

# 摘 要

中高比转速离心泵的叶轮设计多采用一元理论，且少有研究，本文采用二元有势流动理论设计中高比转速离心泵叶轮，并与传统的采用一元理论设计的叶轮进行对比，分析其内部流动及外特性。本文采用 CFD 计算软件 Fluent6.3，对基于两种设计方法的叶轮的流体计算域模型进行全流场三维湍流数值模拟，旨在研究叶轮二元理论 ( $\omega_u=0$ ) 的设计，对比叶轮内部流动状态以及对其性能的影响规律，本课题的主要研究内容和所做的主要工作如下：

1、根据离心泵的基本设计参数，首先基于传统的离心泵一元设计理论，设计了 1 号叶轮；然后基于  $\omega_u=0$  的二元设计理论，选取了六种速度矩分布规律，完成了 2 号~7 号叶轮的水力设计。

2、对设计得到的七个叶轮方案进行精确的全流道三维实体造型和网格划分，为全流道内部流动 CFD 数值模拟计算及其性能预测的准确性奠定可靠的基础。

3、CFD 数值模拟采用雷诺时均 Navier-Stokes 方程和标准  $k-\varepsilon$  湍流模型，利用 SIMPLEC 算法，对采用两种设计理论设计的七个叶轮的离心泵进行了全流场数值模拟，进一步处理 1 号~4 号模型的计算数据，得到叶片沿轴面流线的轴面速度和速度矩分布，将不同叶轮设计理论假设的速度分布与真实流场的速度分布进行了对比分析。

4、分别对采用一元理论和二元理论设计的叶轮的离心泵，在  $0.4Q$ 、 $0.6Q$ 、 $0.8Q$ 、 $1.0Q$ 、 $1.2Q$  等不同流量运行工况进行了数值模拟对比，得到了 1 号~4 号模型方案内部流场的压力分布和速度分布，比较了两种方案的外特性数值模拟结果。

本课题的主要创新点如下：

1、采用二元理论设计了中高比转速离心泵叶轮，对比分析了两种设计理论的假设与真实流动规律的差异。

2、设计出了一个较为接近二元有势流动规律的叶轮，对比分析了叶轮内部流体进出口速度矩值与叶轮能量头和效率的关系。

由于时间、条件和本人经验不足所限，本课题做的工作有限，有很多工作目前还没有进行到位。文中给出的基于二元设计理论的叶轮的水力设计，尤其是叶片上速度矩的取值和分布，还有很大的提升空间，有待于以后继续深入研究和探讨。

**关键词：**中高比转速；离心泵；一元理论；二元理论；速度矩；数值模拟

## Abstract

Impeller design of medium-high-specific speed centrifugal pumps is usually one-dimensional design theory and has few research. In this study, two-dimensional flow theory is adopted to design impeller of medium-high-specific speed centrifugal pump. Compared with impeller designed by one-dimensional theory, internal flow regulation pattern in two-dimensional impeller and pump performance are presented, based on CFD numerical simulation by the software Fluent6.3. The main work and achievements are as follows:

1、 According to the given set of operating conditions, both traditional one-dimensional impeller and six two-dimensional impellers, which have six different velocity moments distribution, based on two-dimensional flow theory with  $\omega_u=0$ , are designed.

2、 Three-dimensional solid formations and solid meshes of the impellers in spatial cylindrical coordinate system was presented. And it is laying a reliable basis for improving CFD and performance prediction of inner flow of the centrifugal pump.

3、 In this paper, the numerical simulation calculation was based on the continuity equation and Reynolds-average Navier-Stokes equation. The control equation was solved by using standard  $k-\varepsilon$  turbulence model and SIMPLEC algorithm. Compared with velocity distribution assumptions in two kinds of design theory, meridional velocity and velocity moments distribution of blades were simulated and CFD analysis in the real flow field is carried out on these impellers.

4、 The three-dimensional turbulent flow fields in the designed pumps were analyzed respectively in different working operations, which are  $0.4Q$ 、  $0.6Q$ 、  $0.8Q$ 、  $1.0Q$ 、  $1.2Q$ . The distribution of velocity and pressure of the first four impellers in design operation were emphatically analyzed and compared.

Main innovations in this research work:

1、 Adopting two-dimensional design theory to the design of impeller of medium-high-specific speed centrifugal pumps. An analysis on the difference of flow regulation between the assumption of two kinds of design theory and the real flow field is presented.

2、 A two-dimensional impeller with potential flow is designed and the relation between velocity moments at the import and export of impeller and energy head and efficiency of pump.

Due to the limits of time and conditions and my lack of experience, there are a lot of works not done well. It is not satisfied that the Hydraulic model of the two-dimensional impeller of medium-high-specific centrifugal pump in this paper, and the distribution and value of velocity moments are not enough advanced too. There has further room for further study.

**Key Words: medium high Specific Speed;Centrifugal pump;One-dimensional design theory;Two-dimensional design theory;Velocity moments;Numerical Simulation**

# 第 1 章 绪论

## 1.1 课题研究目的和意义

泵是一种将机械能转化为流体的能量的机械设备,在国民经济的各个领域有着极为广泛的应用。叶片泵作为应用最普遍的泵,其能量转换主要是在叶轮和叶轮内的液体之间进行的,叶轮内液体的速度和压力随叶轮旋转而发生变化,使叶轮成为主导泵系统性能好坏的核心部件,它的效率、汽蚀性能和稳定性是衡量泵水力性能的重要指标。因此,水力设计者的职责是设计出高效率、抗汽蚀性能好、稳定性好的叶轮。

泵的设计理论和方法目前尚不十分成熟,处于半经验阶段<sup>[1]</sup>,叶轮中液流的实际流动是十分复杂的三维非定常湍流流动,文献[2]对离心泵叶轮内相对速度作了实验研究;文献[3]建立了轴流泵叶轮轴面速度数学模型,并研究了其叶轮非线性环量分布理论;文献[4]则进行了中高比转速转轮内部流态与外特性的关系,但是泵的叶轮内的流动规律及流动机理还未被人们充分认知。当前迅速发展的叶轮一元、二元和三元设计理论,是建立在三种不同流动规律假设的基础上的,由于假设的规律和简化的方法不同,三种设计理论的设计思路和设计出发点各不相同。其中一元理论计算最为简单,设计资料和设计经验也最为成熟,是叶片式离心泵叶轮的主要设计方法,并被广泛应用;二元理论主要应用在混流式水轮机转轮和混流泵叶轮的设计中,取得了良好的效果;三元理论相比于一元和二元理论更接近于叶轮内的实际流动,但是计算复杂,仍处于前沿研究课题,应用较少。这三种叶轮设计理论,从流动规律假设的角度讲,三元理论优于二元理论,优于一元理论,从设计理论的成熟程度和计算难易程度来讲,则刚好相反。

传统的设计大多基于相似理论,研发是建立在试制和试验的基础上的。试验周期长,成本高,受装置限制,而且只能将研究集中在外特性上,没有办法得到叶轮内的流场变化情况。近几年计算流体力学(CFD)的发展,为人们进一步深入认识叶轮内流体流动规律及完善叶轮的设计理论和方法提供了新的途径。学者们在叶轮设计方法方面的研究主要集中在混流泵、水轮机的二元理论和三元理论设计方法,如文献[5-8],低比转速离心泵叶轮的设计方法也已经很成熟<sup>[9-10]</sup>。少见中高比转速离心泵叶轮的相关研究。上海凯泉泵业有限公司对中高比转速清水离心泵进行了CFD分析及试验研究,指出叶轮进口直径的确定对泵的效率有很大影响<sup>[11]</sup>。文献[12-13]对中高比转速离心泵叶轮进行了优化设计,并获得了较好的水力性能。中高比转速离心泵叶片前后盖板曲线曲率较大,但低于混流泵叶片,设计上多采用一元理论,本研究用二元理论设计某中高比转速离心泵叶片,

并与一元设计理论进行对比,采用 CFD 数值模拟分析叶轮内部流体流动规律,这对叶轮设计理论和方法的发展具有重要意义。

## 1.2 离心泵叶轮设计理论和方法的研究现状及趋势

水力设计是泵研发工作的基础,叶轮水力设计时需要确定的参数很多,其对泵的水力性能的影响是学者们经常研究的课题,如叶片进出口角的大小<sup>[14-17]</sup>,包角大小,叶片数,叶轮进出口直径大小,叶片进出口宽度<sup>[18-19]</sup>等等,另外叶型形状,叶片进出口边位置及形状<sup>[20]</sup>,叶片厚度分布<sup>[21]</sup>,前后盖板形状,轴面流道形状等都直接影响叶轮的水力性能。如何选择这些参数才能得到具有最好的水力性能的叶轮是水力设计要解决的问题。不同的叶轮设计理论作了不同的前提假设,给出了不同的水力设计方法。不同比转速范围的叶轮内的流动规律不同,参数的最佳值不同、匹配关系不同,采用的设计方法也不同。

传统的泵叶轮水力设计采用的相似换算法和速度系数法的实质都是相似理论。相似换算法是根据比转速  $n_s$  选择水力性能良好的模型泵,计算相似尺寸系数,得出泵叶轮的各个尺寸。这种方法虽然计算简单,但是很难超过原型泵的水力性能。速度系数法与相似换算法的区别在于,速度系数法是建立在一系列的优秀的相似泵叶轮的统计基础上的,利用统计系数计算出叶轮的各部分尺寸。速度系数法对参数的取值有很大的范围,可随意取值,但是一些参数对泵性能的影响互相矛盾,所以需要设计者有很丰富的设计和实践经验。

近几年泵的叶轮一元设计理论快速发展并被广泛应用,二元设计理论和三元设计理论也迅速发展起来。泵的叶轮设计理论假设内部流体为理想流体,内部流动为相对定常流动,计算时忽略质量力,但是数学求解仍然很困难,所以需要提出具体的假设作进一步的简化,就产生了叶轮一元设计理论、二元设计理论和三元设计理论。三种设计理论流动情况如图 1.1 所示,图中坐标轴分别为:轴面流线方向  $S$ , 正交线(过水断面与轴面交线)方向  $n$ , 圆周方向  $\theta$ 。一元理论和二元理论都是以无限叶片数假设为基础并假设流动为轴对称的,一元理论假设轴面速度只随轴面流线一个坐标变化,在同一过水断面上轴面速度均匀分布;二元理论则假设轴面速度是随轴面流线和过水断面形成线两个坐标变化的,沿同一过水断面轴面速度分布不均匀。三元理论则以有限叶片数为基础,假设流动不是轴对称的,每个轴面的流动各不相同,轴面速度随轴面、轴面流线和过水断面形成线三个坐标变化,且沿同一过水断面不是均匀分布的。

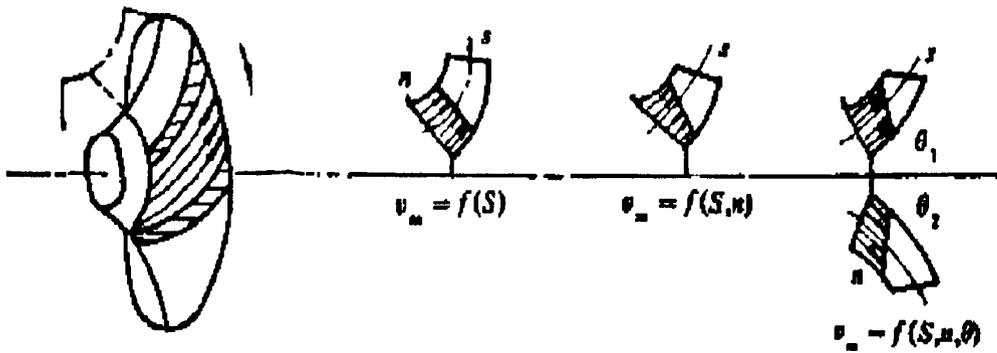


图 1.1 一元、二元、三元理论假设流动情况

一元理论设计方法因其计算简单，长期为人们所采用，并积累了大量丰富的经验。我们广泛采用的速度系数法，低比转速离心泵常采用的加大流量设计法、无过载设计法等等都是在一元理论的基础上发展起来的。目前一元理论仍是国内设计离心泵叶轮和低比转速混流式水轮机转轮的主要设计方法，且设计出了很多性能优良的叶轮。一元理论设计方法是在确定了叶轮叶片进出口角度不变的情况下绘制的叶型，所以叶片中间的形状任意性较大，而且设计理论也不严格。

按叶轮流道中轴面速度分布规律不同，二元理论又分为  $\omega_u=0$  的有势流动设计理论和  $\omega_u \neq 0$  的非有势流动理论。二元理论较一元理论严格，但是只适用于中高比转速的混流式水轮机转轮、离心泵叶轮和混流泵叶轮的水力设计。只有按给定了合适的轴面速度分布规律的办法进行设计的叶轮，其叶片形状才能较好的符合叶轮中的实际水流情况，这需要成熟的经验和实践。目前  $\omega_u=0$  的二元理论多被用于混流泵叶轮和混流式水轮机转轮的水力设计中，并取得很好的效果，被广泛应用。 $\omega_u \neq 0$  的二元理论比有势流动理论更具合理性，但对流场测定和资料依赖性较大，经验不成熟，应用较少<sup>[22]</sup>。在中高比转速离心泵叶轮的设计中尚未采用过二元理论来设计，多采用一元理论，但是中高比转速离心泵的内部流动情况介于低比转速离心泵叶轮和混流泵叶轮流动状态之间，叶片形状也介于二者之间，采用二元理论设计是否能够设计出水力性能更好的叶轮值得研究，对进一步了解中高比转速离心泵内部流动规律也有很大价值。中高比转速离心泵叶轮的二元理论设计方法研究可参考水轮机转轮和混流泵叶轮的设计方法和研究成果。

三元理论在理论上更为严格，也最接近实际流体质点在空间内的复杂流动情况。三元流动计算基础是 1952 年吴仲华提出的两类相对流面理论，即用相关的  $S_1$  和  $S_2$  相对流面上的二元流动计算迭代去逼近复杂的三元流动问题。求解两个相对流面上的流场的计算方法很多，如：有限差分法、矩阵法、有限元法、边界元法、有限体积法、奇点分布法等等，可根据具体问题灵活选择。三元理论的优点在于可对叶轮内部流动进行解析和数值计算，得到各个工况下叶轮叶片上的压力分布和速度分布，预测叶轮水力性能，控制叶轮内的能量损失和空蚀性能。这

样就可以筛选设计方案，而减少模型方案的试验，降低成本。由于给定叶片上的速度分布和压力分布是很困难的，所以三元理论在设计叶片时，多采用给定叶片上的速度矩和叶片厚度的方法来确定叶片形状。但三元理论计算极为复杂，工作量大，且尚处于起步阶段。随着计算流体力学的发展和计算机计算技术的不断提高，三元理论的应用前景广阔，成为目前流行的设计方法和学者们十分重视的研究领域，在发展成熟之后，相信会有广泛的应用。

### 1.3 离心泵内部流动数值模拟的研究现状及趋势

#### 1. 流体机械内部流动数值模拟的发展阶段

近年来，计算数学与电子计算机的高速发展，使得计算流体力学得到了飞速发展，其在流体机械内部流动数值模拟方面的应用也日趋增多。从其发展过程来看，可分为无粘模拟阶段、准粘性流数值模拟阶段和完全粘性流数值模拟阶段[23-24]。

##### (1) 无粘性流动数值模拟

二十世纪八十年代以前是叶轮机械内流无粘数值模拟时期。受计算机技术水平的制约，此阶段的研究大都将离心泵内部流动简化为二维的不可压缩势流、准三维或全三维的势流，通过求解流函数、势函数来分析叶轮内部流动，即所谓无粘性流动数值模拟。非粘性计算在一定程度上可以反映实际的流动，国内还有不少学者用这类方法模拟叶轮内部流动，并通过修改产生了一些新的数值方法，如准正交线法(流线曲率法)<sup>[25]</sup>、准正交面法<sup>[26]</sup>等。准正交线法是从假想的叶轮流道中的近似流线出发，求解正交线上的常微分方程而得到流动量的新迭代值，再根据流量等值反插法调整所有流线的位置和流动物理量，迭代至设定精度。准正交面法的基本思想：在叶轮流道中取定初始流线节点和相对速度  $w$  的分布，再从各个准正交面上分别沿  $1s$ 、 $2s$  流面与准正交面的交线进行速度梯度方程的积分，计算出新的相对速度  $w$  的分布，然后再反插等分流量点，得到新的流线节点坐标，再求新的  $w$  的分布和新的流线节点，反复迭代至收敛。

##### (2) 准三维粘性流动数值模拟

在 1980~1990 年间，离心叶轮内流的数值模拟技术取得了新的发展，不再停留于势流阶段，而是开始综合考虑内流的粘性、回流及旋涡对内流的影响，新的数值计算方法也开始出现，包括势流-边界层的迭代方法、射流-尾流模型、涡量-流函数法等<sup>[27]</sup>。

##### (3) 全粘性三维数值模拟

从二十世纪九十年代开始，大容量、高速度计算机的出现、矢量机的问世以及并行计算技术的发展，极大推动了计算流体力学的发展，叶轮机械内流数值模

拟进入了三维粘性数值模拟阶段,通过直接求解雷诺时均方程,结合湍流模型来计算叶轮内的三维粘性流动成为叶轮机械内部流动数值模拟的主流。这时期的数值模拟方法、离散格式、湍流模型以及网格生成等的发展现状及趋势可参考文献[28],在此不再累述。

## 2.计算流体力学的研究内容

计算流体力学(Computational Fluid Dynamics简称CFD)技术在离心泵中的应用也经历了从上世纪七十年代的无粘流体模型到目前的雷诺时均的N-S方程求解,从研究内容上主要分为以下几个方面:

### (1)内部流场的可视化

为改进传统泵叶轮研发模式,提高新叶轮的水力性能,首先必须深入认识叶轮内部流动的规律。观测表明,叶轮内部流动在多数情况下处于湍流状态,流场由各种不同尺度的湍流涡叠合而成,这些湍流涡具有旋转结构,涡的大小及旋转轴的方向分布是随机的<sup>[29-30]</sup>。采用不同湍流模型对设计或非设计工况进行稳态和非稳态计算,从而了解离心泵内部流动结构,并与现有理论进行相互验证<sup>[31-34]</sup>。例如通过数值计算得到“射流-尾流”结构与PIV测试技术进行相互验证,以完善“射流-尾流”理论,从而使叶轮出口的“滑移”可视化,让人们对滑移系数和水泵扬程的计算等有了新的认识,可以模拟得到离心泵内流场中不合理分布,使得人们在分析泵内水力损失时,有的放矢。随着人们对湍流的认识加深,已经有部分学者可以通过数值计算对多相流进行计算,模拟多相间的流动分布规律,甚至可以模拟气泡在离心泵内部的发生、发展和溃灭的过程,为研究汽蚀问题提供了新的契机。

### (2)动-静耦合模拟

旋转的叶轮和静止的蜗壳是离心泵的重要过流部件,其相互耦合作用和混合损失直接影响到离心泵的水力性能和振动噪声的发展。此方面的研究,在汽轮机、风机、压缩机和水轮机的研究较多,且发展得比较成熟。文献[35-37]对一离心通风机流场进行了数值模拟,证实了蜗壳的非对称性导致叶轮与蜗壳相互作用时会引起整个流场非对称的流动特征,并提出一种考虑进口非均匀流动的蜗壳流场计算方法。文献[38]提出的数值方法在国内首次对动、静叶片数不等的二维离心式动、静相干叶栅内部的非定常流动进行了数值研究,研究结果可为优化叶轮与叶片扩压器的匹配提供有益参考。文献[39]对有径向导叶和离心叶轮相互干涉进行了非稳态模拟,对于叶轮出口和导叶进口的周向不均匀性进行了分析;徐朝晖等<sup>[40]</sup>对离心泵内的全三维紊流场进行模拟,采用时间冻结或滑移网格等方法处理叶轮与蜗壳间动静耦合,揭示了蜗壳内部二次流影响区域主要集中在靠近叶轮出口的径向位置,并指出考虑动静耦合能更好地预测离心泵内部的流动。耿少娟等<sup>[41]</sup>针对无短叶片、有长短叶片和短短叶片三种叶轮的离心泵,采用非定常CFD

方法数值分析了设计工况点的整机全三维流场。并对一个压力波动周期内,由于叶片和隔舌相对位置不同内部流场的变化给出了相应的分析结果,从动力学角度对降低水泵的振动和噪声提供了有益的分析结果。

### (3)辅助离心泵的优化设计

离心泵的研究和设计从最初的经验设计,半经验半理论设计;设计工具从手工设计,二维 CAD 辅助设计,发展到现在的三维参数化造型;研究和设计的理论基础从一元流动理论、二元流动理论,发展到现在的通过三维 CFD 数值模拟和流场测试技术进行辅助优化设计<sup>[42-43]</sup>。例如 Goto 等采用全三维的方法对离心泵叶轮中的分流叶片进行了设计,并结合 CFD 方法对分流叶片进行修正和分析,提高了叶轮的吸入性能,还设计了一套基于全三维反问题设计、三维 CAD 设计和 CFD 计算的泵转轮水力设计系统,该系统通过三维 CAD 建模,自动生成网格,采用 CFD 分析和三维反问题计算相结合的方法,得到可靠、高效的叶轮<sup>[44]</sup>。由于通过 CFD 数值模拟能更好的模拟离心泵叶轮内部流动,全三维设计方法已成为泵内数值研究的重要方向,对进一步提高叶轮性能,降低实验成本有重要意义。叶轮三维设计方法的新发展可以基本上分为两大类,一类是正反问题相结合迭代求解的设计方法,正问题的三维解为叶轮的反问题设计提供参考和依据;另一类则主要是从反问题出发来直接考虑叶轮的设计,这类设计方法还存在着不少限制,研究也进行得相对不够充分。完善并发展全三维设计方法已成为水力机械发展的迫切需要。

由于叶片的弯曲和叶轮高速旋转,使得离心泵内部流动比较复杂,呈现高度湍流状态,受对湍流基础理论认知的局限性、计算方法和能力以及流体机械内部流场的复杂性影响,以叶轮机械为对象的内流数值研究仍然处于不断发展和完善的阶段。随着这些新的计算方法的成熟和标准化,已经逐步发展成为通用商业软件,如 FLUENT、STAR-CD、CFX、NUMECA 等,这些商用软件极大地推动了流体机械的数值模拟工作的开展。通过这种“数值实验”,可以充分认识流动规律,方便地评价、选择多种设计方案,设计方案进行优化,并大幅度减少实验室和测试等实体实验研究工作量,在降低设计成本,缩短开发周期以及提高自主开发能力等方面都起到了重要作用。

### 3.CFD准确性

任何一项 CFD 技术在具体工程应用之前都要首先考核其正确性和准确性,应该说,当前能用于泵叶轮流场分析的任何 CFD 技术(商用软件和自编程序软件)由于已经取得了吻合定性理论分析或者基本试验结果的计算结果<sup>[45-48]</sup>,其正确性都已经毋庸置疑,但准确性则有待进一步验证和提高。影响 CFD 计算结果准确性的主要因素有:计算基于的基本数学模型(控制方程、湍流模型及初边界条件)、数值格式(数值求解方程的构造方式、离散网格系统的选择、数值求解方程中各

项的离散格式、离散后代数线性方程组的解法)、计算区域网格划分(网格类型、大小、扭曲程度及疏密分布)、时间和计算空间步长选取、壁面函数选择及处理、收敛条件设定等,任何因素的改变都将直接影响计算结果的准确性。目前所有能用于泵叶轮流场CFD分析的软件都存在很大局限性,只是在特定条件下才能取得比较可靠的结果<sup>[49]</sup>。因此,充分考虑泵叶轮内部流动的特征,发展适于泵叶轮流场分析准确性更高的CFD技术是关键。CFD分析结果的准确性每提高一个等级,试制的新叶轮水力性能试验就可以减少,可以预计,当泵叶轮流场CFD技术发展十分完善时,试验研究将会被替代,新叶轮研发的周期将缩短,成本将降低。

