] = 11.07^\circ$$

$$\beta''_2 = \sin^{-1} [z(S + d'_i) / \pi D_2 - Q \eta_v / b_2 V_{m21}] = 5.269^\circ$$

叶片出口角 β_2 对泵的性能、水力效率和特性曲线的形状都有重要影响，常用的范围是 $18^\circ \sim 40^\circ$ 。对于低比转速泵，选择大的 β_2 角以增加扬程，减小 D_2 ，从而减少圆盘摩擦损失，提高泵的效率。

$$\beta_2 = \beta''_2 + \text{tg}^{-1} 0.8 / 27.5 = 6.935^\circ$$

$$\beta'_2 = \sin^{-1} [z(S + d_i) / \pi D_2 - Q \eta_v / b_2 V_{m21}] = 20.9^\circ$$

$$\beta''_2 = \sin^{-1} [z(S + d'_i) / \pi D_2 - Q \eta_v / b_2 V_{m21}] = 14.93^\circ$$

$$\beta_2 = \beta''_2 + \text{tg}^{-1} 3.3 / 27.5 = 21.78^\circ$$

n_s 低时取大值， $\beta_2 = 22^\circ$ 。

10) 计算扬程

$$V_{U2}'' = U_2 - V_{m21} / \tan \beta_2 = 9.631 \text{ m/s}$$

$$V_{U2}' = U_2 - V_{m21} / \tan \beta_2' = 9.453 \text{ m/s}$$

$$\Delta V_{U2} = 0.178 \text{ m/s}$$

$$H_T = (U_2 V_{U2}'' - V_{U1} U_1) / g = 12.467 \text{ m}$$

$$\eta_T = \eta / \eta_m \eta_v = 0.6156$$

$$H = H_T \eta_T = 12.467 \times 0.6156 = 7.675 \text{ m}$$

达到设计值 $H=7.5 \text{ m}$ 的要求。

11) 计算电机功率

$$N = QgH/\eta\eta_v = 0.10686 \text{ kW}$$

双级泵电机计算功率： $N = 0.22 \text{ kW}$

选取电机功率： $N \geq 1.2N = 0.264 \text{ kW}$

目前利用“离心泵粘性流水力设计方法”研制的低比转速冲压焊接成型离心泵，取得了良好的效果，偏工况情况大有改善，而且泵运行效率提高了4~7%，汽蚀性能良好。

第四章 冲压焊接多级离心泵叶轮的优化设计方法

在国民经济各部门和科学技术的各个领域普遍存在着最优化问题，最优化问题就是从所有可能的方案中选出最合理的、达到最优目标的方案，即最优方案，搜索最优方案的方法就是最优化方法。用优化设计方法设计低比转速泵大都是多目标优化设计，多目标优化的数学模型可以写为^[24]：

$$\begin{aligned} & \text{求 } X = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]^T \in E^n \text{ 使得} \\ & \min F_1(X) \\ & \min F_2(X) \\ & \min F_m(X) \\ & \text{S.T. } g_i(X) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, q \\ & \quad h_i(X) \leq 0, \quad i = q + 1, \dots, p \end{aligned}$$

其中 $X = [x_1, x_2, x_3, \dots, x_n]^T$ 为设计变量， E^n 为 n 维欧氏空间， $F_1(X)$ ， $F_2(X)$ ， \dots ， $F_m(X)$ 为目标函数， $g_i(X) = 0$ 为等式约束， $h_i(X) \leq 0$ 为不等式约束， \min 也可以写成 \max 。设计变量 X 、目标函数 $F_1(X)$ ， $F_2(X)$ ， \dots ， $F_m(X)$ 和约束条件 $g_i(X)$ 与 $h_i(X)$ 是构造优化数学模型的三要素。

本文以泵的总损失最小及以汽蚀余量最小为目标函数，对冲压焊接多级离心泵叶轮的几何参数进行了优化，从而提高泵的抗汽蚀性能，减少了圆盘摩擦损失。

4.1 低比转速离心泵的优化设计方法

4.1.1 速度系数法优化设计

速度系数法是泵设计中常用的方法，通过对已有模型进行归纳统计而得。目前已有了一批经过优化的先进水力模型，如 IB 型、IS 型、WB 型和 BP 型等泵模型。计算机技术的发展和运用给速度系数法优化设计带来了方便，人们建立了优秀水力模型库，可随时吸收先进模型入库，及时优化各种速度系数，跟随当前水泵的先进水平，其不足是所设计泵的性能难以超过现有水平。

4.1.2 损失极值法优化设计

如何提高泵的效率，历来是水泵工作者们的重要课题。而效率是与损失紧密联系的，

最高效率应该与最小损失相对应。因此,优化设计的一种思路自然便是建立各种损失 $\sum_{i=1}^m \Delta h_i$ 与泵的几何形状之间的关系,即^[5]:

$$\Delta h_i = f_i(x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n) \quad (i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n)$$

总损失为:

$$\sum_{i=1}^m \Delta h_i = \sum_{i=1}^m f_i(x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_n)$$

这种优化方法是在保证设计工况点要求的扬程 H 与流量 Q 的条件下,通过 x_1 、 x_2 、 \dots 、 x_n 的不同组合,使得总损失 $\sum_{i=1}^m \Delta h_i$ 取得最小值,被称为损失极值法。这种方法在获得高效离心泵性能方面是较为成熟的,也是应用最普遍的。但它也有不足之处。因为从理论上讲,每一项具体损失的计算是难以准确估计的;其次,在实际优化过程中除了优化设计变量外,其它参数就需按经验赋值,这又加大了优化设计的局限性。另外,上式只强调了损失与有关几何参数之间的关系,而忽略了叶轮流道形状、前后盖板形状和叶片形状等对离心泵性能的影响,因而也有其局限性。

4.1.3 反-正-反准则筛选法优化设计

反-正-反准则筛选法是在对离心叶轮内流机理分析的基础上,建立各种优化准则,即减小损失与控制性能指标的目标函数,寻求泵结构参数及相应流道形状的各种组合,并从中筛选出最佳方案。这种方法是针对损失极值法的不足提出的。但其理论基础不完善,各种准则的建立主要依靠定性分析和经验参数,如正问题计算不能反映流动的真实效应,因此这种方法本身还需要完善。

4.2 低比转速离心泵的优化设计模型

4.2.1 以提高效率为目标的优化模型

为解决低比转速离心泵效率低的难题,最普遍被采用的低比转速离心泵的优化设计模型是以提高泵效率为主要目标的。

在低比转速泵的损失中,水力损失目前尚无法计算。容积效率随比转速下降而下降,比较精确的计算表明,即使 n_s 低到 20 左右时, η_v 一般也不低于 0.9,与机械效率相比,泵的容积效率是不低的。在机械损失中轴承密封损失功率所占比重不大,泵的比转速越低损失也越小,而圆盘摩擦损失正比于叶轮出口直径的 5 次方,因此叶轮出口直径的微小增长会引起圆盘摩擦损失的迅速上升。为了使低比转速泵获得较高的扬程,叶轮直径必须较大,这正是造成低比转速泵效率过低的主要原因。因此在其它条件不变的情况下,尽量减小圆盘摩擦损失,即缩小叶轮出口直径,并使其最小是改善低比转速泵的唯一办

法。

这种优化设计的目标函数即叶轮出口几何参数之间的函数关系，是利用 Stodola 有限叶片数修正公式，且假定叶轮进口无预旋时，从叶片泵的基本方程推得^[26]：

$$D_2^2 = \left(gH_t + \frac{nQ_t}{60b_2\psi_2 \tan\beta_2} \right) / \left(1 - \frac{\pi \sin\beta_2}{z} \right) \left(\frac{n\pi}{60} \right)^2$$

式中 D_2 —叶轮直径

Q_t —理论流量

H_t —理论扬程

ψ_2 —排挤系数

n —转速

β_2 —叶片出口安放角

g —重力加速度

b_2 —叶片出口宽度

从上式可以看出，在给定设计叶轮的性能参数设计流量 Q 和设计扬程 H 及转速 n 的条件下，采用某种比较可靠的方法确定设计点处的水力效率和容积效率后，式中的 Q_t 和 H_t 也将和 n 一样成为常数。这样，叶轮出口直径 D_2 是叶片出口安放角 β_2 、叶轮出口宽度 b_2 、叶轮出口排挤系数 ψ_2 及叶片数 z 等叶轮出口几何参数的多元函数，这一函数即为目标函数。 β_2 、 b_2 、 ψ_2 和 z 是四个待求的设计变量，它们的取值应使 D_2 最小。应用这种方法一般还考虑压水室内的水力损失，因此还要对 v_2^2 的取值作一定的限制作为约束条件。因为仅以 D_2 有极小值作为追求目标时，当 D_2 有极小值时，圆盘摩擦损失最小，但叶轮出口速度 v_2^2 较大，增大了压水室内的水力损失，对提高泵的效率不利，而 v_2^2 过小会引起叶轮出口相对速度过大，增大了叶轮内的水力损失，所以有必要对 v_2^2 进行限制，文献^[25-27]即采用此种方法。然而设计变量的数目越多，问题的规模就越大，求解就越困难。因此可以减少设计变量的数目来减小问题的规模，一般都是以 β_2 、 b_2 和 z 作为设计变量。而文献^[25]是以 β_2 和 b_2 作为设计变量。文献^[28]对上述两种方法进行了比较。

4.2.2 以轴功率有极值为目标的优化模型

在某些条件下，用户在给定设计参数 Q_t 、 H_t 及 ω 的同时，还希望选用额定功率尽量小的电动机，以降低机组成本并提高电动机工作效率。这时，叶轮几何参数的确定就应当以减小泵的最大轴功率为基本目标，同时尽可能兼顾泵的效率，其设计的目标函数为^[29]：

$$N_{\max} = \frac{\rho}{2} \omega^4 R_2^4 \frac{\left(1 - \frac{\pi\psi_2 \sin\beta_2}{z}\right)^2}{\omega \cot\beta_2 / (\pi b_2 \psi_2)} + \Delta N$$

式中 ρ —液体密度
 ω —叶轮转动角速度
 R_2 —叶轮半径
 ψ_2 —排挤系数，一般取 0.8~0.9；
 β_2 —叶片出口安放角
 ΔN —机械损失

上式的最优解是将最大轴功率降到了最低可能值，又在一定条件下求出了最小值 R_2 ，优化了圆盘摩擦损失，从而将最大轴功率降低到最小。这时叶轮理论流量恰好等于设计给定点的理论流量，最大轴功率恰好等于设计点给定的轴功率值，这种轴功率特性称为“饱和”的特性，而这种特性正是无过载设计方法的目标。文献^[31]称这种方法为“无过载泵的优化设计”。所谓无过载设计方法对运行工况多变的农用和工程用泵是有意义的。

4.2.3 叶轮入口的优化设计模型

泵汽蚀性能的好坏也是评价泵性能的重要指标。泵的汽蚀汽泡发生条件主要与叶轮入口几何参数及结构有关。上述两类优化方法为提高泵的效率值和降低泵的最大轴功率值，主要考虑了叶轮出口的几何参数，没有考虑叶轮入口的几何参数。当全面考虑泵的优化时，还要对叶轮的入口进行优化，提高泵的汽蚀性能。文献^[32]以泵的汽蚀性能为目标函数同时考虑了泵的容积效率对叶轮入口进行优化，以入口半径 R_{1s} 、入口角 β_1 和叶片数 z 为设计变量，其目标函数为：

$$NPSH_{\text{ropt}} = 0.0283 \omega^{4/3} \left(\frac{1+\gamma^2}{1-\gamma^2}\right)^{2/3} \left(\frac{Q}{\psi_1 \eta_v}\right)^{2/3} \times [\lambda_2^2 (\lambda_1 \psi_1^2 + \lambda_2)]^{1/3}$$

式中 γ —轮毂比
 $\gamma = D_h / D_s$
 D_h —叶轮轮毂直径
 D_s —叶轮入口直径
 ψ_1 —叶片进口排挤系数
 η_v —为容积效率
 $\lambda_{1,2}$ —为压降系数

该模型重点对叶轮入口水力参数进行优化，并将入口优化和出口优化耦合起来，从总体上对泵进行优化。文献^[33]提出了另一种“可控包角的逐点算法”，用于离心泵叶轮叶片进口角和包角的优化设计。实际上也是把叶轮进口和出口统一考虑了。

4.2.4 蜗壳的优化设计模型

在泵的设计中，蜗壳(压水室)作为泵的重要过流部件，其设计的好坏对泵性能有着很大的影响。文献^[34]以水力损失为目标函数，以断面面积为寻求变量，建立了泵蜗壳第8断面和所有断面的优化数学模型，其目标函数为：

$$\Delta H = \sum_{i=1}^n \left[\lambda \frac{RV^2\psi}{D_i(2g)(2\pi)} + \frac{(\bar{V} - \bar{V}_{us})^2}{2g} \right] \Delta\psi + \frac{\bar{V}_{R3}^2}{2g} + \frac{\lambda Q^2}{8 \tan \frac{\theta}{2} (2g)} (F_{C1}^{-2} - F_{C2}^{-2}) + 1.6 \left(\tan \frac{\theta}{2} \right)^{1.25} \frac{Q^2}{g} (F_{C1}^{-1} - F_{C2}^{-1})$$

上式建立了蜗壳损失 ΔH 与任一断面面积 F_0 间的关系式。该方法在混流泵蜗壳的设计中，取得了良好的效果。但由于在泵蜗壳优化设计方面的研究还不多，所以上述方法在应用到低比转速泵时，还需要通过大量的计算和实验来检验。

用优化设计方法设计低比转速泵时，还要注意最优值是否使 $H-Q$ 曲线产生驼峰。具有极大值或驼峰的 $H-Q$ 曲线是泵运行不稳定的主要原因，一些设计不良的低比转速转泵特别容易出现驼峰曲线。特性曲线的驼峰与多种因素有关，很难建立一个目标函数。但是，可以从两方面入手消除曲线驼峰：

(1) 控制叶轮、蜗壳的几何参数，使直线 H_T-Q_T 的倾斜程度加大：

(2) 减小泵在小流量区的水力损失，提高泵在关死点及其附近的扬程。在低比转速离心泵的优化设计方法中把对驼峰的考虑放在约束条件中。

4.2.5 加大流量设计法的优化模型

加大流量设计方法也是设计低比转速泵的常用方法。文献^[35]的作者在大量的设计实践基础上提出了加大流量设计法的优化模型：

$$\eta(\beta_2, T, Y) = \max$$

$$25^\circ \leq \beta_2 \leq 45^\circ$$

$$1.3 \leq T \leq 1.7$$

$$3.0 \leq Y \leq 7.0$$

式中 β_2 —叶片出口安放角

T —叶轮进出口相对速度比, $T = W_1/W_2$

Y —面积比

$$Y = F_2/F_1 = \pi D_2 b_2 \psi_2 \tan \beta_2 / F_1$$

这种优化方法用叶轮进出口相对速度比 T 控制叶轮内的流动,使用面积比 Y 控制叶轮与泵体匹配。用这种方法设计的低比转速泵获得了满意的效果。这种方法虽然提高了泵的效率,但也带来了可能使扬程曲线更易产生驼峰和使轴功率曲线更陡,在大流量区运行极易过载等问题。

