



分类号: TH311

密 级: 公 开

UDC:

单位代码: 10076

工学硕士学位论文

离心泵内部流场的数值模拟与实验分析

作 者 姓 名 : 薛冰军

指 导 教 师 : 魏效玲教授

申 请 学 位 级 别 : 工学硕士

学 科 专 业 : 机械设计及理论

所 在 单 位 : 机电工程学院

授 予 学 位 单 位 : 河北工程大学

A Dissertation Submitted to
Hebei University of Engineering
for the Academic Degree of Master of Engineering

**The Numerical Simulation and Experimental
Analysis of Inner Flow Field of Centrifugal
Pump**

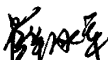
Candidate : Xue Bingjun
Supervisor : Prof. Wei Xiaoling
Academic Degree Applied for : Master of Engineering
Specialty : Mechanical Design and Theory
College/Department : College of Mechanical &
electrical

Hebei University of Engineering

June. 2012

独创性声明

本人郑重声明： 所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得河北工程大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

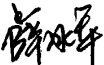
学位论文作者签名：

签字日期： 2013 年 6 月 5 日

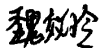
学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 河北工程大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 河北工程大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子文档。

（保密的学位论文在解密后适用本授权说明）

学位论文作者签名：

签字日期：2012年 6月 5日

导师签名：

签字日期：2012年 6月 5日

摘 要

离心泵是一种应用较广泛的能耗大效率低的设备。近年来,随着计算机技术的快速发展,利用 FLUENT 实现离心泵的内部流场数值模拟为了解和掌握离心泵复杂的内部流动开辟了新的途径,弥补了传统设计方法的不足,对离心泵的优化设计、水力性能的改善、提高其效率具有非常重要的意义。

本文首先采用 Pro/E 软件建立离心泵的三维实体模型,然后采用计算流体力学软件 FLUENT 对 RY 型离心泵进行内部流场的数值模拟,得到不同工况下离心泵内部流场不同时刻的速度分布和压力分布,分析了离心泵内部的流动规律,并进行性能预测。在此基础上对 RY 型离心泵进行优化改进,并对优化后的离心泵进行不同工况下内部流场的数值模拟,通过计算结果与实验结果的比较验证该方法计算离心泵内部流动的可行性和正确性。

本文主要作了以下几方面的研究工作:

(1)介绍了离心泵内部流场数值模拟的国内外发展研究现状及商用 CFD 软件的发展,从控制方程、湍流模型问题的提出及解决方法、湍流模型的后处理等多方面介绍了湍流流动数值模拟理论。

(2)介绍了计算流体力学的基本理论知识,阐述了流体与流动的基本特性,给出了流体动力学的基本控制方程。

(3)利用 Pro/E 软件对 RY 型离心泵过流部件进行实体造型,建立离心泵的三维实体模型。

(4)介绍了 FLUENT 环境下离心泵的数值计算过程,应用滑移网格法对离心泵内部湍流流动进行非定常数植模拟,得到不同工况下各个时刻的速度分布和压力分布。通过计算结果比较分析,揭示了离心泵内部的流动规律。

(5)根据数值模拟结果对现有 RY 型离心泵进行优化设计,并以此为基础进行离心泵的性能预测,将预测结果与已有的实验测试结果进行分析比较,验证了所采用方法的可行性和正确性。

关键词: 离心泵; 三维建模; 计算流体力学; 流场分析; 数值模拟; 滑移网格

Abstract

Centrifugal pump is widely applied equipment which needs more energy but has low efficiency. In recent years, along with the rapid development of computer technology, we can achieve internal flow field value simulation of centrifugal pump by FLUENT. It opens a new avenue mastering internal flow field of centrifugal pump and makes up for the lack of design. It has very important significance on the optimization design of the centrifugal pump、hydraulic performance improvement、improving efficiency.

This paper firstly set up a 3D entity model based on the Pro/E. Then the numerical simulation of the centrifugal pump for internal flow field by using the software of FLUENT can get the centrifugal pump internal flow field of velocity distribution and stress distribution of different working conditions and time. Through this, we can analyze the internal law of the centrifugal pump and calculate the performance. Based on it, we optimize RY centrifugal pump and perform the numerical simulation of the flow field under different working conditions. Through the comparison between the calculation results and experimental results, verifying the correctness and feasibility of the way to calculate internal flow of centrifugal pump.

This paper mainly does the following jobs:

1. Introducing current research development at home and abroad about centrifugal pump. It also introduces the development of the software on CFD and the turbulent flow numerical simulation theory based on the control equations, putting forward turbulence model of the problem and the solving methods, turbulent model post-processing and so on.

2. Introducing the basic theory knowledge of computational fluid dynamics、expounding basic characteristics of the flow of fluid and giving the basic control equations of the flow of fluid.

3. Establishing the three-dimensional entity model of centrifugal pump using Pro/E.

4. Introducing numerical calculation of centrifugal pump based on FLUENT. We can get velocity distribution and stress distribution of different working conditions and time by performing the numerical simulation of the flow field using sliding grid

technology. Through the flow field calculation results, we can get flow law.

5. Based on the result of numerical simulation, we optimize RY centrifugal pump and then test its performance. Analysing forecasted results and test results to demonstrate the correctness and feasibility of the method.

Keywords: Centrifugal pump; 3D modeling; Computational fluid dynamics; Fow field analysis; Numerical simulation; Sliding grid.

目 录

摘 要	I
Abstract	II
第 1 章 绪论	1
1.1 本课题的研究背景及研究意义	1
1.2 国内外相关技术的发展现状	2
1.2.1 国外相关技术发展现状	2
1.2.2 国内相关技术发展现状	2
1.3 离心泵内部流场数值模拟的研究现状及发展趋势	3
1.4 计算流体动力学 (CFD) 技术的发展	6
1.5 本课题研究内容	6
1.6 本章小结	7
第 2 章 离心泵内部流场数值模拟理论基础	8
2.1 计算流体动力学理论基础	8
2.1.1 计算流体动力学基本思想	8
2.1.2 流体与流动的基本特性	9
2.1.3 流体动力学的基本控制方程	10
2.2 湍流流动的数值模拟方法	13
2.3 常见湍流模型及应用分析	14
2.4 离心泵内部流场数值模拟方法	20
2.5 本章小结	22
第 3 章 离心泵的三维实体建模	23
3.1 Pro/E 造型软件介绍	23
3.2 叶轮三维造型设计	24
3.3 蜗壳三维造型设计	27
3.4 本章小结	30
第 4 章 离心泵内部流场的数值模拟	31
4.1 FLUENT 软件介绍	31
4.2 几何模型的简化生成与网格的划分	32
4.2.1 几何模型简化与生成	33
4.2.2 网格的划分	33
4.3 旋转叶轮和静止蜗壳间的耦合模型	34
4.4 边界条件	35
4.4.1 进口边界条件	36
4.4.2 出口边界条件	37
4.4.3 固体壁面边界条件	37
4.5 离心泵内部流场的数值模拟计算	38
4.5.1 设置计算模型	38
4.5.2 设置边界条件	38
4.5.3 设置求解控制参数	38
4.5.4 迭代计算	39
4.6 迭代结果与分析	39

4.7 本章小结	42
第5章 离心泵数值模拟结果与实验值比较	43
5.1 离心泵性能实验	43
5.1.1 基本原理	43
5.1.2 实验数据	44
5.1.3 绘制离心泵工作性能曲线	46
5.2 优化后离心泵数值模拟	47
5.2.1 几何模型的建立	47
5.2.2 数值模拟结果分析	48
5.3 优化前后数值模拟结果比较	49
5.3.1 同一时刻的速度分布比较	49
5.3.2 同一时刻的压力分布比较	50
5.3.3 同一时刻的湍动能分布比较	51
5.4 性能预测与实验值的比较	52
5.4.1 FLUENT 数值报告介绍	52
5.4.2 扬程的预测	53
5.4.3 效率的预测	53
5.4.4 预测值与实验值的比较	54
5.5 本章小结	56
结 论	57
致 谢	59
参考文献	60
作者简介	63
攻读硕士学位期间发表的学术论文	63

第1章 绪论

泵与风机属于通用机械的范畴,在石油、化工、造船、水利、轻工及电力等国民经济的各个领域中有广泛的应用。同时,泵与风机又是消耗能量最多的通用机械之一。据统计,我国水泵与风机装机总功率已达 1.59 亿千瓦(其中风机 0.49 亿千瓦,水泵 1.1 亿千瓦),年总耗电量达到 3200 亿千瓦时,大约消耗当年全国电力消耗总量的 1/3,占工业用电量的 40%。我国泵与风机的生产厂家众多,产品质量良莠不齐,实际运行效率更低,仅为 40%左右。据有关部门计算,如果能够提高泵与风机的设计效率和运行效率,仅在电厂的风机和水泵节约电量就达到 25.69 亿千瓦时/年。因此,改进和提高泵与风机的设计和运行效率能够节省大量的能源,对社会经济的可持续发展具有十分重要的意义^[1]。

离心泵结构的复杂性决定了其内部流场的分布相当复杂,这也给离心泵内部流动情况的分析研究带来了一定困难。近年来,国内外对这方面的研究取得了一定成果。最早的是采用实验方法,测得流场的分布情况,从而判断离心泵结构是否合理。近几年来,LDV、PDV、PLV、PIV 等技术的发展进一步丰富了离心泵流场的测量,但这些测试手段需要花费大量地人力物力并且需要熟练的实验技术。离心泵内部流场数值模拟的研究已经变得相当活跃。实现离心泵的内部流场数值模拟对于离心泵的优化设计、改善离心泵的水力性能以达到增效节能的目的具有重要的现实意义。而且,基于 CFD 数值模拟的现代设计方法还可以弥补传统设计方法的不足从而可以设计出高效节能的离心泵,这些都将对泵与风机的设计研发带来积极的影响。

1.1 本课题的研究背景及研究意义

在石油工业中,离心泵是油田原油短距离集中输送、石油管道长距离输送和石油化工流程中的重要流体输送设备,具有结构简单,操作方便,运转平稳,便于维护等优点。因此,它在石油矿场上、储运过程中和炼油厂内应用广泛。石油、石油化工行业中所使用的离心泵大多为蜗壳式离心泵,其中中低比转速泵占很大的比例。另外,离心泵还具有压力高、功率大、耗电高等参数特点。其中,离心泵单机消耗最大功率已接近 1000kw^[2]。据统计,目前,油田泵的耗电量约占油田总耗电量的 12%,其中离心泵的消耗占有很大比重。通过对大庆油田输油泵的调查发现,对任意选定的十台离心泵进行调查、分析、计算,结果表明平均每台离心泵浪费功率 8.12kw,油田仅此一项,按保守的估算每年消耗于出口节流阀门的功率就达 4500 万度电^[3]。随着现代石油工业的快速发展,离心泵的重要性越来越明显。但是目前市场上的离心泵存在一个普

遍的问题就是泵的效率低下,因此,提高离心泵运行效率,降低离心泵电能消耗对提高企业经济效益,国民经济的可持续发展都有十分重要的现实意义。

本课题以 RY 型离心泵为研究对象,该系列泵性能优良,使用可靠,适用于输送不含固体颗粒的高温液体,广泛应用于石化工业、机械工业、合成纤维工业、油脂工业、纺织印染工业、造纸工业、塑料及橡胶工业、木材工业和建筑工业。但是在实际生产应用中,泵的损失较大,造成效率低下,作为相对成熟的产品,市面上的产品效率普遍在 40%左右,效率较低,对能源造成极大的浪费,本文旨在分析离心泵的内部流场,揭示离心泵瞬态流场的分布规律,从而优化泵的结构,提高泵的运行效率,降低成本,节省能源。

1.2 国内外相关技术的发展现状

1.2.1 国外相关技术发展现状

早在 1920 年左右,就有学者关注于离心泵内部流场研究。Fischer 和 Thoma 用传统的流场显示技术证明了离心泵叶轮内部的真实流动与基于理想流体的流动分析有明显差别^[4]。1933 年,英国科学家 Thom 应用手摇计算机完成了对一个外掠圆柱流动的数值计算^[5]。1957 年,Acosta 和 Bowerman 研究表明,在相当大的范围内,叶片的吸力面侧是泵叶轮内部流动损失相对集中的区域^[6]。Fowler 于 20 世纪 60 年代发现了流道出口附近压力面侧流速明显大于吸力面侧,与势流预测结论正好相反^[7]。Johnson 和 Moore 实验研究了离心泵叶轮流量对尾迹的影响^[8]。Arndt 等实验研究了离心泵叶轮与蜗壳间的流动干扰,发现压力面的压力波动小于吸力面,最大的压力波动出现在吸力面进口边^[9]。Stoffel 等人先后研究了蜗壳对叶轮内流的影响,实验结果表明,蜗壳与叶轮间的径向间隙大到一定值后,蜗壳对叶轮内流的影响不再显著,但叶轮出流仍不对称^[10]。Manish Sinha 等利用 PIV 技术对带有叶轮扩压器的离心泵内部的转子与静子的相互干涉、失速现象进行了分析、计算和实验研究^[11]。

1.2.2 国内相关技术发展现状

国内科研人员也离心泵内部流动测量进行了分析研究。吴仲华教授于 1952 年提出了基于两类相对流面的通用理论,在工业界被广泛应用^[12]。这大大影响了叶轮机械内部流动的数值模拟研究。薛敦松等用 LDV 测量叶轮内流动实验表明较大的包角比较小的出口角对内流均压化有利^[13]。李森虎等利用闪光测速仪研究了离心泵和诱导轮内部汽蚀空泡的产生和发展^[14]。李文广等利用 LDV 对离心泵内部流动测量实验,实验表明离心泵叶轮出口处流动是主流-尾流模型^[15,16]。FLUENT 软件广泛应用以后,

国内很多学者对水力机械的内部流场进行了分析研究。国内的戴江、吴玉林等计算过泵叶轮内的二维或三维粘性流动^[17-18]。江苏大学袁寿其计算过低比转速离心泵叶轮内的流动^[19]。李海峰、吴玉林运用压力修正法对两种离心泵的设计方案叶轮内紊流进行了数值模拟，通过把计算结果和实验数据进行对比，可以为叶轮方案的比较和选择提供有价值的信息^[20]。

国内外的很多专家学者对离心泵的内部流场进行了大量分析研究，大多对离心泵内部流场进行了定常计算，从而研究流体的压力、速度分布以及流动中的各种现象；而采用非定常计算的文献相对较少，本文对 RY 型离心泵进行非定常分析计算，可以得到离心泵的瞬时流场分布。

1.3 离心泵内部流场数值模拟的研究现状及发展趋势

计算流体动力学随着计算机技术的不断更新而飞速发展；同时由于水力机械叶轮内部流场复杂多变不易用实验手段测量，从而使得泵叶轮内部流场的数值模拟技术得到了更大的发展。特别是近些年来，叶轮机械的数值模拟已由原来的无粘性发展到考虑流体粘性、原来的二维流场分析到三维流场数值模拟。CFD 作为主要流体分析方法，能推出多种优化的物理模型，如定常流动与非定常流动、不可压缩流动与可压缩流动、紊流、层流、化学反应、传热等。应用 CFD 软件可以在计算机上真实反映离心泵内流体复杂的二维及三维流动情况，从而能分析泵内速度及压力等的分布，为泵的优化设计、改进提供理论依据。

随着国民经济的发展，工业生产对叶轮机械的设计和研发提出了更加严格的要求。只有研究了离心泵内部流场分布情况和能量损失产生的原因，才能对叶轮机械的结构进行优化设计，从而提高叶轮机械性能，因此提高叶轮机械设计水平的关键是研究叶轮机械的内部流场。目前理论分析、实验研究和数值模拟是用于研究分析叶轮机械内部流场的主要方法。数值模拟在叶轮机械的发展中起着越来越重要的作用，其显著特点是高效率、小投资和周期短等，叶轮机械内部流场的数值模拟已逐渐发展为计算流体动力学重要的应用领域。叶轮机械内部流场的数值模拟发展时期如下^[21]。

1. 无粘流数值模拟时期

无粘性数值模拟主要集中在上世纪的 50 年代到 80 年代。该时期数值模拟计算以 Euler 方程、流函数或势函数作为控制方程进行求解。其中，吴仲华教授于 1952 年提出了 S_1 、 S_2 两类相对流面理论，这大大影响了叶轮机械内部流动的数值模拟研究^[22]。此后，在普遍采用这种理论来模拟计算叶轮内部流动的同时，产生了一些新的数值模拟方法，比如准正交面法、流线曲率法等。

(1) 流线曲率法。其基本思想是：在泵的流道内假定近似的流线，借助正交线上的常微分速度梯度方程求解流动量新的迭代值，再依据流量等值反插方法调整各流线的位置，迭代收敛直至达到给定的精度。陈胜利、吴达人分析得出了离心泵叶轮内平均相对流面的流线分布位置及速度分布，最后借助快速近似法得出了叶片表面的速度、压力分布，最终实现了离心泵叶轮内部流场的数值模拟^[23]。

(2) 准正交面法。其基本思想是：在泵叶轮流道中从各个准正交面上分别沿 S_1 、 S_2 流面与准正交面的交线求解速度梯度方程的积分，得到新的相对速度 w 值；通过准正交面流量相等原则修正相对速度 w 值，积分之前在流道内选定初始流线节点和相对速度 w 的分布；接着反复迭代直至得到满足流量条件的相对速度 w 分布；然后反插等分流量点，求得流线节点新坐标，再求新的相对速度 w 分布和新的流线节点；反复迭代至相对速度 w 收敛。

2. 有粘流数值模拟时期

上世纪 80 年代到 90 年代，叶轮机械内部流场的数值模拟开始综合考虑内部流场的粘性、回流及旋涡对内部流场的影响。更复杂的数值模拟计算方法随着计算机技术的快速发展也开始出现，主要方法有射流-尾流模型、涡量-流函数法、势流-边界层的迭代解法等^[24]。这些方法在近期国内外仍有着比较广泛的应用，特别是势流-边界层迭代求解法。许多学者对于该方法在叶轮内部流场计算中的应用也作了不少研究分析^[25-27]。

3. 完全粘性流数值模拟时期

1990 年开始，很多学者对叶轮内部流场计算方法的研究开始考虑湍流运动的影响，由此离心泵叶轮内部流场数值模拟开始进入三维粘性数值模拟时期。该时期叶轮内部流场数值模拟的主流是直接求解雷诺时均化的 Navier-Stokes 方程组，然后结合湍流模型计算叶轮内的三维粘性流动。该时期数值模拟方法主要有：