总的来说,目前用于泵叶轮流场分析的CFD技术主要可分为两类,一类是商用软件,如FLUENT、STAR-CD、NUMECA、CFX等,因其通用性及简单易掌握的特点而被最广泛地使用;另一类是自编程序软件,以无粘准三元两类流面理论、无粘全三维流动理论和三维粘性湍流理论为主,其中无粘理论在正问题研究中已经越来越少<sup>[50]</sup>。目前广泛使用的基于三维粘性湍流理论的程序或商用软件大多采用SIMPLEC算法,少数采用大涡模拟(LES)和分离涡模拟(DES)。在SIMPLEC算法中,通过压力修正的方法解决不可压流动压力与速度耦合这个难题,求解的基本方程为雷诺时均Navier-Stokes(Reynolds-averaging N-S,RANS)方程,湍流模型一般选择 $k-\varepsilon$ 湍流模型,壁面函数选择两层(粘性底层和对数律层)理论的标准壁面函数,方程离散在交错网格中采用有限体积法,对流项的离散采用一阶混合格式,主要用于叶轮内定常湍流的计算和分析。大涡模拟在叶轮流场直接数值模拟(DNS)受目前计算硬件条件(计算速度及容量)限制还无法在短时间内开展的前提下,凭借它比一般统计平均湍流模型包含更少的经验常数和假设,求解的滤波方程摆脱了时均方程固有的缺陷,在人们还没有对叶轮内湍流机理有更深入的认识之前,正成为当前及未来一段时间内泵叶轮内非定常湍流模拟最合适的CFD方法及理论<sup>[51-55]</sup>,但在这些研究中,可以看到,滤波方程在离散时,对流项一般采用一阶迎风,精度不高,数值稳定性也不是很好,计算时为满足库朗数的要求,时间步长要取得很小,非定常流场的计算时间很长,最终得到的流场反映的细微流动现象也有限,特别是在流场变化剧烈的区域,一些实际存在并对泵性能有直接影响的旋涡运动捕捉不到,为此需要做进一步的改进。DES介于LES和RANS之间,即在流动的边界层处采用RANS模型,在分离区和主流区采用LES,取得计算准确性和计算量的合理折中<sup>[56-57]</sup>。通过对泵叶轮流场CFD技术的发展历程及应用现状综合分析,可以预测,大涡模拟的理论与方法、求解相对坐标系中N-S方程稳定性更好的数值格式、高精度高分辨率离散格式、不可压流动速度与压力的耦合方式、离散后大型代数方程组的解法、数值模拟结果的验证等都将成为泵CFD技术未来发展的具体热点及难点关键技术,任一环节的提高或突破都将对泵叶轮CFD模拟准确性的提高产生重大作用。

#### 4. CFD 的缺陷及发展趋势

泵内流 CFD 分析和测试还存在着很大的局限性,只有在特定条件下才能取得比较可靠的结果,数值模拟方法的普遍适用性不够高。原因之一就是缺乏针对泵特点的 CFD 方法,基本上是套用其他领域的方法。随着社会的进步和科技的发展,对泵的高效率、可靠性和低噪声等方面提出了更高的要求。而泵的能量损失、运行不稳定和噪声源主要是由其内部流动决定的。因此,要大力展开针对泵及不同类型泵特点的 CFD 研究,如计算网格、湍流模式、动静干涉、多相流等。

可以预测,随着人们对泵叶轮内流动规律认识的不断深入,泵叶轮研发将最终形成集基于先进水力设计理论而形成的叶轮计算机辅助设计 CAD 技术、叶轮流场计算和分析的 CFD 技术、叶轮叶片数控加工 CNCM 技术为一体的综合高效数值研发技术系统,但要实现这一目标,还需做大量的支撑研究工作,逐一解决本文提到的这些关键问题。

### 1.4 主要研究工作

本课题以中高比转速离心泵为研究对象,采用 CFD 计算软件 Fluent6.3,对叶轮及蜗壳流体计算域模型进行全流场三维湍流数值模拟,旨在研究叶轮二元理论 ( $\omega_u=0$ ) 的设计,对比叶轮内部流动状态以及对其性能的影响规律,该项课题研究中所做的主要工作:

- 1、根据离心泵的基本设计参数,首先基于传统的离心泵一元设计理论,设计了 1 号叶轮;然后基于  $\omega_u=0$  的二元设计理论,选取了六种速度矩分布规律,完成了 2 号~7 号叶轮的水力设计。

- 2、对设计得到的七个叶轮方案进行精确的全流道三维实体造型和网格划分,为全流道内部流动 CFD 数值模拟计算及其性能预测的准确性奠定可靠的基础。

- 3、CFD 数值模拟采用雷诺时均 Navier-Stokes 方程和标准  $k-\varepsilon$  湍流模型,利用 SIMPLEC 算法,对采用两种设计理论设计的七个叶轮的离心泵进行了全流场数值模拟,进一步处理 1 号~4 号模型的计算数据,得到叶片沿轴面流线的轴面速度和速度矩分布,将不同叶轮设计理论假设的速度分布与真实流场的速度分布进行了对比分析。

- 4、分别对采用一元理论和二元理论设计的叶轮的离心泵,在  $0.4Q$ 、 $0.6Q$ 、 $0.8Q$ 、 $1.0Q$ 、 $1.2Q$  等不同流量运行工况进行了数值模拟对比,得到了 1 号~4 号模型方案内部流场的压力分布和速度分布,比较了两种方案的外特性数值模拟结果。

## 第 2 章 离心泵叶轮水力设计和数值计算基本理论

### 2.1 离心泵基本方程

泵的基本方程即欧拉方程,在无限叶片假设前提下给出了叶片与介质之间传递能量大小的关系,奠定了叶轮设计计算的基础。其表达式如下:

$$H_{\infty} = \frac{\omega}{g}(V_{u2}r_2 - V_{u1}r_1) = \frac{1}{g}(u_2V_{u2} - u_1V_{u1}) \quad (2-1)$$

式中  $H_{\infty}$  是在没有能量损失的情况下每单位流体从叶片所获得的能量或传递给叶片的能量。实际上,泵内流体实际获得的能量要小于理论值。

用速度环量  $\Gamma = 2\pi r V_u$  表示上式如下:

$$H_{\infty} = \frac{\omega}{g} \left( \frac{\Gamma_2 - \Gamma_1}{2\pi} \right) \quad (2-2)$$

泵的基本方程式建立了叶轮宏观与微观之间的联系,即无限叶片理论扬程和叶轮前后液体运动参数  $V_u$  之间的联系。对于既定叶轮,可求出叶轮前后的  $u_1$ 、 $u_2$ 、 $V_{u1}$  和  $V_{u2}$ ,代入方程求得叶轮的理論扬程。但是在很多情况下,叶轮进出口的  $V_u$  及  $u$  值都是变化的,因此,可以分别计算不同的轴面流线上的  $u_1$ 、 $u_2$ 、 $V_{u1}$  和  $V_{u2}$ ,或者采用进出口边上的平均值进行计算。

由欧拉方程还可看出,叶片与单位质量流体交换的能量,取决于叶片进出口处速度矩的差值与角速度的乘积。

欧拉方程的另一个形式即第二欧拉方程,是根据速度三角形利用相对速度表示的,表达式如下:

$$H_{\infty} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (2-3)$$

该式将能量头分为两部分,右端第一项为动扬程,

$$H_d = \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} \quad (2-4)$$

表示介质通过叶轮后动能的增加值;第二项和第三项之和为势扬程,表示介质的静压能的增加值。势扬程与理论扬程之比叫叶轮反击系数,

$$\rho_i = \frac{H_p}{H_{\infty}} = 1 - \frac{H_d}{H_{\infty}} \quad (2-5)$$

反击系数对泵效率有显著的影响,因为液体的动能在从叶轮流入静止的蜗壳的过程中要转化为压能,将伴有较大的损失。

## 2.2 数值计算基本理论

### 2.2.1 控制方程

#### 1. 连续性方程

即质量守恒方程，是质量守恒定律的数学描述，表示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，瞬态三维可压流体的连续性方程表示如下：

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2-6)$$

对于稳态不可压缩流体，密度  $\rho$  为常数，连续性方程为：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-7)$$

$\rho$ ——流体的密度

$t$ ——时间

$u_i$ ——速度矢量在直角坐标系中的速度分量

$x_i$ ——直角坐标系的坐标分量

#### 2. 动量方程

动量守恒定律，即微元体中流体的动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上的各种力之和。对于粘性不可压缩流体，动量方程即 Navier-Stoke 方程，其张量形式如下：

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2-8)$$

式中  $f_i$ ——质量力

$\rho$ ——流体的密度

$p$ ——流体压强

$\nu$ ——流体的运动粘性系数

$u_j$ ——速度矢量在直角坐标系中的速度分量

$x_j$ ——直角坐标系的坐标分量

#### 3. 湍流的控制方程——雷诺 (Reynolds) 时均方程法

该法将非稳态的 N-S 方程对时间作平均，求解工程中感兴趣的时均量。但在所得出的关于时均物理量的控制方程中包含了脉动量乘积的时均值等未知量，于是所得方程个数就小于未知量的个数，且不可能依靠进一步的时均处理使方程组封闭。要使方程组封闭，必须做出假设，即建立湍流模型。这种方法即是工程上普遍应用的全三维 N-S 方程解。对于旋转叶轮中湍流流动，在以恒定角速度  $\omega$  旋转，当采用与叶轮一起旋转的非惯性坐标系来描述相对运动时，叶轮内的相对运

动是定常的，不可压相对湍流流动的流体连续性方程和动量(N-S)方程分别为：

$$\nabla \cdot W = 0 \quad (2-9)$$

$$\frac{DW}{Dt} = W \cdot \nabla W = -\frac{\nabla p}{\rho} + f + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 W - [2\omega \times W + \omega \times (\omega \times R)] \quad (2-10)$$

其中， $W$ 为相对速度； $p, \rho$ 分别为压强和密度； $f$ 为质量力； $\mu$ 为粘度； $R$ 为半径； $-2\omega \times W$ 表示科氏力； $-\omega \times (\omega \times R)$ 表示离心力。

## 2.2.2 湍流模型

### 1. 零方程模型

所谓零方程模型，就是在运动方程和连续方程以外，不需要另外再加任何方程式来使方程组封闭。即雷诺应力能直接用某些物理量和物理常数表达出来，所以只要把雷诺应力直接代入运动方程中去，而不必另外再加上其它的补充方程式了。零方程模型中有紊流粘性模型、混合长度模型、涡量传递模型及紊动局部相似模型等。如直接用时均速度模拟二阶相关项，也称为 Prandtl 混合长度模型。零方程模型也称为代数模型，是直接建立雷诺应力与平均速度之间的代数关系，把涡粘性系数与时均值联系起来起来的模型，并不涉及微分方程。

虽然该模型简单，有一些成功的应用，但存在以下缺点：零方程模型属于当地平衡型，不能反映上游历史影响，因此不能用于湍流输运较强的情况。对于处于局部平衡状态的比较简单的流动，如有适度压力梯度的二维边界层流动，平直通道内的流动等等通常是适用的；但对于有回流的复杂流动、表面曲率很大或压力梯度很大的情况以及自由湍流剪切流，效果并不理想。忽略了紊流的对流和扩散输送，对不同的流动要采用不同的经验系数，缺少通用性。

### 2. 一方程模型

混合长度理论应用的局限性在于涡粘性系数仅与几何位置及时均速度场有关，而与湍流的特性参数无关，特别是湍流动能是反映湍流强弱的基本的量。为克服零方程模型的湍流动能未反映以及无经历性，在湍流平均运动的连续性方程和动量方程基础上，添加一个湍动能 ( $k$ ) 方程以力图组成封闭方程组，而其它二阶脉动相关量均由代数方程表示，提出了一方程模型。其中的涡粘性与湍流动能由 Prandtl 和 Kolmogorov 提出的关系式联系起来，而湍流动能则由湍流动能输运方程来确定。

由于一方程模型中引入的修正函数是与流场和长度尺寸有关的函数，部分考虑了紊流的历史效应，既考虑了湍动能的对流项和扩散项对湍流输送过程的影响，但长度尺寸必须由经验给出，对于复杂问题其值很难确定。普遍性不高，对于复杂流动精度也不高。

### 3. $k-\varepsilon$ 两方程模型

标准的  $k-\varepsilon$  模型认为湍动粘性系数是各向同性的，它不仅考虑到湍动速度

比尺的输送,而且考虑到湍动长度比尺的输送,因而能确定各种复杂水流的长度比尺分布。该模型基本形式比较简单,实际应用性广,能成功的预测许多剪切层型水流和回流,适用于各向同性或弱各向异性紊流。但是,  $k-\varepsilon$  模型也存在一些缺陷,例如,模型中的经验常数通用性尚不十分令人满意,对强旋流、浮力流、重力分层流、曲壁边界层、低  $Re$  数流动、圆管射流几种流动不适用。

由于 Reynolds 应力及湍流的粘性系数都是未知的,因而 Reynolds 方程是不封闭的,需要建立与未知量有关联的输运方程进行封闭。目前常采用的是反映湍动能的  $k$  方程和反映湍动能耗散的  $\varepsilon$  方程进行封闭。湍流流动是由外部提供有效的能量,在流动的过程中,很小一部分能量使直接通过平均运动的粘性而损耗,一部分先转化为湍动能,最后转化为热能而耗散。在湍动耗散中,湍动能在形式上是先转化为大小不同的涡体而后通过涡体运动和粘性作用而耗散。湍动能的产生是通过雷诺切应力对时均流场的作用来实现的。

标准的  $k-\varepsilon$  模型中雷诺应力为:

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2-11)$$

其中涡粘性系数为:  $\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$

雷诺应力式中引入的新变量  $k$  (湍动动能)、 $\varepsilon$  (耗散率) 用  $k-\varepsilon$  模型来封闭。

$k$  方程:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho p_k - \rho \varepsilon \quad (2-12)$$

$\varepsilon$  方程:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 \frac{\varepsilon}{k} p_k - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2-13)$$

其中:  $k = \frac{\overline{u_i u_i}}{2}$  为湍动能,  $\varepsilon = \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$  为湍动能的耗散项,  $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$  为涡粘性

系数,  $p_k = \frac{\mu_t}{\rho} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$  为湍动能生成项; 式中脚标  $j$  可取值为 1, 2, 3

表示  $x, y, z$  三个空间坐标,  $j$  脚标在一项中重复时称求和标, 表示三项求和。

有关模型参数见表 2.1:

表 2.1 标准  $k-\varepsilon$  模型中的有关系数

$C_\mu$	$C_1$	$C_2$	$\delta_k$	$\varepsilon$
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

雷诺时均方程在引入湍流模型后,  $k$ 、 $\varepsilon$  方程与连续性方程、动量方程就构成了完全封闭的不可压缩粘性流体湍流流动的控制方程组。

所以, 不可压缩粘性流体湍流流动的控制方程组为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{连续性方程}) \\ \rho \frac{D\bar{u}_j}{Dt} = \rho F_j - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\mu \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \rho \overline{u_i u_j}) \quad (\text{动量方程}) \\ \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}) \frac{\partial k}{\partial x_j}] + \rho p_k - \rho \varepsilon \quad (k \text{ 方程}) \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} [(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] + \rho C_1 \frac{\varepsilon}{k} p_k - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\varepsilon \text{ 方程}) \end{array} \right. \quad (2-14)$$

### 2.2.3 控制方程的离散

对于上文所建立的计算域上的偏微分方程组, 理论上是有精确解的, 但是, 由于流动问题自身的复杂性, 如复杂的边界条件, 或者方程自身的复杂性等, 造成很难获得方程的精确解, 因此, 就需要通过数值的方法把计算域内有限数量位置(即网格节点)上的因变量当作基本未知量来处理, 从而建立一组关于这些未知量的代数方程, 然后通过求解代数方程组来得到这些节点值, 而计算域内其他位置的值则根据节点位置上的值来确定。这样, 偏微分方程定解问题的数值解法可以分为两个阶段: 首先, 用网格线将连续的计算域划分为有限离散点, 并选取适当的途径将微分方程及其定解条件转化为网格节点上相应的代数方程组, 即建立离散方程组; 然后, 在计算机上求解离散方程组, 得到节点上的值。

目前常用的离散化方法有: 有限差分法(FiniteDifferenceMethod), 有限体积法(FiniteVolumeMethod), 有限元法(FiniteElementMethod)。其中, 有限体积法是近年来发展非常迅速的一种离散化方法, 其特点是计算效率高, 目前在 CFD 领域得到了广泛应用, 本文采用的是有限体积法。其基本思路是: 将数值计算区域划分为网格, 并使每个网格点周围有一个互不重复的控制体积; 将求解微分方程(控制方程)对每个控制体积分, 从而得到一组离散方程。有限体积法的第一步是将整个物理计算域划分成多个互不重复的子区域, 即计算网格(Grid), 最常用的

网格类型是六面体的结构化网格。网格的交点是节(Node)每个节点都被一个六面体的控制体积(ControlVolume)包围,控制体的表面称为界面(Face),再通过坐标变换到计算空间上去,得到一规则的立方体网格。

#### 2.2.4 速度场和压力场耦合的 SIMPLEC 算法

SIMPLE 算法是工程上应用最广泛的流场计算方法, SIMPLEC 算法是 SIMPLE 算法的改进算法之一。SIMPLE 算法的基本思想如下:假定压力场,求解离散形式的动量方程,得出速度场,由此得出的速度场一般不满足连续方程,因此需要修正压力场。修正原则:与修正后的压力场相对应的速度场能满足这一迭代层次上的连续方程。反复计算,直至得到速度场的收敛解。SIMPLE 算法为了求解方便而对速度修正值方程作了省略,虽不影响收敛解的值,但是使整个速度场迭代收敛速度降低;SIMPLEC 算法与 SIMPLE 算法计算步骤相同,但是没有对速度修正方程作省略,收敛速度较快。

#### 2.2.5 初始条件和边界条件

所谓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。对于瞬态问题还要有初始条件。只有给定了合理的边界条件,才能计算出流场的解。基本边界条件包括流动进口边界条件、流动出口边界条件和壁面条件。常用的流动进口边界条件包括速度进口、压力进口和质量进口;常用的出口边界包括速度、压力和自由出流,与进口边界条件联合使用。

对于湍流计算,湍流在近壁区演变为层流,所以针对近壁区采用壁面函数法,其基本思想为:对于湍流核心区的流动采用  $k-\varepsilon$  模型求解,而在壁面区不进行求解,直接使用半经验公式将壁面上的物理量与湍流核心区内的求解变量联系起来,直接得到与壁面相邻控制体积的节点变量值。

### 2.3 本章小结

本章介绍了离心泵的基本方程及其能量头组成,该方程建立了叶轮无限叶片理论扬程与叶轮内叶片进出口液体微观运动参数的关系。还介绍了数值计算基本控制方程及 N-S 方程,湍流模型包括零方程模型、一方程模型和  $k-\varepsilon$  两方程模型,介绍了控制方程的离散方法,速度场和压力场的 SIMPLEC 算法和 SIMPLE 算法,以及流体数值计算域的边界条件,作为后面的数值计算的理论基础。

## 第 3 章 基于一元设计理论的叶轮的水力设计

### 3.1 叶轮一元设计理论

一元理论就是将流道横截面上的参数用其平均值来表示的一种简化方法,反映了流道截面上平均参数的主要变化规律和总特征,为二元和三元流动计算分析提供依据。对于比转速较高的叶轮,其流道宽度与长度之比较大,所以采用一元理论误差稍大,但其设计方法和经验比较成熟,对于初步设计,仍广泛采用一元理论。

### 3.2 水力设计

#### 3.2.1 设计参数

本文设计的中高比转速离心泵的性能参数如下表 3.1:

表 3.1 离心泵设计参数表

流量 $Q/(m^3/h)$	扬程 $H/m$	转速 $n/(r/min)$	效率 $\eta_e$	比转速 $n_s$	汽蚀余量 $NPSH_r/m$
400	20	1450	$\eta_e \geq 79\%$	186	2.95

#### 3.2.2 泵的水力计算

##### 一、泵进出口直径的计算

##### 1. 泵进口直径 $D_s$

为了减小泵的体积,取  $v_s=4.0m/s$ ,  $D_s = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v_s}} = \sqrt{\frac{4 \times 400}{3600 \times 3.14 \times 4}} = 0.188m$

取  $D_s=200mm$ 。

2. 泵出口直径  $D_d$ ,  $D_d = (0.7-1.0) D_s$ , 从各个方面考虑,则取  $D_d=0.8 \times 190 = 152mm$

取泵出口直径  $D_d=150mm$ 。

##### 二、泵的转速和比转数的计算

汽蚀比转数  $C = \frac{5.62 \times n \times \sqrt{Q}}{NPSH_r^{3/4}}$ , 取  $C=1210$ ,  $NPSH_r=2.95m$

$$\text{于是, } n \leq \frac{C \times NPSH_r^{3/4}}{5.62 \times \sqrt{Q}} = \frac{1210 \times 2.95^{3/4}}{5.62 \times \sqrt{400/3600}} = 1453.9 \text{r/min.}$$

选定转速  $n = 1450 \text{r/min}$

$$\text{则比转数 } n_s = \frac{3.65 \times n \times \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3.65 \times 1450 \times \sqrt{400/3600}}{20^{3/4}} = 186.44.$$

### 三、初算效率

#### 1. 效率

$$\text{a. } \eta_h = 1 + 0.0835 \lg^3 \frac{Q}{n} = 1 + 0.0835 \lg^3 \frac{400/3600}{1450} = 0.885$$

$$\text{b. } \eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 \times n_s^{-2/3}} = \frac{1}{1 + 0.68 \times 186.44^{-2/3}} = 0.98$$

c.  $\eta_m$  取值为 0.88。

所以总效率是  $\eta = \eta_m \eta_h \eta_v = 0.885 \times 0.98 \times 0.88 = 0.763$

#### 2. 轴功率

$$P_{\#} = \frac{\rho \times g \times H \times Q}{1000 \times \eta} = \frac{1000 \times 9.8 \times 20 \times 400/3600}{1000 \times 0.763} = 28.54 \text{kw}$$

配套轴功率:  $K=1.2$ , 则  $P_m = 1.2 P_{\#} = 34.248 \text{kw}$ 。

### 3.2.3 速度系数法计算叶轮各个尺寸

#### 一、叶轮主要几何参数

##### 1. $d_h$

本设计采用悬臂叶轮, 轮毂直径为  $d_h=0$ 。

##### 2. 求 $D_j$

引入当量直径, 兼顾效率和汽蚀, 取  $K_0=4.5$

$$D_0 = K_0 \times \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 4.5 \times \sqrt[3]{\frac{400}{3600 \times 1450}} = 0.191 \text{m}$$

$$D_j = \sqrt{D_0^2 + d_h^2} = \sqrt{0.191^2 + 0^2} = 0.191 \text{m}$$

取  $D_j=190 \text{mm}$ 。

##### 3. $D_2$ 初算

采用流量与转速来确定  $D_2$

$$K_{D_2} = 9.35 \times \left( \frac{n_s}{100} \right)^{-1/2} = 9.35 \times \left( \frac{186.44}{100} \right)^{-1/2} = 6.848$$

$$D_2 = K_{D_2} \times \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 6.848 \times \sqrt[3]{\frac{400}{3600 \times 1450}} = 0.29077m$$

取  $D_2=291mm$ 。

4.  $b_2$  的计算

同样，

$$K_{b_2} = 0.64 \times \left( \frac{n_s}{100} \right)^{5/6} = 0.64 \times \left( \frac{186.44}{100} \right)^{5/6} = 1.08$$

$$b_2 = K_{b_2} \times \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = 1.08 \times \sqrt[3]{\frac{400}{3600 \times 1450}} = 0.04567m$$

取  $b_2=46.1mm$ 。

5. 叶片进口角

$$\beta_1 = \beta_1' + \Delta\beta_1, \quad \tan \beta_1' = \frac{v_{m1}}{u_1 - v_{u1}}, \quad \text{叶片进口边冲角 } \Delta\beta_1 \text{ 一般取 } 3^\circ \sim 5^\circ.$$

6. 叶片出口角

$$\beta_2 = 18^\circ \sim 40^\circ \text{ 取 } \beta_2 \text{ 为 } 24^\circ.$$

7. 叶片数

比转数是 186.44，选取叶片数是 6 枚。

$$z = 13 \frac{R_m \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}}{e}$$

$R_m$  — 叶轮流道轴面投影内中线重心半径

$e$  — 叶轮流道轴面投影内中线的展开长度

## 二、叶轮外径精算

1. 有限叶片数理论扬程

$$H_t = \frac{H}{\eta_h} = \frac{20}{0.885} = 22.6m$$

2. 修正系数

$$\psi = \alpha \left( 1 + \frac{\beta_2}{60^\circ} \right) = 0.75 \left( 1 + \frac{24^\circ}{60^\circ} \right) = 1.063$$