4.2.6 无过载设计法的优化模型

无过载设计方法是设计低比转速泵的另一种重要方法。在满足无过载约束方程组的条件下,对 β_2 和 Y 进行优化。这种方法也优化了 Y ,保证了叶轮和泵体的相互匹配。这种方法的优点是在泵运行时无过载,但与优秀水力模型相比,无过载泵的效率偏低,这主要是由水力效率引起的。

$$\Phi_{\max} = \frac{1}{2} h_0 \tan \beta_2$$

$$\frac{b_2}{D_2} = 0.0003752 n_s^{1.15} \quad (20 < n_s < 80)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{n_s^{0.85}}{204 h_0 K_u^3}$$

$$1.0 \leq Y = \pi D_2 b_2 \psi_2 \sin \beta_2 / F_1 \leq 2.0$$

式中 h_0 —滑移系数

Φ_{\max} —为最大轴功率点的流量系数

文献^[36]给出了使用损失极值法对短叶片偏置叶轮进行设计的示例,说明优化设计方法也可以应用于短叶片偏置泵的设计中。

4.3 冲压焊接多级离心泵叶轮的多目标优化设计

本文以泵的总损失最小及以汽蚀余量最小为目标函数,并以叶轮出口 D_2 、叶片出口安放角 β_2 、叶片出口宽度 b_2 ,及叶轮进口直径 D_1 、叶片进口安放角 β_1 、叶片数 z 、叶片进口宽度 b_1 为设计变量进行优化设计,即:

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7]^T = [D_2 \ b_2 \ \beta_2 \ D_1 \ \beta_1 \ z \ b_1]^T$$

从而将入口优化与出口优化耦合起来。各设计变量如图 4.1 所示。

1. 目标函数

(1) 泵的损失最小分目标函数

$$f_1(X) = P_m + P_h + P_v = P_m + \rho g q H_i + \rho g Q(H_i - H) \quad (4.1)$$

式中 P_m —机械损失

P_h —水力损失

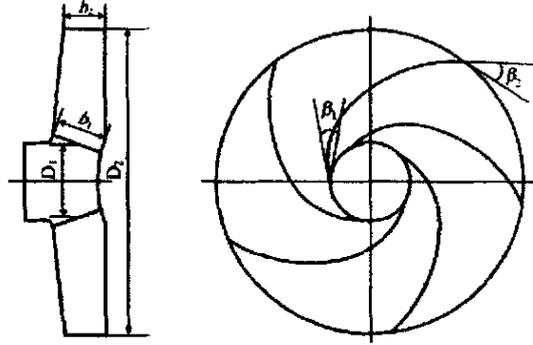


图 4.1 叶轮设计变量参数示意

P_v —容积损失

ρ —泵输送液体的密度

Q —泵的容量

q —泵的泄漏流量

H_i —泵的理论扬程

H —泵的扬程

g —重力加速度

机械磨擦损失 P_m 由圆盘磨擦损失 P_1 与轴承密封磨擦损失 P_2 两部分组成, P_2 占比例较小。

$$P_2 = 0.02 \times 9800 QH / \eta \quad (4.2)$$

P_1 的计算与泵的比转数有关, 根据文献提出的统计计算公式:

$$P_1 = 0.133 \times R_e^{0.134} \times \omega^3 (D_2/2)^3 \times D_2^2 \quad (4.3)$$

雷诺数 $R_e = \omega(D_2/2)^2 \times 10^6$

叶轮进口密封环处的流量 q 是离心泵产生容积损失的重要原因。

$$q = \frac{2\pi R_c B \sqrt{2gH_c}}{\sqrt{\frac{\lambda L}{2B} + 1.5}} \quad (4.4)$$

式中 H_c —叶轮密封环间隙两侧的压力差

$$H_c = \frac{P_c - P_1}{\gamma} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} + \frac{P_c}{\gamma}$$

P_2 、 P_1 、 P_c —叶轮出口、进口、密封间隙处的压力

$\frac{P_2 - P_1}{\gamma}$ —泵的势扬程 H_p 等于扬程与动扬程之差:

$$H_p = H - H_v = H - \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

R_c —叶轮进口密封半径

B —密封间隙

L —密封长度

$\sqrt{\frac{\lambda L}{2B}} + 1.5$ —泄漏量系数 (λ 取 0.04)

泵进口无预旋, 则 $V_{u1} \approx 0$

$$H_p = H - \frac{V_{u2}^2 + V_{m2}^2 - V_{m1}^2}{2g}$$

根据泵腔内的压力分布,

$$\frac{P_c - P_2}{\gamma} = \frac{\omega^2 (R_c^2 - D_2^2/4)}{8g}$$

$$H_p = H - \frac{2gH_i^2}{\omega^2 D_2^2} - \frac{Q_i^2}{2gb_2^2 \varphi_2^2 D_2^2 \pi^2} + \frac{Q_i^2}{2gb_1^2 \varphi_1^2 D_1^2 \pi^2}$$

$$H_c = H - \frac{2gH_i^2}{\omega^2 D_2^2} - \frac{Q_i^2}{2g\pi^2} \left(\frac{1}{b_1^2 \varphi_1^2 D_1^2} - \frac{1}{b_2^2 \varphi_2^2 D_2^2} \right) + \frac{\omega^2 (R_c^2 - D_2^2/4)}{8g} \quad (4.5)$$

$$\text{式中 } \varphi_i = 1 - \frac{z\delta_i}{\pi D_i} \sqrt{1 + \left(\frac{\cot \beta_i}{\sin \lambda_i} \right)^2}$$

z —叶片数

δ_1 、 δ_2 —进出口的真实厚度

β_1 、 β_2 —叶片进、出口角

λ_1 、 λ_2 —叶片进、出口轴的截线与流线的夹角, λ_1 取 $60^\circ \sim 90^\circ$, λ_2 取 $70^\circ \sim 90^\circ$

根据斯托道拉(Stodola)公式:

$$H_i = \frac{1}{g} \left[\left(\frac{n\pi D_2}{60} \right)^2 \left(1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{z} \right) - \frac{nQ_i}{60b_2 \varphi_2 \tan \beta_2} \right] \quad (4.6)$$

式中, $Q_i = \frac{Q}{\eta_v}$, η_v 为泵的容积效率, 对于 η_v 可作如下处理, 如果泵优化时, 只追

求目标函数减小的趋势, 则 η_v 可由经验公式算出, 如要获得准确的优化值, 则先得算出 η_v , 记做 η'_v , 然后进行优化, 计算出 η_v , 若 $\eta'_v > \eta_v$, 将 η'_v 减小, 再进行优化, 直至 $|\eta'_v - \eta_v| \leq \varepsilon$, ε 为给定的精度; 若 $\eta'_v < \eta_v$, 则将 η'_v 加大, 再优化计算, 直至 $|\eta'_v - \eta_v| \leq \varepsilon$ 。

将式(4.2)、(4.3)、(4.4)、(4.5)、(4.6)代入式(4.1), 则 P 可表示独立变量 b_2 、 β_2 、 b_1 、 β_1 、 D_1 、 z 的函数, 目标函数为 $\min(P_m + P_h + P_v)$, 记作标准形式 $\min f_1(X)$ 。

(2) 泵的汽蚀余量最小分目标函数

$$f_2(X) = NPSH_r = \frac{V_1^2}{2g} + K_1 \frac{W_1^2}{2g} \quad (4.7)$$

式中 V_1 —叶片进口液体的绝对速度
 W_1 —叶片进口液体的相对速度
 K_1 —叶片进口降压系数

叶轮进口无预旋设 $V_{u1} = 0$

$$W_1^2 = V_{m1}^2 + u_1^2$$

$$V_{m1} = \frac{Q_i}{b_1 \varphi_1 D_1 \pi}, \quad u_1 = \frac{\pi}{60} D_1 n$$

$$W_1^2 = \frac{Q_i^2}{b_1^2 \varphi_1^2 D_1^2 \pi^2} + \frac{\pi^2}{60^2} D_1^2 n^2 \quad (4.8)$$

$$V_1^2 = \frac{Q_i^2}{(\pi D_1^2 / 4)^2} \quad (4.9)$$

将式(4.8)、(4.9)代入式(4.7)可得 $f_2(X)$ 汽蚀余量最小分目标函数为 $\min f_2(X)$ 。

(3) 统一目标函数

$$f(X) = \sum_{i=1}^2 \left[\frac{f_i(X) - f_i^0}{f_i^0} \right]^2$$

f_1^0 、 f_2^0 为分目标函数, $f_1(X)$ 、 $f_2(X)$ 为各自最合理的值, 式中除以 f_i^0 使 $f_i(X)$ 无量纲化。设计者可以根据经验及分目标函数的最小值来制定恰当的 f_i^0 。总目标函数为 $\min f(X)$ 。

2. 约束条件

设计变量的范围对优化结果将产生重要影响, 如果变量的设计范围过窄, 则有可能使优化点遗漏, 若取值范围过大, 所获取的最优解仅仅是理论最优解, 它不符合泵的设计规律及制造工艺性。因此确定约束范围的依据为速度系数法的统计及实际优秀模型泵, 约束条件如下:

$$0.6\left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{5}{6}}\sqrt[3]{\frac{Q}{n}} < b_2 < 0.8\left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{5}{6}}\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

$$18^\circ < \beta_2 < 30^\circ$$

$$9\left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{1}{2}}\sqrt[3]{\frac{Q}{n}} < D_2 < 11\left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{1}{2}}\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

$$3.5\sqrt[3]{\frac{Q}{n}} < D_1 < 5.5\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$$

$$30^\circ < \beta_1 < 40^\circ$$

$$\frac{Q}{4.3\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}K_{m1}\sqrt{2gH}} < b_1 < \frac{Q}{3.5\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}K_{m1}\sqrt{2gH}}$$

$$4 < Z < 9$$

式中, K_{m1} 为叶轮进口轴面速度系数, 与泵的比转数有关, $K_{m1} = 0.13$ 。

3. 优化方法

由于该优化数学模型比较复杂, 所以只采用了直接寻优法中的一种, 复合形法, 为了提高优化速度, 根据本算例的特点对复合形法作了改进, 计算程序框图如图 4.2 所示。

4. 优化实例

泵的设计参数为: $Q = 2 \text{ m}^3$, $H = 7.5 \text{ m}$, $n = 2900 \text{ r/min}$ 。通过该多目标优化设计模型计算各约束变量的约束范围为: $4 < Z < 9$, $5.45 \text{ mm} < b_1 < 8.60 \text{ mm}$, $15^\circ < \beta_2 < 40^\circ$, $69.926 \text{ mm} < D_2 < 85.465 \text{ mm}$, $20.176 \text{ mm} < D_1 < 31.704 \text{ mm}$, $30^\circ < \beta_1 < 40^\circ$, $3.45 \text{ mm} < b_2 < 4.60 \text{ mm}$ 。优化结果如表 4.1 所示。

由于目标函数包括了汽蚀余量最小, 使优化后 D_1 变大, D_2 变小。 D_1 增大, 泵的抗汽蚀性能提高, D_2 减小可减少圆盘摩擦损失。理论上通过公式反推计算, 按新参数组合设计泵的效率将提高 6%。

4.4 小结

随着计算技术的发展和计算机的普遍应用, 优化水力设计法在离心泵的设计中起到了越来越重要的作用。优化设计是以数学规划为理论基础, 以计算机为工具, 在充分考虑多种设计约束的条件下, 寻求达到某些预定目标的最佳设计方案。低比转速离心泵的优化设计方法主要有速度系数法优化设计、损失极值法优化设计和准则筛选法优化设计。速度系数法是对已有模型进行归纳统计而得, 通过建立优秀的水力模型库, 及时优化各

种水力系数, 跟随当前水泵的先进水平, 其不足是所设计的泵的性能难以超越现有水平。损失极值法是将泵内各种损失通过各种经验系数和泵的有关结构参数联系起来, 在总损失为最小的前提下, 求得最佳的结构参数, 因此, 该方法在获得高效离心泵性能方面是较为成熟的, 应用也比较普遍。但是它也有不足之处, 首先, 把各项损失的估算值绝对

表 4.1 叶轮参数优化结果

	D_2/mm	$\beta_2/^\circ$	b_2/mm	$z/\text{片}$	D_1/mm	$\beta_1/^\circ$	b_1/mm
优化前	85	22	3	6	29	28.8	6
优化后	82.5	20	3.5	6	30	30	6.5