(1) 压力修正法

压力修正法最早是由 Chorin 于 1967 年和 1968 年提出的^[28-29]。基本思想是：对给定的压力场按顺序求解速度代数方程，得到的速度场不一定满足连续性方程，这就需要对给定压力场进行修正，为此将动量方程的离散形式所规定的压力与速度的关系代入连续性方程的离散形式，得到压力修正方程，根据压力修正方程得出压力修正值，进而去改进速度，最终得到这一迭代层次上满足连续性方程的解。然后用新的速度值去修正动量离散方程的系数，开始下一迭代层次运算，反复直至收敛。该方法自其问世以来在叶轮机械的内部流场计算中得到了极广泛的应用。江苏大学袁寿其借助压力修正法分析研究了过低比转速离心泵叶轮内的流动^[19]。李海峰、吴玉林运用压力修正法对两种离心泵叶轮内紊流进行了数值模拟，根据计算结果与实验数据的对比，为叶轮方案的设计和比较选择提供了有价值的理论信息^[20]。

(2) 时间相关法

时间相关法分为显式和隐式两种。显式法优点是计算简单,便于矢量化,边界条件也容易实现,但条件稳定限制(时间步长限制)限制了它的应用范围。隐式法允许采用的时间步长较大,收敛速度也比较快,对稳定及非稳定问题的求解都很有效。

(3) 拟可压缩方法

叶轮机械的内部流场介质一般为不可压缩介质或介质可压缩性很小,甚至可以忽略,不可压缩流动的 Navier-Stokes 方程为椭圆型方程,该方程计算速度比较慢,不能使用推进法;为此可以通过数学处理把椭圆型方程转变成双曲线型方程,双曲线型方程格式多,计算精确,效率高,而且可以使用时间推进法求解。而拟可压缩方法采用高度发达的时间推进法求解,求解速度较压力修正法快,可以求解分离流、大流动梯度等高复杂流动问题。但是,拟可压缩方法的最大缺点是其稳定性和收敛性对参数设置太敏感,需要比较高的存储能力。

在近 30 年内,PHOENICS、CFD、FLUENT 等大型商用计算软件相继问世,已经广泛应用于包括航空航天领域、离心泵在内的诸多领域。李文广应用 PHOENICS 软件对离心泵叶轮内部流场进行了三维紊流计算,对比分析了计算结果与 LDV 的测量结果^[30]。清华大学唐辉、何枫使用 FLUENT 软件对离心泵内部流场进行了数值模拟,比较了三种计算模型的数值模拟结果^[31]。谭宗柴等使用 CFD 采用多重坐标系法 (Multiple Reference Frame, MRF) 模拟了离心泵内流体的二维流动情况^[32]。吕培文以煤浆离心泵内部流场为研究对象,采用 MRF 方法对离心泵内部流场三维流动进行了定常数值计算,得到了内部流场的流动速度、压力分布图并计算预测了离心泵扬程^[33]。张峥采用隐式修正 SMPLEC 算法,使用 MRF 方法对 IB 型离心泵的内部流场进行了三维数值模拟,并根据分析结果分析总结了离心泵内的流体流动规律,揭示了离心泵内流动存在的漩涡、二次流等现象^[34]。借助 CFD 流体数值分析软件,工作人员可以有更多的精力考虑所计算的内部流场问题的物理本质、边界条件的设置以及计算结果是否合理等方面问题。

离心泵叶轮内部流场的研究发展趋势如下:

(1) 进一步研究具体应用情况下的数学模型。在标准湍流模型的基础上,着重考虑离心泵叶轮的曲率和旋转对流动的影响,进一步寻求适合于离心泵叶轮内流计算的数学模型。迄今还不存在通用的模型,因此不同的情况需要不同的湍流模型。

(2) 优化设计。研究离心泵内部流场的最终目的是为了提高离心泵的使用效率,节省能源。

(3) 计算网格划分的进一步研究。在数值模拟计算过程中,网格生成占用计算任务的大部分时间。而 CFD 计算对计算网格的疏密程度要求很高。因此进一步研究计算网格自动或半自动的生成方法,可以进一步提高复杂边界的网格生成质量。

(4) 更有效的算法研究。目前算法研究的重点之一寻求更有效地算法。

1.4 计算流体动力学（CFD）技术的发展

计算流体动力学（Computational Fluid Dynamics，简称 CFD）是近代流体动力学、数值计算技术和计算机科学技术相结合的产物，主要作用是借助计算机对含有流体流动、热传递等物理现象的机械系统数值进行数值模拟、流动虚拟仿真并最终在计算机上实现流场可视化。

1946 年，美国宾夕法尼亚大学研制成功了世界上第一台电子计算机 ENIAC，与此同时，“计算机之父”——（VonNeumann）预言，解决流体非线性问题的常用方法——解析方法将被数值方法取代。在此后的十多年中，众多的专家学者投入了大量的精力在多方面展开了对数值方法和理论的研究，涌现出了大量的算法，为计算流体动力学的形成打下了坚实的理论基础。

1960 年以后，大容量、高速度、多功能计算机的研制及其推广应用，尤其是计算技术的发展，为计算流体动力学的形成创造了有利条件。在此之后，相继产生了不少流体动力学的数值方法，主要有有限元法、边界元法、装配法、算子分裂法、分数步法以及激波捕捉法等。与此同时，数学模型研究、离散化方法的理论分析研究和差分方法的定性分析理论也取得了重大进展，从而为计算流体动力学数值方法的设计、选择和应用提供了理论依据，对计算流体动力学的发展起到了积极的作用。

如今，计算流体动力学（CFD）已进入计算机数值模拟、数值实验和计算机设计时代。其大致可分为有限差分法（Finite Difference Method，FDM）、有限元法（Finite Element Method，FEM）和有限体积法（Finite Volume Method，FVM）三个分支。其中有限体积法被目前的大部分商用 CFD 软件所采用。1980 年，S. V. Patanker 在其专著《Numerical Heat Transfer and Fluid Flow》中对 FVM 作了全面阐述，此后该方法得到了广泛应用^[35]。目前针对 FVM 的分析研究和应用拓展也在进一步深化，如 P. Chow 等学者提出的扩展有限体积法适用于任意多边形非结构网格。目前，常用的商用 CFD 软件有 Phoenix、STAR-CD、FIDAP、CFX、FLUENT，其中功能最强大、适用性最广、国内外使用最为广泛是 FLUENT。

1.5 本课题研究内容

本课题研究内容主要有以下几方面：

(1)介绍离心泵内部流场数值模拟的研究现状及计算流体动力学技术的发展,从控制方程、湍流流动的数值模拟方法、湍流模型后处理等方面介绍了湍流流动数值模拟理论。

(2)介绍了计算流体动力学的基本理论知识,阐述了流体与流动的基本特性,给出了流体动力学的基本控制方程。

(3)运用 Pro/E 造型软件对 RY 型离心泵过流部件进行实体造型,建立离心泵的三维实体模型。

(4)介绍了 FLUENT 对离心泵内部流场的数值计算过程,应用滑移网格模型对离心泵内部湍流流动进行了非定常数植模拟,得到不同工况下各个时刻的速度分布、压力分布及流场分布情况。通过对数值计算结果的分析比较,揭示了离心泵内部的流动规律。

(5)根据数值模拟结果对原型号泵进行优化设计改进,对优化后结构进行数值模拟,并以此为基础进行离心泵的性能预测,将数值计算的预测结果与已有的实验测试结果进行分析比较,验证了所采用方法的可行性和正确性,为离心泵的优化设计研究提供参考。

1.6 本章小结

本章介绍了本课题的研究背景和研究内容的必要性及研究意义;阐述了离心泵内部流动数值模拟的国内外发展现状,给出了本课题研究所涉及到的内容。

第 2 章 离心泵内部流场数值模拟理论基础

随着科技的进步和经济的发展, 各行各业对高性能离心泵的需求越来越多。但是传统设计方法并不能满足这个需求, 这就要求设计者采用现代设计方法和理论, 详尽地掌握离心泵性能和内部流场的分布状况。而计算流体动力学 (Computational Fluid Dynamics, CFD) 将数值计算方法和数据可视化技术有机结合起来, 对流动、换热等物理现象进行模拟分析, 是解决流动和换热问题的全新技术手段。随着计算机技术的快速发展, 目前计算流体动力学已经广泛应用到现代科学研究和工程应用当中。

2.1 计算流体动力学理论基础^[5, 36]

2.1.1 计算流体动力学基本思想

CFD 的基本思想是: 用一系列离散点的变量值的集合来替代原来在时间域和空间域上连续的物理量场, 通过一定的原则和方式建立能够反映这些离散点上场变量关系的代数方程组, 最后借助于求解代数方程组获得场变量的近似值。CFD 对流动过程进行的数值模拟受流动基本方程控制, 最终可以得到复杂流场内各个位置上的基本物理量 (压力、速度、温度等) 的分布, 非定常计算情况下还可以得到这些物理量随时间变化的分布情况; 另外, 根据 CFD 数值模拟结果结合 CAD 软件可以对现有结构进行优化设计。

流动控制方程一般是非线性的, 自变量多, 求解域的几何形状和边界条件都比较复杂, 想得到解析解很困难; 而利用 CFD 进行数值模拟不但可以得到满足需要的数值解, 还可以在计算机上形象地再现流动情景。另外, 可以在 CFD 数值模拟运算时选择不同的流动参数进行各种数值实验, 这样方案对比不会受到物理模型和实验模型的限制, 方便简单, 灵活性好, 得到的资料完整详细。与实验室进行实验相比, 省钱省时, 节约成本。

当然 CFD 也存在一定的局限性。首先, 它得到的计算结果是有限离散点上的数值解, 由于采用的求解方法离散近似, 因此结果必定存在一定的计算误差。其次, 它需要借助理论分析或者模型实验提供某些流动参数, 最后还需要对计算得出的数值解进行验证。再者, 操作者的经验与操作技巧决定了资料的收集、整理与使用。另外, CFD 进行数值计算对计算机软硬件配置的要求比较高, 而且由于数值计算方法的原因还可能导致计算误差大, 造成结果不真实。

2.1.2 流体与流动的基本特性

CFD 的主要研究对象是流体, 流体性质和流动状态决定着 CFD 中计算模型的选择设置以及计算方法的选择, 也决定数值计算中各个物理量的分布情况。

1 理想流体与黏性流体

黏性应力是指流体在运动时对相邻两层流体间相对运动的抵抗力。黏性是指流体抵抗变形的性质, 即流体具有的这种抵抗两层流体间相对滑动的能力。

流体性质决定了流行黏性的大小, 并且流体黏性大小与流体温度有关, 随着流体温度的变化而显著变化。无黏流体, 也叫做理想流体是指流体无黏性, 即在流体的黏性较小, 运动的相对速度也不大情况下, 流体的黏性应力相比其他类型力(比如惯性力)可以忽略不计, 这时可以近似认为流体无黏性。相反, 黏性较大的流体, 则称为黏性流体。

2 牛顿流体与非牛顿流体

流体划分为牛顿流体和非牛顿流体的依据是即流体是否满足牛顿内摩擦定律。符合牛顿内摩擦定律, 切应力与速度梯度成正比的流体称为牛顿流体。相反, 流体内部切应力与速度梯度不是线性分布, 不符合牛顿内摩擦定律的流体称为非牛顿流体。

3 可压流体与不可压流体

流体划分为可压流体与不可压流体的依据是流体压缩性的大小。流体密度随压强变化较大且不可视为常数的流体称为可压流体。相反, 流体密度随压强变化较小甚至可以看作常数的流体称为不可压流体。

一般情况下流体运动都可视为不可压流体进行分析计算(水击现象除外)。低速气体在 $v < 50\text{m/s}$ 情况下也可视为不可压流体, 这是因为低速气体的压强与温度在流动过程中变化很小, 它的密度变化也比较小, 可以近似看作常数; 但是高速气流则需要作为可压流体来处理。

4 定常流动与非定常流动

流体流动的物理量(如速度、压力等)是否随时间变化是流动分为定常流动和非定常流动的划分依据。定常流动情况下流体中各个物理量不随时间变化而改变, 因此, 定常流动也叫做恒定流动或稳态流动; 非定常流动情况下流体中的物理量随时间变化而变化, 因此, 非定常流动也叫做非恒定流动或瞬态流动。流体机械在正常运转情况下可以看作定常流动, 但是在启停机时, 流体流动一般是非定常流动。

5 层流与湍流

流体流动时在自然界中的存在形式主要是层流和湍流。一般情况下, 层流只是特殊情况, 而湍流则是普遍存在。

2.1.3 流体动力学的基本控制方程

流体流动所遵循的基本守恒定律包括：质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。这些守恒定律用控制方程来描述。

1 质量守恒方程

任何流动问题都满足质量守恒定律，基本含义是指单位时间内流体微元体中质量的增加等于同一时间间隔内流入该微元体的净质量。控制方程如下：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2-1)$$

定义矢量符号 $\text{div} = \frac{\partial a_x}{\partial x} + \frac{\partial a_y}{\partial y} + \frac{\partial a_z}{\partial z}$ ，上式(2-1)可改写成

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (2-2)$$

在上述式子中， ρ ——密度；

t ——时间；

u ——速度矢量。

方程(2-1)是瞬态三维可压流体的连续性方程。如果流体属于不可压缩流体，则密度 ρ 为常数，式(2-1)变为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2-3)$$

如果流体密度不随时间变化而改变，式(2-1)变为

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2-4)$$

2 动量守恒方程

动量守恒定律实际上就是牛顿第二定律，基本含义是指外界作用在微元体上的各种力之和等于该微元体中流体动量对时间的变化率。因此，可以写出 x 、 y 和 z 方向上的动量守恒方程，即

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho u u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \quad (2-5a)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho v u) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \quad (2-5b)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho w u) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \quad (2-5c)$$

上式中, p ——流体中微元体上的压力 (Pa);

τ_{xx} 、 τ_{xy} 、 τ_{xz} ——因分子黏性作用产生的作用在微元体表面上的黏性应力 τ 的分量;

F_x 、 F_y 、 F_z ——微元体上3个方向的体积力, 若体积力只受重力, 且 z 轴竖直向上, 则有 $F_x = 0$, $F_y = 0$, $F_z = \rho g$ 。

式(2-5a)、(2-5b)、(2-5c)的动量守恒方程对任何类型的流体(包括非牛顿流体)都成立。对于牛顿流体, 有

$$\left. \begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div} u \\ \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div} u \\ \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div} u \\ \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2-6)$$

式中, μ ——动力黏度;

λ ——第二黏度, 一般情况下取 $\lambda = -2/3$ 。

将式(2-6)代入(2-5), 可得

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho u u) = \text{div}(\mu \bullet \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_x \quad (2-7a)$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \text{div}(\rho v u) = \text{div}(\mu \bullet \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_y \quad (2-7b)$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \text{div}(\rho w u) = \text{div}(\mu \bullet \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_z \quad (2-7c)$$

式中, $\text{grad}(\) = \frac{\partial(\)}{\partial x} + \frac{\partial(\)}{\partial y} + \frac{\partial(\)}{\partial z}$, 符号 S_x 、 S_y 和 S_z 代表动量方程的广义源项,

$S_x = F_x + s_x$, $S_y = F_y + s_y$, $S_z = F_z + s_z$, 其中, s_x 、 s_y 和 s_z 可用如下公式表示:

$$s_x = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \text{div} u) \quad (2-8a)$$

$$s_y = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} (\lambda \text{div} u) \quad (2-8b)$$

$$s_z = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} (\lambda \text{div} u) \quad (2-8c)$$

通常情况下, s_x 、 s_y 和 s_z 为小量, 特别对于黏性为常数的不可压缩流体, 有 $s_x = s_y = s_z = 0$ 。

方程(2-7)的展开形式如下,

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial z} = \quad (2-9a)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_x$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial z} = \quad (2-9b)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_y$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} = \quad (2-9c)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_z$$

式(2-7)及(2-9)为动量方程, 也称作 Navier-Stokes (N-S) 方程。

3 能量守恒方程

具有热交换的流动系统必须满足能量守恒定律, 即微元体中能量的增加率等于进入微元体的净热流量加上质量力与表面力对微元体所做的功。可由下式表示:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div} \left[\frac{k}{c_p} \bullet \text{grad} T \right] + S_T \quad (2-10)$$

其展开式为:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S_T \quad (2-11)$$

上式中, c_p 是比热容, T 是热力学温度, k 是流体的传热系数, S_T 是黏性耗散项。

尽管流体流动与传热的基本控制方程是能量方程, 但在热交换量很小可以忽略不计且流体流动为不可压缩流动时, 只需要联立求解质量守恒方程和动量方程即可, 能量守恒方程不予考虑。

2.2 湍流流动的数值模拟方法

在自然界和工程实际中, 湍流是最普遍的流体流动状态, 湍流是紊乱的, 这是湍流的本质。自从湍流流动被 Reynolds 于 1888 年发现以来, 流体力学的研究专家就一直研究关注湍流发生的机理及湍流的结构等问题, 关于湍流流动的研究也就变得比较活跃。湍流是一种三维非稳态、高度复杂且带旋转的不规则流体流动。湍流的显著特点是流体各个物理量(速度、压力、温度等)随着时间和空间发生着随机变化; 从物理机理上来看, 湍流由各种不同尺度、大小及旋转方向随机分布的旋涡叠加而成。漩涡尺度大时易引起流体的低频振动, 其尺寸可与流场的大小相比拟, 由流动的边界条件决定; 旋窝尺度小时易引起流体的高频振动, 其尺寸可能只有流场尺度的千分之一, 主要由流体黏性力决定。从主流获得能量的大尺度旋涡破裂形成小尺度旋涡, 小尺度旋涡破裂后形成更小旋涡, 同时伴随着能量的转化, 即机械能转化为流体的热能, 主要形式是大尺度漩涡破裂将能量传递给较小尺度的漩涡, 最后在黏性作用下更小尺度旋涡不断消失, 机械能最终转化为流体热能; 同时新的旋涡在边界作用、扰动及速度梯度的影响下不断的产生, 湍流运动就是这样形成的。

目前, 直接数值模拟和非直接数值模拟是湍流数值模拟的主要方法。前者直接求解湍流的瞬时控制方程; 而后者是设法对湍流流动作某种程度的近似和简化处理而不是直接求解湍流的脉动特征。后者根据近似和简化方法的不同大致分为大涡模拟、统计平均法和雷诺平均法^[37]。以下就直接数值模拟(Direct Numerical Simulation, 简称 DNS)、大涡模拟(Large Eddy Simulation, 简称 LES)和 Reynolds 平均法做简单介绍。

1. 直接数值模拟(DNS)

该方法应用三维非稳态的 N-S 方程对湍流流动直接进行数值计算。要想利用该方法得出复杂湍流中的空间结构及剧烈变化的时间特性, 前提是采用很小的时间与空间步长来进行运行数值计算。但是该方法目前为止还无法真正用于工程计算, 只能用来

模拟具有简单几何、物理边界的中低雷诺数湍流，这是因为其计算量太大，对计算机要求过高。

2. 大涡模拟 (LES)

