

北京化工大学

硕士学位论文

压力补偿滴头流道流场的数值模拟与补偿元件分析

姓名：武永安

申请学位级别：硕士

专业：机械设计及理论

指导教师：陈卫红

20090602

压力补偿滴头流道流场的数值模拟与补偿元件分析

摘 要

滴灌是目前农业节水灌溉中效率最高的灌溉方式。滴头是滴灌系统中最关键的设备，其性能的优劣直接决定灌溉质量和滴灌工程的造价。因此，对滴头水力性能研究有着极为重要的意义。压力补偿滴头具有出水流量不受压力变化影响、抗堵性较好、具有自冲洗功能等优点，已成为世界各国研究的热点。

本文建立了压力补偿滴头流道模拟的 CFD 模型，采用 ANSYS 商业软件进行流固耦合分析计算，并结合传统滴头水力性能实测结果，对 CFD 数值模拟进行验证。结果表明，利用 CFD 数值模拟方法代替传统滴头水力性能试验，并对压力补偿滴头内部流场进行数值模拟，模拟流量多数大于实测流量，偏差在 10%以内。通过流场压力、速度分布，使流场中的复杂流动“可视化”，减少了实物实验的次数，可以实现了滴灌滴头低成本、高效率开发。

采用 CFD 模拟计算的方法得到了压力补偿滴头的水力性能数据。对影响 CFD 模拟精度的网格单元尺寸、计算物理模型和求解处理方法三个主要因素进行了正交实验，分析了各因素对模拟精度的影响显著性，由高到低依次为网格单元尺寸、计算物理模型、求解处理方法。其最佳因素水平组合是采用瞬态求解方法、0.15mm 尺寸的网格和层流计算模型。

通过理论分析、单因素和正交实验，研究了弹性膜片的厚度及硬度对

压力补偿滴头水力性能的影响。在一定流道结构形式下,得到压力补偿滴头标称流量与弹性膜片厚度和硬度之间的线性回归方程,对于压力补偿滴头的开发有一定的指导意义。

关键词: 压力补偿滴头, CFD, 模拟精度, 水力性能, 特征参数

PRESSURE COMPENSATING EMITTER NUMERICAL SIMULATION OF FLOW FIELD AND ANALYSIS OF COMPENSATION COMPONENT

ABSTRACT

Drip irrigation is one of the most effective methods in water-saving irrigation. Emitter is the most important equipment in drip irrigation system. Its capability directly influences the quality and cost of drip irrigation. Thus, the study on the hydraulic performance and ability of emitters has important significance. The pressure compensating emitters which have the advantages of constant flow under the change of pressure, anti-clogging and self-cleaning performance have been the hotspot in research in the world.

A CFD model, which was used to simulate the flow field within emitter, was established and calculated fluid-solid coupling by the mercantile ANSYS software. To verify the CFD numerical simulation model, the results were compared with traditional emitter's hydraulic performance tests. It shows that instead of the traditional hydraulic performance tests of emitters, using the CFD numerical simulation method studies the flow field within emitter is feasible. Simulating flow mostly were bigger than fact flow, but the windage was under 10%. Numerical visualization can reduce the times of experiment, and can realize low cost and high efficiency development of high quality emitter.

The experiment and numerical simulation are carried out with orthogonal design method, both of them are used to get the hydraulic performance data of online pressure compensating emitters. Three main factors were selected, the size of dividing grid, the computational physics model and the solving treatment mode, which have significant influence on the CFD simulation precision. Using the above three factors, an orthogonal experiment had been established to simulate the effects of CFD precision. According to the simulation results, the significance of these factors' effects, from height to low, is the size of dividing grid, the computational physics model and the solving treatment mode. Among these influencing factors, the level of the best combination of factors is the transient solving treatment mode, 0.15 mm grid size and laminar flow model.