对于蜗壳式压水室， $\alpha = 0.65 \sim 0.85$ 。

3. 叶片轴面投影图中线对旋转轴的静矩

$$S = \int_{S_1}^{S_2} R dS = \sum_{i=1}^n \Delta S_i R_i = 0.00773 m^2$$

4.有限叶片数修正系数

$$P = \psi \frac{R_2^2}{ZS} = 1.063 \times \frac{(0.291/2)^2}{6 \times 0.00773} = 0.485$$

5.无穷叶片数理论扬程

$$H_{\infty} = (1+P)H_t = (1+0.485) \times 22.6 = 33.56 \text{ m}$$

6.叶片出口排挤系数

$$\psi_2 = 1 - \frac{Z\delta_2}{\pi D_2} \sqrt{1 + \left(\frac{\cot \beta_2}{\sin \lambda_2}\right)^2} = 1 - \frac{6 \times 5}{3.14 \times 291} \sqrt{1 + \left(\frac{\cot 24^\circ}{\sin 90^\circ}\right)^2} = 0.922$$

7.出口轴面速度

$$v_{m2} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \psi_2 \eta_v} = \frac{0.111}{3.14 \times 0.291 \times 0.461 \times 0.922 \times 0.98} = 2.91 \text{ m/s}$$

8.出口圆周速度

$$u_2 = \frac{v_{m2}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{v_{m2}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + gH_{\infty}} = \frac{2.91}{2 \tan 24^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2.91}{2 \tan 24^\circ}\right)^2 + 9.8 \times 33.56}$$

$$= 21.52 \text{ m/s}$$

9.出口直径

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} = \frac{60 \times 21.52}{3.14 \times 1450} = 283.45 \text{ mm}$$

误差为 2.6%，小于 3%。

综上所述，叶轮外径精算结果为  $D_2=291\text{mm}$ 。

### 3.2.4 轴面流线绘制

为了研究液体在叶轮中的运动规律，我们把叶轮内的液流从前盖板到后盖板分成若干份。每层相当于一个流面。液体只沿着每层流动，层与层的液体不相互混杂。这样就把叶轮内流动简化为研究几个流面上的流动问题。流面上液体相对运动的轨迹和叶片表面的形状是不一致的，即叶片和流面的交线是相对运动的轨迹。两叶片间有很多的相对运动流线，假使叶片是无穷多，那么这些流线的形状都一样，这时，只研究每个流面上的一条流线就好了。这条流线就是叶片表面的型线。叶片表面和每个流面都有一条交线（相对运动的流线）。若把几个流面的交线按一定的规律（如进出口在同一轴面上等）串起来，就形成一个叶片的表面，加上厚度，就得叶片的两个表面。可见，设计叶片，就是画相对运动流线。

轴面流线是轴面与流面的交线，因而分流面时，只要把流道分成几个小流道即可。一般按各小流道通过相等的流量，且通过各个小流道的流量自始至终不变

来分，流量一定，其流道的宽窄与其中的速度分布有关。按照一元理论，速度沿过水断面均匀分布，这样只要把过水断面分成几个相等的小过水断面即可<sup>[58]</sup>。

画好轴面投影图之后检查面积的变化情况，如图 3.1 所示。

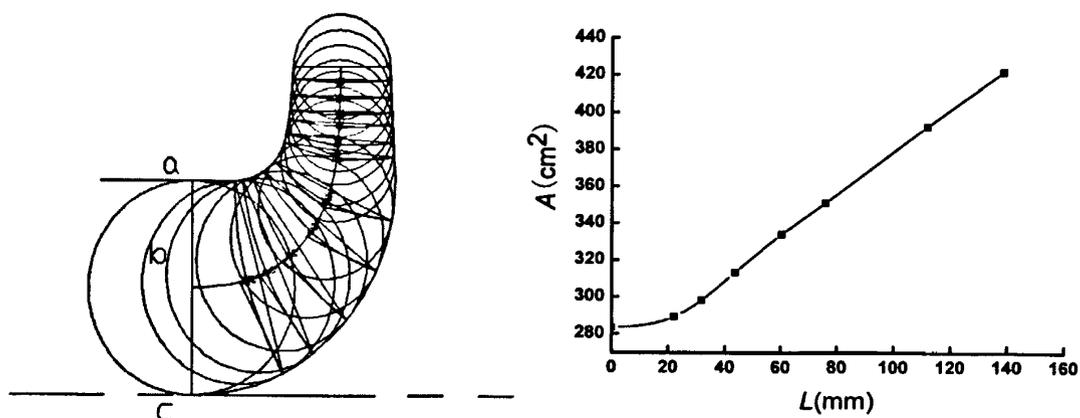


图 3.1 轴面液流过水断面面积变化曲线

如果分  $n$  个小流道，每个小流道的面积为  $F$ ，检查时，同一过水断面上两流线间的小过水断面面积是否相等，不相等时应修改，直到相等或相差在 3% 之内为止。小过水断面按小内切圆过公切点依次作出。小过水断面的面积为  $\Delta F = 2\pi R_{ci} b_i$ ，沿同一过水断面应满足  $R_{ci} b_i = \text{const}$ 。一元叶轮轴面流线如图 3.2 所示。

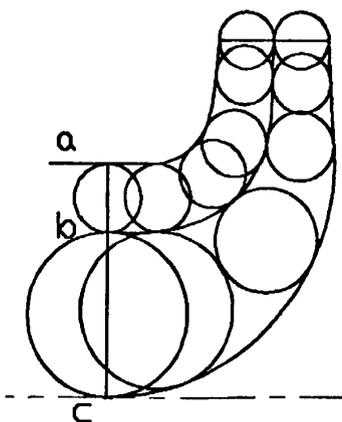


图 3.2 一元叶轮轴面流线图

### 3.2.5 叶片绘型

所谓叶片绘型就是画叶片，应当在几个流面上画出流线（叶片骨线），然后按一定的规律把他们串起来，变成了无厚度的叶片，下面我就用作图法画叶片。流面是个空间曲面，直接在流面上画流线，不容易表现流线的形状和角度变化规律。因此要设法将流面变成平面。

1. 绘型原理

在流面上，有一个流线，用一组夹角是  $\Delta\theta$  的轴面 I, II, III, IV.....和一组垂直轴线的平面 1, 2, 3.....去截流面，使之在流面上构成小扇形格网，并且令小扇形的轴面流线长度是  $\Delta s$ ，和圆周方向的长度  $\Delta u$  相等，即  $\Delta s = \Delta u$ 。当所有的扇形的长度足够小时，近似的可以看作是小正方形。流面上的小扇形从进口到出口逐渐增大。所谓的保角变化就是保证空间流面上的流线与圆周方向的角度不变的变换。在平面上的展开流线只要求其圆周方向的夹角和空间流线的角度对应相等。展开流线的长度和形状则与实际流线可能不一样。

2. 绘型步骤

A)沿轴面流线分点

沿轴面流线分点的实质是在流面上画特征线，组成扇形格网。本文采用作图分点法。在轴面投影图旁边，画两条夹角等于  $\Delta\theta$  的射线。这两条射线表示夹角为  $\Delta\theta$  的两个轴面。一般取  $\Delta\theta = 3^\circ \sim 5^\circ$ 。从出口开始，现试取  $\Delta s$ ，若  $\Delta s$  中点半径对应的两条射线之间的弧长  $\Delta u$ ，与试取的  $\Delta s$  相等，则分点是正确的，如果不等就逐次逼近，直到  $\Delta s = \Delta u$  为止。第一点确定后，用相同的方法分 2, 3, 4.....点。当流线平行轴线时， $\Delta u$  不变，用对应的  $\Delta s$  截取流线即可。各流线用相同的  $\Delta s$  分点。

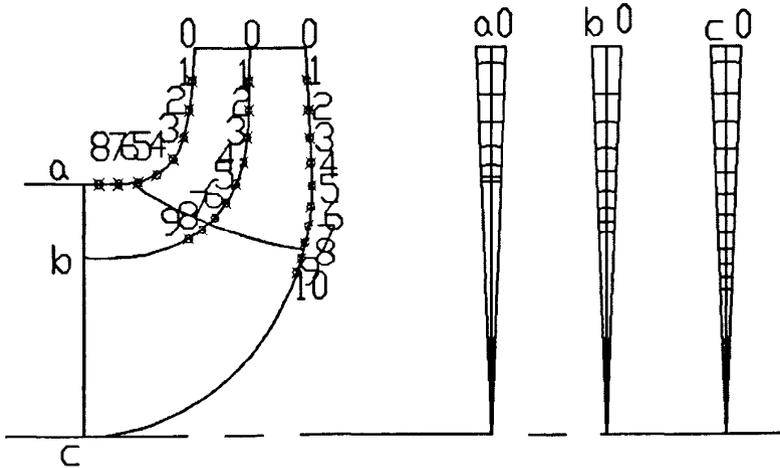


图 3.3 一元叶片轴面分点图

B)画平面方格网并绘制流线

因为保角变换是基于局部相似，而不追求局部相等，所以几个流面可以用方格网来代替。方格网的大小可以任取，横线表示轴面流线的相应分点，竖线夹角为对应分点的所用  $\Delta\theta$  的轴面。画方格网时，通常先画中间流线，进出口角度应与预先确定的值相等，包角大小随意，在这里一元叶片包角取  $80^\circ$ 。进出口边在方格网的同一竖线上，进口边在同一竖线上表示进口边位于同一轴面上。

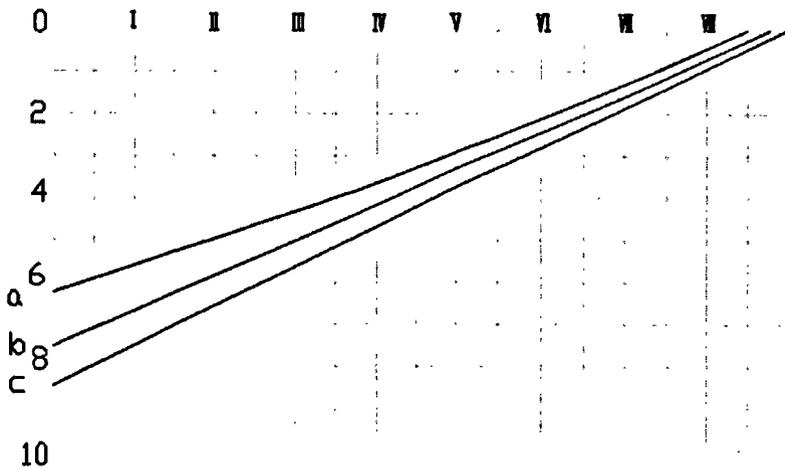


图 3.4 一元叶片流线展开图

C) 在轴面投影图中画轴面截线

在方格网上画出的三条流线，就是叶片的三条型线，用轴面截取叶片，所截的三点连线就是一条轴面截线。轴面截线应光滑并有规律变化，尽量使轴面截线与流线的交角接近  $90^\circ$ ，一般不小于  $60^\circ$ ，否则交角过小，排挤会严重，过水断面形状也不良。

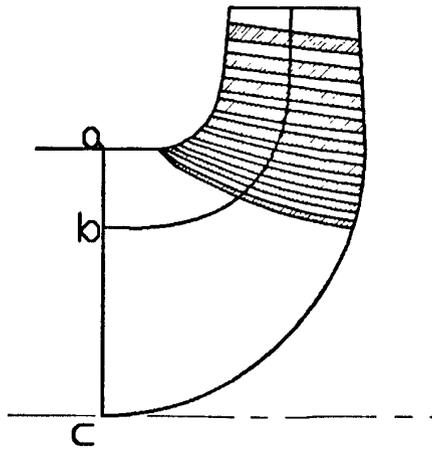


图 3.5 一元叶片轴面截线图

D) 叶片加厚

以上面得到的轴面截线为工作面，向叶片背面加厚，给定叶片真实厚度，采用式  $s_m = \frac{s}{\cos \beta}$ ，计算出叶片轴面厚度，沿方格网展开图直接加厚，然后将该厚度加到轴面投影图相应点上。叶片真实厚度选取时采用均匀加厚，进口减薄的方法加厚。

E) 画叶片剪裁图

用一组等距或不等距的轴垂面去截叶片，每一个截面和叶片有两条交线，把各截面和叶片工作面与背面的交线分别画在平面图中，即为木模截线。另外在此

过程中可得出叶片在三维造型时所需的三维圆柱坐标点。

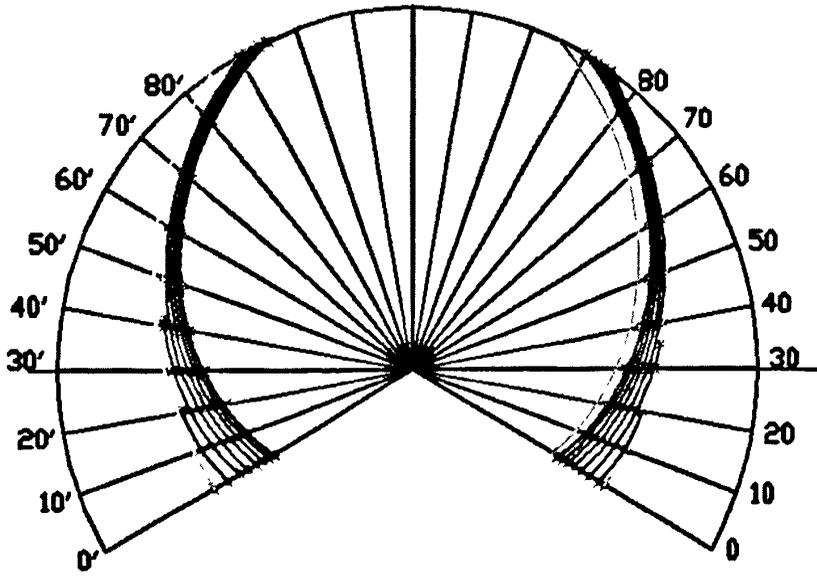


图3.6 一元叶片平面剪裁图

叶片绘型后，检查叶片相对速度  $w$  和速度矩  $V_{ur}$  沿流线的变化规律，其中  $c$  流线速度变化曲线如图 3.7 所示，曲线光滑有规律。

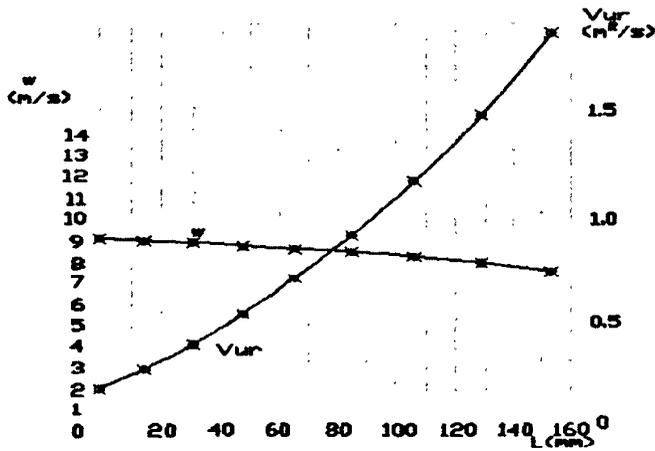


图 3.7 一元叶片  $c$  流线速度变化规律

### 3.3 本章小结

本章较为详细的说明了基于一元设计理论的叶轮的水力设计方法，首先进行了水力计算，得到泵和叶轮的基本尺寸，然后介绍了一元理论绘制叶片轴面流线和叶片绘型方法，及叶片绘型原理，给出了叶片的轴面流线图、轴面截线图和叶片剪裁图等，得到1号叶轮叶片三维圆柱坐标点，这在后面的叶片造型中将会用到，最后检查了叶片的相对速度和速度矩变化规律。

## 第 4 章 基于 $\omega_u=0$ 的二元设计理论的叶轮的水力设计

### 4.1 叶轮二元 $\omega_u=0$ 设计理论

二元理论方法认为轴面速度  $v_m$  沿着过水断面是不均匀分布的，轴面液流为二元流动。 $\omega_u=0$  的二元理论方法认为轴面流动为有势流动。

#### 1. 涡线方程

由流体力学理论可知，叶片对液流的作用，可以用分布在叶片翼型骨线上的旋涡系列来代替，因此可把叶片看成是一组涡线所形成的涡面，其作用等价于无厚度叶片对液流的作用，涡线必位于叶片上，涡线与流线一样均为矢量线，旋涡运动中的旋涡向量和涡线相切。在圆柱坐标系中，涡线方程为：

$$\frac{\omega_r}{dr} = \frac{\omega_z}{dz} = \frac{\omega_u}{rd\theta} \quad (4-1)$$

其中， $\omega_r$ 、 $\omega_z$  和  $\omega_u$  为旋涡向量  $\omega$  在圆柱坐标系中的三个分量； $dr$ 、 $dz$  和  $rd\theta$  为涡线上微段  $ds$  在圆柱坐标系中的三个分量，由斯托克斯公式得

$$\left. \begin{aligned} \omega_r &= \frac{1}{2r} \left( \frac{\partial V_u r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial \theta} \right) \\ \omega_z &= \frac{1}{2r} \left( \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{\partial V_u r}{\partial r} \right) \\ \omega_u &= \frac{1}{2} \left( \frac{\partial V_z}{\partial r} - \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \end{aligned} \right\} \quad (4-2)$$

假定流动呈轴对称

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} &= \frac{\partial V_z}{\partial \theta} = 0 \\ \omega_r &= \frac{1}{2r} \frac{\partial V_u r}{\partial z} \\ \omega_z &= -\frac{1}{2r} \frac{\partial V_u r}{\partial r} \end{aligned} \quad (4-3)$$

有势流动  $\omega_u=0$ ,

$$\begin{aligned} \omega_r dz - \omega_z dr &= 0 \\ \frac{\partial V_u r}{\partial r} dr - \frac{\partial V_u r}{\partial z} dz &= 0 \end{aligned} \quad (4-4)$$

$$\begin{aligned} \text{即} \quad d(V_u r) &= 0 \\ V_u r &= \text{const} \end{aligned} \quad (4-5)$$

由此得出，在轴对称有势流动中沿轴面涡线上速度矩等于常数。

## 2. 特点

(1) 涡线是平面曲线，且在轴面上。

在圆柱坐标系中，因  $\omega_u=0$ ，

$$\omega = \omega_r + \omega_z \quad (4-6)$$

假设流动有势时，旋涡向量  $\omega$  位于  $r$ 、 $z$  平面即轴面上，由于任一点的旋涡向量切于涡线，所以涡线必位于轴面上。

(2) 沿轴面涡线  $V_u r = const$ 。

(3) 轴面涡线是叶片轴面截线。因为假设叶片表面是由一系列涡线组成的涡面，所以涡面等于叶片表面，轴面和涡面的交线(轴面涡线)就是轴面和叶片表面的交线——轴面截线。

(4) 在轴面涡线上  $V_u r = const$ ，所以在同一轴面截线上  $V_u r = const$ 。

## 4.2 水力设计

### 4.2.1 轴面流线绘制

按轴面流动为有势流动绘制轴面流线时，同样要求二相邻流面间流量相等，但是检查轴面流线位置的方法不同。作出第一次近似轴面流线，假设轴面流动为有势流动，则等势线与流线正交，可据此做出等势线，得到第一次近似流网。

因速度势函数  $\Phi$  在某一方向的偏导数等于速度在该方向的分量，所以速度势函数  $\Phi$  在轴面流线上的偏导数就等于轴面流速  $v_m$

$$v_m = \frac{\Delta\Phi}{\Delta L_m} \quad (4-7)$$

计算时可以原有等势线为中线，在该中线两侧各作一相近的等势线，形成一组等势线。两相邻流面间的流量为

$$\Delta Q = 2\pi r \Delta b v_m = 2\pi r \Delta b \frac{\Delta\Phi}{\Delta L_m} \quad (4-8)$$

同一组相邻等势线和各轴面流线组成的各段的

$$r \frac{\Delta b}{\Delta L_m} = const \quad (4-9)$$

$\Delta b$ ——相邻二轴面流线间等势中线长度

$R$ —— $\Delta b$ 的平均半径

$\Delta L_m$ ——各段中间轴面流线长度

若同一组等势线上各段的  $r \frac{\Delta b}{\Delta L_m}$  不等于常数，则应校正第一次近似轴面流线

的位置，计算  $\Delta b$  的平均值作为修正值，按照修正值校正轴面流线位置及其相应的等势线，得到第二次近似的轴面流网，重复上述计算直至符合要求为止。一般要求偏差 3%~4%。采用二元设计理论绘制叶轮叶片轴面流线如图 4.1。

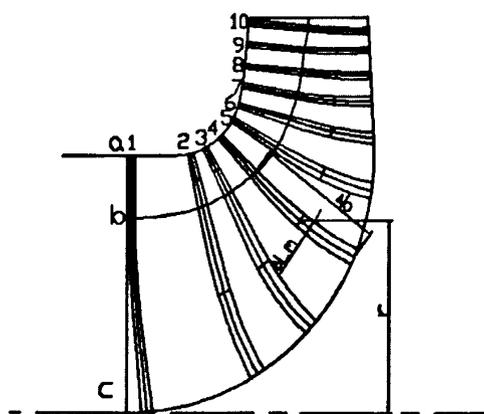


图 4.1 基于二元设计理论的叶轮轴面流线图

### 4.2.2 沿轴面流线 $v_m$ 的分布

$$\Delta\Phi = \frac{Q}{2\pi \sum_1^n \left( r \frac{\Delta b}{\Delta L_m} \right)} \quad (4-10)$$

不同的等势线组的  $\Delta\Phi$  值是不同的，对一个等势线组，按式(4-10)可得到相应的  $\Delta\Phi$  值，按式(4-7)计算轴面流线上相应点的轴面流速  $v_m$ ，作出轴面流速  $v_m$  从叶片出口到进口沿各流线上的分布曲线，如图 4.2。

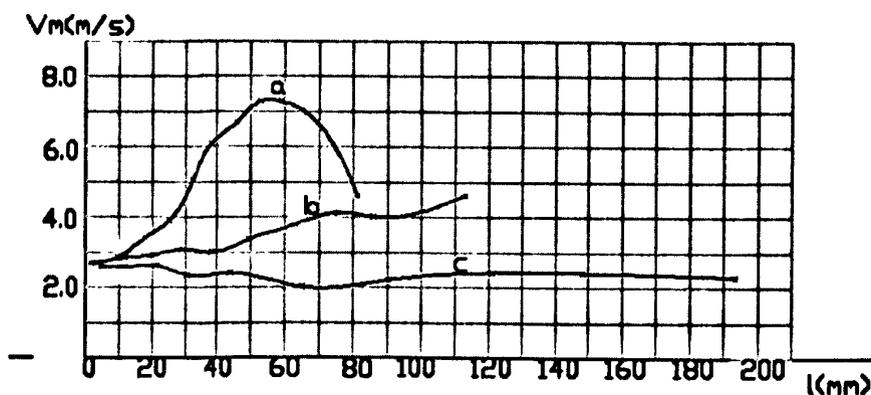


图 4.2 沿各流线轴面速度变化曲线

### 4.2.3 沿轴面流线 $V_u r$ 的变化规律

因二元理论速度矩分布规律的选择没有成熟经验可以借鉴，所以本文以  $c$  流线为基准，选用了六个  $V_u r$  分布曲线，如图 4.3 所示。

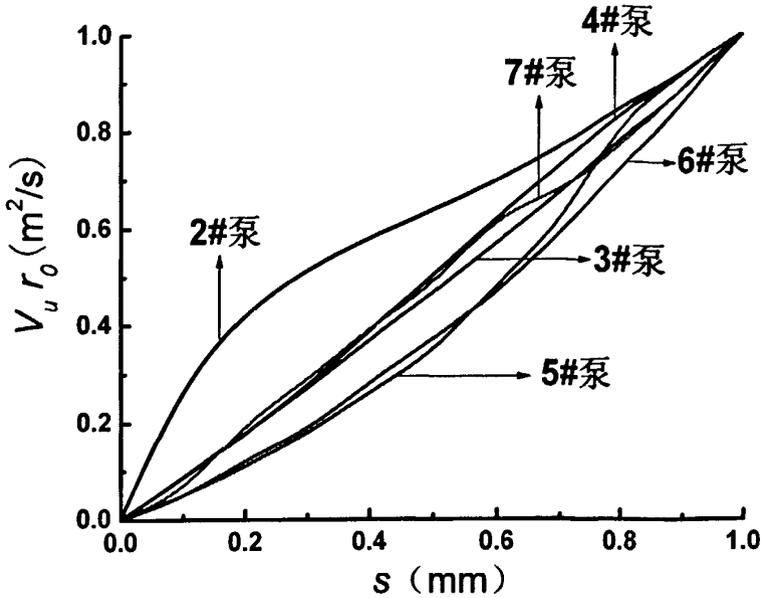


图 4.3 2 号~7 号泵的叶轮设计时选用的速度矩分布规律曲线

#### 4.2.4 叶片绘型

采用  $\omega_u=0$  的二元理论计算方法进行叶片绘型时,沿叶片的轴面截线速度矩等于常数,即同一轴面截线上,轴面位移角相等,速度矩值相等,所以叶片绘型时只需给出某一轴面流线上速度矩分布即可。采用逐点积分法进行叶片绘型,有

$$\Delta\theta = \frac{\omega r^2 - V_u r}{v_m r^2} \Delta L_m \quad (4-11)$$

##### 1. 第一条轴面流线上分点

本文取  $c$  流线作为第一条计算流线,叶片出口边位置不变,初步给定轴面流线长度,设微段长为  $\Delta L_m$ ,该微段中点半径为  $r$ ,从叶片出口边沿流线至该微段长度为  $L_m$ ,由轴面速度分布曲线图、速度矩分布曲线图,可查得各微段中点的  $v_m$  和  $V_u r$ ,计算得到  $\omega r^2$ 、 $v_m r^2$ ,代入式(4-11)中,可计算相应于该微段的轴面位移角  $\Delta\theta$ ,逐点计算各微段的长度及其相应的轴面位移角。