大涡模拟是基于紊流涡旋学说的数值计算方法。其主要思想是把湍流运动分成大尺度旋涡和小尺度旋涡，用非稳态的 N-S 方程来直接模拟大尺度涡旋，而采用“亚格子模型”来求解小尺度旋涡，从而与大尺度涡发生联系，得到闭合解^[38]。从主流中获得能量的大尺度旋涡通过相互作用把能量传递给小尺度旋涡，而小尺度旋涡耗散了大量能量，几乎是各向同性的，而且不同流动中的小尺度旋涡基本没有差异。苏铭德采用大涡模拟对直方管内的湍流运动进行了数值模拟，建立了检验湍流模型的数据库，发展了大涡模拟中的代数应力模型^[39]。总体来说，虽然根据在模型构造原理，大涡模拟优于雷诺时均方法，但大涡模拟对几何结构复杂的流动直接进行计算对于还不成熟，其理论还处于研究和发展阶段，且该方法对计算机要求仍然较高。

3 Reynolds 平均法

相比较述两种方法，Reynolds 平均法的应用则比较广泛。它是想办法求解时均化的 Reynolds 方程而不是直接求解瞬时的 N-S 方程，将非稳态的 N-S 方程做时间平均得出包含脉动量乘积、脉动时均值等未知量的时均物理量的控制方程，得到一个不封闭的方程组。通过建立模型使方程组封闭，未知的较高阶的平均值可以表示为低阶的某种量的函数。目前主要采用的模型有零方程模型，一方程模型和双方程模型，应用最多的是 $k-\varepsilon$ 双方程模型。

2.3 常见湍流模型及应用分析^[36, 40]

雷诺实验表明，当雷诺数 (Re) 小于某一临界值时，流体质点互不混合，流动是平滑有序的成层流动，这种流动状态称为层流。流动在雷诺数大于临界值时呈现无序的混乱状态，这种局部速度、压力等物理量在时间和空间中发生不规则脉动的流体流动称为湍流。该脉动现象直接影响着工程设计；一般认为，非稳态连续方程和 N-S 方程适用于湍流的瞬时运动，无论湍流运动多么复杂。人们在连续性方程和 N-S 方程的基础上不断引入新算法，逐步发展成了多个湍流模型。

1 一方程模型

湍流时均的连续性方程和雷诺方程如下：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2-12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) + S_i \quad (2-13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j' \phi} \right) + S \quad (2-14)$$

一方程模型为使方程组封闭, 又建立一个湍动能 k 的输运方程, 将湍动粘度 μ_t 表示成 k 的函数, 。湍动能的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho C_D \frac{k^{3/2}}{l} \quad (2-15)$$

由左至右, 方程 (2-15) 中各项依次为瞬态项、对流项、扩散项、产生项、耗散项。由普朗特表达式有:

$$\mu_t = \rho C_\mu \sqrt{k} l \quad (2-16)$$

式中, σ_k 、 C_D 、 C_μ 为经验常数, $\sigma_k=1$, $C_D=0.08\sim 0.38$, $C_\mu=0.09$ 。

一方程模型推广应用比较困难, 主要是因为长度比尺 l 很难确定。

2 $k-\varepsilon$ 模型

$k-\varepsilon$ 模型是在一方程模型基础上引入一个关于湍动耗散率 ε 的双方程模型, 该模型是目前应用最为广泛的湍流模型, 又划分为标准 $k-\varepsilon$ 模型、重组化群 $k-\varepsilon$ 模型和可实现 $k-\varepsilon$ 模型。

(1) 标准 $k-\varepsilon$ 模型

在湍动能 k 方程的基础上, 引入了一个湍动能耗散率 ε 的方程从而形成标准 $k-\varepsilon$ 模型。该模型中 ε 定义为:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \right) \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_k} \right)} \quad (2-17)$$

于是, 湍动粘度 μ_t 可由 k 与 ε 表示为:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-18)$$

从而得到标准 $k-\varepsilon$ 模型的输运方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2-19)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2-20)$$

其中:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \\ \beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \\ Y_M = 2\rho \varepsilon M_i^2 \\ M_i = \sqrt{k/a^2} \\ a = \sqrt{\gamma RT} \end{array} \right. \quad (2-21)$$

上式中, G_k ——湍动能产生, 由平均速度梯度引起;

G_b ——湍动能产生, 由浮力影响引起;

Y_M ——可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响;

σ_k ——湍动能对应的普朗特数, FLUENT 默认值为 $\sigma_k=1.0$;

σ_ε ——湍动耗散率对应的普朗特数, FLUENT 默认值为 $\sigma_\varepsilon=1.3$;

g_i ——重力加速度在 i 方向上的分量;

β ——热膨胀系数;

a ——声速;

Pr_t ——湍动普朗特数, 默认取值 $Pr_t=0.85$;

$C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ ——经验常数, 通常在 FLUENT 中计算默认值为 $C_{1\varepsilon}=1.44$,

$C_{2\varepsilon}=1.92$, $C_{3\varepsilon}=0.09$;

以上通过精确方程推导得到了标准 $k-\varepsilon$ 模型中湍动能的输运方程, 但是耗散率的方程却是通过物理推理及数学上模拟相似原形方程得到。标准 $k-\varepsilon$ 模型在假设流动为完全湍流的前提下忽略了分子粘性的影响, 因此只适用于完全湍流流动数值模拟。

(2) 重组化群 $k-\varepsilon$ 模型

运用重组化群的数学方法对瞬时 N-S 方程推导可以得到重组化群 $k-\varepsilon$ 模型 (RNG $k-\varepsilon$ 模型); 该方程中出现了新的函数或项, 其常数与标准 $k-\varepsilon$ 模型并不相同。该模型的湍动能方程和耗散率方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_k \mu_{eff}) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2-22)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_\varepsilon \mu_{eff}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2-23)$$

其中:

$$\begin{cases} \mu_{eff} = \mu + \mu_t \\ \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \end{cases} \quad (2-24)$$

式中, G_k ——湍动能产生, 由平均速度梯度引起;

G_b ——湍动能产生, 由浮力影响引起;

Y_M ——可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响;

α_k ——湍动能的有效普朗特数的倒数;

α_ε ——耗散率的有效普朗特数的倒数;

高雷诺数问题下, 一般取 $C_\mu = 0.0845$ 。 G_k 、 G_b 、 Y_M 三个参数与标准双方程 $k-\varepsilon$ 模型中的参数相同;

重组化群 $k-\varepsilon$ 模型针对的主要是高雷诺数流动问题, 对于低雷诺数问题还需要进行相应设置。

(3) 可实现 $k-\varepsilon$ 模型

标准 $k-\varepsilon$ 模型在面对时均应变率特别大的情况下, 有可能出现负的正应力。为了消除负的正应力现象, 使流动更符合湍流流动的物理定律, 可实现 $k-\varepsilon$ 模型 (Realizable $k-\varepsilon$ 模型) 对正应力进行了某种数学约束。湍动能及耗散率运输方程为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2-25)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 E \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (2-26)$$

其中:

$$\left\{ \begin{array}{l}
C_1 = \max\left(0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right) \\
\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} \frac{k}{\varepsilon} \\
E_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \\
\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\
C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S U^* k / \varepsilon} \\
A_S = \sqrt{6} \cos \phi \\
\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6} W) \\
W = \frac{E_{ij} E_{jk} E_{ki}}{(E_{ij} E_{ij})^{3/2}} \\
U^* = \sqrt{E_{ij} E_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \\
\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \tilde{\omega}_k \\
\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk} \tilde{\omega}_k
\end{array} \right. \quad (2-27)$$

上式中, G_k ——湍动能产生, 由平均速度梯度引起;

G_b ——湍动能产生, 由浮力影响引起;

Y_M ——可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响;

σ_k ——湍动能对应的普朗特数, FLUENT 默认值为 $\sigma_k=1.0$;

σ_ε ——湍动耗散率对应的普朗特数, FLUENT 默认值为 $\sigma_\varepsilon=1.2$;

$C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 $C_{3\varepsilon}$ 、 C_2 、 A_0 ——经验常数, 通常在 FLUENT 中计算默认值为 $C_{1\varepsilon}=1.44$, $C_{2\varepsilon}=1.9$, $C_{3\varepsilon}=0.09$, $C_2=1.9$, $A_0=4.0$;

该模型适合的流动类型包括自由流、腔道流动、有分离的流动、有旋均匀剪切流和边界层流动等。

双方程模型中, 以上三个模型都有湍动能和耗散率输运方程; 不同点是三者计算湍流粘性方法、湍流普朗特数、耗散率方程中产生项和 G_k 关系不同。

3 RSM 模型

上述双方程模型计算湍流应力采用的都是各向同性的湍流粘度, 但是很难模拟旋转流动及流动表面曲率变化的影响, 可以通过直接求解雷诺方程中的湍流脉动应力建立微分方程来克服这些缺点。

雷诺应力模型（RSM 模型）输运方程的具体形式如下：

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \overline{u_i u_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\rho U_k \overline{u_i u_j} \right) = - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u_i u_j u_k} + p \left(\overline{\delta_{kj} u_i} + \overline{\delta_{ik} u_j} \right) \right] + \\
 & \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{u_i u_j} \right) - \rho \left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) - \\
 & \rho \beta \left(g_i \overline{u_j \theta} + g_j \overline{u_i \theta} \right) + p \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \\
 & 2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} - 2\rho \Omega_k \left(\overline{u_j u_m} \varepsilon_{ikm} + \overline{u_i u_m} \varepsilon_{jkm} \right)
 \end{aligned} \tag{2-28}$$

其中：

$$\left\{ \begin{aligned} D_{ij}^T &= \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} \right) \\ \mu_t &= \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\ \phi_{ij} &= \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij}^w \\ G_{ij} &= \beta \frac{\mu_t}{Pr_t} \left(g_i \frac{\partial T}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \\ \varepsilon_{ij} &= \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho \varepsilon + Y_M) \end{aligned} \right. \tag{2-29}$$

式中，左边第二项为对流项 C_{ij} ；等号右边部分依次是湍流扩散项 D_{ij}^T 、分子扩散项 D_{ij}^L 、应力产生项 P_{ij} 、浮力产生项 G_{ij} 、压力应变项 ϕ_{ij} 、耗散项 ε_{ij} 和系统旋转产生项 F_{ij} ； σ_k 为湍动能对应的普朗特常数， $\sigma_k = 0.82$ 。

RSM 模型属于高雷诺湍流计算模型，不适用于固体壁面附近雷诺数很小的湍流脉动。

4 LES 模型

湍流运动包含着一系列尺度范围相当宽广的涡团。人们希望数值计算网格的尺度能够小到能够模拟湍流流动的地步；但是就目前的计算机能力而言，能够采用最小的计算网格的尺度仍比最小涡旋的尺度大许多，不足以分辨最小涡旋的运动。由于在流动中主要是大涡体现了系统的动量、质量、能量以及其它的流动特征，而小涡各向同

性,受几何和边界条件的影响比较小,因此可以直接求解大涡,这就是大涡模型(LES模型)的求解方法。

对 N-S 方程在波数空间或者物理空间进行过滤可以得到 LES 模型的控制方程。大涡旋控制方程通过去掉比过滤宽度或者给定物理宽度小的涡旋得到。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (2-30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \overline{u_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \overline{u_i u_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(u \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_j} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2-31)$$

式中, τ_{ij} ——亚网格应力, $\tau_{ij} = \rho \overline{u_i u_j} - \rho \overline{u_i} \cdot \overline{u_j}$ 。

2.4 离心泵内部流场数值模拟方法

一般来说,离心泵的内部流动是复杂的三维湍流流动。离心泵内部的湍流流动受到叶轮旋转和叶片表面曲率的影响,常常伴有分离、回流及二次流动等现象,对该现象进行实验研究和数值计算比较难。1950 年以来,一些专家学者不断尝试采用数值模拟计算来预测叶轮中的流动情况。随着计算机技术的快速发展,CFD 技术发展很快,已经越来越广泛的应用在离心泵内部流数值模拟上。用 CFD 技术分析研究离心泵内部流场特点,从而为叶轮的选型和设计提供理论支持已成为现代泵技术的重要方法。

1 离心泵内部流场计算控制方程

离心泵内部流场数值计算大多采用以 N-S 方程及简化形式为主的方程组。以目前现有的技术条件对 N-S 方程直接求解比较困难,因此采用简化 N-S 方程。采用的控制方程主要有:

(1) 无黏欧拉方程 在离心泵叶轮计算中可以简化为 Laplace 方程的前提是假设流体无黏性,该方程对大雷诺数、流动无分离,无射流及漩涡等间断面问题有效。现在流场的校核主要使用这种方法。

(2) 抛物化 N-S 方程 该方程忽略了主流方向黏性导数项,将方程转化为定常 N-S 方程。该方程考虑了水平及垂直方向的压力梯度,能够自动模拟边界层内的黏性流动与无黏性的干扰。该方程对低比转速离心泵流场数值计算比较有效。

(3) 边界层近似方程 对于高雷诺数流动,可以应用边界层近似来考虑黏性作用,边界层方程无法单独求解,需要联立其他方程求解。

(4) 雷诺时均方程 时均的 Reynolds N-S 方程需要用湍流模型来封闭才能够对叶轮内湍流进行数值计算。

在离心泵内部流场计算中, 目前没有普遍适用的湍流模型, 一般采用零方程模型、一方程模型和双方程模型, 其中以 $k-\varepsilon$ 双方程模型用的最为广泛。

2 边界条件和离散方法

(1) 边界条件是指确定控制方程的解需要给出的定解条件。非定常问题的起始条件一般根据实验给出, 只要初始条件符合要求, 对以后的计算结果不会有太大影响; 而定常问题的控制方程是非线性的, 所以并不需要初始条件, 只需要给定初值进行迭代求解即可。流场数值计算的边界条件有:

进口条件, 包括叶轮进口的速度、压力、密度等。

出口条件, 取充分发展条件或由上游的速度推算得到。

壁面边界, 考虑湍流流动时需要采用相应的壁面边界。

周期条件, 即叶片的压力面与吸力面的速度、压力相等、液流角相等。

(2) 离散方法 对流动进行数值计算时需要对控制方程进行适当的离散。常用的离散方法有: 有限差分法、有限体积法、有限解析法和有限元法等。有限差分法是最为简便的离散方法, 它用有限差分来直接近似控制方程中的导数项, 由其截断误差来评定精度, 一般适用于规则网格, 特别是均匀网格。有限差分法与输运方程所表达的守恒定律结合的产生有限体积法, 数学基础坚实, 具有明确的物理背景。有限解析法基于局部解析解来离散控制方程, 更多的使用了控制体边界上的信息, 因此计算量大, 比较费时。

3 计算方法

在很多情况下, 离心泵内部流动可以简化为无黏流动或者采用无黏流与边界层相互作用的方法。计算方法主要有奇点法、曲率法、交面法、射流-尾迹模型、压力修正法、涡量-流函数法、势流-边界层迭代计算法、分块隐式法、分步法和拟可压缩法。本文限于篇幅, 只介绍压力修正法。

压力修正法提出以来已经成为解决不可压缩流动应用最常用的方法。其基本思想是: 先假定不可压流动的速度分布场和压力分布场; 依次求解动量方程; 根据压力修正方程求得压力修正值; 借助压力修正值修正速度值; 以修正后的流场求解通过源项物性等与速度场耦合的变量; 应用修正后的速度场重新求解动量方程, 应用修改后的压力场作用下一轮迭代初值。重复以上步骤直至收敛。这就是著名的 SIMPLE 方法的思想。

2.5 本章小结

本章首先介绍了计算流体动力学的基本思想、流体与流动的基本特性，给出了流体动力的基本控制方程。其次介绍了湍流现象、湍流的特征及研究湍流流动的相关模型以及湍流流动的模拟方法。最后介绍了离心泵内部流场的数值模拟方法。

第3章 离心泵的三维实体建模

随着计算机集成制造系统的发展,对离心泵进行三位参数化实体建模已经越来越广泛地应用于离心泵的设计与研发当中。

3.1 Pro/E 造型软件介绍^[41-43]

1988年,Pro/E以参数化设计的思想问世,现今已成为全世界范围内最普及的三维设计CAD/CAM软件系统,广泛应用于机械、电子、工业设计、模具、航天和汽车等各个行业。Pro/E集合了零件设计、模具开发、NC加工、产品组合、钣金件设计、铸造件设计、造型设计、机构仿真、自动测量、应力分析和产品的数据库管理等多个功能于一体。Pro/E参数化设计有以下主要特征:

1 3D 实体模型

3D可以将用户的设计思想以最真实的模型直观的显现在计算机上,借助系统参数,用户可以随时计算产品的面积、体积、重心、重量和惯性大小等,从而可以详细了解产品的特征。用户在设计产品过程中,可以随时了解以上重点,设计物理参数,可以节省很多人力的计算时间。

2 单一全相关数据库

Pro/E可以由三维实体模型生成2D工程图,而且可以自动标注尺寸。不论在3D还是2D图形上修改尺寸,其相关的2D图形或3D模型的相关尺寸均随之改变。同时,组合、制造等相关设计也同步自动修改,这就保证了产品数据的正确性,避免了反复修改的时间浪费。Pro/E的这种采用单一数据库并提供双向关联性的功能,正好符合了现代产业中的并行思想。

3 以特征作为设计单位

Pro/E以很自然的方式从事设计工作,例如钻孔、开槽、倒角之类均被视为零件设计的基本特征。它不但掌握设计思想外,还在设计过程中导入设计的思想。以特征作为设计单元最大优点就是可以随时对特征进行合理、不违反几何的顺序调整、删除、重新定义等设计修正。

4 参数化设计

Pro/E使用单一数据库,设计过程使用所有数据都存储在数据库当中,设计者想要修改CAD模型或者工程图变得简单,只需要修改3D零件的尺寸,则2D工程图及3D组合等就会按照尺寸作几何形状的变化,这样可以达到设计修改工作一致性的目的,避免人为改图的疏漏,还可以节省时间和精力。

表 3-2 叶片工作面相关数据
Table.3-2 Data of impeller blade

No.	0	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
a-a	25.7	27	29.4	34	40.1	47.9	58.9	71.8	86	96.8
1	25									
2	22.4	25.7								
3	20.6	24.2	28.1	33.99						
4	19	22.8	27	32.8	39.6	47.75				
5	18.1	21.7	26	31.8	38.5	47.1				
b-b	18.1	21.4	25.4	31.2	37.7	46.7	58.9	71.8	86	

表 3-3 叶片背面相关数据
Table.3-3 Data of impeller blade

No.	0'	I'	II'	III'	IV'	V'	VI'	VII'	VIII'	IX'
a'-a'	24.1	24.8	26.7	29.2	33.8	40.65	50.8	64.3	79.9	91.2
1'	20.8	22.7								
2'	19.2	21.18	25.2							
3'	17.7	19.5	23.6	28	33.77					
4'	16.4	18.1	22.1	27	32.92	40.73				
5'		18.1	20.8	26.1	32.2	40.85				
b'-b'	15.5	17.8	20.5	25.7	31.7	40.9	50.8	64.3	79.9	91.2

根据叶片的模型截线图，可以得到在柱坐标中 r 、 θ 、 z 的几何数据，得到的离散点构成了叶片的空间几何框架。这些空间点数据见表 3-2、表 3-3 分别为叶片工作面及背面点数据。