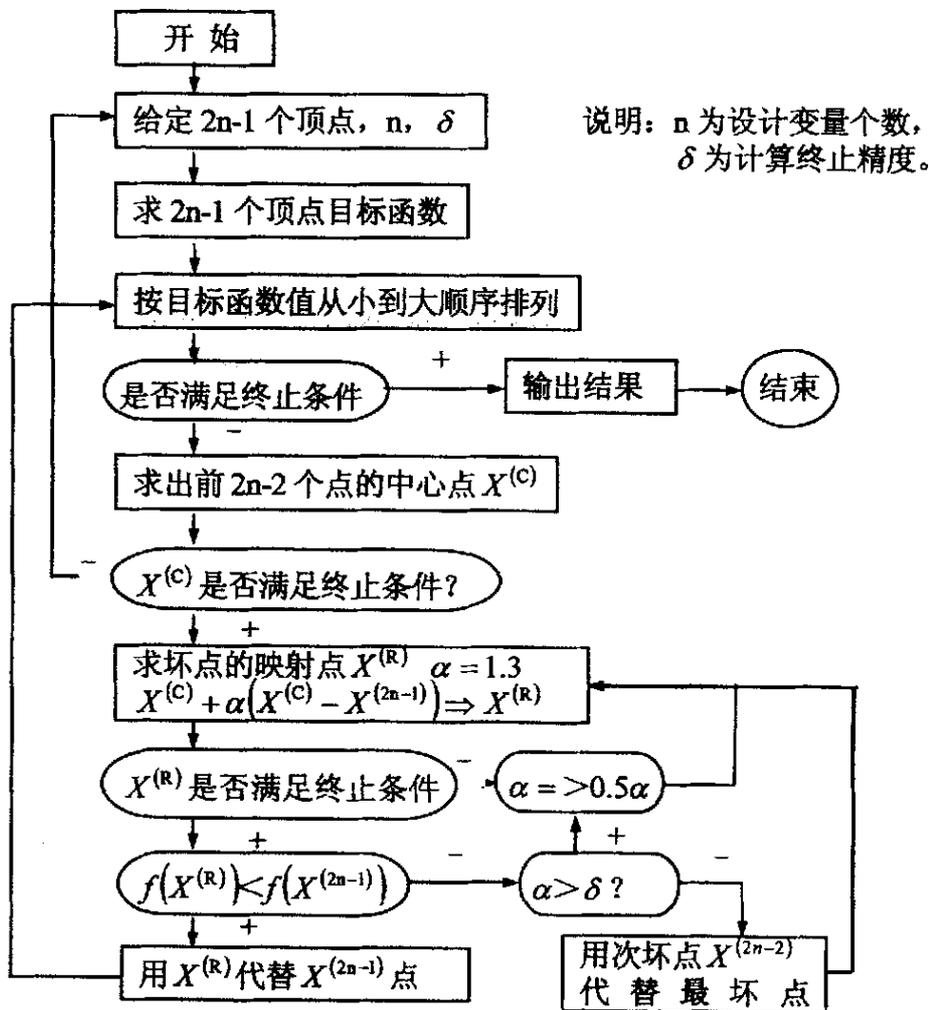


图 4.2 复合法寻优方框图

化是不合适的; 其次, 只强调损失与有关几个几何参数之间的关系, 而忽视水泵各重要

部件的形状对泵性能的影响当然也是不合适的；最后，离心泵许多结构参数由经验赋值也加大了优化设计的局限性。准则筛选法是在对离心叶轮内流机理分析的基础上，建立减小各项损失与控制性能指标的目标函数，寻求离心泵叶轮及蜗壳等过流部件的几何参数的各种组合，从中筛选出最佳方案。但是由于该方法的理论基础还不完善，因此这种方法本身需要进一步发展。

由于目前离心泵内部流动情况尚未完全掌握，水力设计仍以大量的经验系数为基础。因此，各种优化设计严格地讲也是半经验半理论的设计。一次成功的优化设计往往要经过多次反复计算、修改和试验才能完成。近几年来，人们竞相采用计算机进行辅助设计，以便进行快速多方案的优化选择。CAD 设计的发展也正在从零件的细节设计向产品的原理方案设计阶段转变。大量的流体机械内部流场计算的成熟商用软件的推出，使建立在三元流场计算基础之上的水泵优化设计方法正日益受到水泵界的重视。低比转速泵的优化设计最终将走向以流场计算为基础，根据离心泵内部的流动状况使用 CAD 技术进行快速开发的道路。

第五章 冲压焊接多级离心泵叶轮 CFD 分析

随着计算机技术以及计算流体力学等新学科的飞速发展,对离心泵内部流场的数值计算已成为可能。CFX分析代替了大量的实验从而节省了大量的人力物力,带来了可观的社会效益和经济效益,已经成为重要的设计手段。传统的设计方法已满足不了发展的需要,优化设计和三维反问题计算也愈来愈受到重视,已成为叶轮叶片设计的发展趋势。在我国,由于财力有限不可能进行大量投资进行系列试验,因此依靠科技进步,大力发展或引进CFX技术,建立起以三维粘性数值模拟软件为基础的离心泵设计系统,能够以较小的代价使我国的离心泵设计水平获得质的飞跃。对水泵进行三维粘性数值模拟,减少了对试验数据和设计经验依赖,能够较为准确地模拟水泵内部流场,认识水泵内的流动特征,有可能设计出性能先进的水泵。

5.1 控制方程

离心泵叶轮内流计算所用的方程是以N-S方程及其简化形式为主的方程组。由于直接求解N-S方程目前尚不可能,所以只能求解简化的N-S方程。从20世纪50年代开始,伴随着计算流体力学、湍流理论和计算机技术的发展,叶轮内流计算所采用的控制方程主要经历以下四个过程:

(1) 无粘流动

20世纪50年代到80年代,由于受计算机能力和计算技术的限制,在流体工程领域,人们根据不同问题的特征采取不同的可进行假定简化的控制方程,这对于减小计算量、降低存储要求和提高求解效率很有意义。如水力机械内部流动的雷诺数都比较大,对设计工况及其附近的加速或弱减速非分离流动,水流粘性的影响仅限于非常薄的边界层之内,若不分析通流部件的损失特性,可忽略水流的粘性作用,这样水力机械内部的流动遵循无粘的Euler方程。若在无粘的基础上进一步假定其内部流动是无旋的,则流动控制方程进一步简化为势流的Laplace方程。从20世纪50年代吴仲华教授提出两面流理论到20世纪70年代以前,二维势流计算方法始终占据了统治地位,数值离散的主要方法是有限元法、差分法、边界元法和奇点分布法,但其只能对导叶、叶栅进行简单的流动分析,局限性很大;从20世纪80年代初发展起来了三维势流计算方法,能够较好的反映水力机械叶轮中的三维性,特别是对大中型水轮机,在设计工况点附近,其三维势流计算结果与实际流动比较吻合,但不能反映叶轮中的漩涡特性和能量损失特性;20世纪70年代以后,由于计算机的发展,吴仲华教授提出的S1/S2流面理论和方法得以实现,可以用各种后,由于计算机的发展,吴仲华教授提出的S1/S2流面理论和方法得以实现,可以用各种

数值方法完成计算,其中流线曲率法、有限差分法和有限元法较为常用,两面流理论可以分析叶轮内的流态和旋涡特性,但不能反映三维效应;20世纪80年代研究最多的是欧拉方程的求解,常用的数值方法是有限元法、有限差分法和有限体积法,这种解法可以完全描述流动的三维性、旋涡特性及最优工况点附近叶轮内的速度和压力分布,但无法计算效率。

其中无粘流计算以吴仲华的两面流和欧拉方程求解最为广泛。两面流理论在工业界尤其在流体机械内部流动分析、水力机械的反问题设计中获得了广泛的应用;欧拉方程的求解也已成功地应用于轴流式水力机械中。

(2) 边界层-主流耦合求解

20世纪80年代初,无粘流模型在大中型水轮机、轴流式水力机械的优化水力设计方面已相当成熟和完善。但无粘流模型存在以下两个方面的不足:一是无粘流模型没有考虑粘性,无法计算效率;二是无粘流模型仅适合于轴流式流体机械。此时求解完全粘性的三维流动费用仍很高。对于叶片边界层很薄,粘性边界层和无粘主流间的相互影响较少的水力机械,在主流区采用无粘流同边界层相互耦合的计算方法就显得既合理又实用。Lakshminarayana、Anderson及我国学者吴玉林、梅祖彦等均系统地研究了边界层-主流耦合算法。但该算法不适用于边界层较厚的流动。

(3) 抛物化 N-S 方程(PNS)求解

对于边界层较厚的流动,如混流式水轮机和低比转速离心泵,边界层等粘性因素影响很大,用边界层-主流耦合算法求解得不到吻合的结果,但其内部的主流方向很明确^[5]。这样控制方程可以采用忽略主流方向的粘性导数项的定常N-S方程即PNS方程。PNS方程不但包含了主要粘性项,而且保留了Euler方程的所有项,它可考虑横向及垂直方向压力梯度,能自动模拟边界层内的粘性流动与无粘干扰,且该方法主要应用空间推进法,可以节约不少时间。阎超^[37]对空间推进法求解PNS方程做了详细的介绍。其中Patankar、Lakshminarayana均成功地应用此法求解了复杂流动。

(4) 全 N-S 方程

20世纪90年代初期,随着计算机和计算技术的进一步发展,利用N-S方程进行数值计算已成为水力机械内部三维粘性流场分析的热点。该方法主要采用Reynolds平均的N-S方程对叶轮内湍流进行数值模拟,且Reynolds平均的N-S方程需要用湍流模型来封闭才能得解。由于离心泵叶轮内的流动是三维的湍流流动,以及叶轮旋转和表面曲率的影响,考虑湍流运动的叶轮内流计算方法正有兴旺之势^[38-41]。

本文假设叶轮转速恒定,三维不可压缩非定常流动的连续性方程和动量方程可以表示为:

(1) 连续方程

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (5.1)$$

(2) 动量方程

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i} + \frac{\partial \left[\mu_e \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]}{\partial x_j} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_j u_k \quad (5.2)$$

式中 ρ 是流体密度； x_j 分别代表各坐标分量 x 、 y 、 z ； u_j 、 u_i 代表平均相对速度分量 u 、 v 、 w ； p^* 是包括湍动能 k 和离心力的压强； ω_j 是角速度； ε_{ijk} 是张量； μ_e 是有效粘性系数。

方程式 (5.2) 中， μ_e 是有效粘性系数，等于分子粘性系数 μ 与湍流涡旋粘性系数 μ_t 之和。

$$\mu_e = \mu + \mu_t \quad (5.3)$$

其中 μ_t 是湍流速度尺度 V_t 及湍流长度尺度 l_t 模拟的结果，引入比例常数 c_μ [48]：

$$\mu_t = \rho c_\mu l_t V_t \quad (5.4)$$

从双方程模型得到：

$$V_t = \sqrt{k} \quad (5.5)$$

式中， k 为湍流能量，由半经验的输运方程确定。

在标准 $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型中假定长度尺度是扩散的，并且当湍流扩散是各向同性时，得到湍流耗散率 ε ：

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_t} \quad (5.6)$$

因此湍流涡旋粘性系数 μ_t 可以由方程 (5.4)、(5.5)、(5.6) 联立求得：

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.7)$$

式中 c_μ 是一个常量，其值为 0.09， k ， ε 的值直接从湍流能量和湍流耗散率的微分输运方程中得到：

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) - \nabla \cdot (\Gamma_k \nabla k) = p_k - \rho \varepsilon \quad (5.8)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) - \nabla \cdot (\Gamma_\varepsilon \nabla \varepsilon) = \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} p_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (5.9)$$

式中耗散系数为：

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad \text{和} \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$$

并取常数 $C_{\varepsilon 1} = 1.44$ ； $C_{\varepsilon 2} = 1.92$ ； $\sigma_k = 1.0$ ； $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

方程 (5.8)、(5.9) 中， p_k 为湍动能生成项，对于不可压缩流体为：

$$p_k = \mu_i \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (\mu_i \nabla \cdot U + \rho k) \quad (5.10)$$

方程 (5.1)、(5.2)、(5.8) 和 (5.9) 组成一个封闭的非线性偏微分控制方程组。

5.2 离心泵 CFD 分析的湍流模型

湍流是一种高度复杂的非稳态三维流动, 其中流体的各种物理参数, 如速度、压力、温度等都随着时间与空间的变化而发生随机性的变化。从流动机理上说, 可以把湍流看成是由各种不同尺度的涡旋迭合而成的流动, 这些涡旋的大小尺度和旋转方向都是随机的。大尺度的涡旋主要由流动的边界条件决定, 其尺度可以与流场的大小相比拟; 小尺度的涡旋主要由粘性力决定, 其尺度可以小到流场尺寸的千分之一量级。大尺度涡旋不断从主流获得能量, 通过涡旋间的相互作用, 把能量逐渐传递给小尺度涡旋。大尺度涡旋分裂为小尺度涡旋, 小尺度涡旋由于粘性作用不断消失, 流体机械能耗散为流体的热能。同时由于边界、扰动及梯度的作用, 又不断产生新的大尺度涡旋, 这就构成了湍流运动。

实际问题中的流动几乎都是湍流, 湍流的研究有着重要的实际意义。随着大容量, 高速度电子计算机的日益普及, 特别是湍流理论和计算方法的迅速发展, 人们越来越重视运用数值模拟的方法来计算和预测各种水流现象及流场内部结构。

5.2.1 湍流模型

直接模拟和大涡模拟, 虽然将来最终会应用于工程实际, 但这两种方法主要依赖于超级计算机。起码在今后十年, 工程上解决实际问题仍要采用雷诺应力方程的湍流模型^[46]。而在诸多的湍流模化方法中, 雷诺应力模型及 $k-\varepsilon$ 模型及其修正模型仍然具有蓬勃的生命力。人们通常所讲的湍流数学模型法, 即指雷诺时均方程法。

以雷诺时均法为基础的湍流模型可以分为两大类: 第一类是雷诺应力模型(RSM), 这种模型的思想是对雷诺方程再取时均值, 得到关于雷诺应力的偏微分方程, 在此过程中, 又产生了更高一阶的脉动附加项, 还需要再去封闭。这种模型有代数雷诺应力模型(ARSM)及雷诺应力模型(RSM)。第二类是涡粘度(湍流粘度)模型(EVM), 主要基于 Boussinesq 假设, 把雷诺应力表示成湍流粘性系数的函数。这种模型可分为: 零方程模型、一方程模型、两方程模型及修正的两方程模型。大部分的湍流模型都属于这种类型。

在时均形式的 N-S 方程(Reynolds 方程)的导出过程中, 一次项在时均前后的形式保持不变, 而二次项(即乘积项)在时均化处理之后则产生包含脉动值的附加项, 这些附加

项代表了由于湍流脉动所引起的通量转移。主要的附加项形如 $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ ，称为雷诺应力或湍动应力。要使方程组封闭，必须找出确定这些附加项的关系式，并且不能再引入新的未知量。实际上，湍流脉动附加项的确定是用雷诺时均方程计算湍流的核心内容。湍流模型就是指把湍流脉动附加项与时均值联系起来的一些特定关系式。

1877 年 Boussinesq 假设：湍流脉动所造成的附加应力也与层流运动一样，可以同平均的应变率关联起来。层流时联系流体的应力与应变率的本构方程是如下形式：

$$\tau_{i,j} = -p\delta_{i,j} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{i,j} \text{div} \bar{V} \quad (5.11)$$

仿照上式，湍流脉动所造成的应力可表示为：

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = (\tau_{i,j})_t = -p_t \delta_{i,j} + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{i,j} \text{div} \bar{V} \quad (5.12)$$

式中， p —脉动速度所造成的压力，定义为：

$$p_t = \frac{1}{3} \rho (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) = \frac{2}{3} k \quad (5.13)$$

式中， k —单位质量流体湍流脉动动能：

$$k = \frac{1}{2} \rho (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (5.14)$$

(5.11)和(5.12)两式对比， μ 是流体粘性系数，属于流体物性； μ_t 是湍流粘性系数，为空间坐标的函数，取决于流动状态而与流体物性无关。计算湍流流动的关键就在于如何确定 μ_t ，所谓湍流模型，就是指把 μ_t 与湍流时均参数联系起来的关系式。依据确定 μ_t 的微分方程的数目多少，可以分为零方程模型、一方程模型及二方程模型等。在湍流的工程计算中， $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型应用最为广泛最为成功。