##### 2. 其他轴面流线上分点

以叶片出口边为起点开始分点,使其他轴面流线各微段的  $\Delta\theta$  和  $V_u r$  值分别等于  $c$  流线上相对应的各段的  $\Delta\theta$  和  $V_u r$  值,应用式(4-11)计算出对应微元段  $\Delta L_m$ ,用以修正各分点位置。

##### 3. 绘制轴面截线

连接各流线上的同名点,即速度矩等值点,由于上面计算得到的轴面截线轴平面夹角  $\Delta\theta$  并不相等,为绘型方便,取  $\Delta\theta=5^\circ$ ,据  $\theta=f(L_m)$  曲线加以转换,重新取点,连接各同名点,即为  $\Delta\theta$  等于常数的轴面截线。由于进出口边均为轴面截线,二轴面截线的夹角就是叶片的包角。

2~7号叶轮的轴面截线如图4.4, 采用平面方格网绘制各叶轮叶片型线如图4.5, 叶片进口角和出口角亦可知, 同一元理论设计叶片一样在方格网上加厚叶片, 各叶片剪裁图见图4.6, 同样可以得到2号~7号叶轮叶片的三维圆柱坐标点, 用以后面的叶片三维造型。

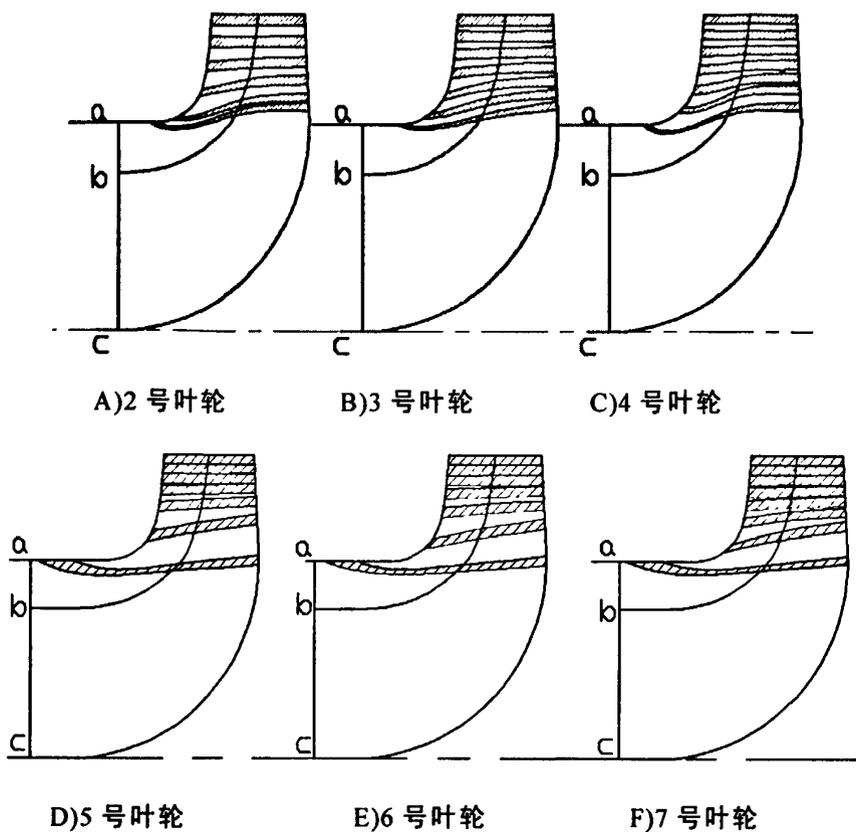
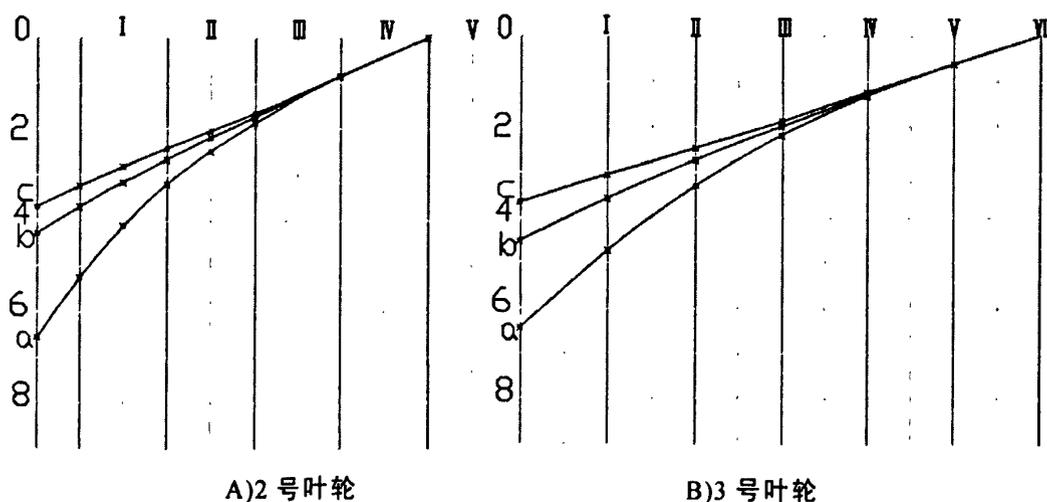


图 4.4 2~7号叶轮叶片轴面截线图



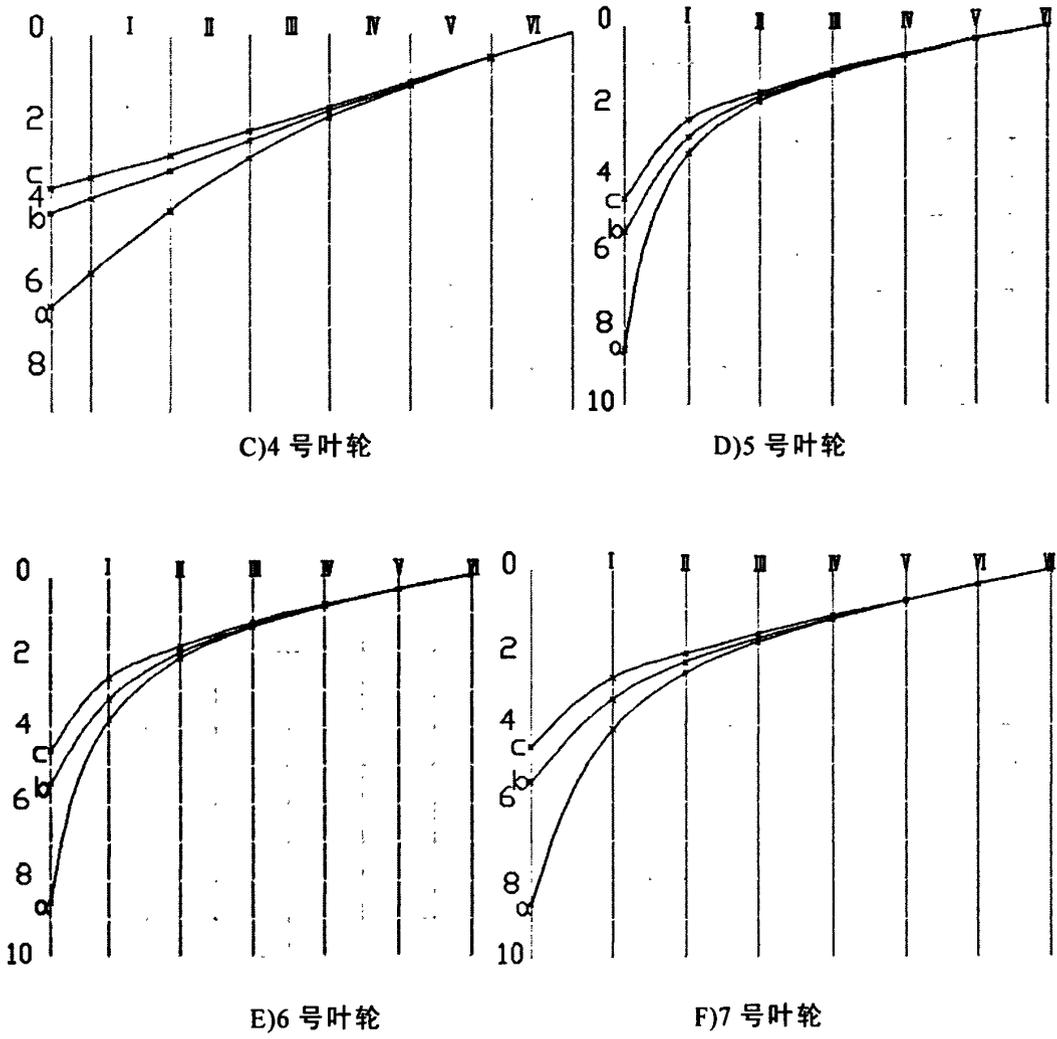
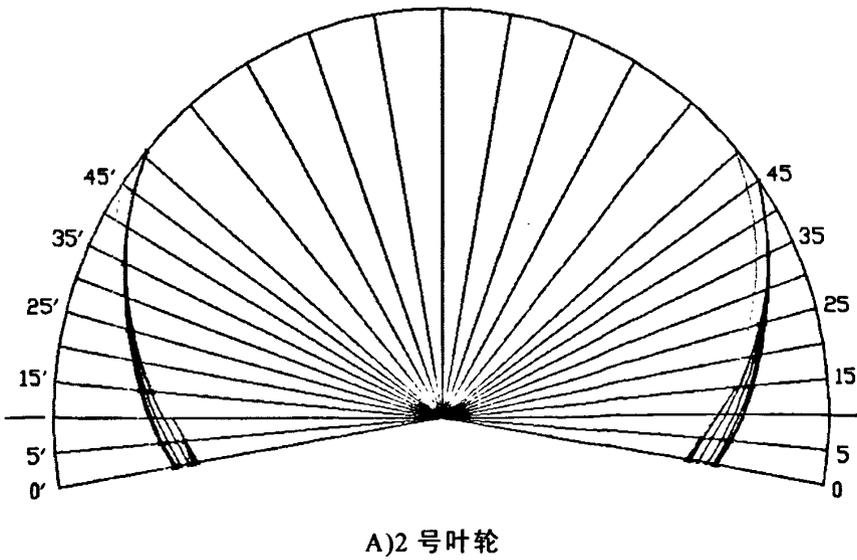
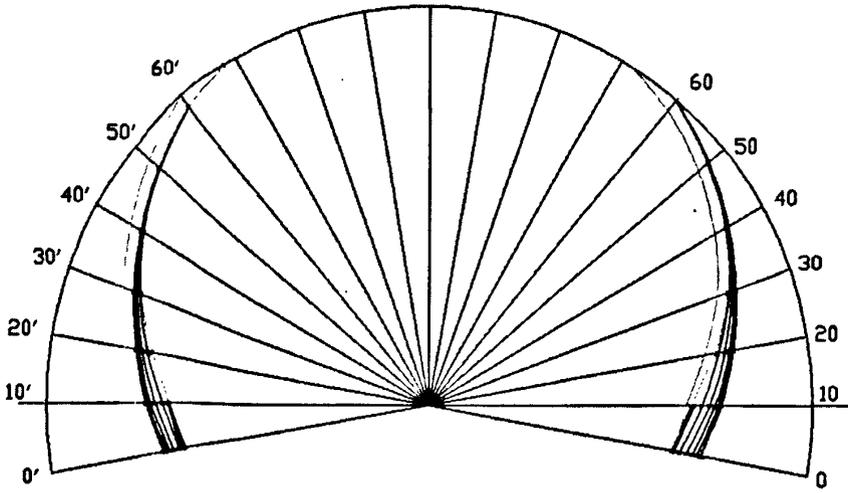
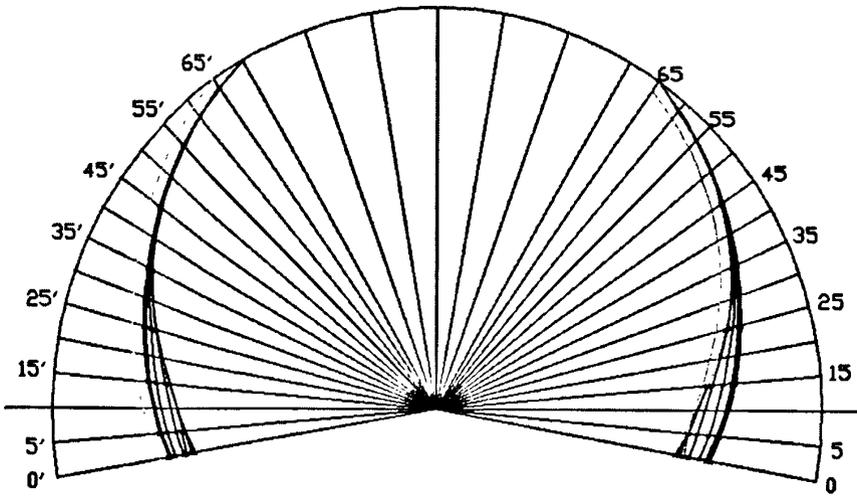


图 4.5 2~7号叶轮叶片流线展开图

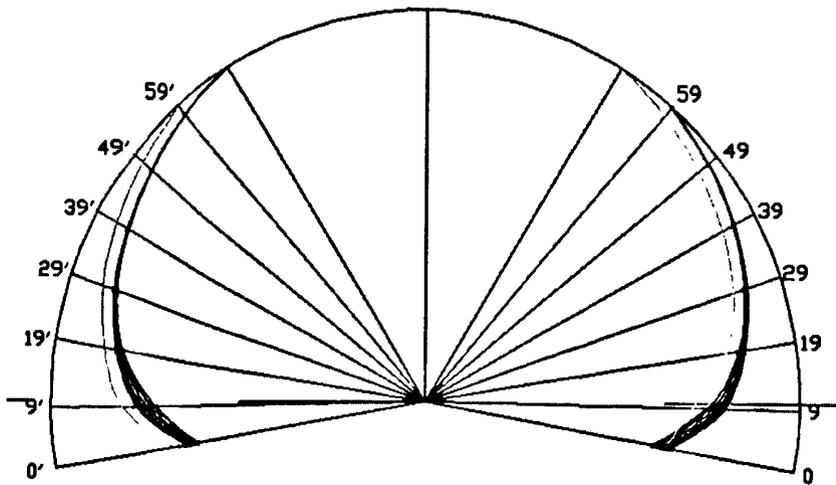




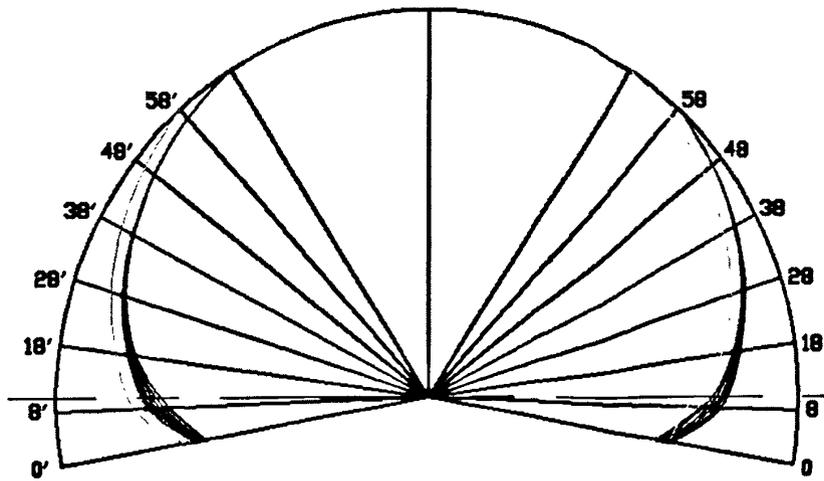
B)3号叶轮



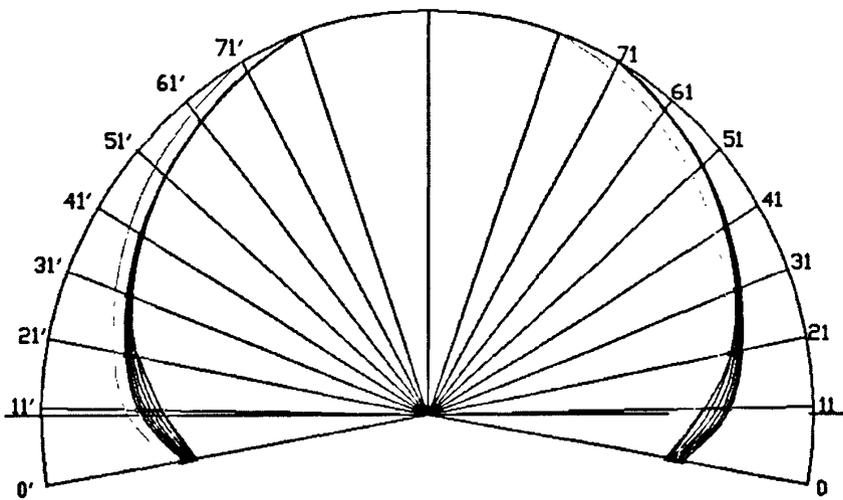
C)4号叶轮



D)5号叶轮



E)6 号叶轮



F)7 号叶轮

图 4.6 2~7 号叶轮叶片剪裁图

### 4.3 叶轮设计参数对比分析

将第 3 章设计的 1 号叶轮和本章前面设计的 2~7 号叶轮的设计参数汇总见表 4.1。

表 4.1 叶轮的设计参数汇总表

	叶片进口角 $\beta_1$ ( $^\circ$ )			出口角 $\beta_2$ ( $^\circ$ )	叶片数 $Z$	包角 ( $^\circ$ )
	a 流线	b 流线	c 流线			
1号叶轮	18	22	25	24	6	80
2号叶轮	54	30	25	23	11	45
3号叶轮	41	26	17	17	9	60
4号叶轮	39	20	15	16	8	65

5号叶轮	81	60	56	10	6	59
6号叶轮	80	59	56	11	6	58
7号叶轮	72	49	45	10	6	71

本文设计的以上 7 个叶轮外径相等, 叶轮进口直径相同, 叶片出口宽度相等, 前后盖板流线相同。由于设计方法不同, 7 个叶轮叶片形状不同, 叶片长度不等, 叶片进出口角度不同, 叶片数和包角也不同。7 个叶轮叶片的进口边都在同一轴面上, 但是各叶轮叶片进口边的位置和形状不同, 基于一元设计理论的叶轮的叶片长度最长, 基于二元设计理论的叶轮的叶片长度较短,  $l$  越长, 叶片做功能力越强, 所以 1 号叶轮叶片的做功能力比 2 号~7 号叶轮叶片的做功能力强, 能量头高; 为保持液流的稳定性和叶片对液体的充分作用, 设计时使叶片的长度和叶道宽度的比值都尽量接近经验常数  $\pi/6.5$ , 得到各叶轮叶片数如表 4.1, 包角小的叶轮叶片数较多; 7 个叶轮的叶片各流线出口角不同, 一号叶轮的叶片出口角大于其他叶轮的叶片出口角。其中, 5 号、6 号和 7 号叶轮叶片出口角基本相等而且小于一般离心泵的叶片出口角的范围 ( $15^\circ\sim 40^\circ$ ), 所以这 3 个叶轮的能量头会很小, 可能达不到设计要求; 而且 5~7 号叶轮叶片各流线进口角度也很大, 远大于其他叶轮, 可能会对叶片进口的流体流动造成影响。1 号、2 号、3 号和 4 号叶轮的叶片出口角度大小依次递减, 出口角越大, 叶轮出口绝对速度  $v_2$  增加,  $v_{w2}$  也增加, 理论扬程和动扬程均增加, 液体在叶轮和压水室的损失也增加, 所以 1 号叶轮和 2 号叶轮出口的绝对速度和圆周分速度都较大, 动能损失要大于 3 号叶轮和 4 号叶轮。从叶片的进出口角度可以看出, 基于二元设计理论的叶轮叶片的扭曲程度要大于 1 号叶轮 (基于一元设计理论的叶轮)。另外, 2 号叶轮的叶片数和叶片出口角都较大, 其  $H-Q$  曲线容易出现驼峰, 水力性能不稳定。

#### 4.4 本章总结

本章介绍了二元  $\omega_w=0$  的设计理论的涡线方程和特点, 给出了基于二元设计理论的叶轮轴面流线的绘制方法, 各流线轴面速度分布和速度矩分布及叶轮叶片绘型方法。根据设计时选取的速度矩分布规律的不同, 绘制了 2 号~7 号叶轮, 并给出了其叶片轴面截线图、流线展开图及叶片剪裁图。在本章最后对 1 号~7 号叶轮的设计参数进行了对比, 并且对各参数对泵性能的影响进行了简单分析。

## 第 5 章 叶轮内部流场 CFD 数值模拟计算

### 5.1 叶轮蜗壳三维造型及网格生成

本研究根据前文水力设计得到的叶轮尺寸参数，运用 Pro-E 软件生成 7 个叶轮的流体计算域模型如下：

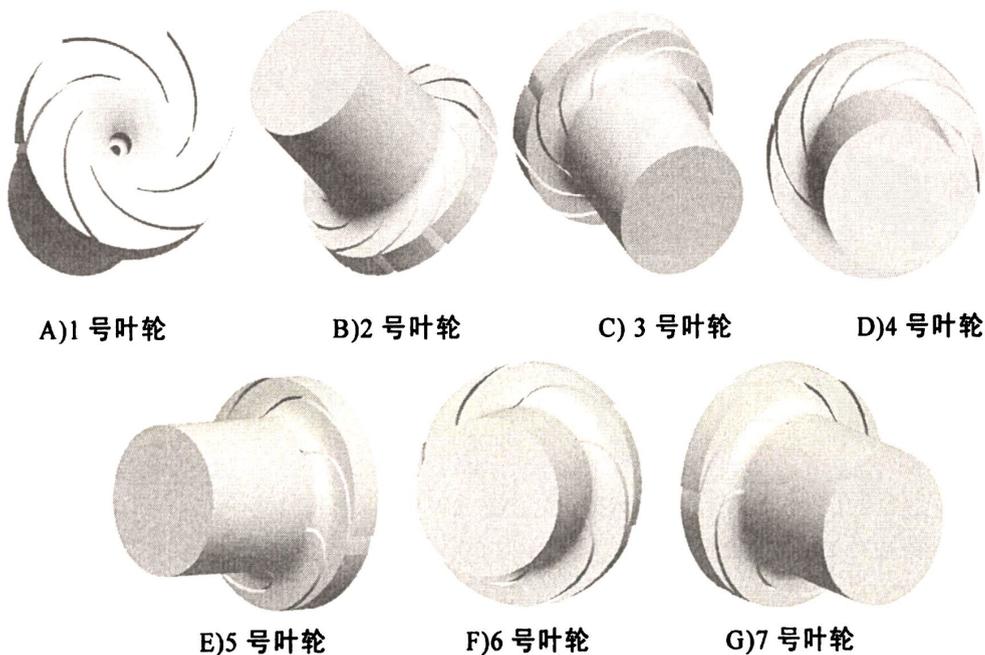


图 5.1 1 号~7 号叶轮的流体计算域模型图

蜗壳的三维造型见下图：

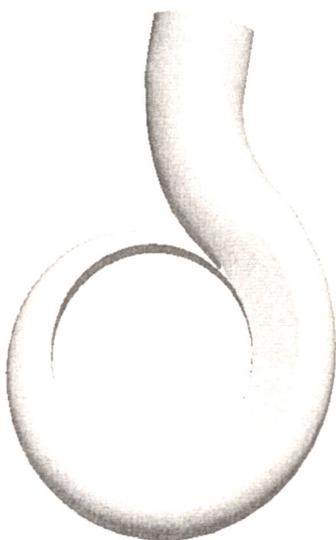


图 5.2 蜗壳的流体计算域模型图

将 7 个叶轮分别和蜗壳组合成 7 个泵的流体计算域模型，以 \*.step 的文件格

式导入到 ANSYS 网格划分软件 ICEM 中, 进行网格划分。网格类型为四面体非结构网格, 以 1 号泵为例, 得到流体计算域模型的网格图如下:

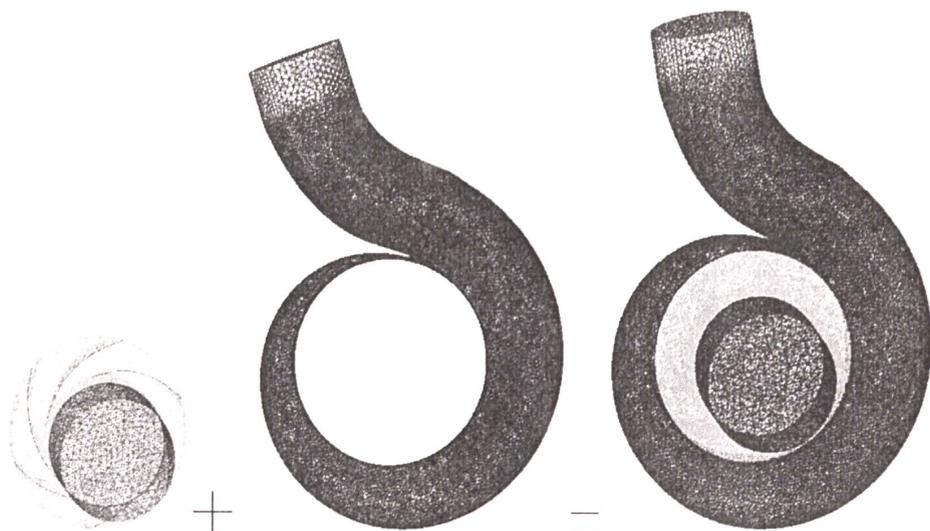


图 5.3 泵的流体计算域模型网格图

## 5.2 离心泵全流场数值模拟

### 5.2.1 边界条件

#### (1) 进口边界条件

基于离心泵全流道数值模拟的计算区域包括离心泵的吸入管段, 文中将进水边界条件设在等直径吸水管断面处, 该断面距离离心泵进口断面 30cm。考虑到边界断面前有等直径管路, 水流已充分发展为湍流, 因此, 进口边界断面设为等速度, 且速度方向垂直于进口边界面。

关于进口边界断面上的湍动能  $k_m$  和湍动能耗散率  $\varepsilon_m$ , 可按下式计算:

$$\varepsilon_m = \frac{c_\mu^{3/4} k_m^{3/2}}{K y_m} \quad (5-1)$$

$$k_m = 0.0005 v_m^2 \quad (5-2)$$

式中  $v_m$  — 进口断面的平均速度, 单位 m/s;

$y_m$  — 近壁计算点到壁面的距离, 单位 mm。

#### (2) 出口边界条件

假定出口边界处流动已经充分发展, 出口区域远离回流区, 设出口边界条件为二类边界条件, 则有:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (5-3)$$

式中  $\phi$  — 出口边界上的参数;

$n$ — 出口边界处外法线方向。

### (3) 固壁边界条件

大量的试验表明,近壁面区域可以分成三层区域:粘性底层、过渡层和对数率。而高雷诺数充分发展的湍流模型并不适用近壁面区。本文采用了壁面函数法(Wall Function),其基本思想是:对于湍流核心区用高雷诺数湍流模型,而壁面区不进行求解,直接用半经验公式(壁面函数)将壁面上的物理量与湍流核心区的求解量联系起来,是一种经济、实用而且较精确的处理方法。因此,本文对泵的所有固体壁面均采用壁面函数法。

### (4) 动静耦合交界面处理

动静耦合交界面处理方法有混合平面法、滑移网格法和多重参考坐标系法,本文采用了多重参考坐标系法。计算中叶轮为旋转部件,蜗壳为静止部件。因此,叶轮与进水管以及叶轮与蜗壳之间存在动静耦合交界面。数值模拟过程中,设定叶轮区域为非惯性参考坐标系,叶片和前、后盖板相对非惯性参考坐标系的转速为零,其它区域设为惯性坐标系区,绝对速度为零。

### (5) 收敛精度的选择

数值计算求解是以残差值作为是否收敛判别准则,在迭代计算的过程中,如果存在某一项的残差在计算若干步后仍然不能明显减小或出现震荡,通常认为计算不能收敛,需要修正计算的一些控制参数甚至修改网格模型。当选择 $k-\epsilon$ 湍流模型计算离心泵内部定常流动时,残差值设置一共包括六项,分别为速度矢量的 $X$ 、 $Y$ 、 $Z$ 分量,连续方程的残差、湍动能项残差、耗散率的残差,各项可单独设置收敛精度,收敛的精度是与网格疏密、网格质量的好坏等因素有关。一般而言,残差越小,计算结果相对精度越高,但是收敛精度不可能无限制的提高,计算到一定程度后,收敛精度会达到一个稳定值。残差一般取 $10^{-3} \sim 10^{-5}$ ,本文采用了 $10^{-5}$ 量级收敛精度标准。

## 5.2.2 数值模型

本文数值计算应用 FLUENT 商业软件,选择了适用于不可压缩流体流动问题的非耦合隐式中的压力修正法,采用 SIMPLEC 算法实现压力和速度的耦合;对动量方程、湍流模型方程中扩散项的离散采用了一阶迎风格式,而对流项的离散,在计算中先采用一阶迎风格式进行计算;稳定后为提高精度,压力项采用了二阶中心差分格式,速度项、湍动能项和湍动能粘系数项采用二阶迎风差分格式。

## 5.3 数值计算结果及分析

### 5.3.1 初步计算结果分析

首先从设计工况下泵的性能参数和静压分布两个方面对本文前面设计的七

个泵进行初步分析。

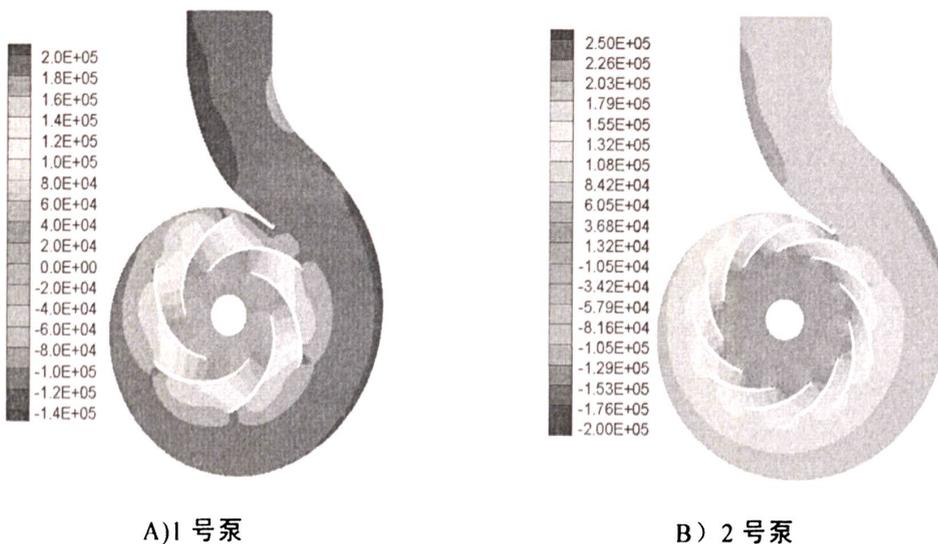
由七个泵数值模拟结果，计算得到设计工况下各泵理论扬程及效率见表 5.1。

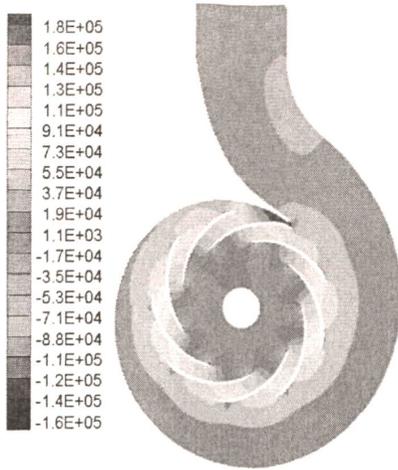
表 5.1 设计工况下泵的性能参数表

	$Q(\text{m}^3/\text{s})$	$H(\text{m})$	$\eta(\%)$	$P(\text{kW})$	$M_n(\text{Nm})$
1号叶轮	0.111	21.9972	0.8713	27.4645	180.8737
2号叶轮	0.111	22.2095	0.7857	30.7472	202.4922
3号叶轮	0.111	17.3660	0.7547	25.0320	164.8537
4号叶轮	0.111	18.8769	0.8381	24.4996	161.3479
5号叶轮	0.111	10.3246	0.6103	18.4013	121.1860
6号叶轮	0.111	12.4578	0.6644	20.3965	134.3259
7号叶轮	0.111	6.9698	0.5136	14.7621	97.2190

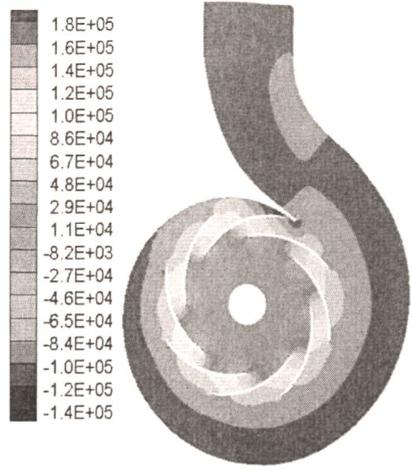
在设计工况，7个叶轮中，1号叶轮效率最高，其次是4号叶轮；2号叶轮扬程最高，功率最大。5号、6号和7号叶轮扬程和效率都远低于设计值，说明其叶片形状，尤其是叶片进出口参数不合适，导致叶轮内流动情况恶化。1号~4号叶轮的扬程和效率更接近或满足设计要求。

对七个泵的数值计算数据进行处理，得到各个泵的静压分布如下。

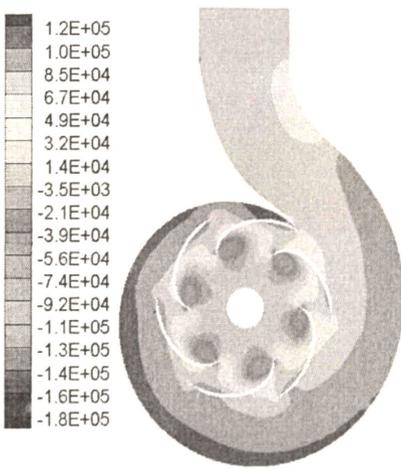




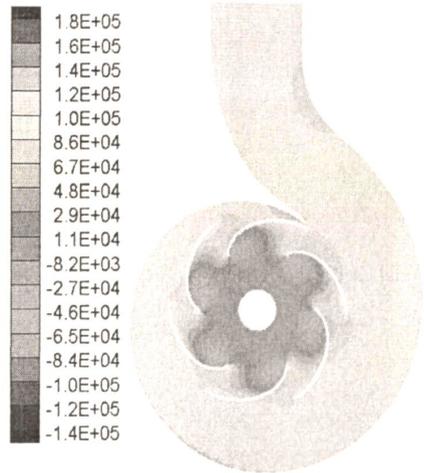
C)3 号泵



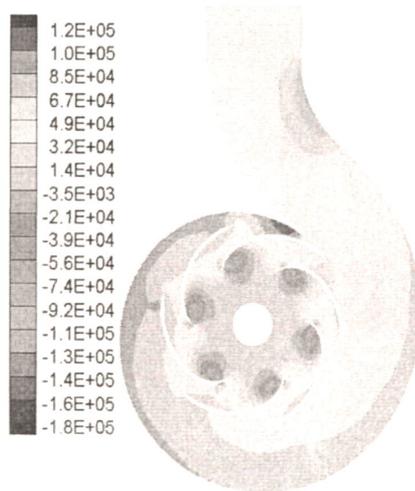
D) 4 号泵



E)5 号泵



F) 6 号泵



G) 7 号泵

图 5.4 设计工况下七个泵的静压图

图 5.4 为七个泵内全流场中间截面的静压分布云图。

7个叶轮的静压分布趋势基本相同,从叶轮进口到出口,静压随半径的增加而增大,在同一半径上,叶片压力面的静压值大于叶片吸力面的静压值,在叶轮出口处达到最大值。7个叶轮的静压分布也存在差异:首先5号、6号和7号叶轮在叶片背面进口段很大的区域内形成旋涡负压区,占据了叶轮叶片流道进口的大部分面积,缩小了流道宽度,扰乱了叶片后段的静压分布,导致叶轮内的流态恶化,损失严重,可能产生较为严重的汽蚀现象,使流态进一步恶化。这是由于5号~7号叶轮叶片的进口角较大,且叶片进口段扭曲度很大造成的。相比之下,1号~4号叶轮静压分布相对均匀。其中,4号叶轮在叶片进口前的静压分布较其他叶轮均匀、轴对称性好;1号叶轮内的静压分布随半径的增加静压呈现出很均匀的梯度增加,其它3个叶轮的静压分布则相对不是很均匀。另外,这四个泵的叶轮进口叶片背面也存在较明显的负压区,但面积相对很小,其中2号泵的最低压力值最小,其次是3号泵,1号泵和4号泵的最低点压力值相等,抗汽蚀压力裕度稍大些。这4个泵的抗汽蚀能力也不是很强,但负压区都出现在叶片背面且比较稳定,不会导致较严重的汽蚀现象发生。2号、3号和4号叶轮在叶片进口前段工作面和背面的压差都要大于1号叶轮,所以基于二元理论的叶轮叶片前半段的受力较大,叶片进口不能像基于一元理论的叶片进口那么薄,应适当加厚满足叶片的强度和刚度的要求。4个叶轮叶片工作面和背面的压差整体上都是逐渐增加的,到叶片出口处达到最大值,在叶片进口低压区之后,叶片两侧的压差有所减小,然后继续递增。

蜗壳内的静压分布都在蜗形段分布较均匀,在蜗壳扩散段静压分布存在局部高压区或局部低压区。1号泵和2号泵在蜗壳蜗形段出口远离隔舌边和蜗壳扩散段靠近隔舌边都出现明显的局部高压区,在蜗壳扩散段远离隔舌边有较小的局部低压区;3号、4号和5号、6号、7号泵则在蜗壳扩散段远离隔舌边存在较大的局部低压区;另外,各泵在隔舌处存在局部高压。分析认为1号泵、2号泵与3~7号泵在蜗壳扩散段的局部高压和低压区,是由于叶轮叶片出口安放角的差异引起的,1号泵和2号泵叶片出口安放角稍大,3~7号泵的叶片出口安放角较小。

通过对前文设计的7个泵的性能的初步分析,发现5号、6号、7号泵的叶轮性能较差,不能达到设计要求;1号叶轮的扬程和效率都能满足设计要求,2号、3号和4号叶轮的扬程和效率接近设计要求。为了进一步了解1号~4号泵的叶轮的内部流动规律及探索改进叶轮的二元设计方法,对1号~4号泵进行不同工况点下的数值模拟研究。

### 5.3.2 计算结果研究分析

针对两种设计方法的1号~4号泵模型,采用上述边界条件及数学模型在不同工况点下(设计工况点 $Q$ 、 $0.4Q$ 、 $0.6Q$ 、 $0.8Q$ 和 $1.2Q$ )进行模拟。

1 号~4 号叶轮泵的特性曲线如图 5.5 所示。可以看出, 1 号、3 号和 4 号的  $H-Q$  曲线都较为平坦, 但只有 1 号泵满足设计工况下扬程要求, 3 号和 4 号泵都达不到设计扬程; 2 号泵虽达到了设计扬程, 但是  $H-Q$  曲线有小驼峰, 性能不稳定。从  $P-Q$  曲线来看, 3 号和 4 号泵有驼峰, 可实现无过载运行; 1 号泵和 2 号泵的功率则是随流量增加。3 号泵和 4 号泵的特性曲线整体较为相似, 但是 4 号泵的效率要高于 3 号泵却小于 1 号泵。所以, 本文设计的基于一元设计理论的 1 号泵的水力性能要好于其他叶轮泵 (2 号、3 号和 4 号泵)。后面将会分析 3 号叶轮和 4 号叶轮扬程偏小的原因, 这与叶片进出口边速度矩差值有关。

可以看出, 一元设计理论虽然不完善, 但是设计方法和经验很成熟, 所以设计的叶轮水力性能很好, 得到了广泛的应用和推广。二元理论计算复杂, 容易出错, 设计方法和经验尚不成熟, 因此本研究设计出的 2 号~7 号叶轮效率较低。本文主要是对二元设计理论和方法的经验不足, 尤其是对叶片进出口边速度矩范围的确定、速度矩曲线变化规律、叶片进出口速度矩值的确定等问题没有成熟经验可以借鉴。

二元设计理论和方法还有很大的研究空间, 需要经验的积累和完善, 尤其是中高比转速离心泵叶轮的二元设计方法, 如  $V_u r$  曲线的选取和计算方法, 叶片的进出口边位置和形状的确定, 合适的叶片加厚方法等问题都有待研究。

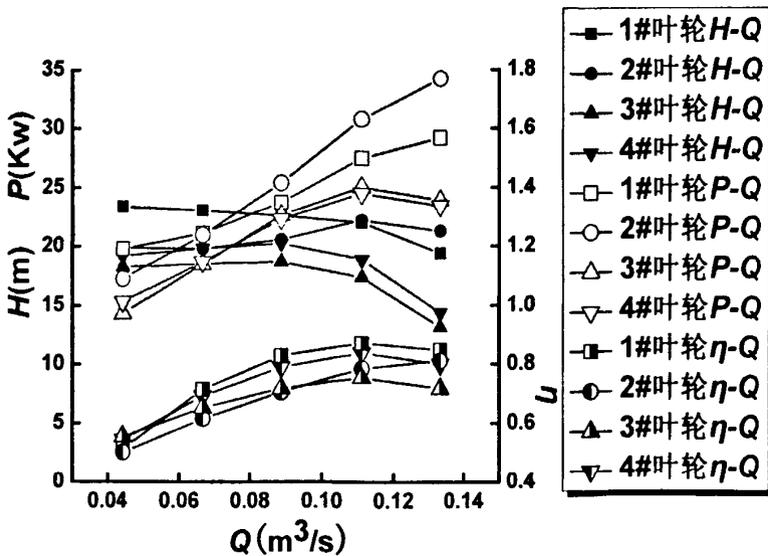


图 5.5 泵的特性曲线

### 5.3.2.1 叶轮内部流动规律分析

#### 1.1 号叶轮内部流动规律分析

##### (1)轴面速度

1 号叶轮采用的是二元设计理论, 一元设计理论假设轴面速度沿过流断面均

匀分布（而实际流动并非如此），即同一过水断面上  $a$ 、 $b$ 、 $c$  流线的轴面速度相等，本研究设计的 1 号叶轮叶片的轴面速度( $v_{m0}$ )沿流线分布，以过水断面为横坐标绘制曲线如图 5.6 所示。Fluent 模拟计算出的真实流场中的  $a$ 、 $b$ 、 $c$  流线的轴面速度( $v_{m1}$ )变化曲线亦见图 5.6，显然，同一过水断面的轴面速度并不相等，说明叶轮内实际流动规律并非轴面速度沿过水断面均匀分布。

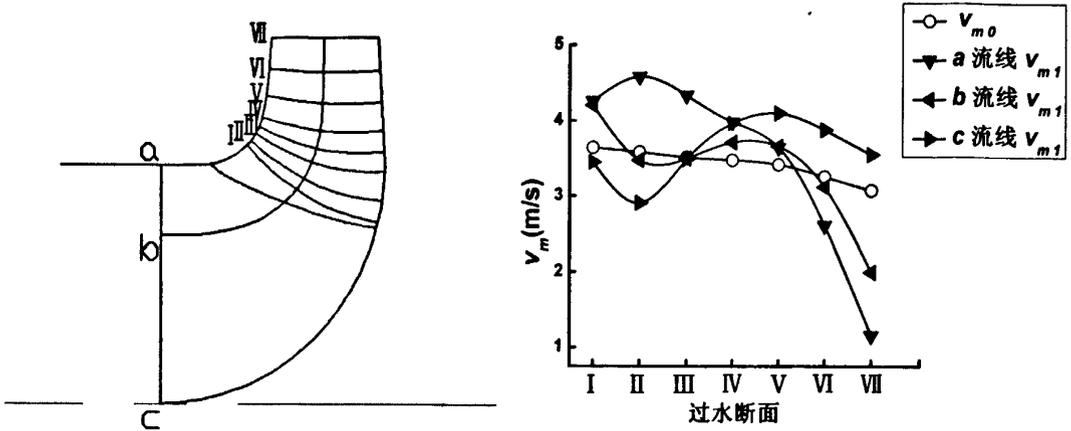
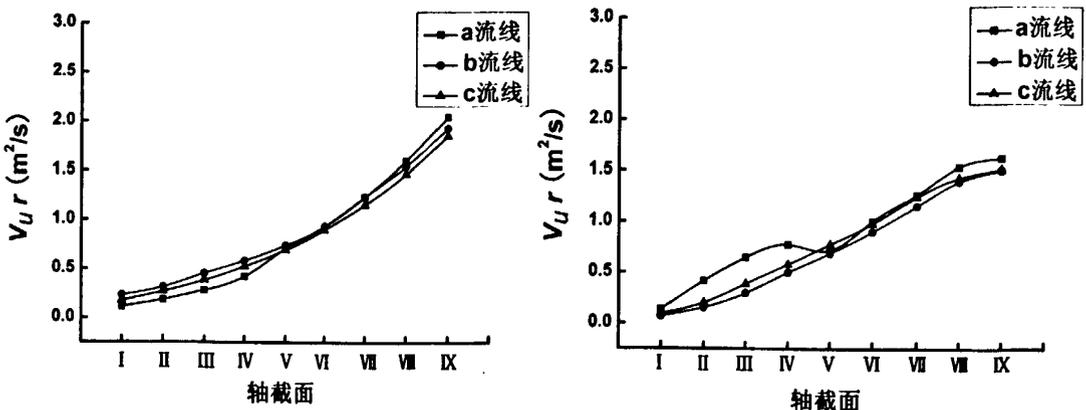


图 5.6 1 号叶轮叶片流线上轴面速度变化曲线图

图 5.6 中叶片  $a$  流线上的轴面速度  $v_m$  从叶片进口边开始逐渐增加，到流线条率最大处， $v_m$  达到最大值，然后开始减小，接近叶片出口时， $v_m$  加速减小。 $c$  流线上的轴面速度则是在叶片进口边先减小后逐渐增加，接近叶片出口时略有减小。 $b$  流线轴面速度亦是先减小，然后基本保持平稳，接近出口时又继续减小。在叶片进口稍后位置，轴面速度从前盖板至后盖板逐渐减小，到叶片出口边时，恰好相反，轴面速度从前盖板到后盖板逐渐递增。

(2)速度矩



(a) 水力设计后得到的速度矩曲线

(b) 数值模拟得到的速度矩曲线

图 5.7 1#叶轮叶片速度矩变化曲线

如图 5.7(b)所示， $b$ 、 $c$  流线的速度矩变化趋势一致，速度矩值也相差不大，在叶片进口和出口位置变化都较平缓，中间大部分都是均匀增加， $a$  流线在叶片进口的速度矩值大于  $b$ 、 $c$  流线，逐渐递增，从第 V 轴截面开始，与  $b$ 、 $c$  流线变