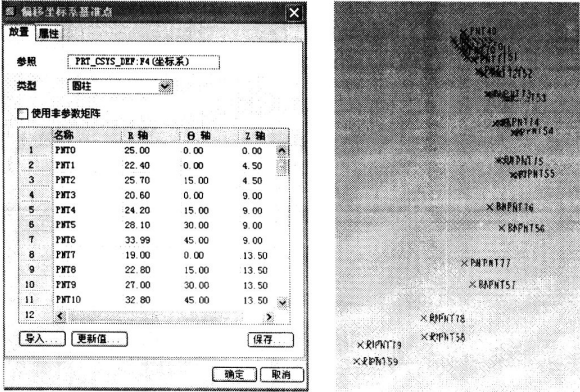


图 3-2 偏移坐标系基准点图示

Fig.3-2 Offset CSys Datum Point diagram

利用 Pro/E 的偏移坐标系基准点工具，使用圆柱坐标系将记录下来的空间点依次输入，得到一系列的空间点。如图 3-2 所示。

利用 Pro/E 基准曲线工具对得到的空间点进行曲线拟合，便可得到叶片工作面或者背面上的一条空间曲线，重复以上操作最终生成叶片线框图；调用边界混合工具，可由线框图得到叶片的各个表面。如图 3-3。

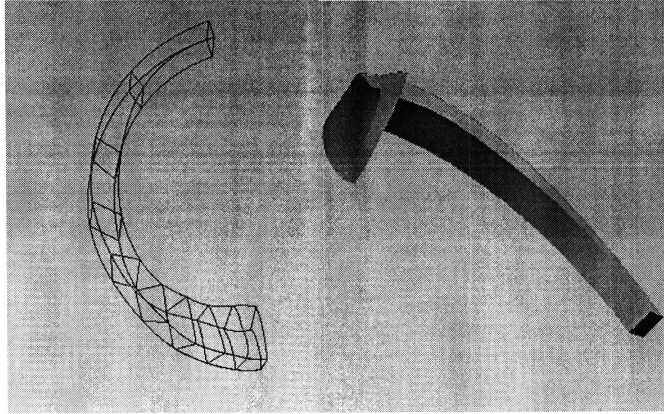


图 3-3 单个叶轮叶片

Fig.3-3 Signal impeller blade

将叶片的各个表面使用曲面合并工具进行合并，得到封闭的空间曲面，将曲面实体化生成叶片的实体模型；将得到的叶片实体模型旋转阵列，从而得到整个叶片的三维实体模型。如图 3-4。

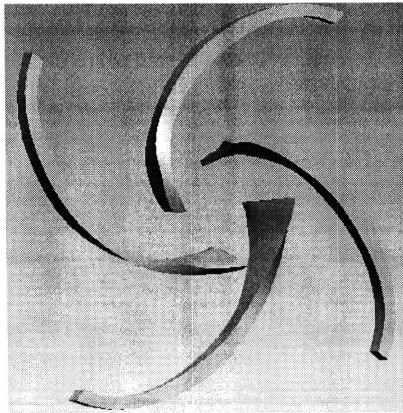


图 3-4 叶轮叶片

Fig.3-4 Impeller blade

构造叶轮前后盖板的三维实体，如图 3-5 所示；在草绘平面上绘制盖板的轴面投影图。利用 Pro/E 中的旋转工具生成叶轮前后盖板的三维实体模型，从而得到整个叶轮的实体模型。

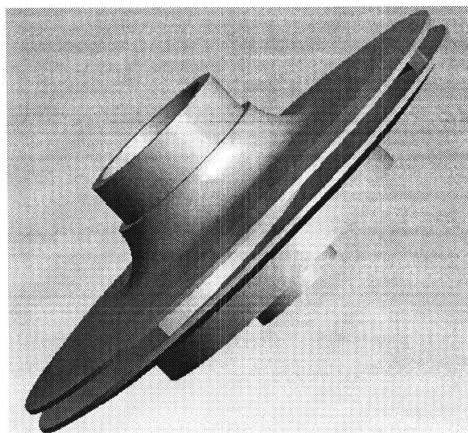


图 3-5 叶轮

Fig.3-5 Impeller

3.3 蜗壳三维造型设计

蜗壳的主要作用是收集从叶轮中高速流出的输送介质,将介质的 大部分动能转化成压力势能,以消除流动环量;减少压水管路中的损失并将介质引向泵的出口。蜗壳的设计特征及参数多集中在二维图上,但为了对离心泵性能及优化设继进行研究,对蜗壳进行三维造型设计

离心泵蜗壳由螺旋线和扩散管两部分组成,本文扩散管结构形式为弯锥管。螺旋线部分蜗壳的截面形状为梯形,共设计了八个夹角为 45° 的截面(如图 3-6),扩散管位于蜗壳流体的出口部分,螺旋线末端的第八截面就是扩散管的进口,而扩散管的出口就是离心泵的压出口。进口截面为梯形,出口截面为圆形。根据蜗室水力模型图及其基圆位置不变的特点,可以应用 Pro/E 的扫描混合功能建立蜗壳流道模型。其中,绘制截面图时要注意:

- (1) 各截面必须有相等的图元数;
- (2) 图元必须有相同的起始点和生成方向;
- (3) 各截面图元一定要封闭,否则无法进行混合扫描;

蜗壳的外形采用类似于阿基米德螺旋线,效率高。蜗壳水力设计平面图见图 3-6 所示。左边为蜗壳外形及各个截面所在位置;右上为 1 至 8 截面,右下为 9 至 11 截面。

绘制截面 1 至截面 11 及蜗壳形状出来,如图 3-7 (a); 利用 Pro/E 的边界混合命令,绘制截面 1 至截面 8 曲面,如图 3-7 (b)。同理,生成截面 8 至截面 11 曲面,如图 3-8 (a)。使用边界混合工具及拉伸工具生成其余部分曲面,结果如图 3-8 (b)。至此完成蜗壳实体造型设计^[44]。

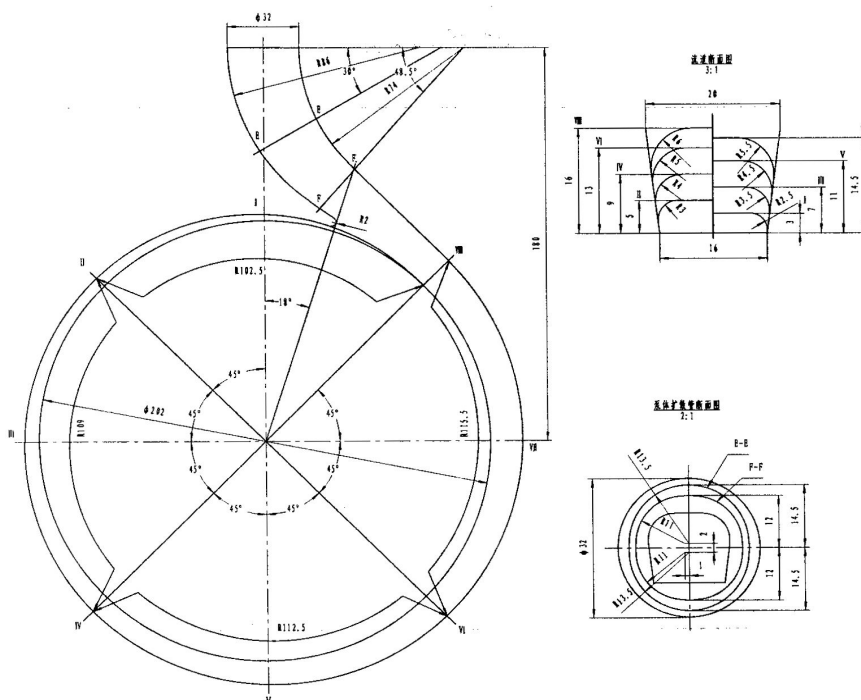


图 3-6 蜗壳示意图

Fig.3-6 Centrifugal Pump volute diagram

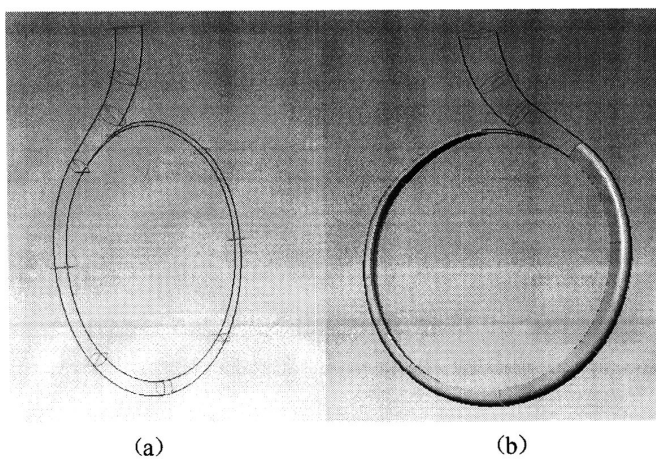


图3-7 绘制截面及生成曲面

Fig.3-7 Draw section and Generate hood face

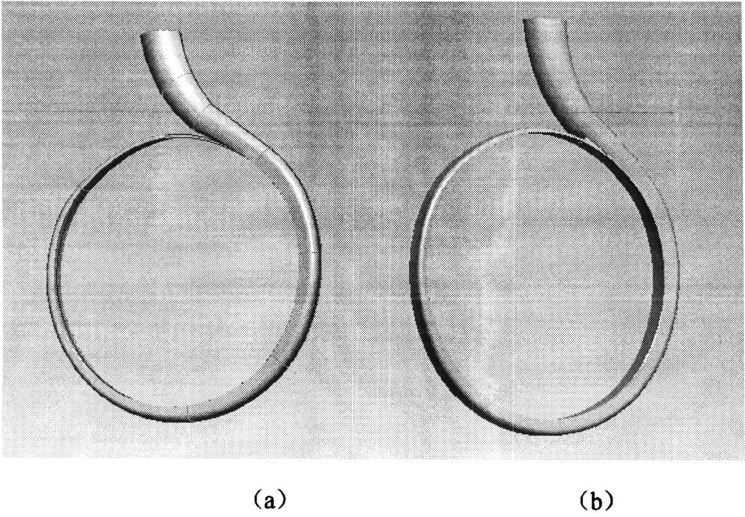


图3-8 蜗壳

Fig3-8 Centrifugal Pump volute

装配功能是 Pro/E 的基本功能之一。前面已经完成了进叶轮、蜗壳的造型工作，但它们都是独立的，为了能够形象的表达两者之间的结构关系及为优化设计做准备，需要形成离心泵的三维实体模型。装配时需让叶轮及蜗壳的螺旋线部分两条中心轴保持重合，注意叶轮叶片的弯曲方向和叶轮的旋转方向须对应。装配后离心泵整机实体模型。如图 3-9。

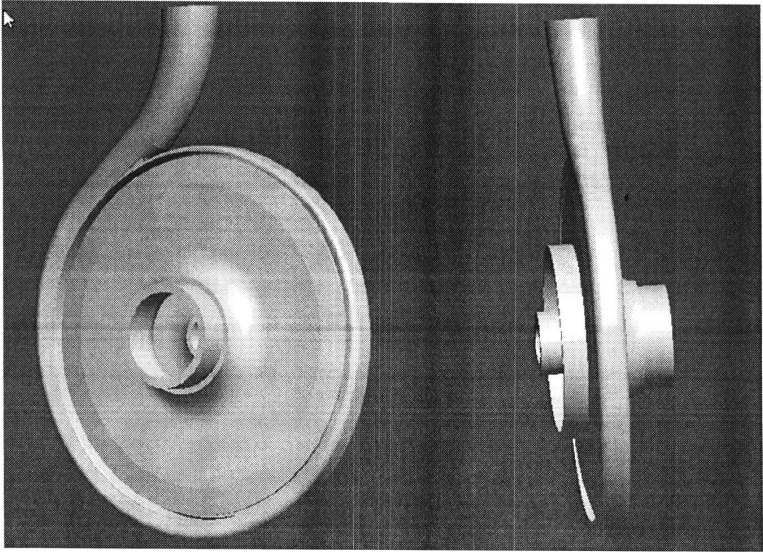


图 3-9 装配图

Fig3-9 Assembly diagram

3.4 本章小结

本章首先介绍了 Pro/E 参数化的实体造型系统。其次介绍了离心泵叶轮及蜗壳的参数化设计方法，并利用 Pro/E 的装配功能对叶轮和蜗壳进行装配。

第4章 离心泵内部流场的数值模拟

本章对离心泵利用前处理软件 GAMBIT 进行了网格化分,初步建立边界条件并定义内部面,最后导出 pump.msh 文件。使用 FLUENT 对离心泵的二维简化模型进行内部流场数值模拟。

4.1 FLUENT 软件介绍^[36, 45, 46]

1983 年美国 FLUENT 公司推出 FLUENT 软件,目前是最流行的 CFD 软件。它具有适合不同情况的物理模型和先进的数值计算方法,可用于各种复杂外形的可压缩和不可压缩流动数值模拟计算,在各行各业具有广泛的应用。

用 FLUENT 求解问题一般会用到三部分软件:前处理软件、FLUENT 求解器和后处理软件。

前处理软件主要包括 GAMBIT、TGid、prePDF、GeoMesh 等,其主要功能是创建求解模型的几何结构并对其进行网格划分。GAMBIT 是 FLUENT 研发的前处理器,主要用于生成几何模型的网格,是具有很好几何模型建构能力的专用前处理器。另外,针对结构较复杂的几何模型,可将几何模型在其它 CAD/CAE 软件中完成建模,然后利用 FLUENT 提供的各类 CAD/CAE 软件与 GAMBIT 的接口将模型导入 GAMBIT 划分网格。

求解器是流体数值模拟计算的核心,承担着所有的数值计算工作,主要功能包括导入网格模型、提供计算模型、确定材料的特性、施加边界条件、完成数值运算和进行后处理。

完成流体计算后,需要应用后处理软件从各个方面观察流体计算的结果。FLUENT 求解器本身可以进行一些图像的显示、录像、生成计算报告等后处理操作。另外,还可以使用专业后处理软件 Tecplot 对数值计算结果进行后处理。

1 前处理软件 GAMBIT 功能简介

GAMBIT 是功能强大的几何建模及网格划分工具,可以划分出包含边界层等特殊要求的高质量网格;其主要有三方面功能包括构造几何模型、划分网格和确定边界三个方面;其主要功能是划分网格。主要有以下特点。

(1) 完全非结构化的网格能力。GAMBIT 能够针对复杂的几何外形生成三维四面体、六面体的非结构化网格及混合网格,生成网格过程中具有很强的自动化能力,从而可以大大减少用户的工作量。

(2) 强大的几何模型构建能力和丰富的CAD/CAE接口。可以直接在 GAMBIT 中完成相对较简单的几何模型的建立,但对于复杂的三维模型,GAMBIT 软件可以从 Pro/E、UG、IDEAS、CATIA、Solidworks、ANSYS、PATRAN 等 CAD/CAE 系统中导入几何模型和网格,这样极大地方便了用户创建复杂的几何模型。

(3) 混合网格与边界层的网格功能。GAMBIT 能够对复杂几何模型生成边界层内网格并且边界层内的贴体网格与主流区域的网格能够很好的衔接,极大提高了网格质量。另外,GAMBIT 在划分网格过程中能自动将六面体、四面体、三棱柱体和金字塔形网格自动混合起来,特别适合复杂几何外形的网格划分。

(4) 网格检查。GAMBIT 能够方便快捷地检查已经生成的网格质量,用户可以直观、方便地定位质量较差的网格单元并且可以查看 GAMBIT 对网格单元的体积、扭曲率、长细比等影响收敛和稳定的参数生成的报告,从而优化网格。

2 FLUENT 求解过程简介

应用 FLUENT 用户可以随时观察运算的进程和数值模拟结果;数值模拟结果可以用云图、等值线、矢量图、XY 散点图等多种方式显示、存储和打印,大大方便了用户的分析研究工作。

FLUENT 的主要功能包括:读取网格文件从而导入网格模型、提供适合运算的物理模型、施加边界条件和确定材料特性、运算求解和数值模拟后处理。

需要应用 FLUENT 求解问题时,求解思路一般包括以下几步。

(1) 确定计算目标。确定想要获得什么样的结果,需要多高的计算精度以及怎样使用这些结果进行分析研究。

(2) 选择计算模型。对要数值模拟的物理模型进行简化,确定计算域,确定边界条件,确定数值模拟应用二维还是三维模型。

(3) 选择物理模型。FLUENT 对物理模型的设置都有具体的规定,因此在计算之前需要考虑选择什么样的物理模型,如是否湍流模型,定常还是非定常,是否考虑能量的交换及是否考虑可压缩性等。

(4) 确定求解过程。确定求解器有针对该问题公式和算法,是否需要增加其他的参数,是否需要更改参数设置加速收敛等。

在经过上述的分析之后,就对要求解的问题有了一个整体的判断,从而可以正确地进行 FLUENT 数值模拟运算。

4.2 几何模型的简化生成与网格的划分

4.2.1 几何模型简化与生成

本文着重研究 RY 型离心泵的二维瞬态流场模拟, 采用滑移网格模型, 应用此模型可以观察各个时刻离心泵内部的流场分布及变化情况。在离心泵三维模型的基础上, 把 Pro/E 中生成离心泵的二维工程图导入 AUTOCAD 中根据实际情况进行编辑, 生成的二维几何模型见图 4-1。

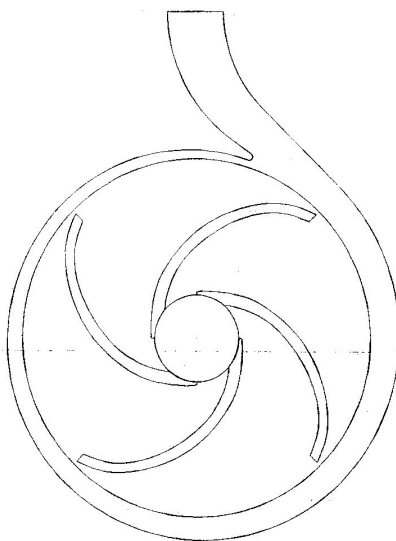


图 4-1 离心泵二维几何模型

Fig.4-1 Centrifugal pump 2D geometric model

在 AUTOCAD 中将生成的二维几何模型输出生成 pump.sat 文件, 为网格划分时 GAMBIT 读取文件做准备。

4.2.2 网格的划分

1 网格的生成方法

GAMBIT 按照生成方法可以生成结构化网格和非结构化网格, 也可以生成多种类型组成的混合网格。

(1) 结构化网格。结构化网格是较早使用的网格划分方法, 从严格意义上来讲, 结构化网格的网格区域内的内部点都具有相同的毗邻单元, 即网格节点排列有序、相邻节点间的关系明确。结构化网格生成速度快、质量好且数据结构简单, 容易实现区域的边界拟合, 大多采用参数化或样条插值的方法对曲面或空间进行拟合, 计算精度较高, 适于流体和表面应力集中等方面的计算。但是结构化网格对求解区域相对复杂的情况时网格生成比较困难, 甚至难以实现, 这就限制了结构化网格的适用范围。