5.2.2 湍流模型的比较

在下面湍流模型的讨论中，主要对 $k-\varepsilon$ 模型及其修正模型、代数应力模型和雷诺应力模型进行比较。

1. $k-\varepsilon$ 模型

$k-\varepsilon$ 模型基于如下假设：

- (1) 流应力直接正比于平均应变速率；
- (2) 涡粘度用两个参数表示，代表湍流的特征长度；
- (3) 湍流应力与应变速度为线性关系，并把涡粘度当作流动的标量特性。

两方程的主要优点是:基本形式简单,实际可用性广,且得到了最广泛的检验和成功的应用。但用于以下几种流动时,则会遇到较大的问题,或者说受到一定的局限^[47]。

- (1) 弯曲壁面(弯曲流线)的流动
- (2) 强旋流动
- (3) 浮力流动
- (4) 重力分层流动
- (5) 低雷诺数流动
- (6) 圆射流

很多算例与实测结果对比表明,预测的结果与实际物理现象有定性的不同。本课题要计算离心泵叶轮内的湍流,属于弯曲壁面离心力很大的强旋流动,用于叶轮机械内部湍流计算的湍流模型,必然具有弯曲表面和高速旋转的流动特点。这两个特点对湍流结构有何影响,是需要解决的问题。

2. 修正的 $k-\varepsilon$ 模型

当曲率、旋转以及其它额外应变影响存在时,雷诺应力模型可以说是一种更接近实际并且比较有效的方法,但雷诺应力模型的计算工作量大。为了克服 $k-\varepsilon$ 模型的失效,有必要对 $k-\varepsilon$ 模型进行修正。文献^[39-41]考虑了流线弯曲的影响,分别对 ε 源项或涡粘性进行了修正,但其缺点是经验性太强而且不具备普适性;文献^[42-44]考虑了旋转流动的影响。其修正后的模型,在一定程度上考虑了离心力的影响,但这种修正无法考虑离心力在不同方向上的影响,因而改善的效果有时明显有时不明显,有时甚至效果相反。

3. 雷诺应力模型(RSM)

雷诺应力模型的优点是可以克服 $k-\varepsilon$ 模型中上述缺点,但是雷诺模型对 $\overline{u_i u_j}$ 微分方程中各项模拟的有效性不很高,而且求解方程的数目太多,计算工作量很大,目前还没有见到有关用于一般坐标系中计算的文献。

4. 代数应力模型(ARSM)

代数应力模型(ARSM)比较适用于具有弯曲流道和旋转流动的叶片式流体机械内部的湍流计算,采用代数应力模型是今后的发展方向。但此模型也相当复杂,计算工作量也较大。

目前,在离心泵内流计算中所采用的湍流模型主要有零方程模型、一方程模型和双方程模型,而以 $k-\varepsilon$ 双方程模型用得最多。零方程模型(代数涡粘模型)用代数关系式把湍流粘性系数与时均值联系起来,它直观、简单,但只局限于射流、边界层、管流等比较简单的流动。一方程模型考虑了湍动能的对流与扩散,较零方程合理。但要事先给出湍流尺度的表达式,而这表达式多数情况下很难给出,从而限制了它的通用性。 $k-\varepsilon$ 双方程模型复杂性适度(相比于雷诺应力模型),也不失其普遍性,尽管该模型在模拟浮力流和旋转流等各向异性湍流方面还存在问题,但目前可以通过修正来改善对各向异性湍

流的预测。由于叶轮内流计算时的旋转、弯曲、强烈的三维性及可能出现的流动分离,使得其中的湍流呈现各向异性,具有各种湍流尺度。所以人们在用它计算叶轮内流场时要考虑由于叶轮旋转和叶片、盖板曲率的影响。叶轮内的 $k-\varepsilon$ 双方程可以参考文献^[38-39](考虑了旋转和曲率的影响)。雷诺应力模型对计算机的要求较高,边界条件也较难给定,由此很少用于叶轮内流计算。随着计算机的发展,低 R_e 数 $k-\varepsilon$ 模型及非线性湍流模型也已成功地应用于透平机械内流求解。其它如大涡模拟和直接模拟以及非线性模型还未能推广,用于叶轮内流计算尚欠可靠性,而且计算花费也较大。

5.3 湍流数值模拟的计算方法

湍流数值模拟的计算方法,大致可分为以下三类:

(一) 完全模拟(DNS),又叫直接模拟,即用非稳态的 N-S 方程对湍流进行直接计算的方法。要对高度复杂的湍流运动作直接模拟,必须采用很小的空间与时间步长。例如按文献^[40]的估算,要对湍流中的一个小涡旋作直接模拟,至少需要布置 10 个节点,在 1 cm^3 的流场中可能要布置 10^5 个节点,其所需要的内存容量和运算时间远远超过现有计算机的水平。所以,目前仅有极少数能使用超级计算机的研究者才有条件探索这种方法。

(二) 大涡模拟(LES),按照湍流的涡旋学说,湍流的脉动与混合主要是由大尺寸的涡造成的。大尺寸的涡从主流中获得能量,它们是高度各向异性的,而且随流动的情况而异。大尺寸的涡通过相互作用把能量传递给小尺寸的涡,小尺寸的涡主要作用是耗散能量,他们几乎是各向同性的,而且不同流动中的小尺度涡差异不大。基于上述观点,产生了大尺度涡模拟的数值解法。该方法旨在用非稳态的 N-S 方程来直接模拟大尺度涡,但不直接计算小尺度涡。小涡对于大涡的影响,用近似的模型来考虑,这种数值方法已有一些成果报道^[42],尽管只模拟大尺度涡,仍然需要在比较大型的计算机上完成。

(三) 雷诺时均方程法,在工程应用中,人们对湍流的脉动量往往不太关注,最为关心的是流动要素的时均值。描述流动要素时均值的雷诺时均方程法是目前工程湍流计算中所采用的基本方法。即将非稳态的 N-S 方程对时间作平均,在所得出的关于时均物理量的控制方程中包含了脉动量的时间平均值等未知量,于是所得方程的个数就少于未知量的个数,而且不可能依靠进一步的时均处理来控制方程组封闭。

要使雷诺时均方程封闭,必须作出某种假设,即建立封闭模型。这种模型把未知的较高阶的时间平均值表示成较低阶的在计算中可以确定的某种量的函数。由于这种表示方法的差异很大,因而形成繁简悬殊的湍流模型。

目前,由求解原始变量形式的雷诺平均 N-S 方程对三维湍流问题进行数值模拟已称为该领域的一个热点。

在不可压流体流动的计算中,由于没有显式的压力方程,而连续性方程仅为速度场提供了一个附加的限制条件,从而确定压力场是非常困难的。为了解决这一问题,已经

发展起各种用原始变量(如流速, 压力代替涡-流函数)作为求解变量的数值方法。这些方法之间主要差别在于推求压力场的方法, 该压力场要尽可能地接近散度自由条件, 即满足质量守恒方程。求解不可压粘性湍流问题的主要特点和困难是它的动量方程要同时满足动量守恒和能守恒。在这些方程中, 压力梯度成为源项的一部分。此外连续方程中也没有对时间的导数, 并且没有一个明显的方程来求解未知的压力。为了解决上述问题, 主要形成了以下几种数值方法。

(1) 拟压缩性方法(PCT)

Chorin 1972年提出这种方法。思路是给不可压缩流体人为地加上压缩性, 使方程抛物化。Chorin把连续方程加上一个压力项的时间导数。在稳态情况下, 这些方程的解是不可压的精确解, 尽管暂时的解是不精确的。连续性方程为:

$$\frac{1}{\beta} \frac{\partial p}{\partial t} (\nabla \cdot V) = \frac{1}{\beta} \frac{\partial p^*}{\partial t}$$

式中 β 是拟压缩性参数, p^* 是 p 在上一轮的迭代值, 这一修正形成了抛物化的方程组。拟压缩技术采用了时间充分发展和迭代技术。但收敛的稳定性对参数 β 的取值很敏感, 该值随流态和流动的结构(层流或湍流)而变。一旦得到了优化的 β 值, 该技术比相应的可压缩流动的算法更有效。该技术适用于泵、水轮机和其它低速的叶片式机械。

Jacoben等及Stanlal和Avellan应用该技术计算了水轮机转轮内的湍流。Kirtley等用拟压缩性技术求解了部分抛物化的不可压N-S方程。

(2) 近似因子法(AF)

该方法是Chorin^[42]1968年提出的, 其核心思想是把动量方程分为两部分, 一部分是旋度自由因子(或称无旋因子) $F(\bar{V})$; 另一部分是散度自由因子(或称连续因子) $\nabla p/\rho$,

$F(\bar{V})$ 定义为:

$$F(\bar{V}) = -(\bar{V} \cdot \bar{V})\bar{V} + \nu \nabla^2 \bar{V} + \bar{f}$$

Chorin最早提出了两步计算流场的思想: 先求辅助流场 V^{aux} , 使其含有正确的旋度; 再修正 V^{aux} 使其含有正确的散度。

$$\text{第一步: } (V^{aux} - V^n) / \nabla t = -\bar{V}^n \cdot \nabla \bar{V}^n + \nu \nabla^2 \bar{V}^n + \bar{f} \tag{5.15}$$

$$\text{第二步: } (V^{n+1} - V^{aux}) / \nabla t = \frac{1}{\rho} \nabla p^{n+1}$$

式中, f 是源项, 上标 n 和 $n+1$ 是迭代轮次数, 先数值求解(5.15)式, 得到一个辅助流场 V^{aux} , 再由求解压力泊松方程来校正辅助流场, 得到散度自由的流速场。近年来, Itohag和Daiguji提出了一种隐式SMAC(Simplified Marker and Cell)程式, 将AF算法用于二

维、三维稳态或非稳态流动。

分步法必须求解压力方程，因此，每一步计算中的很多时间花在计算压力场上。然而，从计算最终收敛的角度看，没有必要在每一步中都精确地求解出完全收敛的压力场。因而产生了一种更直接的方法，其基本思想是压力和速度同步校正。

(3) 压力-速度校正法(PVC)

最初的形式称作SIMPLE法，是Patanka和Spalding^[43]1972年提出来的，该方法克服了用连续方程求解压力场的困难。引入新的变量-校正压力和校正速度，在求得校正的压力后用来校正速度时，只计与该速度在同一方向上相邻两点间压力修正值的影响，忽略四周压力的修正值对所在位置速度校正的间接影响 $\sum A_i'' u_i'$ ，可以证明达到收效后这一

忽略不会对最后结果造成误差。随后SIMPLE法的改进形式，SIMPLE，SIMPLEC和SIMPLEST等相继提出并得到广泛应用。该方法具有的易于收敛和计算速度快的突出特点使之成为求解不可压流动的主导算法。

Rhie和Choe，1983年采用SIMPLEF法求解了翼型绕流和尾部边缘分离的流动。Rhie1989年再次对多重网格技术作了类似的工作。

Kaiki和Patankar，1989年用SIMPLER法结合贴体坐标技术计算了任意几何形状边界的内部流动问题。

(4) 分块隐式有限差分法(BIFDM)

求解不可压缩流动连续方程和动量方程的全耦合方法，将整个计算域的压力分量和速度分量以全耦合的方式求解，需要很大的计算机容量和很长的计算时间。Vank和Leaf^[44]1984年提出了分块隐式多重网格方法得到N-S方程和连续方程的分块耦合解。该方法已成功地用来计算弯曲方腔和旋转方腔内的三维粘性湍流问题。

5.4 网格生成

计算传热学及计算流体力学求解问题的第一步是对所计算的物理空间赋予一个点的集合——网格，然后在网格上离散控制方程，使之成为一系列代数方程。在计算的物理空间定义点的集合——网格的过程称为网格生成。对网格系统的一般要求有如下几点：

- ① 网格应与求解区域边界相适应；
- ② 网格应在高梯度的区域加密；
- ③ 与边界相交的网格显影尽可能与边界正交，以便准确方便的实施边界上的微分；
- ④ 网格间距在从小到大或从大到小变化时应逐渐过渡，从Fourier分析的角度，这是因为组成解的Fourier分量会在网格间距改变时反射及衍射；

- ⑤ 一组网格线尽可能应与流动方向重合。

网格系统可以分为两类：(1) 结构化网格，即网格的邻点可以用结构化的指标数确

定；(2)非结构化网格，即网格的邻点无法用结构化的指标数确定。结构化的网格中又可分为单一网格系统及组合网格系统。结构化网格广泛应用于有限差分计算中，非结构化网格广泛应用于有限元方法及有限差分的非结构化网格方法中。网格生成的方法基本上可以分为两大类，代数法及微分方程法。代数法生成网格是利用插值函数把一理想的立方体计算区域变换成物理空间。微分方程法把网格生成的过程化为求解带有源项的偏微分方程。本节主要对结构化网格的生成方法给予综述。

(1) 代数法生成网格

代数法网格生成最大的优点是不需求解微分方程，计算速度很快，但这种方法生成的网格对边界的传递性比较强，如果边界区域上有不光滑点时，生成的网格在一定区域中对边界上的不光滑性有“记忆”功能。代数法网格生成的方法可以分成三大类型：剪切变换、无限插值变换、多面法。剪切变换广泛应用于比较简单的区域变换中，这种方法仅适用于两相对曲面和其它平面所组成的区域(3D)或两相对曲线与两直线组成的平面区域(2D)；无限插值法是一种比较一般化的代数网格生成方法，起源于计算机辅助设计中对物体表面的描述。插值在定义曲线或曲面的函数之间进行，从而与不可数点的函数相匹配。无限插值的不可数特征来自于不可数点来定义边界界面，这与张量积结构所使用的角部信息不同(是有限的)。对于复杂的区域，文献^[46]提出了一种点控制的多面法，点控制的优点是经济地适用局部控制条件来控制整个区域的网格分布，使多面法的应用范围大大扩大，可以适用于任何复杂区域，代数法网格生成的控制完全取决于插值所使用调和函数的形式及边界上点的分布规律。多面法及无限插值法都可以在一定程度的范围内控制边界的正交及网格的疏密。