化趋于一致，速度矩值也相差很小，在叶片出口边位置，前后盖板间的速度矩基本上均匀分布。

数值计算出的  $a$ 、 $b$ 、 $c$  流线上的速度矩分布规律与水力设计时计算出的速度矩变化规律并不一致，在水力设计时，计算出的叶片速度矩变化规律见图 5.7(a)： $V_u r$  沿轴面流线  $a$ 、 $b$ 、 $c$  上的变化规律基本相同，指数递增。

但是，采用一元设计理论设计出的叶片，在叶片中间至末端，同一轴截面上的速度矩值虽不相等，但数值相差很小。

## 2.2 号~7 号叶轮内部流动规律分析

### (1) 速度矩

叶轮二元有势流动设计理论 ( $\omega_u=0$ ) 认为轴面上的流动不是轴面速度沿过流断面均匀分布的一元流动，而是二元有势流动，理论上比一元理论完善。二元理论的重要性质为沿同一轴面截线上的速度矩为常数。本文采用 Fluent 模拟计算了基于二元设计理论的叶轮叶片的速度矩，2 号、3 号和 4 号叶轮叶片速度矩的变化曲线分别见图 5.8~图 5.10。

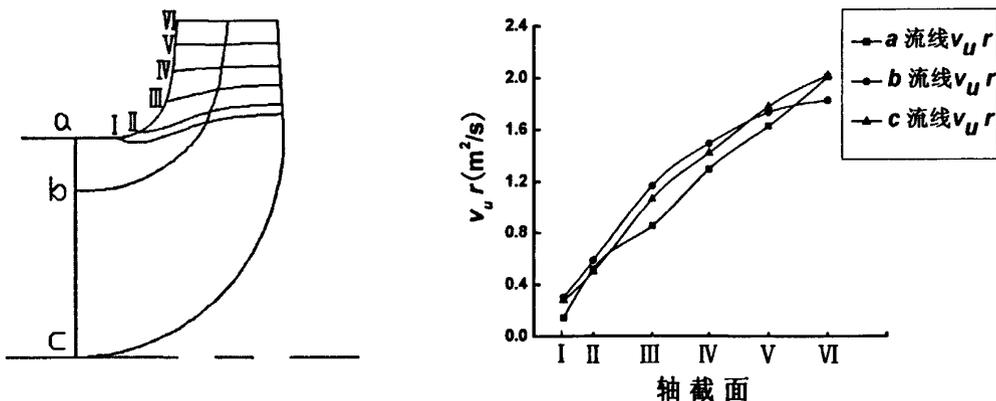


图 5.8 2 号叶轮叶片速度矩变化曲线

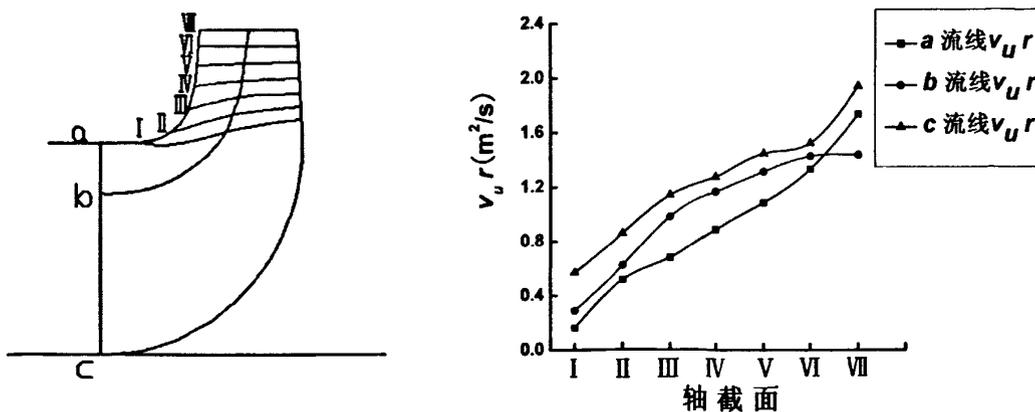


图 5.9 3 号叶轮叶片速度矩变化曲线

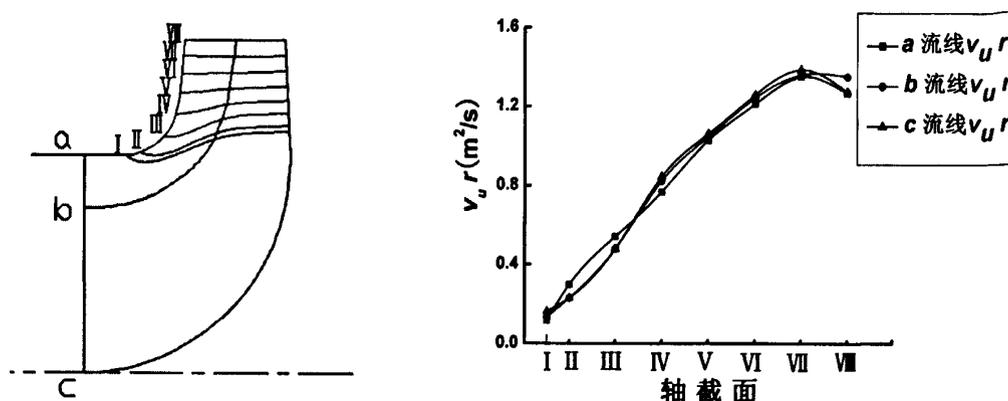


图 5.10 4 号叶轮叶片速度矩变化曲线

从上图中可以看出，4 号叶轮叶片 *b*、*c* 流线的速度矩曲线基本重合，*a*、*b*、*c* 流线上的速度矩值均为从叶片进口向出口递增。在叶片出口边位置，*a*、*c* 流线的速度矩值略有减小，*b* 流线的速度矩值持平。从第三轴截面开始，*a*、*b*、*c* 流线沿同一轴截面上的速度矩基本相等，所以从叶片中前部到叶片出口边流道内液流为近有势流动，各流线速度矩沿着轴截面均匀分布。

而 2 号叶轮和 3 号叶轮在叶片中间部分的变化趋势虽然一致，但是沿同一轴截面的速度矩并不相等，所以 2 号叶轮和 3 号叶轮叶片轴面上的流动并非有势流动。

以上分析说明，本研究采用的  $\omega_u=0$  的二元理论设计的 2 号~4 号叶轮，有一个叶轮（4 号叶轮）在叶片大部分流道内流体流动接近有势流动，较为符合二元  $\omega_u=0$  的设计理论。因此，认为在采用二元有势理论设计叶轮时，在选用合适的  $V_u r$  变化曲线的前提下，可以设计出内部流体在叶片轴面较为满足有势流动规律的叶轮。可见，采用二元理论设计叶轮时，速度矩曲线  $V_u r$  分布规律的选取在叶轮二元设计方法和过程中起着十分关键的作用。

(2)轴面速度

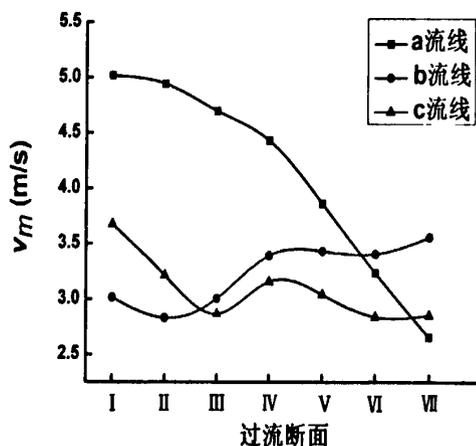


图 5.11 2 号叶轮叶片轴面速度变化曲线

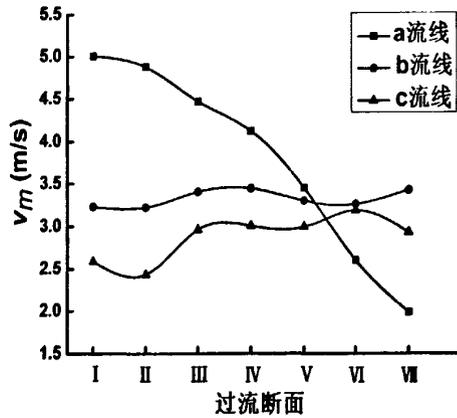


图 5.12 3号叶轮叶片轴面速度变化曲线

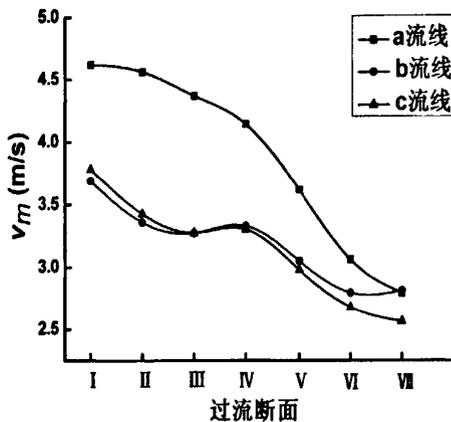


图 5.13 4号叶轮叶片轴面速度变化曲线

分析图 5.11~5.13 可知，2 号、3 号和 4 号叶轮叶片，在同一过水断面上的轴面速度均不等，在叶片出口边中间流线的轴面速度均大于前后盖板处的轴面速度，进口段 a 流线上轴面速度最大；三种叶片的 a、b、c 流线上的轴面速度总体上均沿过水断面逐渐减小，b、c 流线中部至出口边的变化曲线略有不同，2 号叶轮和 3 号叶轮的轴面速度曲线呈波浪式变化，4 号叶轮在叶片中前部分  $v_m$  曲线保持平稳，接近叶片出口边又继续下降，至出口边位置前后盖板流线轴面速度值接近。

可见，无论是采用一元理论还是采用二元理论设计的叶轮内部流体的真实流动规律都不是简单的轴面速度沿过流断面均匀分布，在叶片流道内整体上均为减速扩压流动。

### 5.3.2.2 泵的性能分析

#### 1. 设计工况水力性能分析

表 5.2 设计工况下 1 号~4 号泵的能量参数表

		$H_{\infty}$	$H_d$	$V_{u2}r_2$	$V_{u1}r_1$	$\Delta V_{ur}$	$\rho_i$	$H_i$
1 号 叶 轮	a 流线	29.43	8.32	2.03	0.14	1.90	0.72	22.00
	b 流线	22.47	4.69	1.54	0.09	1.45	0.79	
	c 流线	29.35	9.56	2.03	0.14	1.89	0.67	
	各流线 平均值	27.08	7.52	1.87	0.12	1.75	0.72	
2 号 叶 轮	a 流线	28.77	8.44	2.00	0.14	1.86	0.71	22.21
	b 流线	23.55	7.17	1.82	0.30	1.52	0.70	
	c 流线	26.81	8.92	2.01	0.28	1.73	0.67	
	各流线 平均值	26.38	8.18	1.94	0.24	1.70	0.69	
3 号 叶 轮	a 流线	24.29	5.70	1.73	0.16	1.57	0.77	17.37
	b 流线	17.82	4.23	1.44	0.29	1.15	0.76	
	c 流线	21.23	7.62	1.94	0.57	1.37	0.64	
	各流线 平均值	21.11	5.85	1.70	0.34	1.36	0.72	
4 号 叶 轮	a 流线	17.88	3.42	1.27	0.12	1.15	0.81	18.88
	b 流线	18.90	3.72	1.35	0.13	1.22	0.80	
	c 流线	17.35	3.39	1.28	0.16	1.12	0.80	
	各流线 平均值	18.05	3.51	1.30	0.14	1.16	0.81	

分析上表可以发现, 2 号叶轮的反击系数最小, 扬程最高; 4 号叶轮的反击系数最大, 扬程较小。观察发现, 四个叶轮的扬程值与其对应叶轮 *b* 流线上的叶片进出口速度矩差值  $\Delta V_{ur}$  成正比, 效率与叶片进口速度矩均值  $V_{u1}r_1$  成反比。所以认为, 3 号叶轮和 4 号叶轮流道中间的大部分流体, 在叶片进出口边的速度矩差值过小, 导致 3 号叶轮和 4 号叶轮的扬程偏小。另外, 叶片进口平均速度矩值越小, 叶轮效率越高, 说明叶片进口速度矩的选取和分布, 会影响到叶轮的效率。文献[59-60]亦阐述了叶轮叶片进出口速度矩值对泵的扬程及效率有较大的影响。

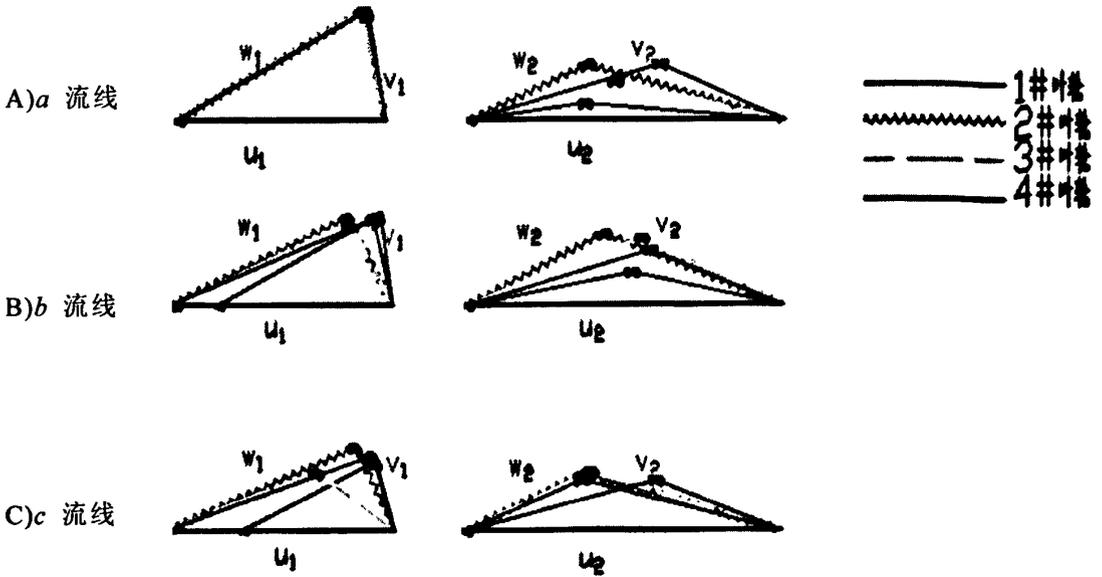


图 5.14 1号~4号叶轮叶片进出口速度三角形

1号~4号叶轮在叶片进出口边上前后盖板流线和中间流线的速度三角形如图 5.14 所示, 对比发现 2号叶轮和 4号叶轮从前盖板到后盖板的进出口速度三角形都比较均匀, 1号叶轮和 3号叶轮从前盖板到后盖板的进出口速度三角形的均匀性相对差些, 4号叶轮在叶片进出口圆周方向的分速度  $V_u$  最小, 绝对速度也最小, 因此在叶轮内和压水室内动能转化为压能的损失也最小。

在叶片进口, 四个叶轮在  $a$  流线上的速度三角形相仿, 且四个叶轮在叶片进口均有很小的预旋  $V_{u1}$ , 1号叶轮和 4号叶轮在叶片进口的预旋小于 2号和 3号叶轮。1号叶轮叶片进口相对速度值最小, 4号叶轮最大。

表 5.3 设计工况下四个叶轮叶片进出口液流角和相对速度差对比表

	叶片进口相对液流角 $\beta_1'$ ( $^\circ$ )			叶片出口液流角 $\beta_2'$ ( $^\circ$ )			叶片进出口边相对速度差 $\Delta w$		
	$a$ 流线	$b$ 流线	$c$ 流线	$a$ 流线	$b$ 流线	$c$ 流线	$a$ 流线	$b$ 流线	$c$ 流线
1号叶轮	23	22	21	6	8	18	-6.22	-0.53	-1.39
2号叶轮	23	20	18	19	21	19	-5.37	-2.95	-5.22
3号叶轮	24	19	16	11	16	19	-3.56	-0.14	-1.82
4号叶轮	23	17	15	12	12	11	-1.33	-1.70	-1.39

由上表与表 4.1 对比可发现, 在设计工况下, 4号叶轮叶片进口相对液流角与叶片进口安放角最为接近, 所以虽然 4号叶轮叶片进口相对速度值较大, 但在叶片进口方向上基本不会发生撞击, 所以 4号叶轮进口冲击损失最小; 1号叶轮



大。在叶轮出口远离叶片出口边一定的区域内，1号叶轮和2号叶轮仍保持了较高的绝对速度，而3号叶轮和4号叶轮出口的一定区域内，绝对速度较小。4个泵在蜗壳内的绝对速度分布基本一致，由于将动能转化为压能，绝对速度逐渐减小，受隔舌的影响，在蜗壳扩算段靠近隔舌方向上存在低速区，在蜗壳出口处，绝对速度趋于一致。其中3号泵和4号泵的低速区范围较1号泵和2号泵大，分析其原因为3号叶轮和4号叶轮的叶片出口安放角小于1号叶轮和2号叶轮。

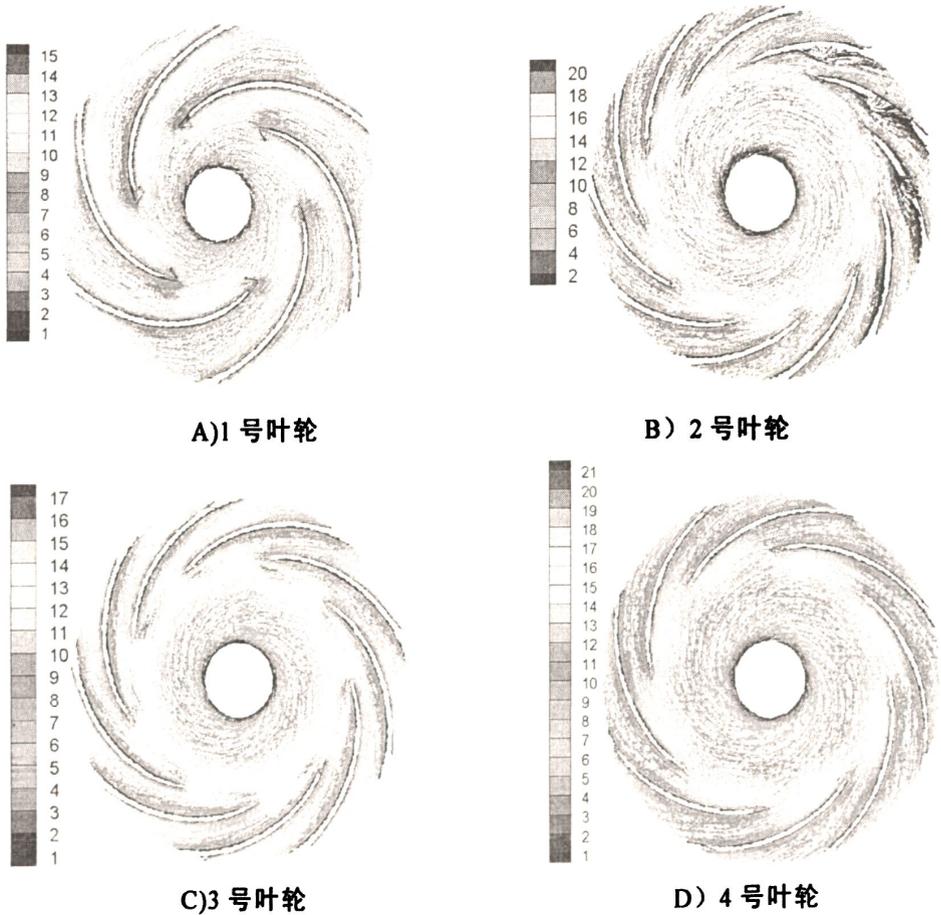


图 5.16 设计工况下 1 号~4 号叶轮的相对速度矢量图

图 5.16 为 1 号~4 号叶轮流场中间截面的相对速度矢量图

在同一半径下，叶片吸力面的相对速度大于压力面的相对速度，1号叶轮和3号叶轮叶片两侧相对速度差较为明显，而4号叶轮除了叶片进口和出口位置吸力面与压力面的相对速度有明显差值，叶片中间两侧的相对速度差并不明显，分布均匀。随半径的增大，压力面的相对速度逐渐增加，在叶轮出口处吸力面相对速度值趋于一致。2号叶轮叶片数较多，在叶片出口段速度受隔舌影响较为明显，当叶片靠近隔舌时，叶片背面产生明显的二次流和低速区，损失较大，泵的抗汽蚀性能亦随之下降。

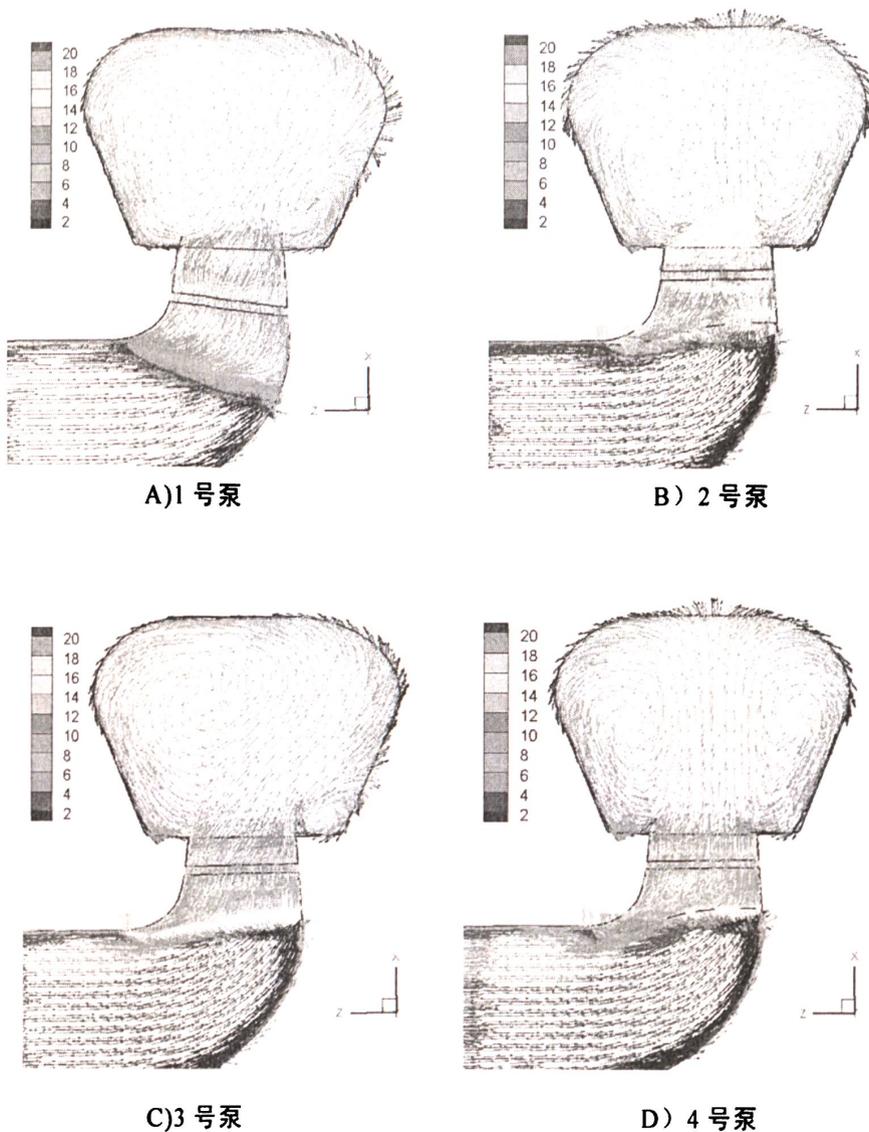


图 5.17 设计工况下在  $y=0$  截面上 1 号~4 号泵的绝对速度矢量图

图 5.17 为设计工况下在  $y=0$  截面上 1 号~4 号泵的绝对速度矢量图。

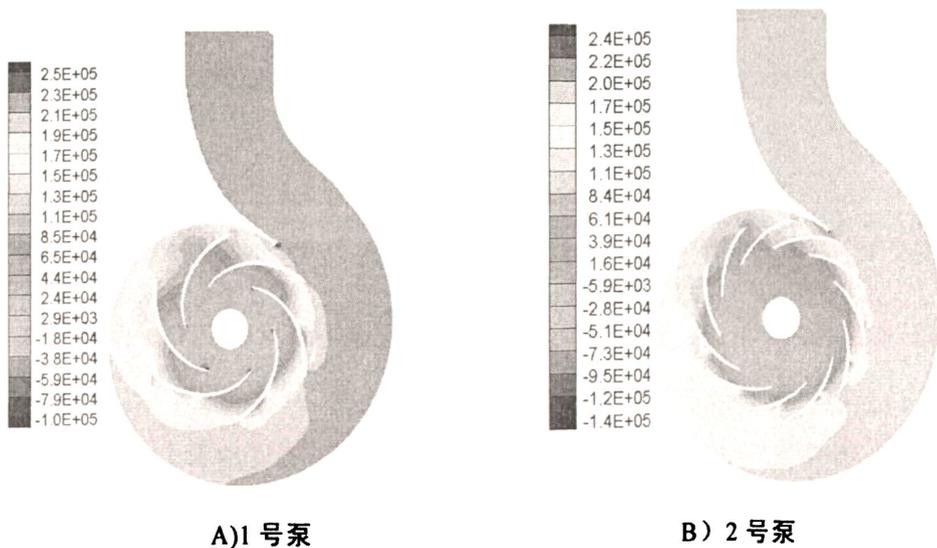
从图 5.17 首先可以看出叶轮叶片进口边形状对叶片进口速度和叶轮进口前的进口段内的速度分布产生很大影响。4 个叶轮中，1 号叶轮的进口边形状光滑，叶轮进口前的进口段内的速度分布均匀；在叶片进口，结合图 5.14 的速度三角形可知，1 号叶轮在  $b$ 、 $c$  流线上的圆周速度和相对速度都很小，叶片进口边从轴面方向上看撞击不明显，损失小。2 号、3 号和 4 号叶轮叶片进口边从轴面方向上看撞击明显，水力损失较大，以 2 号叶轮尤为严重，且 2 号叶轮叶片表面的速度分布极不均匀，损失较大。另外，各泵内流体在从叶轮流入蜗壳时，产生不同的旋涡，压水室内旋涡的分布差异是由叶片出口从前盖板到后盖板的速度大小分布差异引起的。1 号叶轮和 3 号叶轮叶片出口速度从前盖板到后盖板逐渐递增，所以在之后的压水室主流区内偏向叶轮进口方向形成一大旋涡，在靠近叶片出口后盖板边的蜗壳侧边形成一小旋涡；2 号叶轮和 4 号叶轮叶片出口速度从前盖板