(2) 非结构化网格。为了解决结构化网格的缺陷,提出了非结构化网格。与结构化网格不同,非结构化网格的网格区域内的内部点不具有相同的毗邻单元,其网格节点任意分布,网格单元和节点之间没有固定的规律可循,这就可以得出,两种网格会存在相互重叠的部分。非结构化网格随机的数据结构大大增加了网格的自适应性,从而能够更好地捕获流场的物理特性;其生成过程不要求解任何控制方程,适合复杂区域的网格化分。非结构化网格的生成技术比较复杂,存在着三维网格生成耗时、与高精度有限差分格式结合较难及三阶以上的高精度格式难以应用的问题。

2 网格类型的选择

网格类型的选择要具体分析,选择网格类型时应考虑初始化时间、计算花费和数值的耗散。

(1) 初始化的时间 对于复杂的几何外形采用结构化网格可能要花费大量的时间,甚至根本无法得到结构网格;因此人们在非结构网格中选择三角形网格和四面体网格。针对外形不复杂的几何模型,两种网格划分方法耗费时间没有明显差别。

(2) 计算的花费 当几何模型过于复杂时,由于四边形/六面体网格会在不需要加密网格的地方产生网格单元,三角形/四面体网格所生成的网格单元会比等量的包含四边形/六面体网格的网格单元少得多。针对一般复杂外形,非结构的四边形/六面体网格提供了许多三角形/四面体所没有的网格单元。

(3) 数值的耗散 该因素是多维条件下误差的主要来源。当流动和网格成一条直线时数值耗散最明显。使用三角形/四面体网格化分形式流动永远不会和网格成一条直线;在简单的流动中(如长管流动)使用四边形/六面体网格,不但可以减少数值耗散,而且与三角形/四面体网格相比可以用更少的单元得到更好的解。

3 网格划分

本文是对 RY 型离心泵进行非定常的二维流场数值模拟计算,由于进行离心泵整机数值模拟计算,几何模型和边界条件复杂。网格划分采用分块划分网格的方法,分别针对叶轮流体流动区域和蜗壳流区域两块划分网格。网格划分选用 Tri/Pave 方案以适应复杂的计算区域。为了研究叶轮内部流场,所以叶轮网格要划分更精确一些。最终,叶轮流体流动区域划分了 228344 个网格;蜗壳流体流动区域划分了 23236 个网格。

最后在 GAMBIT 中初步建立数值模拟的边界条件,分别为叶轮流体流动区域、蜗壳流体流动区域、速度进口、压力出口、叶轮壁面及定义内部面。

4.3 旋转叶轮和静止蜗壳间的耦合模型^[47]

离心泵包含旋转的叶轮流体流动区域和静止不动的蜗壳流体流动区域。FLUENT提供了三种了动静区域之间的耦合模型：多参考坐标系模型 (Multiple Reference Frame, MRF)、混合平面模型 (Mixing Plane, MP) 和滑移网格模型 (Sliding Mesh, SM)。三种耦合模型如下：

1 多参考坐标系模型 (MRF)。多参考坐标系模型将非定常问题应用定常方法计算，前提是把流场简化为叶轮在某位置的瞬时流场。旋转叶轮流体流动区域的网格在计算时同蜗壳流体流动区域的网格一样保持静止；两者都在惯性坐标系中进行定常计算，不同的是旋转叶轮流体区域以作用的科氏力和离心力进行定常计算。为了保证交界面的连续性，达到定常计算解决非定常问题的目的，需要在两个区域的交界处交换惯性坐标系下的流动参数。MRF 模型是一种比较简单的稳态近似模型，适于解决边界上流动区域几乎一致时的问题。MRF 模型不宜模拟具有强烈作用的叶轮的瞬态模型，而转子和定子交互作用相对较弱的瞬态问题则可以选择该模型。

2 混合平面模型 (MP)。混合平面模型的基本思想与 MRF 相同，同样是将非定常问题应用定常方法计算，不同的是：定子区域和转子区域在交界面上的重合面组成“混合平面”，在“混合平面”上转子区域与定子区域进行数据的传输及互换，比如转子区域的总压、速度、湍动能、湍流耗散率传递给定子区域，而定子区域将静压传递给转子区域，这样同样达到了非定常问题用定常方法计算的目的。

3 滑移网格模型 (SM)。滑移网格是在上述两种模型基础上发展而来，可以处理非定常问题。离心泵内部的湍流流动中的各个物理参数，如速度、压力、温度等都随着时间与空间发生着随机变化^[1]。而在离心泵的设计优化过程，我们需要得到在某一时刻泵流场速度、压力等参数的大小及分布情况，应用滑移网格可以很好的解决这个问题。滑移网格模型是非定常计算模型，主要计算过程是：在某一时间步，定子区域和转子区域通过交界面传递流动参数，分别计算各自流场；随着时间的推进，定子区域的网格保持静止，而转子区域的网格则随转子一起转动，定子区域的网格保持静止，而转子区域的网格则随转子一起转动，此时交界面上的网格出现了相对滑移。在每一个新的时间步长内，按两区域网格在交界面上的节点求取新的交界面，通过新交界面上的通量传递，实现每一时间步内两区域流场的耦合。应用该方法对多移动参考系流场进行数值模拟，计算比较精确。

MRF模型和MP模型都属于稳态计算，且只适用于转子和定子之间相互作用较弱的情况；而SM模型属于非稳态计算，适用于转子和定子间作用较剧烈的情况，不足之处在于计算比较耗时，远超过MRF模型和MP模型所耗时间，而且对计算机内存要求也很高。本课题期望研究离心泵瞬态的流场分布，选用 SM 模型。

4.4 边界条件

边界条件是指在求解域的边界上所求解的变量或其一阶导数随地点及时间变化的规律。只有给定了合理边界条件的问题,才可能计算出有参考价值的内部流场分布情况。

所有 CFD 问题求解时都需要有边界条件,边界条件对离心泵内部流场有着非常重要的影响。本课题研究对象为 RY 离心泵,实验介质为清水,用到的边界条件主要有进口边界条件、出口边界条件和固体壁面边界条件三类。

4.4.1 进口边界条件

进口边界条件即要指定流动变量在进口边界节点处的值。FLUENT 提供了三类进口边界条件:速度进口 (velocity inlet)、压力进口 (pressure inlet)、质量进口 (mass flow inlet)。其中速度进口边界定义了流动进口处的速度以及流动的其他标量型变量^[46]。本文所用实验介质为清水,采用速度进口边界条件,则需要将体积流量通过进口截面面积换算成进口速度。已知体积流量 Q 和进口截面半径 r ,速度 v 可用公式(4-1)计算。

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi r^2} \quad (4-1)$$

本文针对 RY 离心泵的 11 种工况进行了速度换算,结果见表 4-1 所示。

表 4-1 各个工况下的流量速度换算
Table 4-1 Flow rate-velocity conversion in different working conditions

体积流量 Q (m^3/h)	6.09	7.91	9.52	11.30	12.79	14.96	16.70	18.50	20.00	22.20
进口速度 v (m/s)	0.94	1.21	1.46	1.74	1.96	2.30	2.56	2.84	3.07	3.41

对于湍流流动的数值模拟计算,还需要给定进口处的湍动能 k 以及湍动能耗散率 ε 。尽管数值计算的收敛解与湍动能 k 和耗散率 ε 的初值没有关系,但给定一个合理的初值有益于计算的收敛。FLUENT 中的 k 和 ε 有四种定义方式:直接给出 k 、 ε 初值;给定湍流强度和湍流长度;给定湍流强度和湍流粘度比值;给定湍流强度和水力直径。上述方法对雷诺数并不高的湍流流动的数值模拟分析的结果影响较小, k 和 ε 取值的范围比较宽。在本文计算中选用最后一种定义方式,给出湍流流动和水力直径。进口处各参数数值由下式求得:

$$I \approx 0.16 \text{Re}^{-\frac{1}{8}} \quad (4-2)$$

$$k = \frac{3}{2} \left(I \bar{u} \right)^2 \quad (4-3)$$

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4-4)$$

$$l = 0.07L \quad (4-5)$$

式中, I ——湍流强度;

$\bar{u}$ ——入口处的平均速度;

L ——特征长度, 本文离心泵入口直径为48mm, 则计算 $l=3.36\text{mm}$;

C_{μ} ——湍流模型中的经验常数, $C_{\mu} = 0.09$;

Re ——雷诺数, 由 $\bar{u}$ 和 L 计算可得。

4.4.2 出口边界条件

出口边界条件与进口边界条件类似。通常出口边界条件设置在远离流场内引起扰动的部位, 此时, 出口处的流动状态达到充分发展状态, 在流动方向上各个参数梯度变化为零, 即出口处平滑流动。FLUENT提供了三类出口边界条件: 出口边界条件 (outflow)、压力出口边界条件 (pressure outlet)、压力远场边界条件 (pressure far-field)。在CFD计算中, 若出口处的压力或者速度均为未知的情形下, 一般选用出流边界条件, 出口处的边界条件由FLUENT通过内部计算得到^[36]。数值模拟计算若选择出流边界条件, 一定要保证流动是完全发展的, 否则会造成计算结果不正确。需注意: 出流边界条件不能与压力边界条件同时使用。在本文中采用出流变界条件, 只需将离心泵蜗壳的扩散段出口设置成出流边界类型即可。

4.4.3 固体壁面边界条件

CFD计算中最常见的边界条件是固体壁面边界条件。由于离心泵叶轮和蜗壳的交界面两侧以及进口管和叶轮的交界面两侧都是流体, 因此需要在 Gambit 将两个交界面设置为 interior 类型。在本文中, 除了离心泵进口、出口、叶轮和蜗壳的交界面以及进口管和叶轮的交界面, 其余固体壁面全部采用 无滑移壁面边界条件。其中, 各叶片表面设置为移动旋转壁面条件, 但其旋转速度与叶轮的流体区域保持一致, 即绝对速度为 2930r/min ; 其他固体壁面都设置为静止壁面条件。另外, 标准的 $k-\varepsilon$ 模型在邻近固体壁面的地方不适用, 因此要选择对数壁面函数法作为解决方案。

4.5 离心泵内部流场的数值模拟计算

4.5.1 设置计算模型

FLUENT 在软件启动界面提供了可供选择的四种求解器：二维单精度求解器(2d)、二维双精度求解器(2ddp)、三维单精度求解器(3d)和三维双精度求解器(3ddp)。一般选择单精度求解器，求解速度快，占用内存少。

本文在 FLUENT 启动时选择采用二维单精度求解器。

计算模型的方案设置如下：

(1) 求解器选择。FLUENT 提供了基于压力求解器和基于密度求解器两种求解器类型。前者主要用于不可压流动和微可压流动情况下，而后者则用于高速可压流动情况下。本课题求解器选择基于压力求解器，非定常计算，绝对速度公式。

(2) 运行参考压力使用 FLUENT 默认的标准大气压，不考虑重力与热交换。

(3) 湍流模型选择。FLUENT 提供了 6 中可供选择的求解方程有 Laminar (层流模型)、Inviscid (无黏流体)、Spalart-Allmaras[1eqn]、k-epsilon[2 eqn]、k-omega[2 eqn] 和 ReynoldsStress[5 eqn]^[46]。本文针对离心泵的数值计算，湍流模型选择标准的 $k-\varepsilon$ 双方程模型；计算方法选择 SIMPLE 压力修正算法；欠松弛因子和离散格式均采用系统默认值。

(4) 物性选择。本文研究对象 RY 型离心泵实验时所用介质为清水，为了和实际数据进行横向对比，在物性材料选择时选择清水。

4.5.2 设置边界条件

1 速度入口边界设置 本课题入口速度设置为 1.92m/s (标准工况下)；选择湍流强度和水利直径来定义湍动能 k 和耗散率 ε ，湍流强度 $I = 1.62$ ，水利直径 $L = 48mm$ 。

2 出口边界条件设置 在本课题计算中，出口为蜗壳的扩散管出口，出口边界条件选择 Outflow (出流) 边界条件，只需将扩散管出口边设置成出流边界即可。

3 固体壁面边界条件设置 在本课题计算中，固体壁面采用无滑移壁面边界条件 (No-slip)，叶轮各个叶片壁面设置成旋转壁面条件，与叶轮流动区域一致；其余壁面设置成静止壁面条件。

4.5.3 设置求解控制参数

1 收敛判据设置为 0.001，其它控制参数采用系统默认值。

2 定义求解残差监视器，Option 选项组选择 Plot 复选框，其余选择系统默认。

4.5.4 迭代计算

1 初次迭代计算

刚开始先用 1s 的时间步，计算一次，待流场稳定后，在模拟一转中流场的变化。当迭代到 394 步时，计算收敛，如图 4-2 所示。

```
391 5.5572e-04 1.6698e-04 1.7737e-04 7.0412e-04 1.0066e-03 0:38:49 609
392 5.5182e-04 1.6608e-04 1.7682e-04 7.0136e-04 1.0032e-03 0:39:07 608
393 5.4859e-04 1.6524e-04 1.7622e-04 6.9869e-04 1.0000e-03 0:39:20 607
! 394 solution is converged
394 5.4734e-04 1.6443e-04 1.7568e-04 6.9611e-04 9.9685e-04 0:39:30 606
(ani-monitor-update 1 #t #f)()
```

图 4-2 收敛提示

Fig.4-2 Solution is converged

2 设置自动保存

在自动保存中，必须同时自动保存 Case 文件和 Data 文件。设置为每计算一个时间步自动保存一次 Data 文件，输入保存文件的路径，完成自动保存设置。图 4-3。

3 再次迭代计算

如图 4-4 所示对话框，在 Max Iterations per Time Step 文本框中输入 2000，单击 Iterate 进行迭代计算。

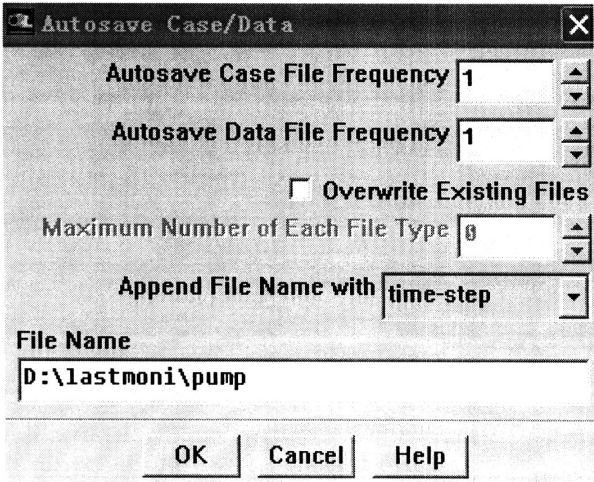


图 4-3 自动保存对话框

Fig.4-3 Dialog box of Autosave/Data

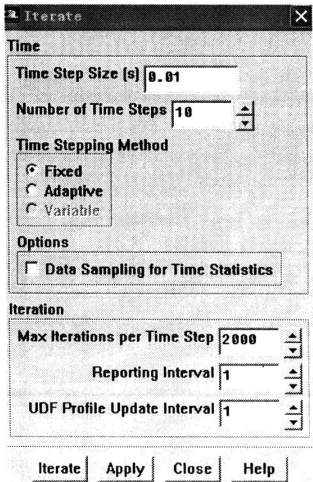


图 4-4 Iterate 对话框

Fig.4-4 Dialog box of Iterate

4.6 迭代结果与分析

经过 10 次迭代计算后，得到如下不同时刻的速度及压力分布。

1 不同时刻的速度分布图

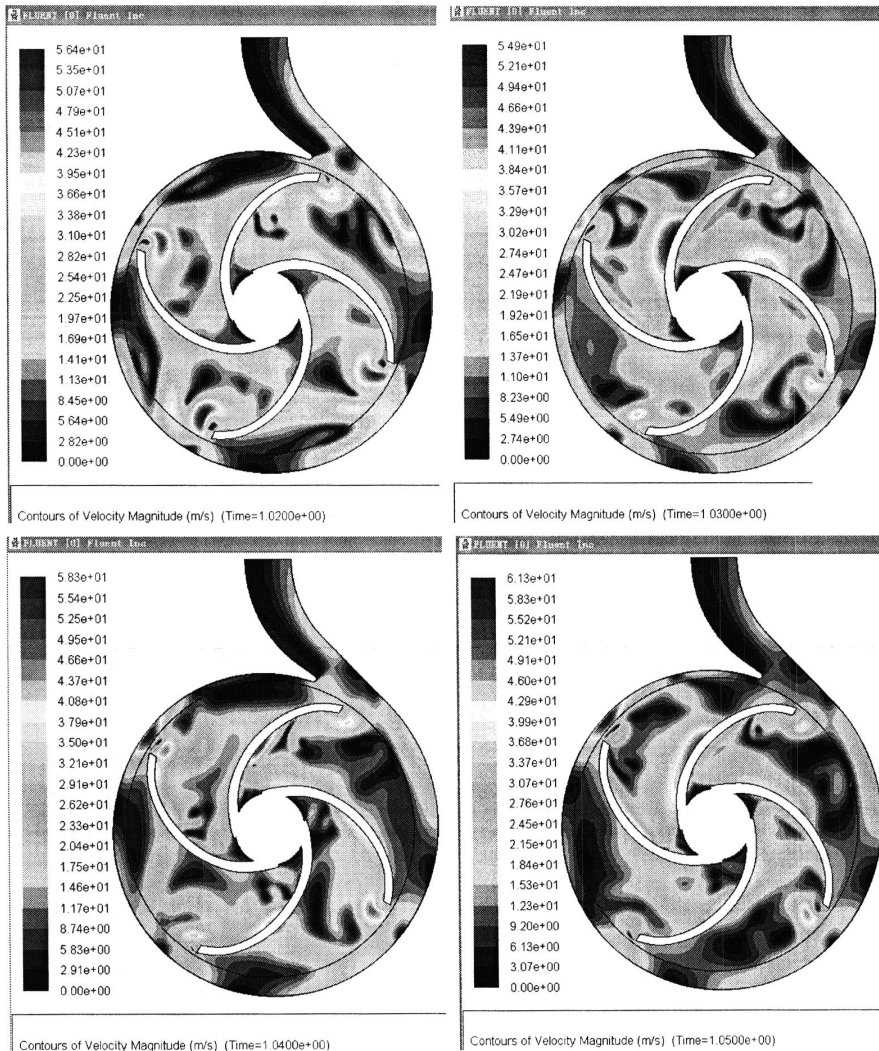


图 4-5 不同时刻速度分布图

Fig.4-5 The velocity profile patterns at different time

图 4-5 所示为 1.02s—1.05s 四个时刻的离心泵内部流场的速度分布图。由速度分布可以看出，叶轮流道内流场表现出明显的非对称性；其中靠近离心泵出口的叶轮通道中液流速度明显高于其它叶轮通道液流速度；离泵壳壁面最近的叶轮通道处的液流速度要高于离泵壳壁面较远处叶轮通道的液流速度。总体上，随着叶轮与蜗壳壁面间距的增大，液流速度呈现下降的趋势；同时，随着叶轮的旋转及叶轮叶片相对位置的不断改变，叶轮出口流速也不断发生变化，因此离心泵内部流场表现出非对称、不稳定的状态。