(2) 微分方程法生成网格

广泛使用的生成网格的微分方程是由Poisson方程形成的，是由已知计算空间中的网格分布来确定物理空间的网格点的位置，从而应交换Poisson方程的因、自变量，边界条件一般是第一类的。微分方程法网格生成的研究重点是如何控制网格，主要包括：边界上交角的控制；第一内网格点到边界距离的控制；内部网络疏密的控制；曲率控制等。这几类控制均通过Poisson方程中的源项来实现，从而源项函数的构造成为微分方程方法最困难的问题。有关控制的综述见文献^[46]。文献^[46]提出了一种曲率控制的方法来克服微分方程方法生成网格时存在网格线向凸边界表面移动的缺陷。这种方法是用两相对界面曲率的插值来确定内部网格线的曲率，并把曲率反映在Poisson方程的源项中。文献^[46]同时也提出了控制网格线与边界交角的方法，在控制交角时一般采用叠代法。虽然从解边值问题的微分方程来说不可能同时给出边界的值以及边界的梯度。但是如果修改叠代式的控制函数，可以调整网格线与边界的交角及第一内网格点离边界的距离。文献^[40]根据近期的文献，对结构化网格生成的方法给予了综述。

目前网格生成的研究主要集中在提高网格生成的速度、自动化程度以及网格的控制等几个方面。特别是三维问题，用微分方程生成网格时计算时间大幅度增加，而且有时

收敛性很差。为了克服这一缺点，一般用代数法生成的网格作为微分方程法网格的初始值。同时在代数法网格生成中为了克服对边界不光滑性的传递性，局部使用微分方程来光滑内部网格。这种代数法及微分方程法混合的形式是一种有效的网格生成方法。低比转速离心泵叶轮的实体模型和网格划分结果分别如图5.1和图5.2所示。

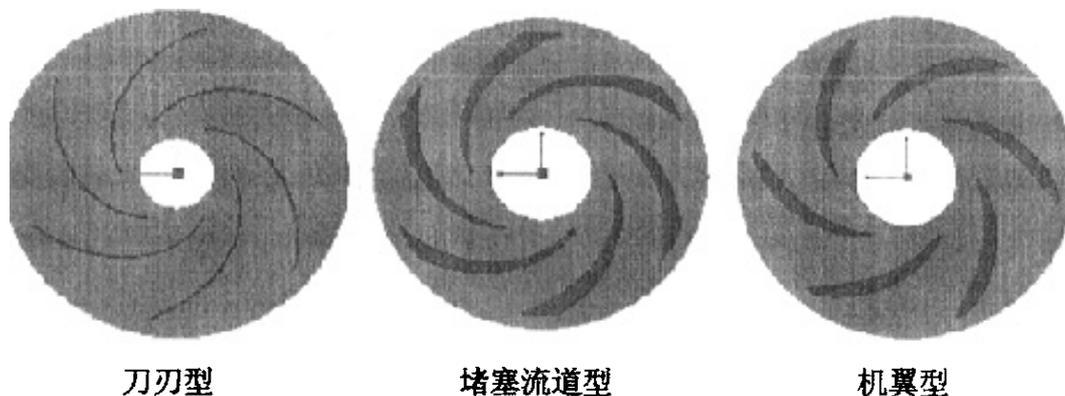


图 5.1 冲压焊接多级离心泵叶轮几何模型



图 5.2 冲压焊接多级离心泵叶轮过流通道的网格划分

5.5 边界条件

1. 进口边界条件

在计算域的进口，相对速度的各个分量取第一类边界条件，即：

$$u_j|_{i_n} = u_j(x, y, z) \quad (j = 1, 2, 3)$$

湍动能 k 和湍动能的耗散率 ε 分别由下列经验公式确定，即：

$$k_{in} = 0.005u_{in}^2, \quad \varepsilon_{in} = \frac{C_\mu k_{in}^{3/2}}{l_{in}}$$

式中 l_{in} —进口的混合长度, 设进口当量直径为 D , 则 $l_{in} = 0.5D$ 。

2. 出口边界条件

在计算区域的出口部分, 速度分量、湍动能 k_{out} 和耗散率 ε_{out} , 取第二类边界条件。

$$\frac{\partial u_j}{\partial n} \Big|_{out} = 0 \quad (j=1,2,3)$$

$$\frac{\partial k_{out}}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial \varepsilon_{out}}{\partial n} = 0$$

式中 \vec{n} —出口断面的单位法向矢量

3. 固壁条件

固壁条件包括叶轮的前后盖板及叶片吸力面和压力面。在近壁区, 由于当地雷诺数较小, 在充分发展的湍流区推得的标准 $k-\varepsilon$ 模型的使用受到限制。为计算近壁区的湍流, 通常采用两种方法: 一是采用低雷诺数 $k-\varepsilon$ 模型, 另一是采用壁面函数方法。由于后者避免了将湍流模型直接用到近壁区, 在减少计算机内存要求和提高计算效率方面有明显的优势, 目前的计算采用了后一种方法。设近壁点 p 到壁面的距离为 y_p , 则 u_p , k_p , ε_p 的值分别由下列壁面函数所确定:

$$\frac{u_p}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(Ey_p^+), \quad k_p = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}, \quad \varepsilon_p = \frac{u_\tau^2}{ky_p}$$

$$\text{式中 } y_p^+ = \frac{\rho u_\tau y_p}{\mu} = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu}$$

$$\text{壁面摩擦速度 } u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad E = 9.0, \quad k = 0.419$$

4. 周期性条件

在计算区域中叶轮前后延伸域两侧的边界上, 使用周期性边界条件。

$$\phi|_{left} = \phi|_{right}$$

$$\phi = u_\phi, u_r, w, k, \varepsilon, p$$

式中 u_ϕ —周向速度

u_r —径向速度

5. 压力边界条件

在计算域边界上, 压力应满足 Neumann 条件, 即第二类边界条件。为保证计算的稳定性, 在规定的某一内点上, 压力为给定值, 且定义为参考压力 p_{ref} 。

5.6 数值计算结果

分别对刀刃型叶片、机翼型叶片及流道堵塞型叶片的叶轮进行数值计算: 叶片数

$z = 6$, 设计工况点: (1) $n = 2900 \text{ r/min}$, $Q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 7.5 \text{ m}$;

计算收敛过程如图5.3所示, 求解后计算结果显示最小雷诺数为 $Re_c = 1.199 \times 10^5$, 满足高雷诺数的要求, 得到轮毂与前盖板之间 $h/b = 0.5$ 断面上的流速矢量分布、速度流线分布、压力等值线分布以及叶轮进、出口处的压力等值线分布和速度等值线分布, 分别如附录中图1~3所示。

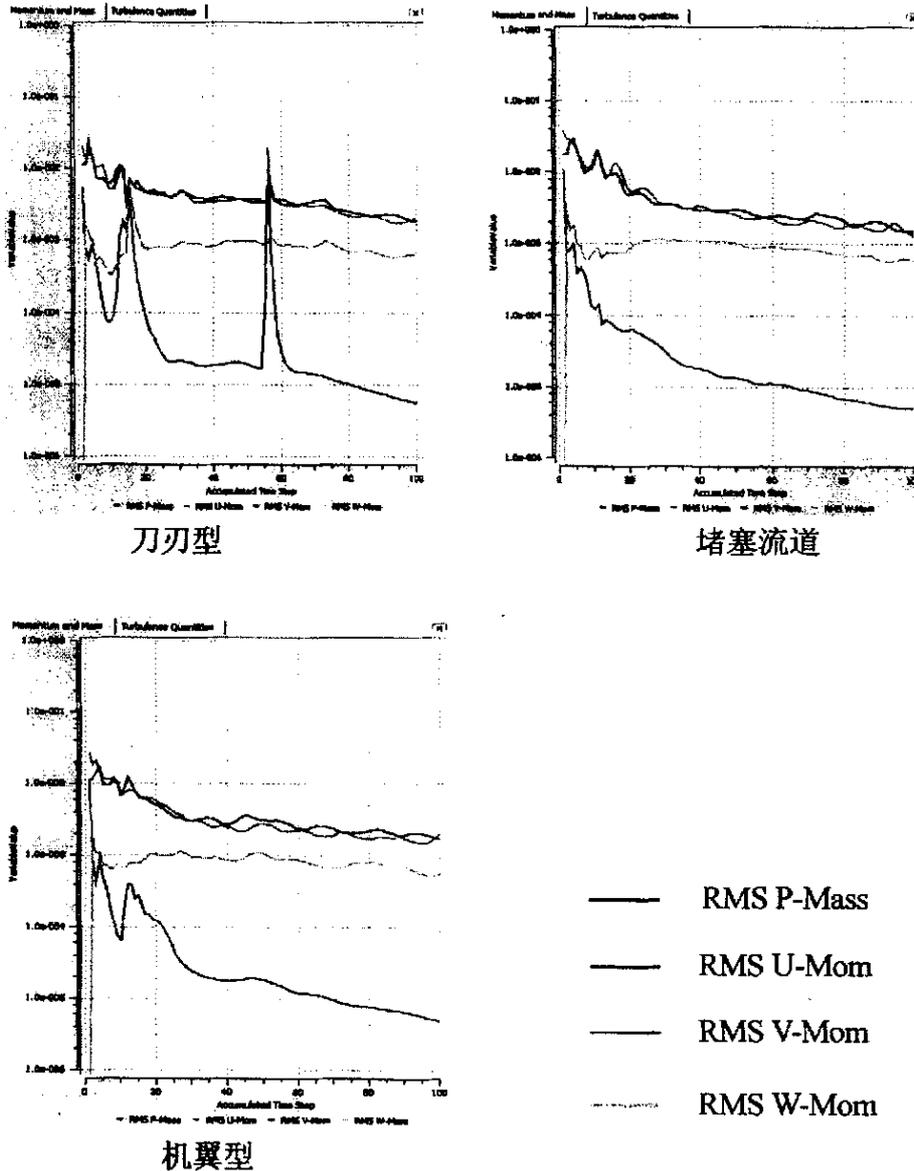


图 5.3 三种叶轮流场计算收敛过程

1. 压力分布

由附录图 1~3 中的 $h/b = 0.5$ 断面上的静压分布及进出口处的静压分布, 可以看到在叶片进口均有明显的负压区存在, 并且多分布在叶片头部非作面处; 叶轮出口截面上的静压分布, 在叶片的吸力面附近存在低压区, 同时压力面一侧压力均较高; 但压强总

体分布沿半径增大而增大，总压分布显示了叶轮内流体能量的变化，沿半径呈阶梯状增长，在叶轮出口处达到最大值。

2. 流速分布

由附录中图 1~3 中的 $h/b = 0.5$ 断面上的流速矢量分布、速度等值线分布及进出口处的速度等值分布，可以看出在叶片头部附近都有回流区，其中堵塞流道叶片较为严重，在这一区域流速明显减小，同时产生回流；在叶轮出口处，刀刃型叶片压力面处有明显的回流及二次流，从而在叶轮出口处形成了较强的射流-尾流结构，这种射流-尾流结构，对叶轮以及蜗壳的效率影响较严重；在流道内部也存在不同程度的回流、脱流以及边界层的分离等流动分布不均匀的现象，刀刃型叶片吸力面的流速分布优于机翼型叶片和堵塞流道叶片的吸力面的流速分布，但其叶片压力面的流速分布不如机翼型叶片和堵塞流道叶片的压力面的流速分布合理。

5.7 性能预测

表征泵的主要性能参数有流量、扬程、效率等。现对水泵在各设计工况下的扬程和效率进行预测，并将计算值与试验值进行比较，从而对设计方案的选择提供依据。

5.7.1 扬程预测

根据水泵扬程的定义，泵的实际扬程和理论扬程可分别由 (5.16) 和 (5.17) 式计算：

$$H = \left\{ \sum_i^n \left(\frac{p}{\rho g} \right)_i / N + \sum_i^n \left(\frac{V_2}{2g} \right)_i / N \right\}_{outlet} - \left\{ \sum_i^n \left(\frac{p}{\rho g} \right)_i / N + \sum_i^n \left(\frac{V_2}{2g} \right)_i / N \right\}_{inlet} \quad (5.16)$$

$$H_t = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{V_u U}{g} \right)_i / N \right]_{outlet} - \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{V_u U}{g} \right)_i / N \right]_{inlet} \quad (5.17)$$

式中 p 为静压； V 为绝对速度； N 为进、出口断面节点数； ρg 为水的重度。

5.7.2 效率预测

定义叶轮效率为：

$$\eta = H/H_1$$

式中 H 、 H_1 一叶轮的实际扬程、理论扬程

对于三种类型叶轮，分别计算了在各自的设计工况点，并利用计算求得的压力场、速度场，进行了叶轮性能预估。数值模拟的水力效率较试验高于试验效率，这是因为数值模拟只针对叶轮水力效率进行，而试验则是对整个泵体的总效率进行。

5.7.3 计算结果与试验结果的比较

1. 数值计算结果

利用数值计算结果，可以得出三种低比转速冲压焊接多级离心泵叶轮在设计工况下的效率与扬程，如表 5.1 所示。从表中可以看出，堵塞流道型叶轮的效率最高，其次是机翼型叶轮，刀刃型叶轮效率最低。三种叶轮的扬程与效率存在类似的情况。

表5.1 设计工况下水力效率和扬程的预测值

叶片类型	叶轮预测效率/%	预测扬程/m
刀刃型	56.72	102.72
机翼型	62.38	105.38
堵塞流道型	66.24	109.24

2 试验结果

试验采用国家 B 级试验台对三种类型叶轮离心泵的效率 and 扬程进行测量。该系统主体部分为封闭式结构，主要由入口管路系统、吐出管路系统、流量测量段、稳流筒、汽蚀筒等五部分组成。泵通过入口管路系统从汽蚀筒中吸水，通过吐出管路系统、稳流筒、流量测量段，再回到汽蚀筒中。系统采用传感器通过二次仪表以数字量或模拟量的形式输送到接口，然后经接口处理，以统一格式传送到计算机接口总线，主机系统通过接口柜显示屏和键盘与操作者交换信息，且通过打印机打印出试验结果，性能曲线通过绘图仪绘制，把数据存入硬盘做档案文件，从而完成了计算机自动采集处理的任任务。试验结果如表 5.2 所示，预测结果与相关的试验数据相吻合，从而由试验验证了利用 CFD 商用软件 CFX 对冲压焊接多级离心泵叶轮内部流场进行数值模拟的可行性和有效性。

表 5.2 设计工况下水力效率和扬程的试验值

叶片类型	泵试验效率/%	试验扬程/m
刀刃型	43.65	94.15
机翼型	46.04	95.64
堵塞流道型	47.91	97.80

综合比较三种叶轮，堵塞流道型叶轮能够较好地限制叶轮流道出口段的扩散，削弱了出口处的射流-尾流结构，从而有较高的效率和扬程。叶轮预测效率由于没有考虑压水室和管路的损失，与水泵试验数据相比较数值较高，已满足一般的工程精度要求。