Though theory analysis、single factor and orthogonal experiments, studied the effect of elastic membrane parameters on hydraulic performance of emitters thickness and hardness. In certain flow field structure, obtained the linear regression equation of pressure compensating emitter nominal flow and elastic membrane of thickness and hardness. Guiding significance for development of pressure compensating emitter.

KEY WORDS : pressure compensating emitters , CFD , simulation precision, hydraulic performance, characteristic parameters

符号说明

Re	雷诺数
R	水力直径, m
ν	运动黏度系数, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
A	流道截面积, m^2
V	平均流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Q	滴头流量, $\text{L} \cdot \text{h}^{-1}$
K	流量系数,
H	工作压力, kPa
X	流态指数
C_v	滴头的流量偏差系数
S_q	滴头流量标准偏差
\bar{q}	25 个滴头的平均流量, $\text{L} \cdot \text{h}^{-1}$
ω	最小过流断面面积, m^2
a	补偿区深度, m
b	补偿区最小过流断面宽度, m
r	膜片变形后圆弧的半径, m
E	弹性模量, MPa
e	弹性补偿片厚度, mm
γ	压力水容重, $\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$
G	剪切模量, MPa
μ	泊松比
H_A	邵尔 A 硬度, 邵尔硬度
η	分子黏性

ρ	水的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
p	流体的压力, Pa
L	特征长度, m
d_H	水力直径, m

北京化工大学学位论文原创性声明

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作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

作者签名： 武永家 日期： 2009年6月4日

关于论文使用授权的说明

学位论文作者完全了解北京化工大学有关保留和使用学位论文的规定，即：研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权单位属北京化工大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许学位论文被查阅和借阅；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以允许采用影印、缩印或其它复制手段保存、汇编学位论文。

保密论文注释：本学位论文属于保密范围，在2年解密后适用本授权书。非保密论文注释：本学位论文不属于保密范围，适用本授权书。

作者签名： 武永家 日期： 2009年6月4日
导师签名： 陈立 日期： 2009.6.4

第一章 绪论

1.1 研究目的及意义

水资源紧缺是目前全世界面临的主要问题之一,如何提高水资源的利用效率成为了经济发展和社会进步的关键。我国同样也是一个水资源整体短缺的国家,我国年平均降水总量约 6.188 万亿 m^3 , 年水资源总量约 2.7 万亿 m^3 , 居世界第六位, 但人均总量仅有 2250 m^3 , 只有世界平均水平的 1/4, 按亩平均算只有 1300 m^3 , 只有世界平均水平的一半, 目前全国已有 600 多座城市缺水, 每年城镇缺水 200 亿 m^3 以上, 而农业用水每年亏缺 300 亿 m^3 , 农村有 2000 万人口饮水困难^[1]。农业灌溉用水量占国民经济总用水量的 80%以上, 干旱缺水成为我国农业发展的主要制约因素。并且我国目前的灌溉方式还沿袭着传统的大水漫灌, 用水浪费现象十分严重, 如果全国农业灌溉有效利用率提高 1.5%, 节省的水量就可以解决当前工业和生活的缺水问题。我国灌区灌溉水的利用率只达到 40%, 与发达国家 70-80% 的差距很大, 可见, 发展农业节水灌溉非常重要, 节水的潜力也很大^[2,3]。

节水灌溉就是要用尽量少的水量投入, 获得较多的作物产出。微灌是一种新型的高效节水灌溉技术, 包括滴灌、微喷灌和涌泉灌。它能根据作物需水要求, 通过管道系统和安装在管道末级上的灌水器, 将作物生长所需的水分和养分以较小的流量均匀、准确地直接输送到作物根部附近的土壤表面或土层中, 相对与地面灌和喷灌, 微灌属于局部灌溉, 与传统的地面灌溉比较, 微灌一般可节水 50%—80%。滴灌是节水效果最好的微灌技术之一, 原理简单, 主要是通过干管、支管、毛管及毛管上的滴头, 在低压条件下向土壤持续缓慢的滴水, 是直接向土壤供应已过滤的水分、肥料及其它化学剂的一种灌溉系统。滴灌技术是目前世界上众多节水灌溉技术中节水效率最高的灌水技术, 节水效率可达 90%以上; 而且还能实现水肥同步供给、水肥精量控制, 提高水肥利用率, 因而在世界各地得到广泛应用^[4]。