另外，叶轮出口出的速度分布非常不均匀，出口部分靠近叶轮的一侧的流体速度要明显小于远离叶轮的一侧，造成这个的原因就是蜗壳出口有较大的曲率，叶轮出口的方向与流体流出方向有夹角，造成冲击损失。

2 不同时刻的压力分布图

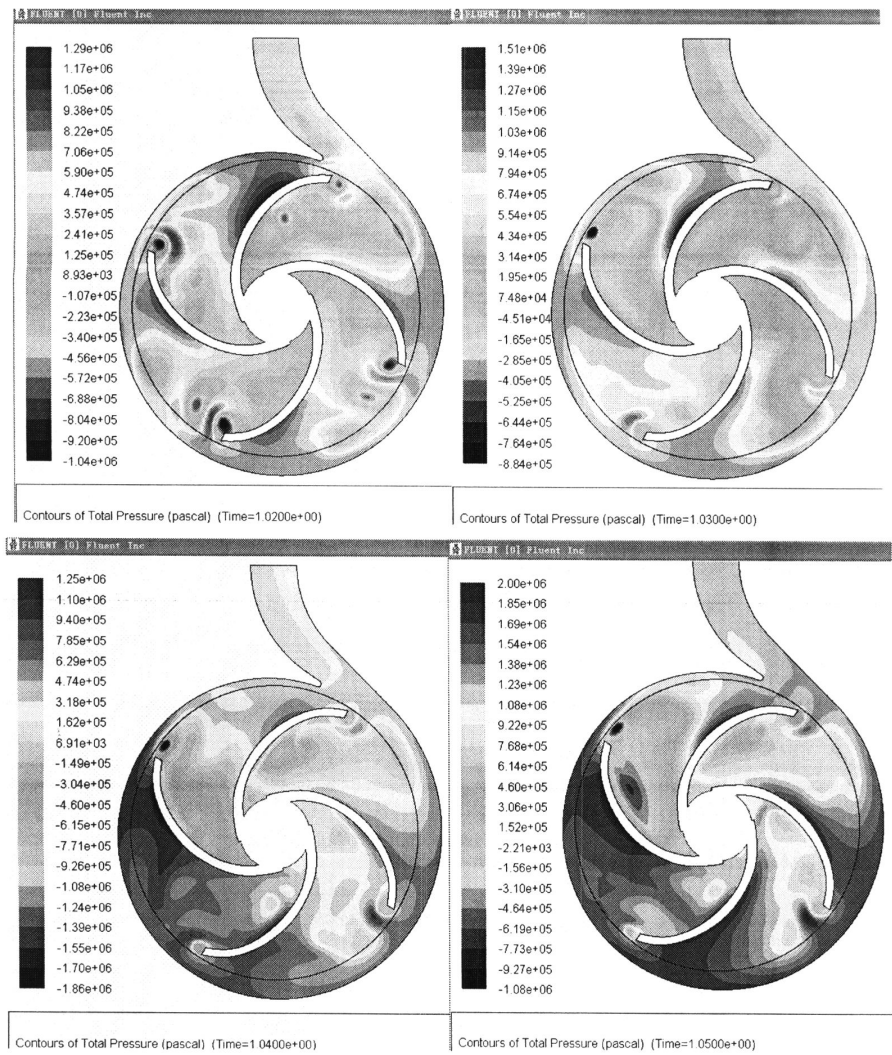


图 4-6 不同时刻压力分布云图

Fig.4-6 The pressure profile patterns at different time

图 4-6 所示为 1.02s—1.05s 四个时刻的离心泵流场总压分布图。从总压分布图可以看出，泵内流场总压表现出很强的非对称性。图示很形象的展示了一个负压形成的过程，这是由于这个压力的存在，离心泵才能够不断地输送流体。压强从叶轮进口到出口呈现逐渐上升趋势；叶轮每个叶片工作面的液流压力明显大于背面液流的压力。

另外，叶轮出口出的压力分布同样不均匀，结合速度分布分析结果，想要降低此处流体的冲击损失，需要对叶轮的出口结构进一步改进。

本课题研究离心泵采用的是螺旋形压水室，水力性能较好，但是根据数值模拟结果发现，螺旋压水室的扩散管为弯锥管时，叶轮出口扩散管处存在冲击损失，考虑到出口处流体运动方向，可以将弯锥管改为直锥管对原有结构进行改进。

4.7 本章小结

本章运用FLUENT的前处理软件GAMBIT对离心泵的二维结构进行网格划分，然后应用滑移网格模型对离心泵二维模型进行了内部流场仿真，根据流场模拟结果分析了不同时刻速度及压力的分布情况，根据减小叶轮出口出的冲击损失较大的缺点提出改进叶轮出口结构的措施。

第5章 离心泵数值模拟结果与实验值比较

本章首先介绍了离心泵性能实验，并根据实验数据绘出了泵的性能曲线。为了准确捕捉离心泵内部流场的变化，根据前一章分析结果将泵的结构进行改进，用直锥管螺旋压水室替代弯锥管螺旋压水室。然后在不同工况下对优化前后离心泵进行了内部流场数值模拟分析并对其性能进行预测，并进一步与实验值进行了比较分析。

5.1 离心泵性能实验

5.1.1 基本原理^[2]

1、扬程（压头） H （m）

将离心泵进口真空表和出口压力表处分别定为 1、2 截面，列柏努利方程如式(5-1)：

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} + H = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + H_f \quad (5-1)$$

两截面间的管长很短，阻力损失项 H_f 可忽略，流速的平方差很小也可忽略，则：

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \quad (5-2)$$

式中 ρ ——流体密度， kg/m^3 ；

p_1 、 p_2 ——分别为离心泵进、出口的压强，Pa；

u_1 、 u_2 ——分别为离心泵进、出口的流速，m/s；

z_1 、 z_2 ——分别为真空表、压力表的安装高度，m。

由(5-2)可知，根据真空表和压力表上的读数及两表的安装高度差，就可计算泵的扬程。

2、轴功率 N （W）

$$N = 0.94\omega \quad (5-3)$$

其中， N ——泵的轴功率

ω ——为电机功率

3、效率 η （%）

泵的效率 η 是泵的有效功率与轴功率的比值。反映泵的水力损失、容积损失和机械损失的大小。泵的有效功率 N_e 可用下式计算:

$$N_e = HQ\rho g \quad (5-4)$$

$$\text{故泵的效率为} \quad \eta = \frac{HQ\rho g}{N} \times 100\% \quad (5-5)$$

4、泵转速改变时的换算

泵的性能曲线是在定转速下的实验测定所得。但是,实际上感应电动机在转矩改变时,其转速会有变化;这样多个实验点的转速 n 随着流量 Q 的变化会有所差异,因此在绘制性能曲线之前,必须将实测数据换算为某一定转速 n' 下(一般取离心泵的额定转速)的数据。换算关系如下:

$$\text{流量} \quad Q' = Q \frac{n'}{n} \quad (5-6)$$

$$\text{扬程} \quad H' = H \left(\frac{n'}{n} \right)^2 \quad (5-7)$$

$$\text{轴功率} \quad N' = N \left(\frac{n'}{n} \right)^3 \quad (5-8)$$

$$\text{效率} \quad \eta' = \frac{Q' H' \rho g}{N'} = \frac{QH\rho g}{N} = \eta \quad (5-9)$$

5.1.2 实验数据

本文研究对象为RY型离心泵,额定流量为12.5m³/h,额定扬程为50m,额定效率为40%,利用河北省武安市某泵厂的离心泵性能实验装置对该型号泵进行了性能测量。

本实验装置由被测RY型离心泵一台,及贮水箱、管路、控制阀门、涡轮流量计、真空表、压力表等组成。仪表箱装有泵开关按钮及功率表、流量计数字显示仪表。

实验装置示意图见图5-1.

通过实验得到不同工况条件下的实验数据,见表5-1.

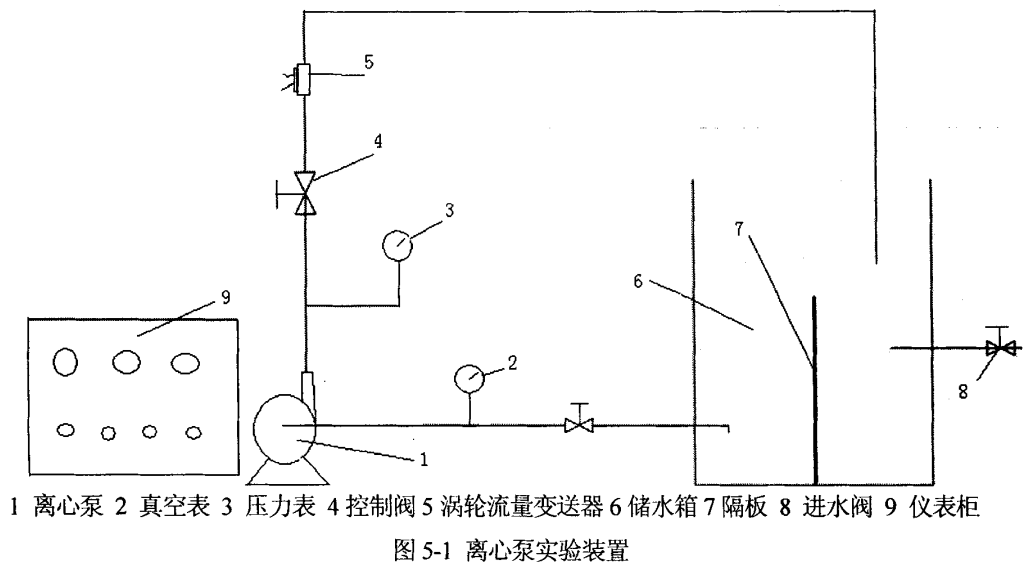


Fig.5-1 Experimental equipment of Centrifugal pump

表 5-1 离心泵实验数据
Table5-1 Experimental Data of Centrifugal pump

序号	试 验 数 据			
	流量 (m ³ /h)	出口压力 (MPa)	进口压力 (mmHg)	转速 (r/min)
1	0.00	0.5300	50	2962.0
2	6.09	0.5100	70	2952.0
3	7.91	0.5100	80	2947.0
4	9.52	0.5000	90	2945.0
5	11.30	0.4900	100	2940.0
6	12.79	0.4800	120	2938.0
7	14.96	0.4600	150	2935.0
8	16.70	0.4400	170	2932.0
9	18.50	0.4100	200	2929.0
10	20.00	0.3900	230	2927.0
11	22.20	0.3600	270	2922.0
12	23.60	0.3400	300	2922.0

根据实验数据及前文所述基本原理，考虑到实验的实际情况，该型号离心泵的计算数据如表 5-2 所示。

表 5-2 计算数据
Table5-2 Calculating data

序号	计 算 数 据				换算至额定转速 $n_{sp}=2930r/min$			
	流量 (m^3/h)	总扬程 (m)	水功率 (KW)	轴功率 (KW)	流量(m^3/h)	扬程 (m)	轴功率 (KW)	效率 (%)
1	0.00	53.40	0.00	3.30	0.00	54.04	3.19	0.00
2	6.09	51.09	0.89	4.10	6.04	52.66	4.01	21.63
3	7.91	50.95	1.15	4.30	7.86	52.98	4.23	26.86
4	9.52	49.80	1.37	4.50	9.47	52.17	4.43	30.38
5	11.30	48.64	1.60	4.80	11.26	51.47	4.75	33.24
6	12.79	47.35	1.78	5.20	12.76	50.80	5.16	34.22
7	14.96	44.90	2.02	5.20	14.93	49.28	5.17	38.75
8	16.70	42.59	2.17	5.60	16.69	47.61	5.59	38.73
9	18.50	39.12	2.27	5.70	18.51	45.06	5.71	39.81
10	20.00	36.67	2.36	5.90	20.02	43.49	5.92	40.07
11	22.20	33.06	2.47	6.10	22.26	41.11	6.15	40.53
12	23.60	30.61	2.52	6.20	23.66	39.47	6.25	40.70

5. 1. 3 绘制离心泵工作性能曲线

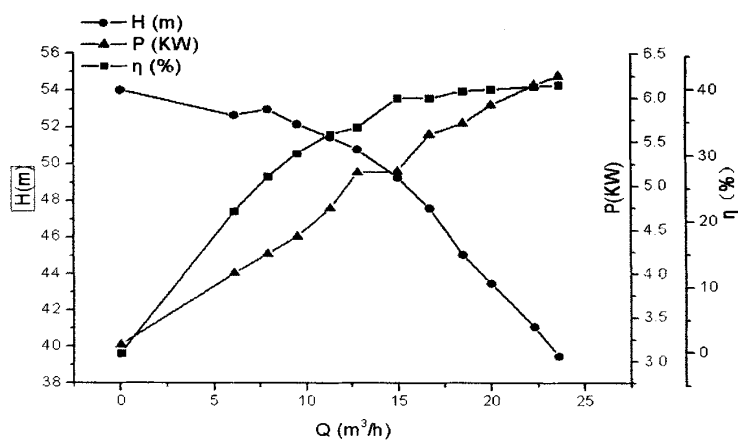


图 5-2 离心泵工作性能曲线

Fig.5-2 The working performance curve of Centrifugal pump

离心泵在一定转速条件下, 流量与扬程、流量与功率、流量与效率和流量与吸水高度(或空化余量)的特性曲线, 称作泵的工作特性曲线, 它们代表了离心泵的工作状态。根据表 5-2 计算数据绘制 RY 型离心泵工作性能曲线如图 5-2。

由图 5-2, 可以看出, 随着流量的增加, 扬程呈现下降的趋势; 功率随着流量的增加而增加; 效率则是随着流量的增加逐渐增加, 到达最高值后会呈现下降趋势。

5.2 优化后离心泵数值模拟

本节用直锥管螺旋压水室代替弯锥管螺旋压水室, 对直锥管螺旋压水室结构离心泵进行数值模拟, 得到直锥管螺旋压水室结构离心泵的速度分布及压力分布图, 将两者数值模拟结果进行比较, 得出离心泵运行性能更好的结构。

5.2.1 几何模型的建立

在第四章建立的离心泵模型基础上, 出口大小不变, 将弯锥管螺旋压水室修改为直锥管螺旋压水室, 其余结构不做修改, 结果如简图 5-3。

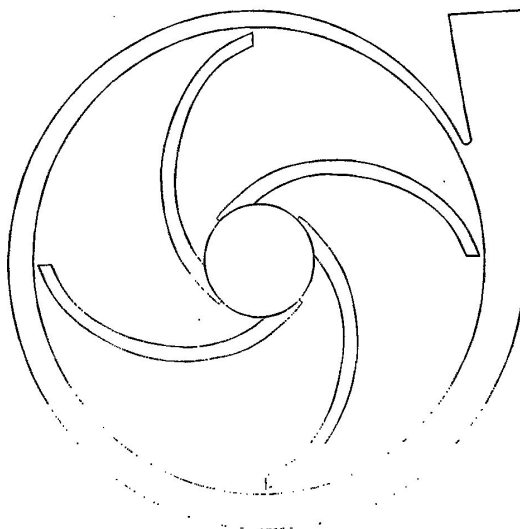


图 5-3 离心泵二维几何模型

Fig.5-3 Centrifugal pump 2D geometric model

几何模型的网格划分及 FLUENT 计算求解前面已做介绍, 本节不再赘述, 本模型的各种边界条件与第五章模型边界条件相同。

5.2.2 数值模拟结果分析

1 不同时刻的速度分布图

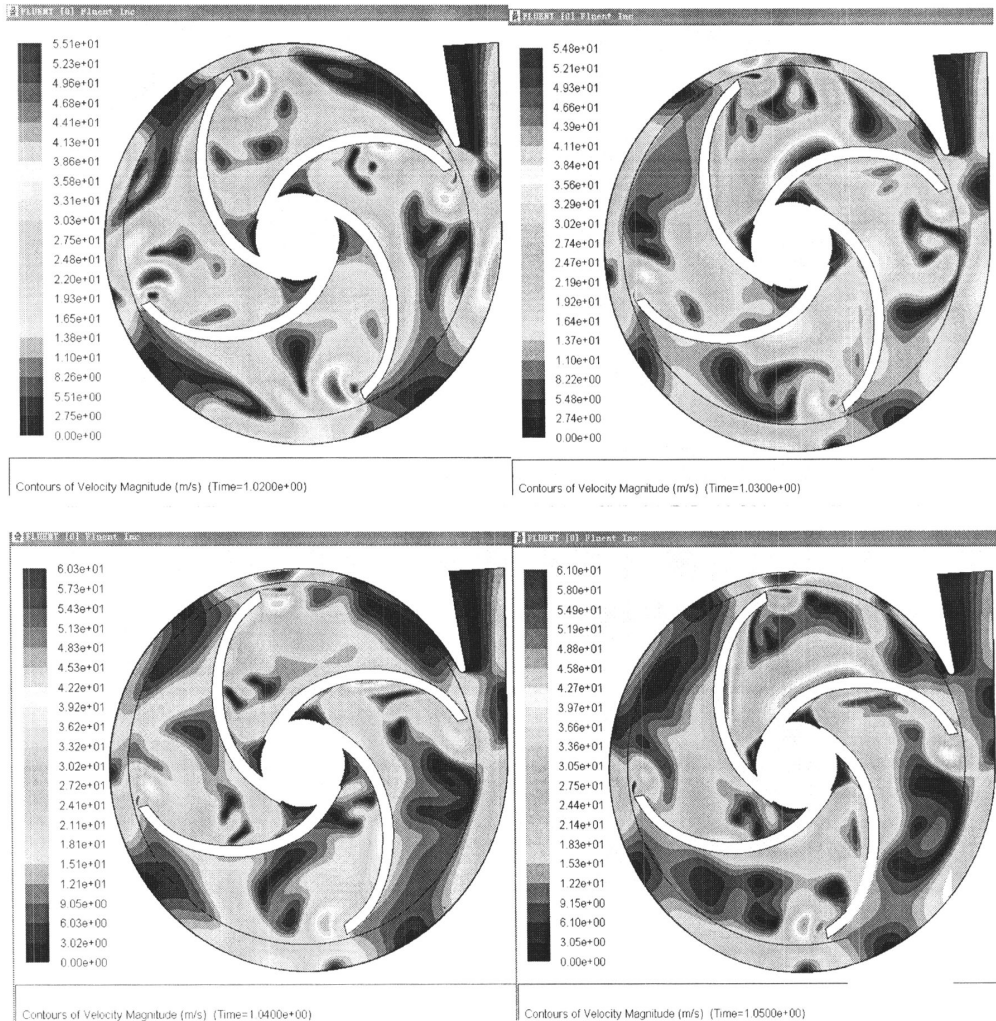


图 5-4 不同时刻速度分布图

Fig.5-4 The velocity profile patterns at different time

图 5-4 所示为 1.02s-1.05s 四个时刻的离心泵内流场的速度分布图，由速度分布可知，叶轮流道内流场与弯锥管结构流场同样表现出明显的非对称性。其中离心泵出口的叶轮通道液流速度明显高于其它叶轮通道液流速度；离泵壳壁面距离最近的叶轮通道处的液流速度高于距泵壳壁面而较远处叶轮通道的液流速度。总体来说，随着叶轮与蜗壳壁面间距的增大，流速呈现下降的趋势。同时，随着叶轮的旋转，叶轮叶片相对位置的不断改变，叶轮出口流速也不断发生变化，导致叶轮内部流场表现出非常不对称、不稳定的状态。