到后盖板分布均匀，所以在蜗壳主流区的两侧形成对称的 2 个旋涡。形成的旋涡流与从叶轮流出的流体在叶片出口汇聚，由于速度大小和方向差异，产生水力损失，其中 4 号泵蜗壳内的旋涡离叶轮出口较远，叶片出口流体速度方向径直流出，这部分损失也最小。

综上所述，从轴截面方向看，1 号叶轮在叶片进口存在轻微撞击，水力损失较 2#~4# 叶轮大；从轴面方向看，1 号叶轮在叶片进口的撞击明显没有 2#~4# 叶轮强烈，水力损失最小。认为 1 号叶轮叶片进口边较 2#~4# 叶轮叶片进口边薄且形状光滑，2#~4# 叶轮进口边较厚且形状不光滑，所以从轴面方向看，1 号叶轮叶片进口水力损失最小。2#~4# 叶轮叶片进口在沿着叶片内流体流动方向上较 1 号叶轮叶片符合流体流动规律，无明显撞击，所以从轴截面方向看，2#~4# 叶轮叶片进口的水力损失小。另外，4 个叶轮中，4 号叶轮的叶片出口流动状态最好。

因此，本文采用二元理论设计的叶轮叶片进口边形状没有达到很好的效果，进口损失较大，有待改进。2#~4# 叶轮叶片进口边速度较 1# 叶轮叶片进口边速度大，叶片所受应力相应较大，所以基于二元设计理论的叶轮叶片进口边要厚一些，就只能使其叶轮叶片的进口边形状尽量光滑，来减小叶片进口水力损失。

## 2. 变工况水力性能分析



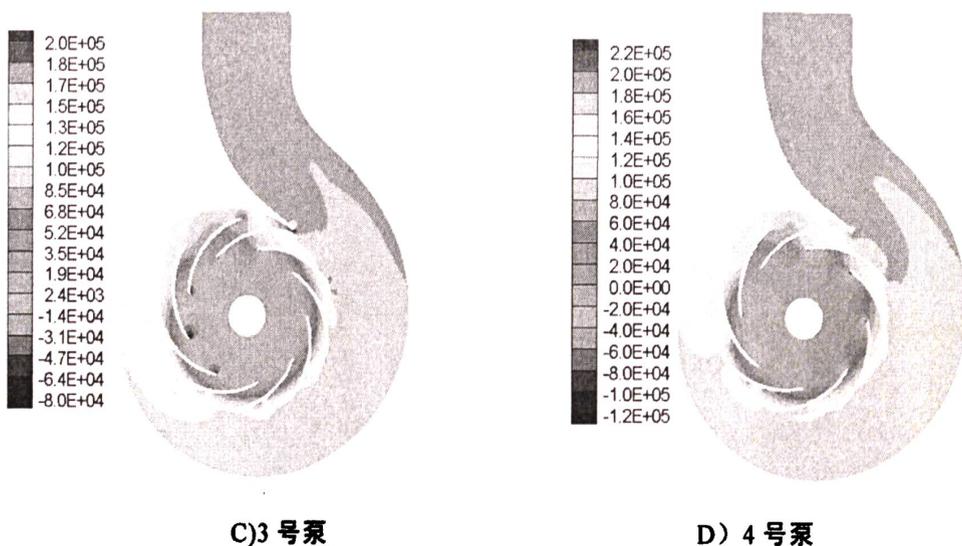


图 5.18 0.4Q 流量下 1 号~4 号泵的静压分布

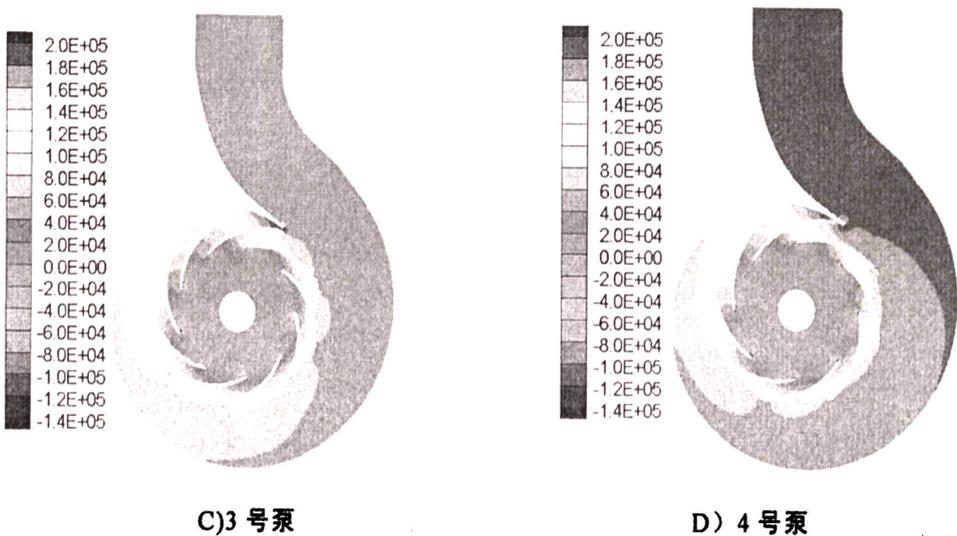
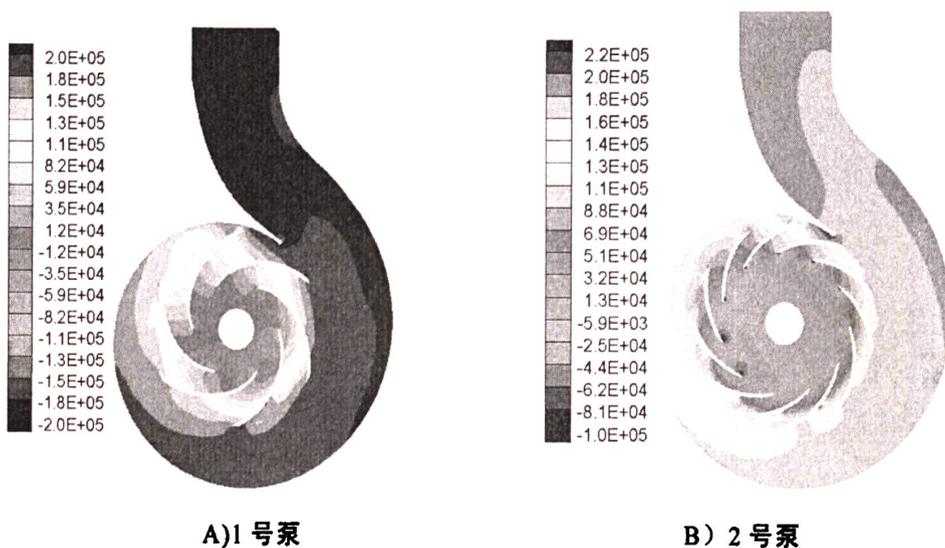


图 5.19 0.6Q 流量下 1 号~4 号泵的静压分布

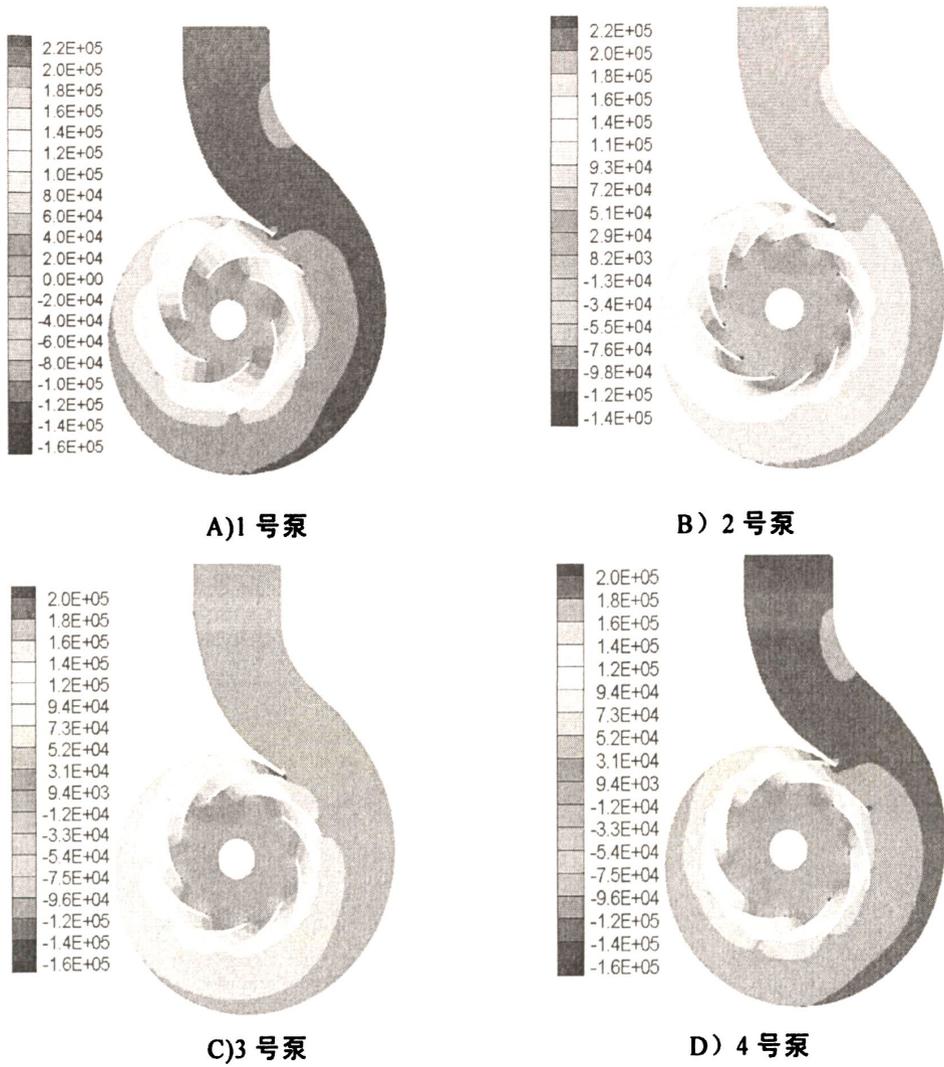
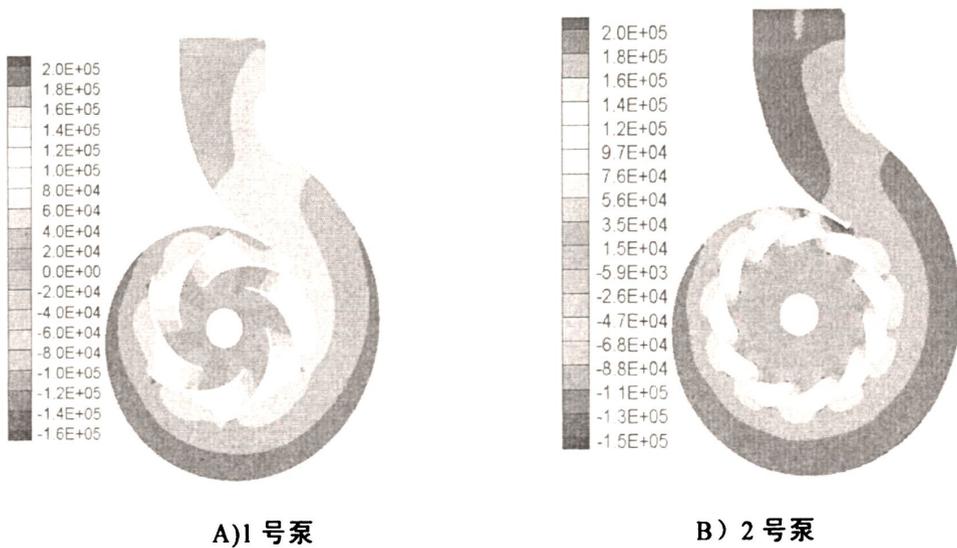


图 5.20 0.8Q 流量下 1 号~4 号泵的静压分布



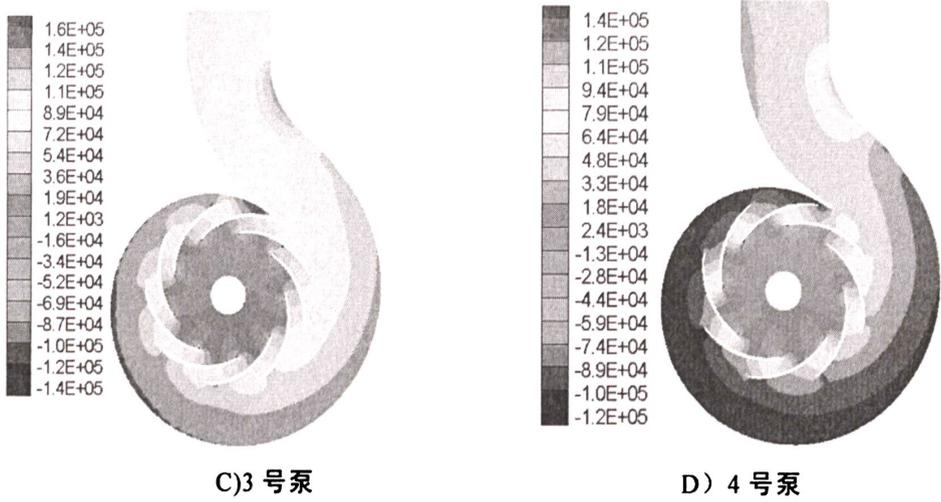
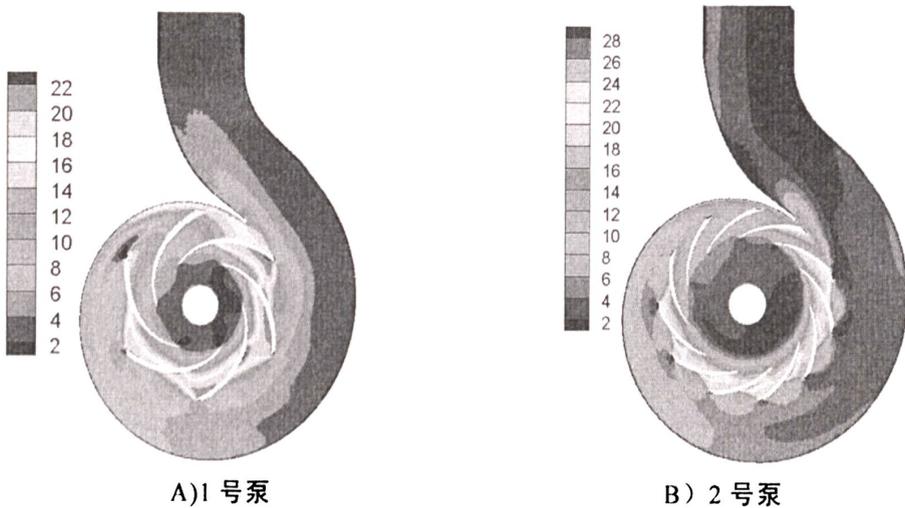


图 5.21 1.2Q 流量下 1 号~4 号泵的静压分布

图 5.18~5.21 为 1 号~4 号泵在  $0.4Q$ ,  $0.6Q$ ,  $0.8Q$  和  $1.2Q$  的非设计工况下的静压分布图。从图中可以看出，在 4 个工况下，1 号泵的叶轮内部静压分布相对最均匀，轴对称性也相对最好，对各工况的适应性最好，在多工况区域稳定性也最好；2 号泵的叶轮在大流量工况时的静压分布最均匀，在小流量工况时叶轮内静压分布最不均匀，将会产生不对称的径向力，稳定性差；4 号泵的叶轮则只是在偏离设计工况不多的  $0.8Q$  和  $1.2Q$  工况下，有较好的静压分布，在小范围工况内稳定性较好。另外，2 号泵在  $1.2Q$  工况的静压分布比设计工况的静压分布均匀，所以 2 号泵的最优工况在大流量工况，而非设计工况，这也是在设计工况下 2 号泵的流场分布极不均匀的原因。



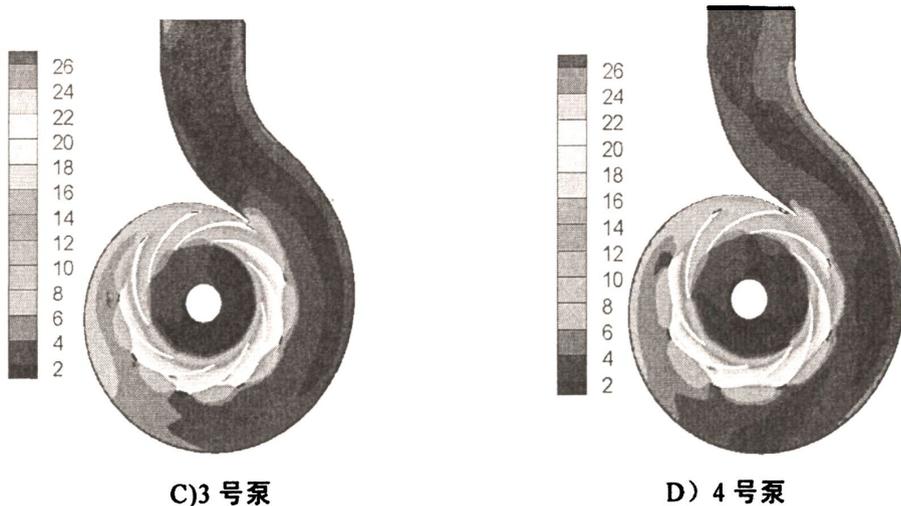


图 5.22 0.4Q 流量下四个泵的绝对速度分布

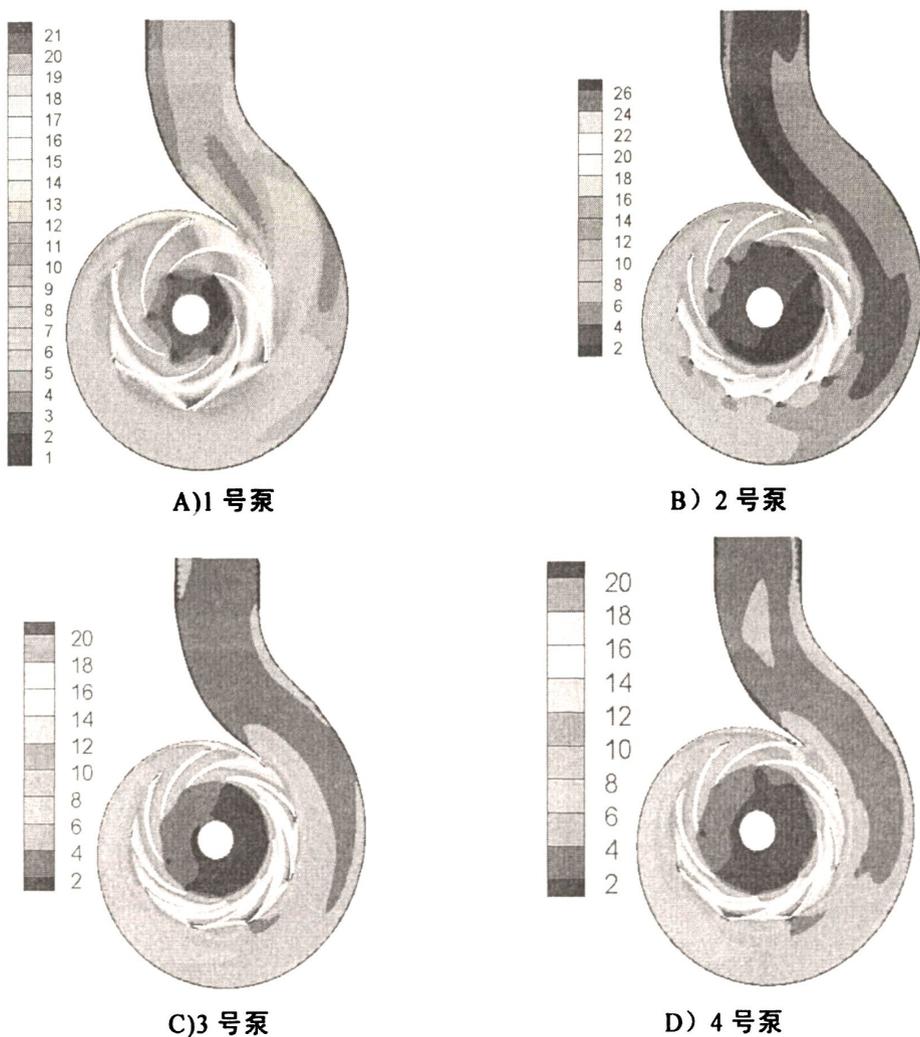
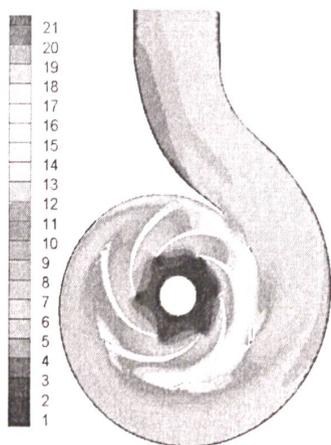
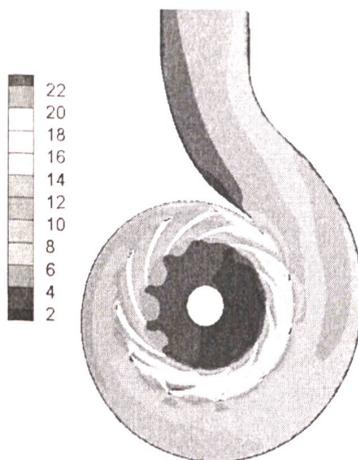