我国的国土面积很大, 是一个以农业为主的国家, 农业经济却不发达, 我国的灌溉面积居世界第二位, 但是应用滴灌技术进行灌溉所占的比例却很小, 到 2007 年为止, 95%以上的灌溉面积仍是采用地面灌溉技术, 滴灌主要限于灌溉蔬菜、花卉和果树等作物。当前, 水资源的有效利用在全世界范围内得到重视, 对我国这样一个水资源相对短缺的国家更是如此, 我国农业节水的基本目标是: 在近期(至 2010 年), 灌溉水的有效利用系数由 0.45 提高到 0.50; 到远期(至 2015 年), 灌溉水有效利用系数争取提高到 0.55, 因此大力发展滴灌技术显的尤为迫切^[5]。

滴灌系统的特点之一是滴头出水流量很小, 一般单个滴头的流量只有 1-10 $\text{L} \cdot \text{h}^{-1}$, 滴

头出水孔很小,一般只有0.5-1.2 mm左右,因此滴头极易被水中的污物堵塞;滴灌的另一个突出特点是滴灌系统的灌水均匀度高,系统的灌水均匀度除受系统运行工作状态影响外、主要受滴头水力性能的影响。基于滴灌系统的以上两个特点,滴头性能(抗堵塞性能、水力性能)的优劣直接影响滴灌系统运行的效果,滴头成为决定滴灌系统性能乃至成败的核心部件。滴头的作用是使压力水流通过滴头流道时能够得到充分的消能,从而使水流能以均匀、稳定的小流量滴入土壤。滴头是整个滴灌系统的核心,其作用是形成水头损失,使压力水流进滴头消能,以稳定、均匀的低流量流入土壤。滴头影响整个系统的运行性能,也在滴灌系统中占用大量的资金,因为无论采用何种加压、过滤和施肥方式,最终作业效果都将由设置在滴灌系统末端的滴头以滴水的形式体现^[6]。

目前绝大多数的微灌研究成果都是以以色列、美国和法国等发达国家在极其先进的条件下得出的,这些技术研究成果在一些发展中国家推广已经遇到了较大困难,因此微灌的适用性要根据发展中国家的实际工程做出评价。我国微灌技术始于20世纪50年代,但一直发展很缓慢,滴头设计研发方面相对国外产品还存在明显的差距,由于没掌握滴头设计的关键技术,缺乏自主研发能力,现有产品都已仿制国外产品为主,或者是从国外引进生产线进行生产。

综合国内滴灌滴头设计技术落后的原因,主要因素是滴头设计理论的匮乏和滴头设计方法的落后。国内开发滴头主要是依靠设计人员的经验和反复的试验摸索,效率低、成本高,开发周期长,而且不能保证生产出的滴头具有良好的工作性能。通过基于计算流体力学(Computational Fluid Dynamics,CFD)的“数值试验”可以充分认识流动规律,并大幅减少实验室和测试实体试验研究的工作量,使设计者以最快、最经济的途径,方便的评价选择设计方案,进行优化设计,从而提高我国的滴灌滴头设计水平^[7]。

1.2 国内外研究现状及进展

1.2.1 国内外滴灌滴头的发展现状与趋势

滴灌可以追溯到1880年德国人利用排水瓦管进行地下灌溉的实验,结果发现作物的产量成倍的增加。1920年他们又利用穿空管进行灌溉,形成了滴灌的雏形。20世纪50年代后期,以色列成功研制了长流道滴头,使滴灌技术取得了突破性的进展。60年代后期,先进的塑料加工技术进一步的促进了滴灌事业的发展,出现了各种性能优良、使用多种条件的滴灌设备。