2 不同时刻的压力分布图

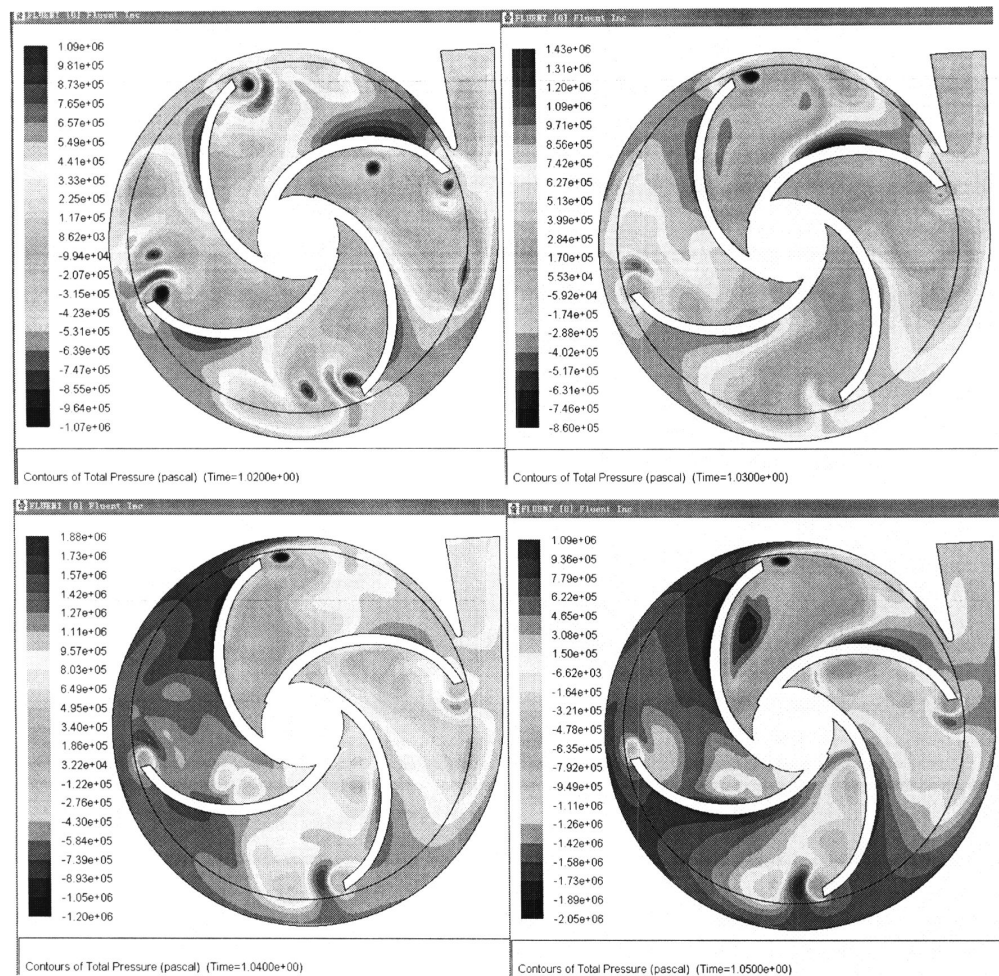


图 5-5 不同时刻压力分布云图

Fig.5-5 The pressure profile patterns at different time

图 5-5 所示为 1.02s—1.05s 四个时刻的离心泵内部流场总压分布图。从总压分布图可以看出，泵内总压表现出很强的非对称性。图示很形象的展示了一个负压形成的过程，因此，离心泵才能够不断地输送流体。从叶轮进口到出口，压强呈现逐渐上升趋势；叶轮每个叶片工作面的液流压力明显大于叶片背面的液流压力。

5.3 优化前后数值模拟结果比较

5.3.1 同一时刻的速度分布比较

同一时刻的速度分布及出口截面速度分布见图 5-6、5-7、

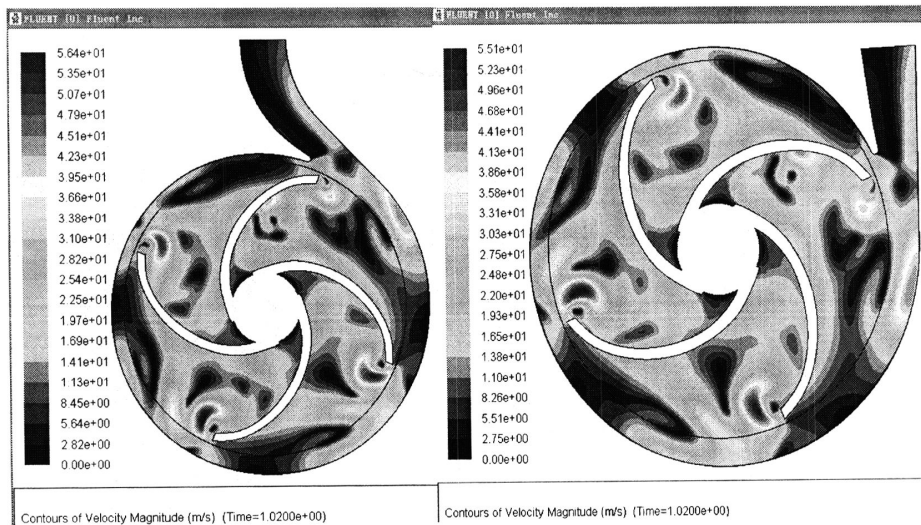


图 5-6 速度分布比较

Fig.5-6 The difference of velocity distribution

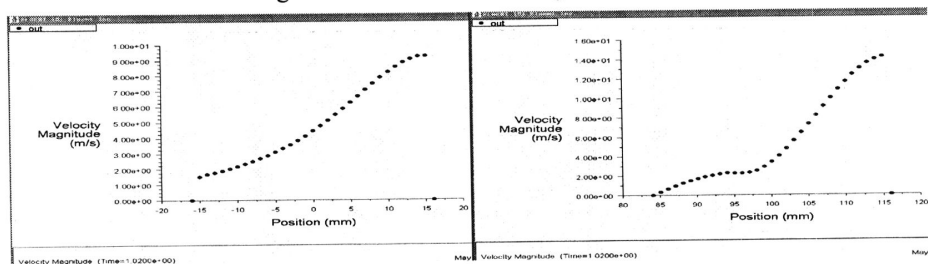


图 5-7 出口截面速度分布图

Fig.5-7 The velocity distribution of outlet

由图 5-6 所示 1.02s 时刻的速度分布分析可以得到,直锥管结构和弯锥管结构离心泵内部流场分布在叶轮内基本相似,唯一的区别在于出口处。在该时刻,直锥管结构在出口面上的速度要明显大于弯锥管结构的速度。就是说在该时刻弯锥管结构在流场中的损失要大于直锥管结构。

由图 5-7 所示 1.02s 时刻的出口截面速度分布图可知,流体在蜗壳内的速度分布是不均匀的,在蜗壳出口靠近内侧速度较低;流体主要沿外侧流出出口外侧流速较大。左边弯锥管螺旋压水室离心泵出口截面的速度变化比右边直锥管螺旋压水室离心泵出口截面速度变化要平缓,设计中需要尽量使出口截面的速度平缓地变化。

5.3.2 同一时刻的压力分布比较

同一时刻的压力分布见图 5-8。

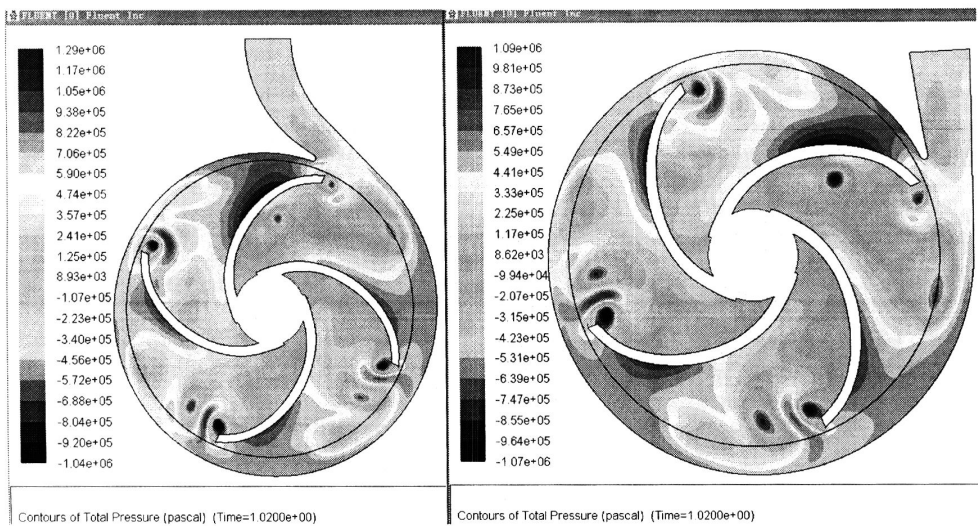


图 5-8 压力分布比较

Fig.5-8 The difference of Pressure distribution

由图 5-8 所示 1.02s 时刻的压力分布分析可以得到,直锥管结构和弯锥管结构离心泵内部流场分布在叶轮内基本相似,同速度分布相似,唯一的区别在于出口处。在该时刻,直锥管结构在同样部位的压力要明显大于弯锥管结构同部位的压力。

5.3.3 同一时刻的湍动能分布比较

同一时刻湍动能分布简图 5-9.

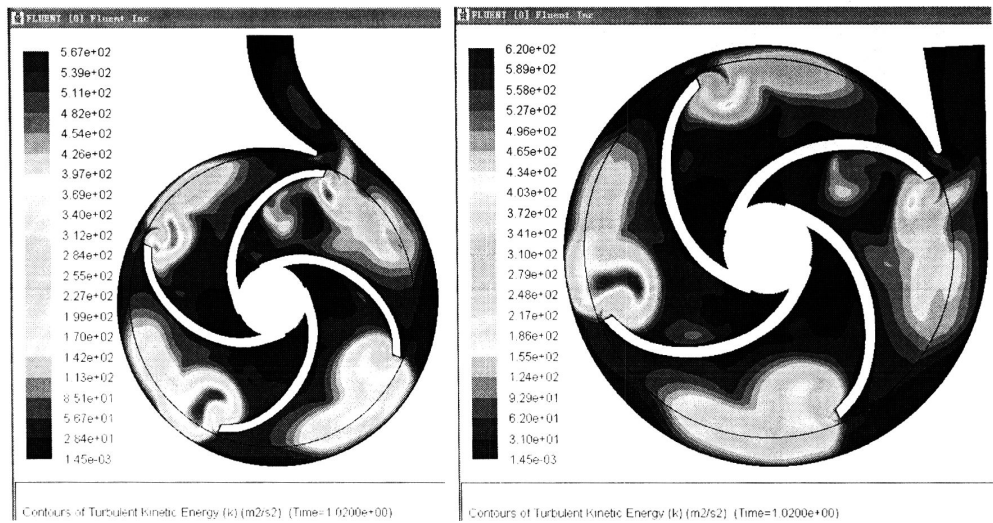


图 5-9 湍动能分布比较

Fig.5-9 The difference of Turbulent kinetic energy

由图 5-9 所示 1.02s 时刻的湍动能分布分析可以得到,泵内流体在经过叶轮旋转 1.02s 后湍动能增加,直锥管结构和弯锥管结构离心泵内部湍动能分布在叶轮内基本相

似，唯一的区别在于出口处。在该时刻，直锥管结构在同样部位的湍动能要明显大于弯锥管结构同部位的湍动能。

5.4 性能预测与实验值的比较

在不同工况条件下对直锥管螺旋压水室和弯锥管螺旋压水室离心泵分别进行数值模拟，根据数值模拟结果计算不同工况条件下的扬程，同 5.1 计算的实验扬程进行对比，最终确定最优离心泵结构。

5.4.1 FLUENT 数值报告介绍^[47]

通过计算和报告表面和边界积分值的工具，用户可以得到通过边界的物质质量流率和热量传递速率以及在边界处的作用力以及动量值；还可以得到在一个面上或者在一个体中的面积、积分、流率、平均值和质量平均值（其它量）。另外，用户可以得到数值模拟结果数据的直方图，还可以设置无因次系数的参考值以及计算投影面积。

针对选择的边界区域，用户可以计算下列值：

边界的质量流率可以通过加和边界区各个面的质量流率得到，各个面的质量流率等于密度乘以速度矢量和相应面的投影面积的标量积。

（1）生成流量报告

使用 Flux Reports 面板获得在选择的边界区域上的质量流率、热传输率或者辐射热传输率。

需要注意的是：这些流量被准确地报告，如同被求解器计算的一样。因此，这些结果从本质上讲比那些通过打开 Surface Integrals 面板中的 Flow Rate 选项计算的结果要更加准确。

（2）生成一个作用力或力矩报告

使用 Force Reports 面板来获得指定墙区域内沿着一个说明的矢量方向的作用力或关于一个指定的中心位置的力矩的报告。

（3）生成一个面积分报告

为了获得所选表面的面积、质量流率、积分、流动速率、加和、面最大值、面最小值、顶点最大值、顶点最小值或质量、面积、面、顶点平均等指定变量的值，用户可以使用 Surface Integrals 面板。

需要注意的地方：质量平均加权指的是更高的速度范围（如那些有更高的质量流过的面）；使用 Surface Integrals 面板报告的流动速率不如从 Flux Reports 面板中得到的结果真确；面和顶点平均参数建议使用在面积为零的表面。

5.4.2 扬程的预测

通过FLUENT中的表面积分功能,可得到离心泵进口与出口处的总压,再将总压差除以 ρg 就可以得到该点的总水头。在水泵中,规定泵的扬程是泵出口总水头与进口总水头之差,因此,可得到泵的扬程为

$$H = \frac{P_{out}}{\rho g} - \frac{P_{in}}{\rho g} + \Delta Z \quad (5-10)$$

式中, ΔZ ——泵出口与泵进口在垂直方向上的距离,取 0.5m,卧式泵取 0.

P_{out} 、 P_{in} ——出口处总压、进口处总压

流体密度 ρ 取 998.2kg/m³

5.4.3 效率的预测

机械损失、流动损失和容积损失是泵的能量损失的三部分。水泵的总效率 η 等于机械效率 η_m 、水力效率 η_h 和容积效率 η_v 三者的乘积。

$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_v \quad (5-11)$$

1 水力效率的计算

泵的水力效率可以用下式计算:

$$\eta_h = \frac{\rho g Q H}{Z M_1 \omega} \quad (5-12)$$

式中, Z ——泵的叶片数目;

M_1 ——叶片正面、背面和轮毂表面受到的绕 Z 轴的力矩之和;

H ——扬程的预测值;

ω ——转动的角速度。

2 容积效率的计算

泵的容积效率由下式计算:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 n_v^{-2/3}} \quad (5-13)$$

式中, n_s ——泵的比转数。

3 机械效率的计算

泵的机械效率可以表示为:

$$\eta_m = \frac{P - P_m}{P} = \frac{P'}{P} \quad (5-14)$$

式中, P ——泵的轴功率, 可以由下式确定

$$P = M\omega \quad (5-15)$$

其中, M ——叶片正面、背面和叶轮前后盖板表面受到的绕叶轮中心轴的力矩之和;

P' ——泵输入的水力功率, 可由下式确定

$$P' = \frac{\rho g Q H}{\eta_h \eta_v} \quad (5-16)$$

5.4.4 预测值与实验值的比较

根据 FLUENT 的模拟结果可以很方便的得出我们计算扬程的所需要的未知量, 应用 Report→Surface Integrals 面板可以得到泵的进出口压力, 如图 5-10 为在流量为 $6.09\text{m}^3/\text{h}$ 条件下得出的进出口压力, 再根据公式 5-10 即可得出计算扬程。同理, 可以得出其它工况条件下的扬程。

Mass-Weighted Average Total Pressure		(pascal)
in		422974.25
out		910281.94

图 5-10 离心泵进出口压力

Fig.5-10 Inlet and outlet pressure of Centrifugal pump

离心泵各个工况下的计算扬程和效率与实验值的对比如表 5-3 所示。

为了更加直观的看出计算扬程、实验扬程与流量的关系以及计算效率、实验效率与流量的关系做曲线图 5-11、5-12。

表 5-3 离心泵各工况下实验值与计算值的比较

Table.5-3 Contrasting of Experimental Values and Calculated Values in Different Conditions								
流量 (m³/h)	6.09	9.52	11.30	12.79	14.96	16.70	20.00	22.20
进口总压	422974.	419954.	418832.	409753.	410578.	401542.	410068.	420564.
P_m (Pa)	25	98	36	36	75	65	50	35
出口总压	910281.	898658.	887365.	861386.	856358.	828697.	771512.	753587.
P_{out} (Pa)	94	26	46	36	27	45	55	15
扬程	487307.	478703.	468533.	451633.	445779.	427154.	361444.	333022.
ΔP (Pa)	69	28	10	00	52	80	05	80
计算扬程								
H (m)	49.81	48.94	47.90	46.17	45.57	43.67	36.95	34.04
实验扬程								
H_s (m)	51.09	49.80	48.64	47.35	44.90	42.59	36.67	33.06
计算效率								
η (%)	20.17	32.59	36.42	37.87	40.98	41.64	43.62	44.23
效率								
实验效率								
η_s (%)	21.63	30.38	33.24	34.22	38.75	38.73	40.07	40.53