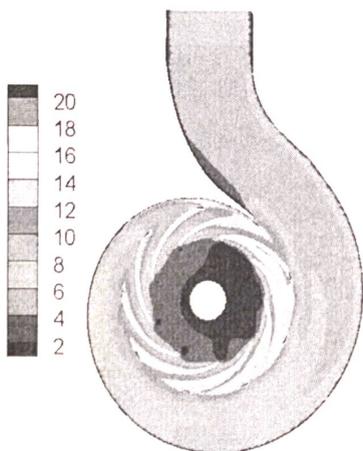
图 5.23 0.6Q 流量下 1 号~4 号泵的绝对速度分布



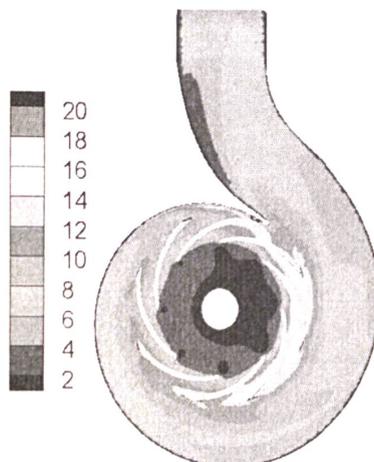
A) 1号泵



B) 2号泵

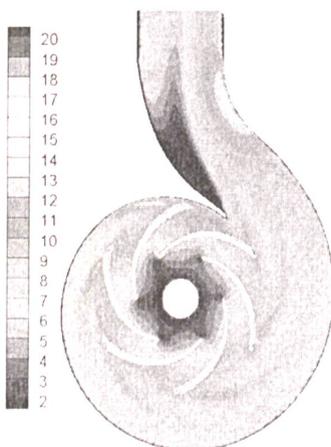


C) 3号泵

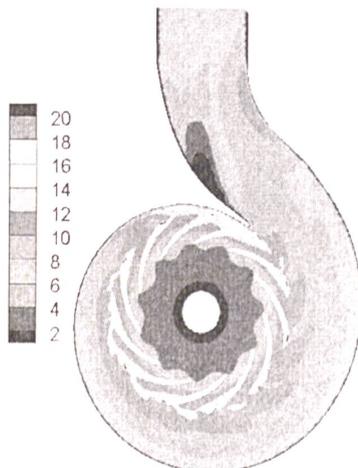


D) 4号泵

图 5.24 0.8Q 流量下 1号~4号泵的绝对速度分布



A) 1号泵



B) 2号泵

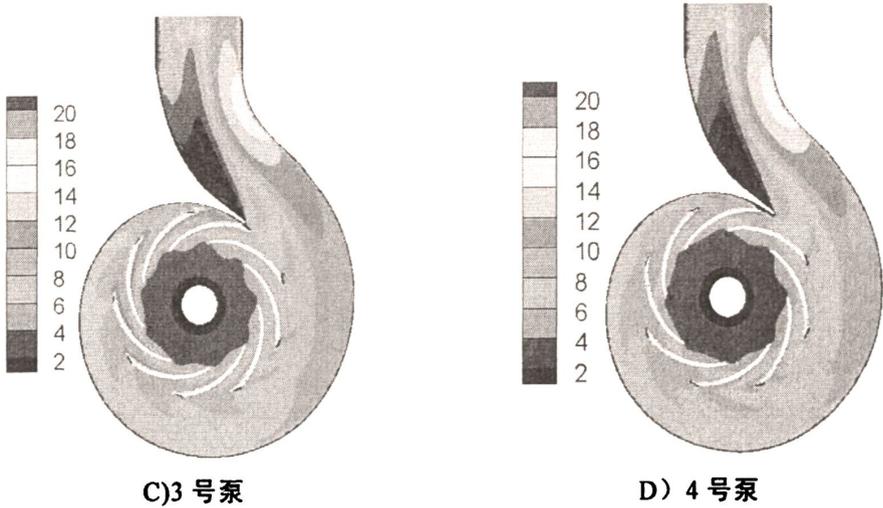


图 5.25 1.2Q 流量下 1 号~4 号泵的绝对速度分布

图 5.22~5.25 为 1 号~4 号泵在  $0.4Q$ ,  $0.6Q$ ,  $0.8Q$  和  $1.2Q$  的非设计工况下的绝对速度分布图。由于 1 号叶轮的叶片数少, 流道长, 所以在各个工况下 1 号叶轮叶片出口尾迹区明显。在  $1.2Q$  工况下, 2 号泵的叶轮和蜗壳内的速度分布都最均匀, 轴对称性好, 所以在大流量工况下, 2 号泵的速度流场分布最好, 且好于设计工况下的流场分布, 2 号泵的最优工况之所以偏离了设计工况, 与设计时很难准确确定叶片上的速度矩值及其沿叶片的分布有关; 在小流量工况下, 4 个泵中 1 号泵内速度流场分布相对较好, 其他三个泵的叶轮进口速度分布轴对称性相对较差, 叶轮和蜗壳内的速度分布也不均匀。所以, 无论从静压分布还是绝对速度分布来看, 1 号叶轮在各个非设计工况下整体水力性能都较好。

从以上各个工况下 1 号~4 号泵的静压分布和绝对速度分布的分析来看, 基于二元设计理论的叶轮在非设计工况的适应性没有基于一元设计理论的叶轮的适应性好, 可适用的变工况范围较窄。离心泵在不同的工况下, 其叶轮内部流体流动状态也不相同, 在偏离设计工况下流动更为复杂, 而在设计叶轮叶片时, 其形状只是按照设计工况进行设计的, 所以在非设计工况下, 叶片形状不再适应叶轮内的流体流动情况。比较一元设计理论和  $\omega_u=0$  的二元设计理论, 一元设计理论在确定了叶轮外径, 叶片进出口角度后, 叶片中间的形状任意性很大, 所以对设计经验的依赖性也很大。而且, 由本文前面的研究可知利用一元设计理论设计出的叶轮, 在设计工况下, 其内部流体流动规律并不遵循一元设计理论的假设, 但由于试验和经验的积累, 使设计出一元叶轮也能够具有很好的水力性能; 二元理论比一元理论更能真实的反映叶轮内的流体流态, 对叶轮内部流体的流动情况的描述也相对精准, 所以, 如果二元设计理论和方法足够成熟, 经验足够丰富, 那么在设计工况下, 采用二元理论设计的叶片形状将更符合叶轮内的液体的流动状态 (如本文设计的 4 号叶轮), 也会具有更好的水力性能。但是, 也正因为基于二元设计理论的叶轮的叶片形状更为准确的适应于设计工况的流态, 所以采用

二元理论设计的叶轮在偏离设计工况时的适应性就会变得更差,比不上采用一元理论设计的叶轮。

## 5.4 本章小结

本章对采用一元理论和二元理论设计的七个离心泵模型进行了数值模拟。首先从叶轮进出口速度和能量角度对 1 号~4 号叶轮的 performance 进行了初步分析;然后分析了 1 号~4 号叶轮轴面流线上的轴面速度和速度矩的变化情况,得出叶轮内部的流动规律;最后分别从泵的特性曲线、设计工况下泵的静压分布、绝对速度分布、叶轮的相对速度分布及非设计工况下泵的静压分布和绝对速度分布几个方面,分析了 1 号~4 号泵的内部流动特性,得出四个泵在水力性能、汽蚀性能和稳定性方面的优劣。1 号~4 号泵的汽蚀性能差不多,1 号叶轮的水力性能和稳定性最好,4 号叶轮内部液体速度在前后盖板方向的分布和叶轮流道内的分布都最均匀,动能损失最小。

## 结论与展望

### 结论

本文以中高比转速离心泵为研究对象，基于传统的一元设计理论和  $\omega_u=0$  的二元设计理论，分别设计了 1 号叶轮和 2 号~7 号叶轮，通过 PRO/E 三维造型、ICEM 网格划分和 FLUENT 数值模拟，完成了本课题的研究任务，获得了如下成果和结论：

1、基于常规的离心泵一元设计理论和  $\omega_u=0$  的二元设计理论，根据泵的基本设计参数，首先完成了 1 号叶轮的水力设计；选用了 6 条速度矩变化曲线完成了 2 号~7 号叶轮的水力设计，并得到了各叶轮叶片的轴面投影图和叶片裁剪图。结合叶轮的设计参数对 7 个叶轮性能进行了简单分析和预测，通过对 7 个泵的初步模拟计算结果进行分析，发现 5 号~7 号泵的水力性能很差，1 号~4 号泵的叶轮更满足和接近设计要求。

2、1)通过 1 号~4 号泵的全流道三维定常湍流 CFD 计算，得到 4 个叶轮能量头和叶片进出口速度分布，四个叶轮的扬程值与其对应叶轮  $b$  流线上的叶片进出口速度矩差值  $\Delta V_u r$  成正比，效率与叶片进口速度矩均值  $V_{u1} r_1$  成反比，由于叶轮内的真实流动复杂，受诸多因素影响，目前人们对叶轮内部流动机理的认识还不够深入。所以，二元设计理论在选取叶片进出口速度矩值时仍须积累一定的经验。2)2 号叶轮和 4 号叶轮沿  $a$ 、 $b$ 、 $c$  流线叶片进出口的速度三角形分布较均匀，4 号叶轮内速度分布最均匀，在叶片出口动能损失最小，1 号叶轮内流体的相对流动扩散损失最小。在叶片进口，从中间截面绝对速度分布看，2 号~4 号叶轮进口边无明显撞击，1 号叶轮叶片进口边存在轻微撞击，说明基于二元设计理论的叶轮叶片进口在沿着叶片内流体流动方向上较基于一元设计理论的叶片符合流体流动规律；从轴面绝对速度分布看，1 号叶轮在叶片进口的撞击明显没有 2 号~4 号叶轮强烈，因为 1 号叶轮叶片进口边较 2 号~4 号叶轮叶片进口边薄且形状光滑。

3、在前面 CFD 计算基础上，通过分析 1 号叶轮叶片轴面速度曲线，验证了基于一元设计理论的叶片轴面速度并非沿过水断面均匀分布；通过分析速度矩曲线，发现只有在设计时给定合适的  $V_u r$  分布规律的前提下，才能设计出叶片内大部分流体满足轴面流动为有势流动的叶轮。本文 4 号叶轮叶片的形状较为符合设计工况下叶轮内部流体流动规律，而叶片的形状取决于二元理论设计时给定的  $V_u r$  分布规律。但是，4 号叶轮在叶片进口段靠近  $a$  流线的速度分布不符合有势流动规律，所以本文采用的  $\omega_u=0$  的二元设计理论并不适合该叶轮叶片进口部分。

4、分别在  $0.4Q$ 、 $0.6Q$ 、 $0.8Q$ 、 $1.0Q$ 、 $1.2Q$  等不同运行工况状况下进行了 1 号~4 号泵的全流道三维定常湍流 CFD 计算, 得到了内部流场的静压分布、绝对速度分布和相对速度分布, 着重分析比较了设计工况下, 四个叶轮内部的压力和速度分布情况, 比较了四个叶轮的水力性能。数值模拟结果表明: 1) 4 个叶轮的抗汽蚀性能相差不多, 1 号叶轮内部的静压分布最均匀, 4 号叶轮内部流场的速度场分布最好, 而静压分布受蜗壳影响较大; 2) 在各个工况点下, 1 号泵的水力性能和稳定性都最好, 变工况适应能力强。

5、采用一元理论绘制叶片时, 要先确定叶片进出口角度, 然后依据经验确定叶片中间形状和其他参数, 任意性大, 但叶片形状对各工况的适应性较好; 基于二元理论的叶片形状主要取决于速度矩变化规律的选取以及速度矩值在叶片上的分布, 一旦进口边或出口边确定后, 叶片形状随之确定, 所以较之基于一元理论的叶片, 采用二元理论设计的叶片形状更为精准, 在设计工况下也更为符合叶轮内部流体流动规律, 但是, 在偏离设计工况时基于二元设计理论的叶片形状的适应性变差。

## 展望

由于时间、条件和本人经验不足所限, 本课题做的工作有限, 有很多工作目前还没有进行到位。文中采用二元理论设计的叶轮的性能还不能令人满意, 还有进一步提升空间, 在以后的研究中还有很多需进一步深入的工作, 如:

1、文中在采用二元理论设计叶轮叶片时, 其进出口速度矩值及速度矩差值的大小直接影响到泵的扬程和效率, 但是该值的选取方法或计算方法或选取经验, 都有待进一步的研究、试验和经验积累。本文在采用二元理论进行设计时, 控制叶片出口边与 1 号叶轮叶片相一致, 设计出的叶片进口边形状并不理想, 因此, 可以控制叶片进口边与 1 号叶轮叶片相一致, 以期设计出水力性能更好的叶轮。另外, 在进行基于二元理论的叶轮的水力设计时,  $V_u r$  分布基准轴面流线本文选用的是  $c$  流线, 可以尝试选用  $b$  流线和  $a$  流线, 进行对比研究。

2、由于离心泵叶轮内部流动非常复杂, 而本文设计的四个泵的数值模拟计算及性能预测, 是基于离心泵叶轮内部定常流动计算提出的, 为了进一步提高计算精度, 有必要适度地提高网格质量和数量, 选用高级数理模型, 采用大型并行计算机的方法来求解;

3、为进一步提高采用二元设计理论的叶轮的水力性能、汽蚀性能, 提高模拟实际流动的精确性和对变工况的适应能力, 应对叶轮及全流道进行非定常、多相流的模拟计算, 对离心泵进行空化试验和离心泵内部流动的 PIV 测试试验, 以验证数值模拟计算结果的准确性。

4、 $\omega_u \neq 0$ 的二元理论比 $\omega_u = 0$ 的二元理论更具合理性，更符合叶轮内部流体实际流动情况，可以采用 $\omega_u \neq 0$ 的二元理论进行中高比转速离心泵的叶轮设计，并进行对比研究。

5、本文在采用二元理论绘制叶轮叶片时，限定了叶片前后盖板轴面流线形状及叶轮进出口直径和叶片出口宽度，使其与基于一元理论的叶片保持一致，可尝试改变叶片盖板轴面流线形状，及叶片进出口直径和叶片宽度等参数，将这些参数与速度矩曲线进行匹配研究，寻求设计出能够达到较好的水力性能的基于二元理论的叶轮叶片形状。

## 参考文献

- [1] 张永学,周鑫.泵叶轮数值研发理论的若干关键问题[J].流体机械,2010,38(2):35-40.
- [2] 万毅.离心泵叶轮内相对速度的实验研究[D].硕士学位论文,四川:西华大学,2004.
- [3] 张德胜.轴流泵叶轮非线性环量分布理论及实验研究[D].博士学位论文,江苏:江苏大学,2010.
- [4] 周凌九,王正伟.中高比转速转轮内部流态与外特性的关系[J].水力发电学报:2001,(4):96-101.
- [5] 张勤昭,曹树良,王宏,等.速度矩分布规律对混流泵叶轮设计的影响[J].排灌机械工程学报,2011,29(3):194-198.
- [6] 曹树良,梁莉,祝宝山等.高比转速混流泵叶轮设计方法[J].江苏大学学报:自然科学版,2005,26(3):185-188.
- [7] 谢蓉,单玉姣,王晓放.混流泵叶轮流动性能数值模拟和叶型优化设计[J].排灌机械工程学报,2010,28(4):295-299.
- [8] 张礼达,陈冬冬,代应等.斜流式水轮机转轮准三元设计方法研究[J].水力发电,2006,32(5):43-47.
- [9] 胡家听.超低比转速高速离心泵复合式叶轮内部流动及其性能研究[D].硕士学位论文,甘肃:兰州理工大学,2010.
- [10] Zhang Yongxue,Zhou Xin, Ji Zhongli and Jiang Cuiwei. Numerical Design and Performance Prediction of Low Specific Speed Centrifugal Pump Impeller. International Journal of Fluid Machinery and Systems[J],2011,4(1):1882-9554.
- [11] 施勇,王者文.中高比转速离心泵的研究与应用[J].城建/水工业通用机械,2011,(2):75-77.
- [12] 严敬,中高比转速叶轮的优化设计[J].四川工业学院学报,1996,15(1):34-38.
- [13] 谭磊,曹树良.中比转速离心泵叶轮的优化设计及数值模拟[J].排灌机械工程学报,2010,28(4):282-285.
- [14] 潘中永,谢蓉,曹英杰,李晓俊.叶片安放角变化规律对离心泵性能影响分析[J].排灌机械,2009,27(5):319-322.
- [15] 曲延鹏,陈颂英,张洪法.离心泵出口角的改变对稳态水力性能影响的实验研究[J].流体机械,2005,33(10):1-3.
- [16] 何希杰,劳伟.离心泵最佳叶片数和出口安放角的选取[J].水泵技

- 术,1993,4:18-21.
- [17]吴贤芳,谈高明,刘厚林,王勇,王凯.叶片出口角对离心泵性能曲线形状的影响[J].农机化研究,2010,(9):166-169.
- [18]李文广,陈秉二.叶轮几何参数对泵能量性能影响的正交试验研究[J].流体机械,1991,(3):6-9.
- [19]范宗霖,刘建军,王昕.改变叶轮出口宽度扩大离心泵性能范围[J].水泵技术,2004,2:3-7.
- [20]杨志伟,曹树良,王国玉,赵令家.离心泵叶轮进口边位置的研究[J].水泵技术,2002,6:8-11.
- [21]杨军虎,张建华,孙庆冲,王晓晖.叶片型线及厚度变化规律对离心泵性能的影响[J].兰州理工大学学报,2011,37(5):50-55.
- [22]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.
- [23]陈乃祥,吴玉林等.离心泵.北京:机械工业出版社,2002:44-46.
- [24]侯树强,王灿星,林建忠.叶片机械内部流动数值模拟研究综述.流体机械,2005,33(5):30-35.
- [25]张莉,陈汉平,徐忠.离心压缩机叶轮内部流场的准三元迭代数值分析[J].风机技术,2000,(5):3-7.
- [26]忻孝康,朱世灿.具有分流叶片的径流式压气机叶轮三元流场计算[J].机械工程学报,1981,17(1):50-60.
- [27]袁卫星,张克危,贾宗谟.离心泵射流—尾流模型的三元流动计算.水泵技术,1999,(1):12-18.
- [28]何有世,袁寿其,陈池.CFD 进展及其在离心泵叶轮内流计算中的应用.水泵技术,2002(3):23-26.
- [29]Ohashi H. Vibration and Oscillation of Hydraulic Machinery[M]. Cambridge University Press, 1991.
- [30]Dai J i, IjichiNobuaki, Tange Hiroshi, et al. Comparison of internal flow field between experiment and computation in a radial turbine impeller[ J ]. JSME International Journal, Series B: Fluids and Thermal Engineering, 2004, 47: 48-56.
- [31]张人会,张学静,杨军虎.非设计工况下叶轮进口附近的流动及其控制.甘肃工业大学学报,2003,29(4):64-66.
- [32]吴玉林,曹树良.离心泵叶轮中紊流的计算.水泵技术,1997(1):9-11.
- [33]黄建德.离心泵进口参数对进口回流的影响.工程热物理学报,1998,19(4):449-453.
- [34]袁卫星,张克危,贾宗谟.离心泵射流—尾迹流模型的三元流动计算.水泵技术,1990(1):12-18.

- [35]李新宏,何慧伟,宫武旗等.离心通风机整机定常流动数值模拟.工程热物理学报,2002,23(4):59-62.
- [36]王企鲲,戴韧,陈康民.离心风机梯形截面蜗壳内旋涡流动的数值分析.工程热物理学报,2004,25(1):68-70.
- [37]王企鲲,戴韧,陈康民.蜗壳进口周向非均匀流动的数值研究.工程热物理学报,2003,24(2):63-65.
- [38]席光,党政,王尚锦.离心式动、静相干叶排内部非定常流动的数值计算.西安交通大学学报,2002,36(1):12-15.
- [39]Dawes W N. A simulation of the unsteady interaction of a centrifugal impeller with its vaned diffuser:flow analysis. Transactions of the ASME, Journal of Turbo Machinery, 1995, 117(4):213-222.
- [40]徐朝晖,吴玉林,陈乃祥.高速泵内三维非定常动静干扰流动计算.机械工程学报,2004,40(3):1-4.
- [41]耿少娟,聂超群,黄伟光等.不同叶轮形式下离心泵整机非定常流场的数值研究.机械工程学报,2006,42(5):27-31.
- [42]刘厚林,袁寿其,实卫东等.离心泵水力元件三维实体造型的研究.水泵技术,2003(35):22-24.
- [43]潘光星.长短叶片离心泵三维湍流数值模拟与 PIV 测试研究[D].硕士学位论文,扬州:扬州大学,2008.
- [44]Goto A. Hydrodynamics Design System for Pumps based on 3-D CAD and Inverse Design Method. Proceedings of the ASME. FDESM2001-18068, 2001.
- [45]Shukla S N, Kshirsagar J T. Numerical experiments on a centrifugal pump [ J ]. ASME Fluids Engineering Division ( Publication ) , 2002, 257 (2B) : 709-720.
- [46]Fernandez J , Blanco E, Santolaria C, et al. A numerical analysis of a mixed flow pump. ASME Fluids Engineering Division ( Publication ) , 2002, 257(2B) : 791-798.
- [47]王海松.轴流泵CAD-CFD综合特性研究[D].博士学位论文,北京:中国农业大学,2005.
- [48]杨敏官,顾海飞,刘栋等.离心泵叶轮内部湍流流动的数值计算及试验[J].机械工程学报,2006,42(12):180-185.
- [49]张永学,李振林.流体机械内部流动数值模拟方法综述[J].流体机械,2006,34(7):34-38.
- [50]王福军,黎耀军,王文娥等.水泵CFD应用中的若干问题与思考[J].排灌机械,2005,23(5):1-10.
- [51]Sinha M, Katz J. Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with

- diffuser vanes II: Addressing passage averaged and large-eddy simulation modeling issues in turbo machinery flows [J].ASME J Fluids Engineering, 2000, 122 (1) : 108-116.
- [52]唐学林,陈稚聪,吴玉林. 离心泵叶轮内部清水湍流的动态大涡模拟[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2004, 44 (9) : 1231-1234.
- [53]康伟. 泵压水室和水泵水轮机转轮内部湍流的大涡模拟[D]. 硕士学位论文,北京:清华大学, 2005.
- [54] Kato C, Shimizu H, Okamura T. Large Eddy Simulation of Unsteady Flow in a Mixed-Flow Pump (1st Report, Numerical Method) [J]. Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, B. 2002, 68 (670): 1729-1736.
- [55] Nagahara T, Inoue Y, Sato T, et al. Investigation of the flow field in a multistage pump by using LES[C]. Proceedings of 2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, 2005, 1476-1484.
- [56]张宇宁,刘树红,吴玉林. 混流式水轮机压力脉动精细模拟和分析[J]. 水力发电学报, 2009, 28 (1):183-186.
- [57]顾春伟,陈美兰,李雪松,等. DES模型在压气机叶栅中的应用研究[J].工程热物理学报,2008,29(12):2007-2010.
- [58]关醒凡.现代泵技术手册[M].北京:宇航出版社,1995.
- [59]曹鷗,姚志民.水轮机原理及水力设计[M].北京:清华大学出版社,1991.
- [60]李文广,苏发章,黎义斌,赵伟国.轴流泵叶片设计中叶轮出口速度矩分布[J].兰州理工大学学报,2005,31(3):54-58.

## 致 谢

本文的全部工作是在我的导师赵万勇教授的亲切关怀与悉心指导下完成的。他严肃的科学态度，严谨的治学精神，精益求精的工作作风，深深地感染和激励着我。

在三年研究生学习生活期间，赵老师都始终给予我细心的指导和不懈的支持。他不仅在学业上给我以精心指导，花费了大量的心血和精力，同时还在思想、生活上给我以无微不至的关怀，使我在学业上有巨大的收获之外，还懂得了如何对待人生，如何对待工作，如何看待社会的一些道理。在此论文即将付梓之际，我谨向赵老师致以诚挚的谢意和崇高的敬意。

同时，感谢 CFD 实验室的侯祎华老师，在我进行设计时给予的指导和帮助！此外，我还要深深感谢其他硕士研究生同学，尤其是我们实验室的同窗们。

感谢我的家人和朋友，这么多年来，是他们一直默默关心和支持着我，使我顺利地完成学业，衷心地祝福大家永远健康、幸福！

最后，向评阅、评议本论文以及参加论文答辩的专家、老师们致以崇高的谢意！

王磊

2012 年 4 月于兰州理工大学

## 附录 A 攻读学位期间公开发表的论文

- [1] 赵万勇,王磊,赵爽,王钊,杨登峰.基于 CFD 的中高比转速离心泵叶轮的设计方法[J].兰州理工大学学报(已录用)
- [2] 赵万勇,王磊,白双宝.大型离心泵转子动力学分析[J].甘肃科学学报(已录用)