第六章 结束语

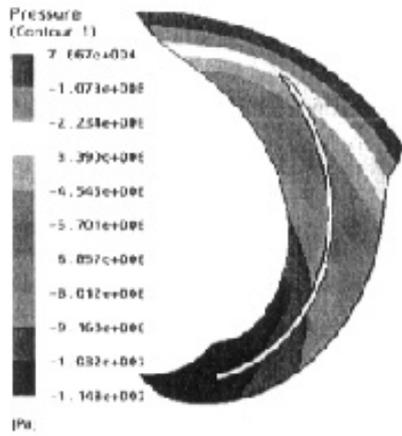
低比转速离心泵是应用极其广泛的通用机械。随着科学技术的发展,人们对低比转速离心泵提出了更高的要求,如高效率、无驼峰、无过载等,且有向着超低比转速方向发展的趋势。另外,为了节约材料降低成本、减少铸造行业产生的污染、便于输送卫生介质和减少二次污染等目的,近年来人们开始注重不锈钢冲压焊接多级离心泵的研制工作,使冲压焊接多级离心泵的理论、设计和制造达到了新的水平。本文对低比转速离心泵叶轮的设计方法、优化设计以及 CFD 分析技术进行了深入的研究,在此基础上,采用粘性水力设计方法设计了冲压焊接多级离心泵的叶轮,并对叶轮的几何参数进行优化,借助于 CFD 的商用软件 CFX 对冲压焊接多级离心泵叶轮内部流场进行了三维粘性数值模拟。论文主要解决了如下问题:

1. 结合不锈钢冲压焊接多级离心泵薄叶片、大包角、流道光滑的特点,采用以“理想流体”作为参照量,把粘性边界层作为液流动边界条件的粘性水力设计方法设计了冲压焊接多级离心泵的叶轮,改善了叶轮内部流体的流动分布及泵的抗汽蚀性能,离心泵的运行效率提高了 4~7%。

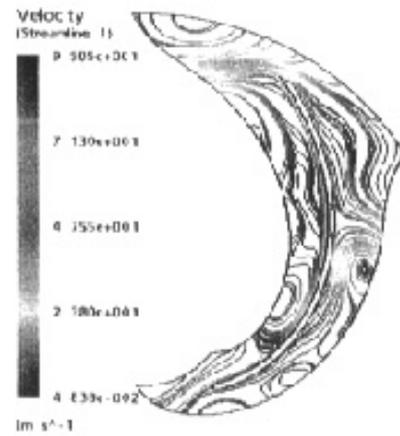
2. 以泵的总损失最小及以汽蚀余量最小为目标函数,对冲压焊接多级离心泵叶轮的几何参数进行了优化,优化后叶轮进口直径 D_1 变大了,而叶轮出口直径 D_2 变小了。 D_1 的增大,提高泵的抗汽蚀性能, D_2 的减小减少了圆盘摩擦损失。理论上通过公式反推计算,按新参数组合设计泵的效率将提高 6%。

3. 应用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型加壁面函数法对冲压焊接多级离心泵叶轮内部的三维湍流流动进行了时均 N-S 方程的数值计算。分析了叶轮内部流场的速度分布和压力分布,研究了叶轮内部流体的流动规律。并对冲压焊接多级离心泵的扬程和效率进行预测,预测结果和试验结果吻合较好。减少了对设计经验和试验数据的依赖,达到了缩短研制周期、节省了昂贵的模具费用,为设计和改进冲压焊接多级离心泵提供了重要依据。