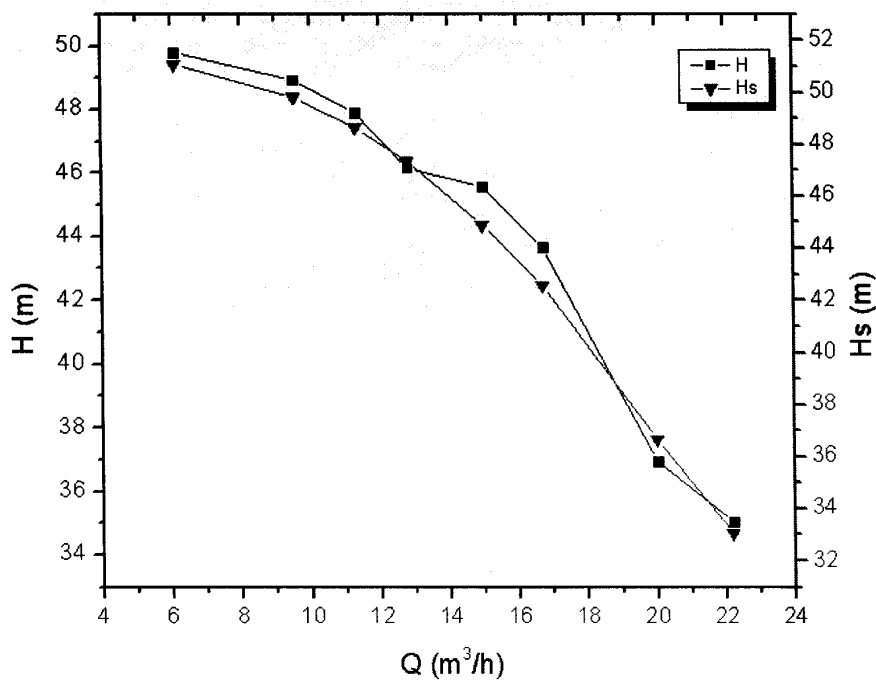


图 5-11 离心泵扬程变化曲线

Fig.5-11 The pumping head curve of Centrifugal pump

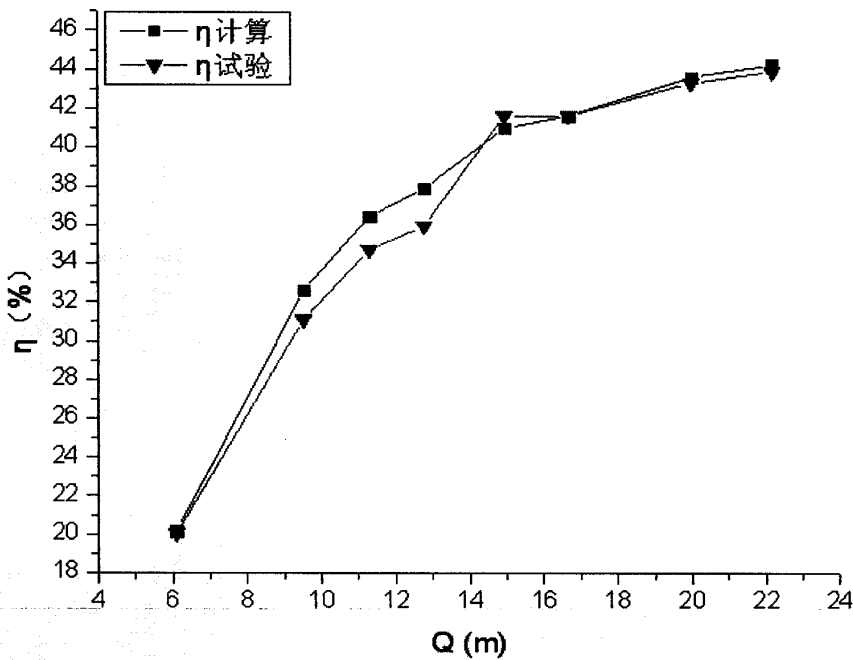


图 5-12 离心泵效率曲线

Fig.5-12 The efficiency curve of Centrifugal pump

通过对表 5-3 不同流量工况扬程的预测与实验数据的比较分析及图 5-11 的变化曲线, 数值模拟计算的离心泵在不同流量下的扬程与通过实验计算的出的扬程曲线变化趋势基本一致, 扬程误差在合理范围之内。考虑到实验装置普遍存在误差, 说明了数值模拟结果均符合理论分析情况, 验证了计算结果的正确性。通过对表 5-3 不同流量工况效率的预测及与实验数据的比较分析以及图 5-12 的效率变化曲线可以看出, 在不同工况条件下, 优化结构后的离心泵效率普遍高于优化前离心泵结构。

5.5 本章小结

本章首先介绍了离心泵性能实验的基本原理、实验数据处理以及绘制离心泵工作性能曲线; 然后对第四章离心泵结构进行优化, 并在相同的边界条件下进行了数值模拟。综合两次的数值模拟结果, 对同一时刻的速度分布、压力分布及湍动能分布进行了分析比较。最后, 分析对比了效率、扬程预测值与实验值, 通过曲线图表明, 扬程数值模拟结果基本符合实验结果; 优化结构后离心泵效率理论上要高于优化前离心泵结构。

结 论

本文在总结前人研究成果的基础上, 首先详细介绍了工程上常用的几种湍流计算模型, 以 RY 型离心泵为范例, 利用三维建模软件 Pro/ENGINEER 建立了包括叶轮、蜗壳的离心泵整机实体模型。在 FLUENT 环境下应用滑移网格模型对离心泵内部湍流流动进行了非定常数值模拟, 目的在于揭示不同时刻下离心泵内部的流场分布情况, 为离心泵的优化设计提供依据, 同时, 为改善离心泵的水力性能, 探求离心泵新的设计方法提供参考。本文主要成果如下:

(1) 针对 RY 型离心泵应用 Pro/E 参数化的实体造型系统对叶轮及蜗壳的参数化设计方法进行了简单的介绍。建立了离心泵叶轮、蜗壳的三维实体模型。

(2) 探讨了 FLUENT 中旋转叶轮和静止泵壳之间的三种耦合模型, 指出滑移网格模型由于考虑了流场的非定常性, 使其计算结果更加精确, 但其计算耗时、占用的内存量都远远大于多重参考坐标系模型和混合平面模型。本文将滑移网格模型应用于离心泵非定常数值模拟计算中, 可以得到任一时刻的流动分布及速度、压力分布情况, 比其余两种模型更能反映离心泵内流场分布情况。

(3) 采用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 速度入口质量出口边界条件对弯锥管压水室离心泵进行了非定常数值模拟, 得到了不同时刻下的速度及压力分布情况; 揭示出随着叶轮的旋转, 叶轮叶片相对位置的不断改变, 叶轮出口流速也不断发生变化, 导致叶轮内部流场表现出不对称、不稳定的状态。

(4) 分析、介绍了离心泵的性能实验, 对实验数据进行处理, 绘制出离心泵的工作性能曲线。

(5) 对离心泵结构进行修改, 对修改后的直锥管螺旋压水室离心泵进行了数值模拟, 得到了该种结构下的流场分布。对两种结构的数值模拟结果进行对比, 结果表明, 在同一时刻下, 在出口处修改后的速度、压力及湍动能要大于修改前的数值, 但是出口截面的速度分布修改前要比修改后的速度变化平缓。

(6) 给出了离心泵性能参数的预测方法, 并以数值计算结果为基础, 对离心泵不同工况下的扬程、效率进行了预测, 通过计算结果与实验结果的比较, 验证了使用 FLUENT 软件进行离心泵内部流动数值模拟的可行性和正确性。

本文运用 CFD 技术对离心泵进行了数值模拟的初步研究, 同时泵内部流场在不同时刻的分布进行了初步分析。由于计算模型、计算方法、计算资源及实验条件的局限性, 数值模拟必然会存在一些缺陷。前处理过程中进行了物理模型的简

化处理,不可避免地会对计算结果造成一定程度上的误差。而且,由于时间和能力有限,根据本人在课题研究中的体会,将来的研究还有许多地方需要改进:

(1) 在进行离心泵建模时,仅仅依据现有的图纸进行建模,没有进行水力设计方面的工作。在今后的工作中,应在这方面予以加强;

(2) 因为对于湍流流动的数值模拟并没有精确的计算模型相对应,本文采用的标准的 $k-\varepsilon$ 模型只是在很大程度上能够反映所要求解的计算域。随着计算技术的提高,大涡模拟、直接模拟都已成为可能,寻求更精确适合的计算模型是下一步需要解决的问题。

(3) 对离心泵进行优化,本文没有考虑不同叶片数情况下 RY 型离心泵的非定常数值模拟,需要在以后的研究中完成。

(4) 本文仅对 RY 型离心泵进行了数值模拟研究未涉及其他泵型。

致 谢

本文是在导师魏效玲教授的悉心指导下完成的。在三年研究生学习期间，魏老师在选题、课题研究和撰写论文的过程中都给予了我耐心细致的指导和帮助。课题的顺利完成和我所获的知识及成绩都凝聚了魏老师的心血，最重要的是魏老师渊博的学识、严谨的治学态度、独到的见解、平易近人的作风和高尚的人格给我留下了深刻的印象，使我受益终生。在此谨向我的恩师魏效玲教授表示最诚挚的谢意！

感谢我的研究生同学，在三年期间，我们相互励勉，共同进步！

非常感谢我的家人，在我考研和读研期间给予我的支持的帮助，正是有了他们的帮助，我才能在工作四年之后，重新迈进大学校门。非常感谢我的爱人，在我学习最艰难的时刻与我风雨同舟，共渡难关。

感谢河北工程大学研究生部、机电学院等各级领导和老师对我学习生活的关心和帮助。向在百忙中审阅本论文的专家和评委致以深深的谢意，并渴望得到各位专家、教授的不吝赐教。感谢评阅、评审本论文和出席论文答辩会的各位专家在百忙之中给予的指导。

薛冰军

2012 年 05 月

参考文献

- [1] 魏新利, 付卫东, 张军. 泵与风机节能技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.9
- [2] 陈乃祥, 吴玉林. 离心泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.3
- [3] 李云鹏, 宋云昌. 提高离心输油泵运行效率的意义和途径[J]. 大庆石油学院学报: 1985.1: 37~46
- [4] Fischer M, Thoma D. Investigation of the flow condition in a centrifugal pump. ASME, 1957:1821~1839
- [5] 张帅帅. 计算流体动力学及其应用——CFD 软件的原理及应用[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2011.1
- [6] Acosta A J, Bowerman R D. An experimental study of centrifugal pump. Trans. ASME, J. of Fluids Eng., 1957, 79:1821~1839
- [7] Fowler H S. The distribution and stability of flow in a rotating passage. Trans. ASME, J. of Eng. For Power, 1968, 90:229~236
- [8] Johnson M W, Moore J. The influence of flow rate on the wake in a centrifugal impeller. Trans. ASME, J. of Eng. for Power, 1983, 105:33~39
- [9] Arndt N, Acosta A J, Brennen C E. Experimental investigation of rotor-stator interaction in a centrifugal pump with vaned diffusers. Trans. ASME, J. of Turbo machinery, 1990, 112:98~108
- [10] Stoffel B, Ludwig G, Weiss K. Experimental investigations on the structure of part-load recirculations in centrifugal pump impeller and the role of different influence. Proc. of 16th IAHR symp. SAN Paulo, 1992:445~454
- [11] Manish Sinha. Rotor-stator interactions, turbulence modeling and rotating stall in centrifugal pump with diffuser vanes. PhD dissertation, US: Johns Hopkins University
- [12] Wu Chung-Hua. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, Radial-, and Mixed-Flow types. ASME Paper Number 50-A-79, ASME Transactions, November 1952, or NACA TN 2604, 1952, PP: 1~90
- [13] 薛敦松, 李振林, 孙自洋. 非设计工况下低比速泵叶轮内不稳定流动和湍流度试验[J]. 工程热物理学报, 1994, 15 (2): 161~165
- [14] 李森虎, 谷传纲, 苗永森. 带前置诱导轮离心泵的汽蚀可视化实验研究[J]. 流体机械, 1997, 25 (10): 3~6
- [15] 李文广, 薛敦松. 离心泵输送粘性油时叶轮内部流动测量[J]. 机械工程学报, 2000, 32 (6): 33~36
- [16] 李文广. 离心泵叶轮内部清水流动实验研究[J]. 水利学报, 1998, 32 (11): 29~32
- [17] 戴江. 离心泵叶轮内固液两相紊流流动规律的研究[D]. 清华大学博士学位论文, 1994
- [18] Wu Yulin, Dai Jiang, Mei Zuyan. Turbulent calculation of particulate-liquid two-phase flow in centrifugal pump impeller. Proc. of the 17th IAHR Symp., Beijing, 1994:189~200

- [19] 袁寿其, 陈池, 郑铭. 无过载离心泵叶轮内三维不可压湍流场计算[J]. 机械工程学报, 2000, 36(5):31~34
- [20] 李海锋, 吴玉林. 利用三维紊流数值模拟进行离心叶轮设计比较[J]. 流体机械, 2001, 29(9):18~21
- [21] 李家春. 现代流体力学发展的回顾与展望. 力学进展, 1995, 25(4):442~446
- [22] 吴仲华. 使用非正交曲线坐标和非正交速度分量的叶轮机械三元流动基本方程及其解法. 机械工程学报, 1979, 15(1):1~24
- [23] 陈胜利, 吴达人. 离心泵叶轮内流场的计算[J]. 水泵技术, 1988(2):1~7
- [24] 赵斌娟, 王泽. 离心泵叶轮内流数值模拟的现状与展望[J]. 农机化研究, 2002(3):49~51
- [25] 吴玉林, 阎超, 梅祖彦. 流体机械叶轮中三维边界层正反解法及其同势流迭代计算的比较. 工程热物理学报, 1991, 12(2):150~155
- [26] 袁卫星, 张克危, 贾宗漠. 离心泵射流-尾迹模型的三元流动计算. 水泵技术, 1990(1):12~18
- [27] 朱刚. 叶轮机内部流场的修正 Taylor-Galerkin (MDTGFE) 有限元法. 上海力学, 1994, 15(4):58~63
- [28] Chorin A.J. A Numerical Method for Solving Incompressible Viscous Flow Problems. Journal Computational Physics, 1967, Vol.2, pp.12~26
- [29] Chorin A.J. Numerical Solution of the Navier-Stokes Equations. Mathematics of Computation, 1968, Vol.22, pp.745~762
- [30] 李文广. 离心泵叶轮内部三维紊流数值计算[J]. 水泵技术, 1997, (5):20~29
- [31] 唐辉, 何枫. 离心泵内流场的数值模拟[J]. 水泵技术, 2002, (3):3~9
- [32] 谭宗柒, 叶惠军, 李灿灿. 基于 FLUENT 的离心泵二维流场数值模拟[J]. 三峡大学学报(自然科学版), 2011.11:54~56
- [33] 吕培文. 基于 CFD 离心泵数值模拟及性能优化[D]. 上海: 华东理工大学, 2011
- [34] 张崢. 基于 FLUENT 的离心泵内部流动的数值模拟[J]. 甘肃技, 2009.7:33~35
- [35] S. V. Patanker. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow [M]. Hemisphere, Washington, 1980
- [36] 朱红钧, 林元华, 谢龙汉. FLUENT 流体分析及仿真实用教程[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2010.4
- [37] 张兆顺, 崔桂香, 许春晓. 湍流理论与模拟[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005
- [38] 李连超, 崔学明. 常近时. 湍流理论的发展及其在水轮机中的应用. 水利水电技术, 2002, 10(33):19~21
- [39] 苏铭德, 黄素逸. 计算流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1997
- [40] 周俊杰, 徐国权, 张华俊. FLUENT 工程技术与实例分析[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2010.5
- [41] 博创设计坊. Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 曲面造型设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008
- [42] 周伟文, 谢龙汉. Pro/ENGINEER Wildfire 4 三维造型实例图解[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008

- [43] 吴立军, 高舫, 程亮. Pro/ENGINEER Wildfire 4.0 三维造型技术教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010
- [44] 俞志君, 王基, 刘敏. 离心泵蜗壳参数化三维造型的研究[J]. 流体机械, 2009.10:45~48
- [45] 李进良, 李承曦, 胡仁喜. 精通 FLUENT6.3 流场分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.9
- [46] 张凯, 王瑞金, 王刚. FLUENT 技术基础与应用实例[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010.9
- [47] FLUENT Inc. FLUENT User's Guide[Z]. FLUENT Inc., 2003
- [48] 王洋, 何文俊. 基于 FLUENT 的无过载离心泵改型及性能预测. 排灌机械, 2009.3
- [49] 吴玉林, 刘娟, 陈铁军, 陈乃祥. 叶片泵设计与实例[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.4
- [50] 齐学义. 流体机械设计理论与方法[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2008
- [51] 张德胜, 施卫东, 陈斌, 曹卫东, 田飞. 低比转速离心泵内部流场分析及试验[J]. 农业工程学报, 2010.11: 108~112
- [52] 周凌九, 王占民, 江东智. 离心泵非定常流动计算及性能预测[J]. 排灌机械工程学报, 2010.7: 286~290
- [53] 谢洁飞, 李香桂, 杨辉. 基于 CFD 的离心泵内部流场数值模拟与性能预测[J]. 中南林业科技大学学报, 2010.3: 129~132
- [54] 杨倩. 基于不同湍流模型的离心泵内部流场数值模拟与分析[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2010
- [55] 李春. 水泵现代设计方法[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2010.1
- [56] 李润明, 吴晓明. 图解 Origin 8.0 科技绘图及数据分析[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2009.10
- [57] 任志安. 离心泵内流动数值模拟研究[D]. 山东: 中国石油大学(华东), 2009
- [58] 张振山. 离心泵内部湍流流动数值模拟研究[D]. 河北: 河北工程大学, 2007
- [59] 郭翔, 邵春雷, 朱瑞松. 离心泵内部定常流动的数值模拟[J]. 煤矿机械, 2010.1: 50~52
- [60] 邵春雷, 顾伯勤, 陈晔. 离心泵内部非定常压力场的数值研究 [J]. 农业工程学报, 2009.1: 75~79
- [61] 张慧, 杨昌明, 张海库. 离心泵内部流动的三维数值模拟[J]. 水电能源科学, 2009.8: 181~183
- [62] 周凌九, 王占民, 江东智. 离心泵非定常流动计算及性能预测[J]. 排灌机械工程学报, 2010.7: 286~290
- [63] 李文华, 苏明军. 常用湍流模型及其在 FLUENT 软件中的应用[J]. 水泵技术, 2006.4: 39~41

作者简介

薛冰军，男，1981 年 9 月生，河北宁晋人。

2005 年 6 月毕业于河北理工大学（现河北联合大学）机械工程学院机械电子工程专业，同年 4 月进入唐山国丰钢铁有限公司参加工作，供职于国丰三期连铸连轧生产线连铸部分，2009 年 9 月考入河北工程大学机电工程学院机械设计及理论专业研究生。研究生学习期间共完成 17 门课程共 33 学分的学习，其中学位课 10 门共 23 学分，在国家核心期刊发表论文 2 篇，学习和科研能力受到导师肯定。

攻读硕士学位期间发表的学术论文

- [1] 魏效玲，薛冰军，赵强. 基于正交实验设计的多指标优化方法研究. 河北工程大学学报（自然科学版），2010.9
- [2] 魏效玲，薛冰军，曹庆奎. 矿山安全性模糊综合评价的新算法. 辽宁工程技术大学学报（自然科学版），2011.4