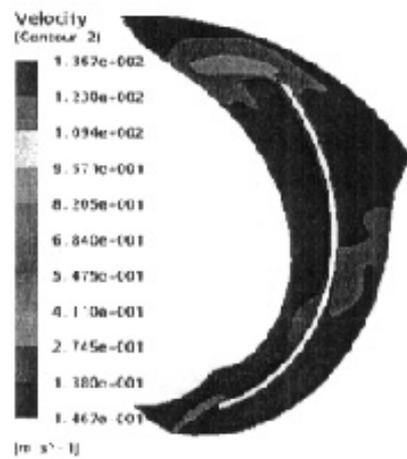
附 录



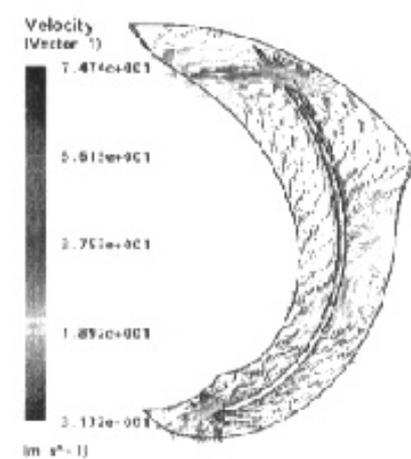
$h/b = 0.5$ 面上的压力分布



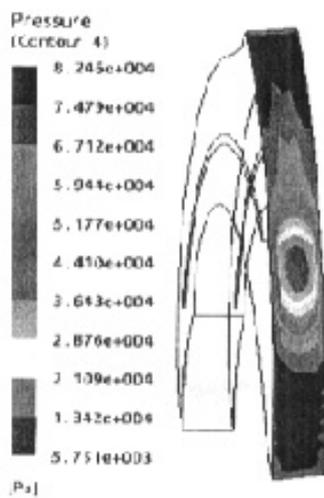
$h/b = 0.5$ 面上的速度流线分布



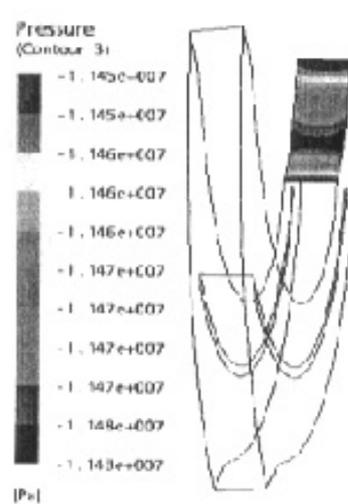
$h/b = 0.5$ 面上的速度分布



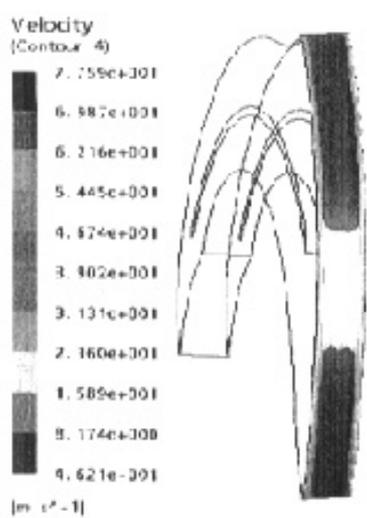
$h/b = 0.5$ 面上的速度矢量分布



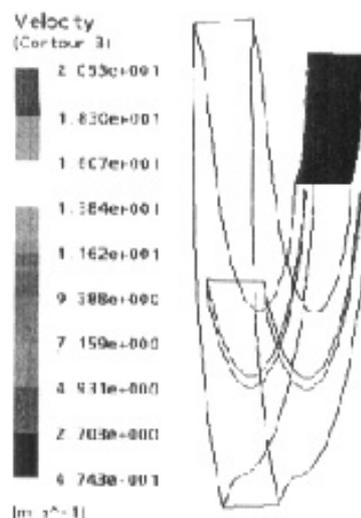
叶轮出口压力分布



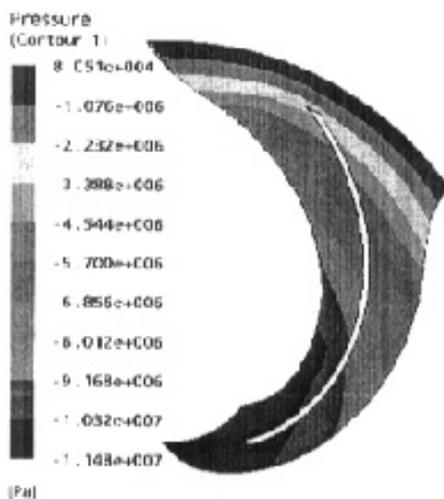
叶轮进口压力分布



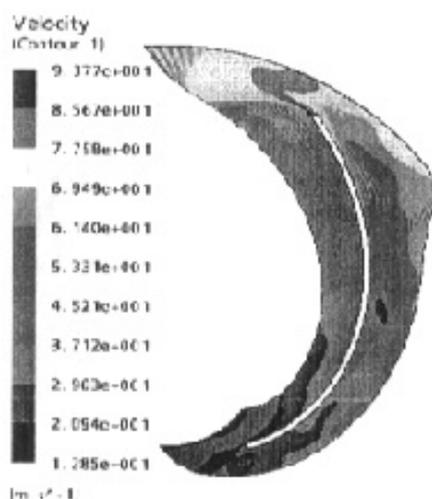
叶轮出口速度分布



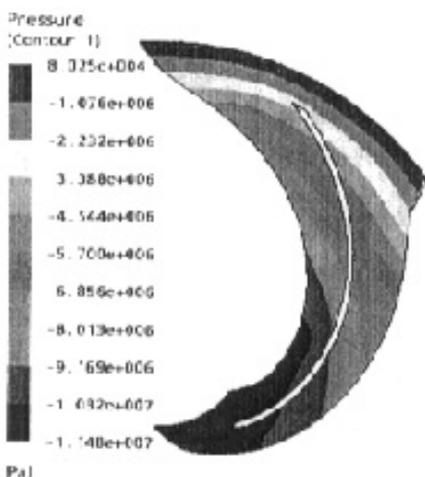
叶轮进口速度分布



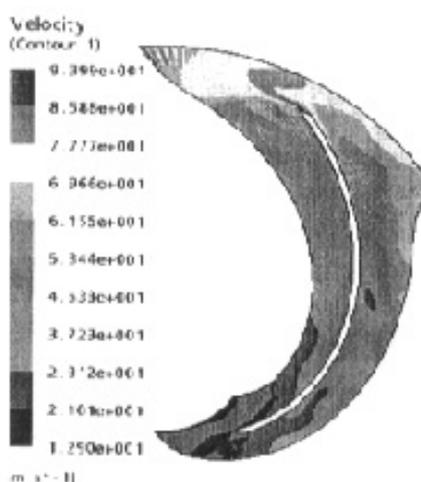
Hub 面上的压力分布



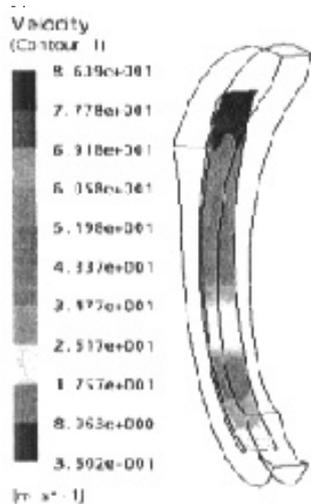
Hub 面上的速度分布



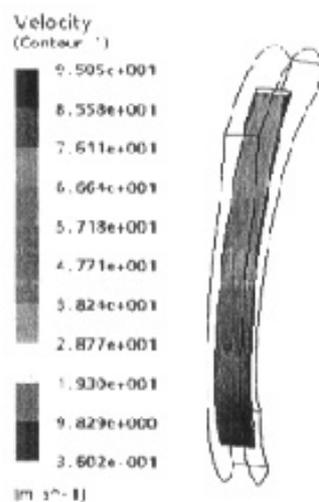
Shroud 面上的压力分布



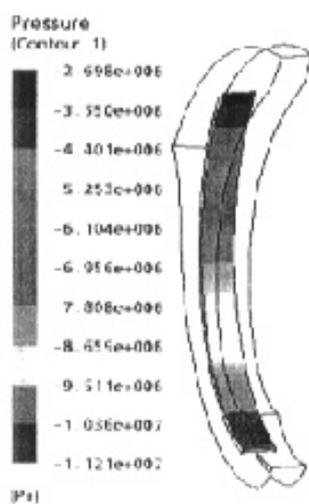
Shroud 面上的速度分布



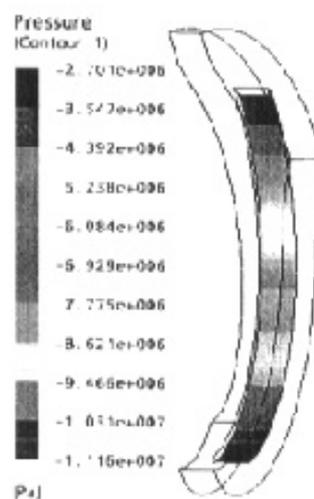
叶片吸力面上的速度分布



叶片压力面上的速度分布

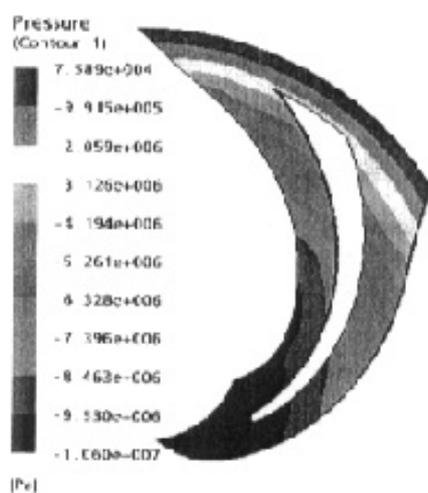


叶片吸力面上的压力分布

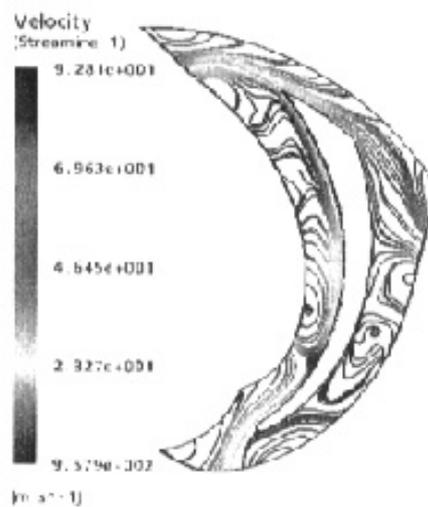


叶片压力面上的压力分布

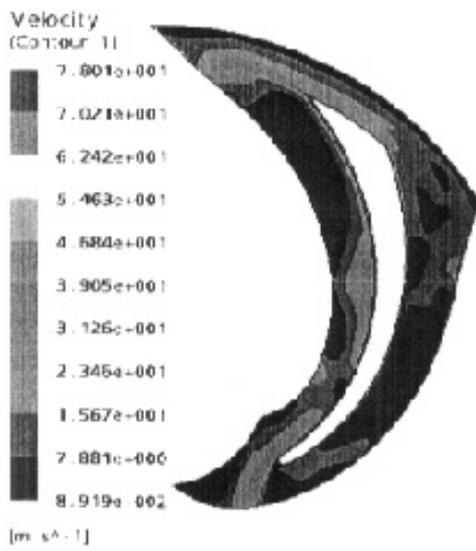
图 1 刀刃型叶片叶轮内部流场的速度分布和压力分布



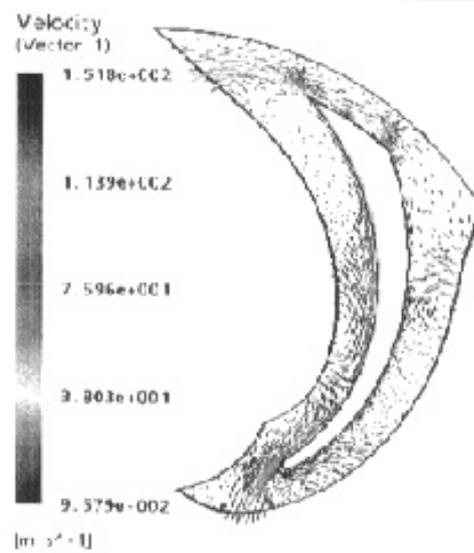
$h/b = 0.5$ 面上的压力分布



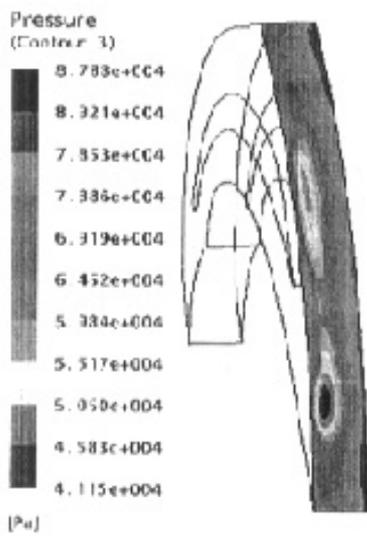
$h/b = 0.5$ 面上的速度流线分布



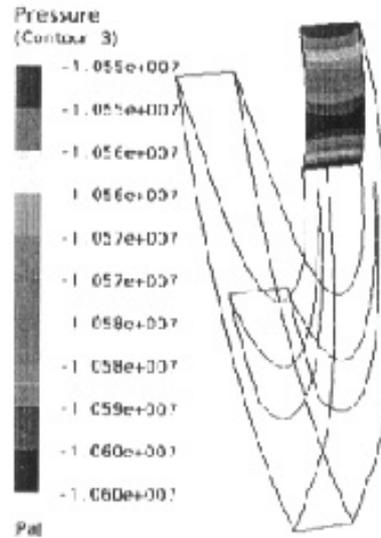
$h/b = 0.5$ 面上的速度分布



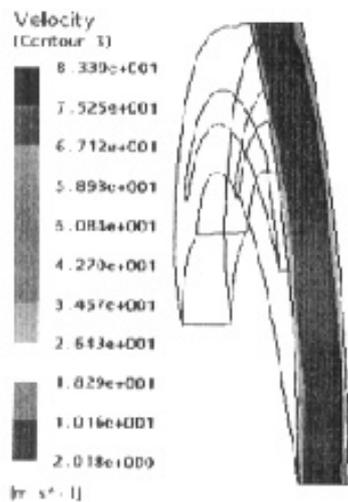
$h/b = 0.5$ 面上的速度矢量分布



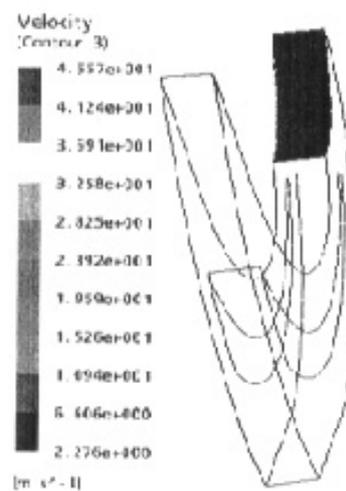
叶轮出口压力分布



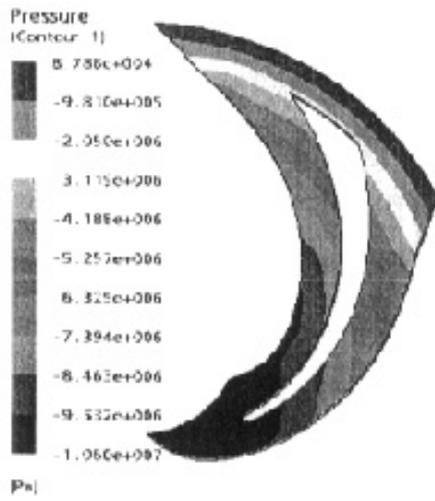
叶轮进口压力分布



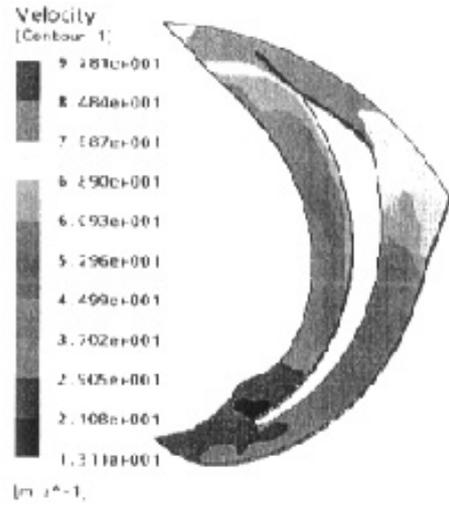
叶轮出口速度分布



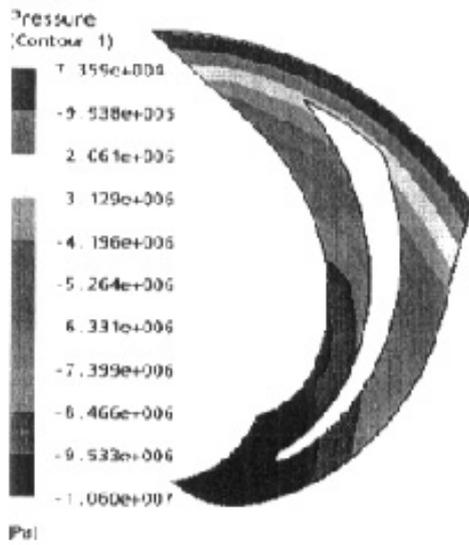
叶轮进口速度分布



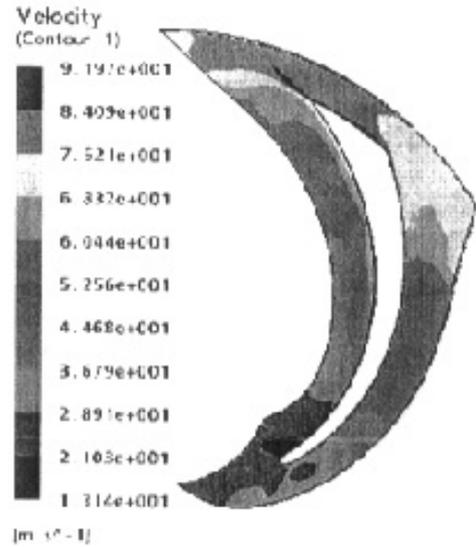
Hub 面上的压力分布



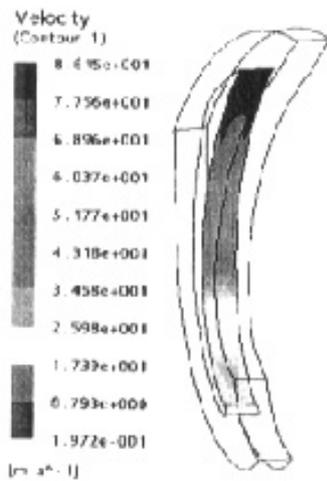
Hub 面上的速度分布



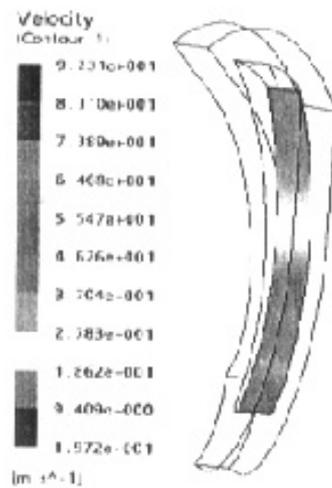
Shroud 面上的压力分布



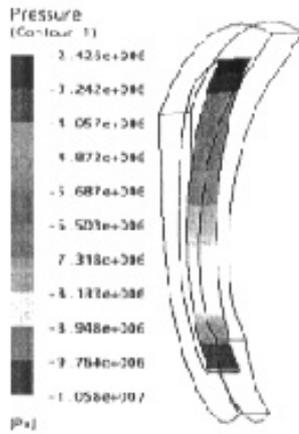
Shroud 面上的速度分布



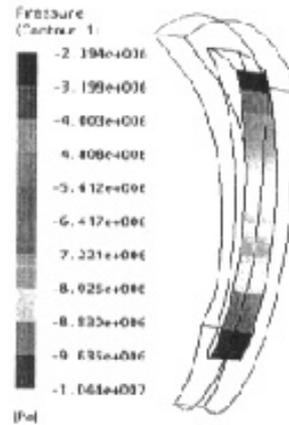
叶片吸力面上的速度分布



叶片压力面上的速度分布

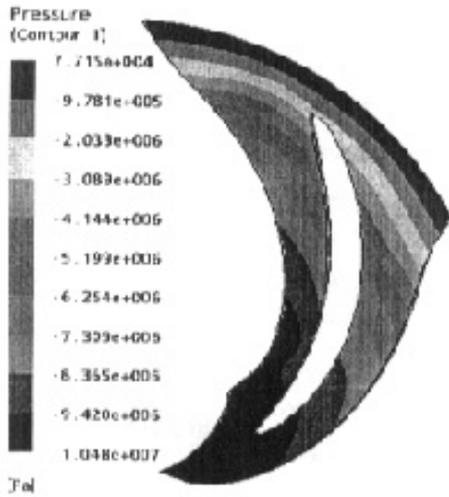


叶片吸力面上的压力分布

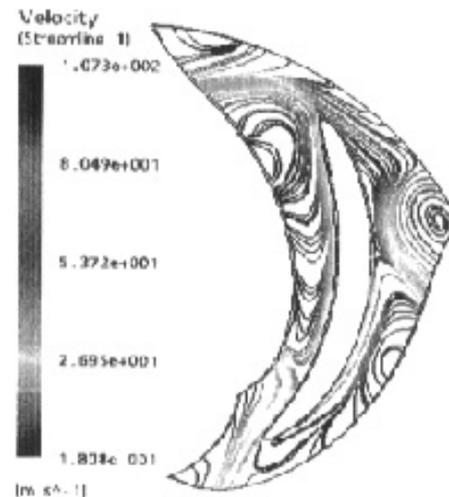


叶片压力面上的压力分布

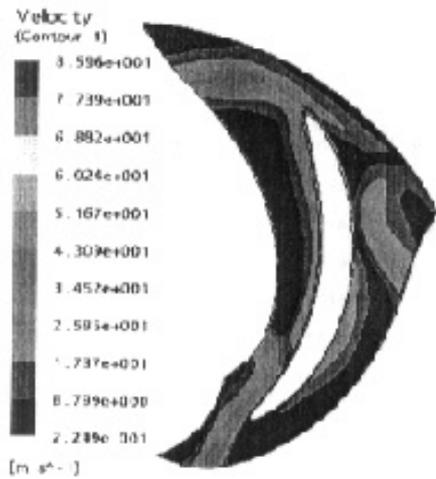
图 2 堵塞流道型叶片叶轮内部流场的速度分布和压力分布



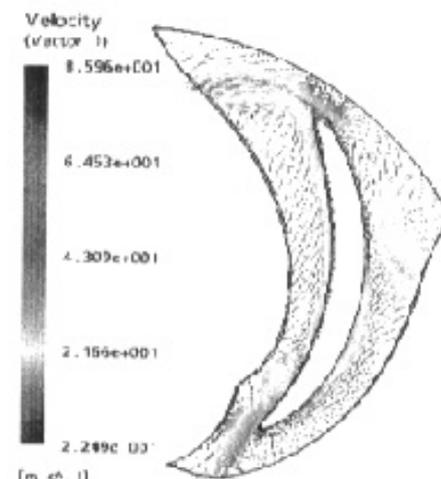
$h/b = 0.5$ 面上的压力分布



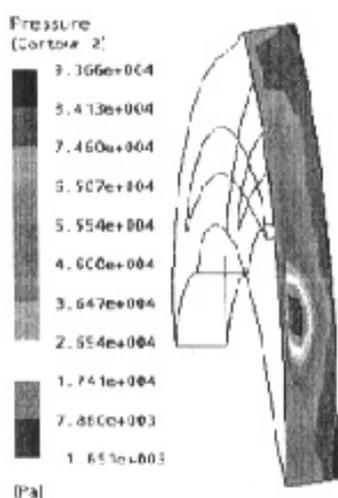
$h/b = 0.5$ 面上的速度流线分布



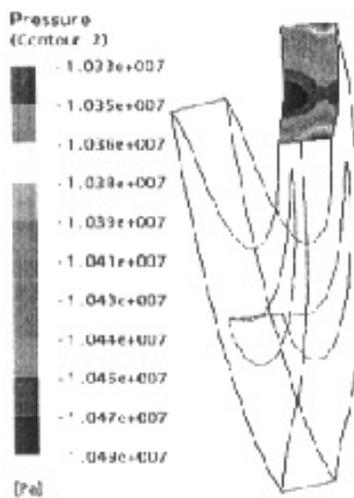
$h/b = 0.5$ 面上的速度分布



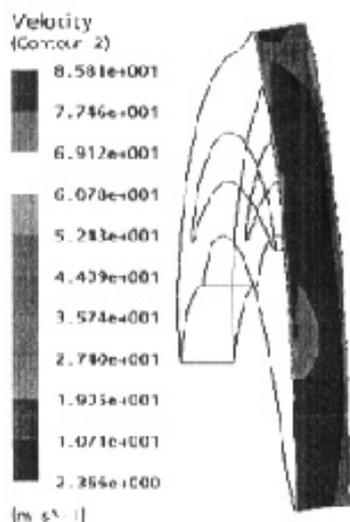
$h/b = 0.5$ 面上的速度矢量分布



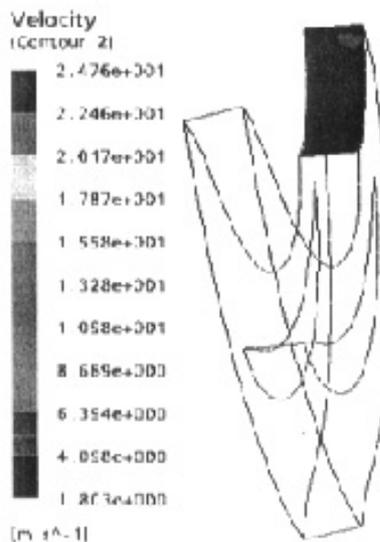
叶轮出口压力分布



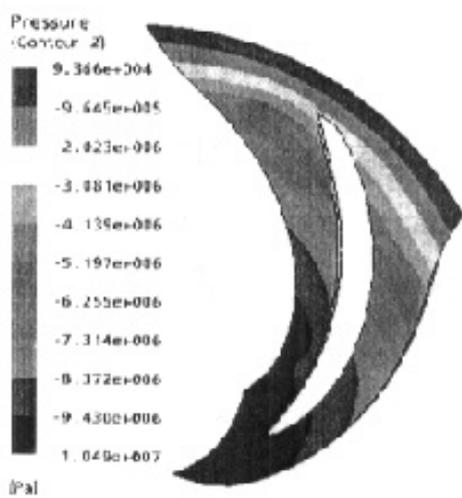
叶轮进口压力分布



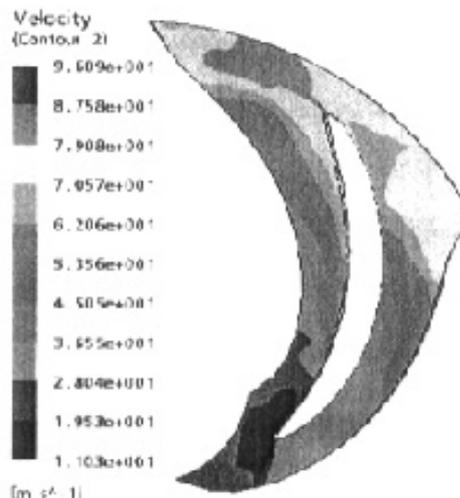
叶轮出口速度分布



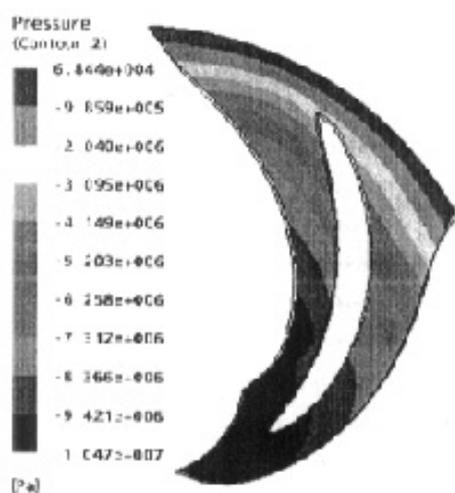
叶轮进口速度分布



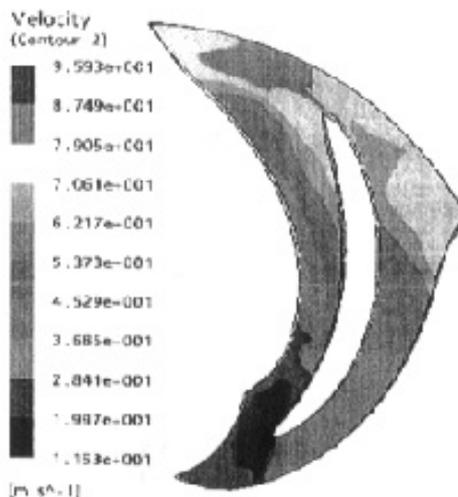
Hub 面上的压力分布



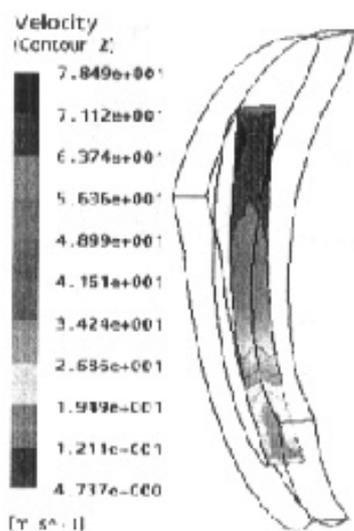
Hub 面上的速度分布



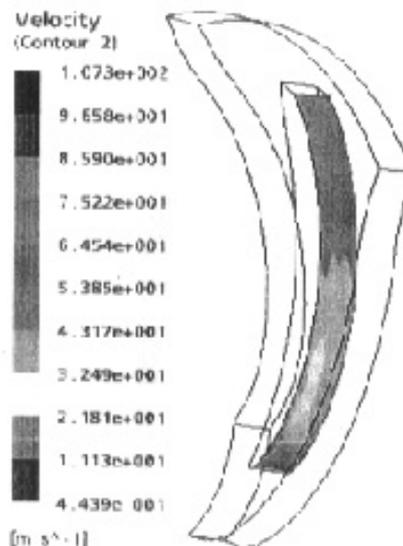
Shroud 面上的压力分布



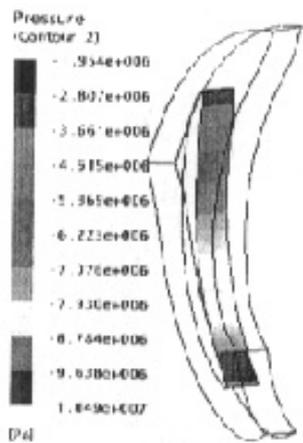
Shroud 面上的速度分布



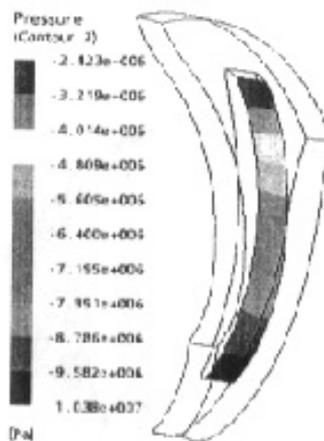
叶片吸力面上的速度分布



叶片压力面上的速度分布



叶片吸力面上的压力分布



叶片压力面上的压力分布

图 3 机翼型叶片叶轮内部流场的速度分布和压力分布

参考文献

- [1]刘元义, 蔡保元, 霍春源. 不锈钢冲压焊接多级泵研究的发展现状及应用前景. 淄博学院学报, 2002(4): 66-69.
- [2]钱家祥, 童志成, 陈文正. 冲压泵的特点及其应用. 流体机械, 1999, 27(8): 30-33.
- [3]吴玉林, 陈学纯, 胡泽明. 分块隐式有限差分法计算弯管湍流. 应用力学学报, 1992, 9(4): 103-107.
- [4]张佩芳, 袁寿其, 黄良勇. 低比转速离心泵研究现状与发展趋势. 水泵技术, 2004, (1): 20-24.
- [5]沈天耀. 离心叶轮的内流动基础. 杭州: 浙江大学出版社, 1987.
- [6]杨军虎, 赵万勇, 李金平. 极低比转速叶轮内流体的流动分析和叶轮的设计. 流体机械, 2001, 29(7): 20-22.
- [7]朱卫华. 极低比转数离心泵叶轮的优化设计与流动分析. 清华大学硕士学位论文, 2002.
- [8]袁寿其. 低比转速离心泵理论设计. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [9]罗崇来等. 低比速离心泵中的效率和驼峰问题. 水泵技术, 1983, (3): 16-18.
- [10]刘甲凡, 王能秀. 低比速离心泵不稳定特性方法的分析. 水泵技术, 1991, (1): 1-4.
- [11]朱祖超. 超低比转速高速离心泵的理论研究及工程实现. 机械工程学报, 2000, 36(4): 30-34.
- [12]J. F. Gülich. Disk friction losses of closed turbomachine impellers. Forschung in Ingenieurwesen, 2003(68): 87-95.
- [13]李学兰. 超低比转数多级泵驼峰和效率问题探讨. 水泵技术, 1996(2): 30-40.
- [14]蔡保元, 钱锐. 低比转速冲压焊接离心泵叶轮的设计特点. 水泵技术, 2001, (3): 12-14.
- [15]刘元义, 蔡保元, 霍春源. 冲压焊接多级泵粘性设计方法. 山东理工大学学报(自然科学版), 2004, 18(4): 12-15.
- [16]赵彤涌. 低比转速离心泵叶轮的设计. 山西机械, 2002(1): 47-48.
- [17]霍春源, 梁跃, 姚宁海等. 不锈钢冲压焊接离心泵的设计特点. 水泵技术, 1999(5): 11-13.
- [18]刘元义. 低比转数冲压焊接离心泵粘性设计方法及其应用. 农业机械学报, 2005, 36(4): 64-67.
- [19]林旭东. 低比转速平行盖板叶轮的设计. 排灌机械, 1994(1): 21-24.

- [20]陈晓玲, 张武高, 薛敦松等. 输送粘油时叶轮几何参数对离心泵性能的影响. 石油机械, 1999, 27 (2): 19-22.
- [21]刘元义. 冲压焊接多级离心泵水力设计及成型工艺. 上海理工大学博士学位论文, 2004.
- [22]杨军虎. 低比转数离心泵叶轮内的流动机理和叶轮设计. 农业机械学报, 2002, 33 (2): 47-49.
- [23]刘元义, 蔡保元, 霍春源等. 冲压焊接多级离心泵的理论研究与工程实现. 机械工程学报, 2005, 41 (2): 228-233.
- [24]汪树玉等编著. 优化原理、方法与工程应用. 杭州浙江大学出版社, 1991.
- [25]汪建华. 低比转速离心泵叶轮的优化设计. 水泵技术, 1993 (6): 10-13.
- [26]严敬. 再论低比转速叶轮的优化设计. 水泵技术, 1994 (6): 19-23.
- [27]汪建华. 离心泵叶轮参数的优化设计. 排灌机械, 1994 (2): 13-17.
- [28]王春林. 低比转速离心式渣浆泵叶轮的优化设计. 排灌机械, 1999, (4): 2-6.
- [29]严敬等. 对一低比转速叶轮参数优化模型的深入分析. 流体机械, 1999, 27 (8): 20-22.
- [30]严敬编著. 低比转速离心泵-原理、参数优化及绘形. 成都: 四川科学技术出版社, 1998.
- [31]汪建华等. 无过载泵优化设计. 江汉石油学院学报, 2000 (2): 36-37.
- [32]何希杰. 中低比转速离心泵叶轮优化设计方法. 水泵技术, 1992, (3): 29-32.
- [33]王江洋. 离心泵叶轮叶片进口角和包角的优化设计. 水泵技术, 1996, (2): 4-10.
- [34]钱涵欣等. 泵蜗壳的一种优化设计方法. 水利学报, 1996 (10): 75-79.
- [35]袁寿其, 高良润. 离心泵的优化设计. 排灌机械 1993, (11) 增刊: 35-37.
- [36]王乐勤等. 低比转速两级复合叶轮高速离心泵的研制. 浙江大学学报(自然科学版), 1997, (5): 668-693.
- [37]阎超. 流体机械内部流动数值计算方法的新进展. 清华大学博士学位论文, 1993.
- [38]Rastogi, A. K. , Rodi, W. Calculation of the Three-Dimensional Turbulent Boundary Layer on a Swept Wing. Institution of Mechanical Engineers, Conference Publications, 1979, 18(20): 27-34.
- [39]Leschziner, M. A. , Rodi, VV. 1981, Calculation of Annular and Twin Parallel jets using various Discretization schemes and Turbulence-model Variations. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 1981, 103 (2): 352-360.
- [40]Launder B. E. , Reece G. J. , Rodi W. Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure. Journal of Fluid Mechanics, 1975, 68 (3) :537-566.
- [41]周天孝, 白文. CFD 多块网格生成新进展. 力学进展[J], 1999(3) :344-368.
- [42]Chorin, A. J. Numerical Solution of the Navier-Stokes Equations, Mathematics of

Computation, 1968 (22) :745-762.

[43] Patankar, S. V., and D. B. Spalding. A Calculation Procedure for Heat, Mass and momentum Transfer in Three-Dimensional Flows, Int. J. Heat Mass Transfer, 1972(15):1787-1806.

[44] Vanka, S. P., Leaf, G. K. 1984, An Efficient Finite-Difference Calculation Procedure for Multi-Dimensional Fluid Flow, AIAA-84-1242.

[45]倪明玖. 现代差分格式的发展机理新压缩机内部湍流场的数值模拟. 西安交通大学博士学位论文, 1997.

[46]陶文铨. 数值传热学. 西安交通大学出版社, 1988.

[47]周力行. 湍流两相流动与燃烧的数值模拟. 清华大学出版社, 1991.

[48]Weidong Zhou, Zhimei Zhao, T. S. Lee, and S. H. Winoto. Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impeller Using Computational Fluid Dynamics. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(1): 49-61.

[49]关醒凡编著. 现代泵技术手册. 北京: 宇航出版社, 1998.

致 谢

本论文是在山东理工大学机械工程学院刘元义教授的精心指导下完成的。衷心地感谢我的导师刘元义老师，导师渊博的学术知识，踏实严谨的学术作风，实事求是的科研精神和精益求精的实干精神都使我深受感染并获益匪浅。导师真诚宽厚的待人原则和乐观自信的生活态度也给予我许多启迪，令我学到了作为一名科研工作者所应具备的踏实、勤奋、一丝不苟、认真求实的优良品质和工作作风。在此，请允许我表示崇高的敬意和由衷的感谢！

充实的研究生生活是人生道路上一段永远难忘的经历，在此感谢伴我度过3年美好时光的所有老师和同学，感谢他们在生活和学习上对我的帮助。特别是得到了李红艳老师和孔繁昕老师热情无私的指导，为论文的顺利完成提供了多方面的帮助，在此表示衷心的感谢！

感谢我的家人在我求学路上的鼓励和支持！

最后，要感谢评阅、评议硕士论文和出席硕士论文答辩会的各位专家学者，感谢他们在百忙的工作中能给予指导。

攻读硕士学位期间的研究成果及发表的学术论文

1. 攻读硕士学位期间发表的论文

① 王广业, 刘元义. 低比转速离心泵叶轮内部流场的 CFD 分析. 机械工程与自动化. 2006 年第 5 期.

② 刘元义, 蔡保元, 霍春源等. 冲压焊接多级离心泵的理论研究及工程实现. 机械工程学报. 2005 年第 2 期.

③ 刘元义, 王广业. 低比转数冲压焊接多级离心泵叶轮内部三维流动数值模拟. 农业机械学报. 2006 年第 11 期.

2. 攻读硕士学位期间参与的课题及科研成果

① 低比转速冲压焊接多级离心泵的理论研究及工程实现 (博士科研启动经费资助项目), 担任并完成了低比转速冲压焊接多级离心泵叶轮内部流体的三维粘性数值模拟的工作。