90年代以来,滴灌在世界各国开始了飞速的发展。以色列在滴灌产品的开发和利用上走在了世界的前列,其温室种植全部采用微灌,以滴灌为主。拥有像耐特菲姆、普拉斯托、美滋/雷鸥等多家世界著名的灌溉公司。以色列温室滴灌的最高水利用率为

95%。其滴灌产品分为两类：一是滴管类，二是滴头类。目前流行的是一体化滴灌管(带)，即滴头和滴灌管结合为一体、安装使用非常方便，滴头间距一般为 30、50、75、100cm，管壁厚为 0.15-2mm；有些是一次性使用，有些产品使用寿命可长达 20 年。这些以色列公司的滴头类产品种类很多，有管上式滴头、可拆卸滴头、压力补偿滴头。其新近研制的压力补偿式滴头可靠改变水流通道的长度来调节流量，且进入压力补偿的状态较快，均匀度较高，在水流进口还安有过滤装置。在运行开始和结束时有自冲洗功能，能减少堵塞^[8,9]。

我国自从1974年由墨西哥引进首套滴灌系统以来，自主开发了微管发丝滴头、管式滴头和孔口滴头等，由于不具有较好的抗堵塞性能、水力性能和结构形式及制造工艺等方面的问题，到80年代后期已极少使用。90年代以后，我国一些企业采取两种途径来改善滴头性能，一种是完全仿造国外先进的滴头结构，如山东莱芜塑料制品总厂仿造了澳大利亚哈迪公司的管上式滴头，另一种是采用高额引进的办法，即购买国外的滴头专利及其模具，如山东莱芜厂从意大利引进了内嵌式圆柱迷宫滴头。目前，我国生产微灌设备的厂家有30多家，其中有近十家工厂能生产配套的产品。其中开发研制的滴灌设备主要有大流道微管式系列滴头及组合式滴头、大流量隔板式滴头、孔口系列滴头、压力补偿滴头、双孔滴灌带、双腔管微灌带、内嵌式滴灌带和单腔管滴灌带。1991年北京绿源公司引进了以色列第三代、第四代补偿式和台风式滴头生产技术，1994年河北龙达公司引进了以色列第二代迷宫式滴灌管技术和生产线，这些措施促进了滴灌技术在我国的发展。

目前国际上滴头研究主要向以下四个方面发展^[10]：

(1) 开发大流道滴头。增加滴头的流道宽度、缩小滴头流道长度、增加滴头内部水流的紊流度或加大水流的流速能够起到防治或减缓堵塞的效果。如以色列耐特菲姆公司 Tiran 片式滴头，采用了特殊的迷宫结构，当额定流量为 $2\text{ L}\cdot\text{h}^{-1}$ 时，流道深和宽达 1mm 和 1.18mm，而长度却只有 109mm。Eurodrip 和以色列 Naan 公司在不显著增加片式滴头整体长度的情况下，采用紊流流道，使其尺寸均大与于 1 mm；Naan 公司在改进了流道结构后，采用更大尺寸的流道，其流态指数已降到了 0.47 以下，改善了滴头水力性能，提高了其抗堵塞性能。

(2) 开发新型压力补偿式滴头。压力补偿滴头技术含量高，开发难度大，已成为各国滴灌设备生产厂商技术水平高低的主要标志之一，和世界滴灌设备厂商的研究热点。以色列耐特菲姆公司和 NAAN 公司开发了 RAM 滴头和 TIF 大流道压力补偿滴头；美国 DIS 公司结合迷宫大流道紊流消能和沿程摩阻消能的水力特点开发了具有全新概念的 ADI 压力补偿滴头，通过自动改变水流通过的迷宫流道长度，极大地提高了滴头的抗堵塞性能^[5]。

(3) 微重力滴灌低压滴头。自以色列人 Gidnoe 在 1985 年提出了微重力滴灌的想法以来，

因其低流量、低能耗而广被人接受和推广。目前,微重力滴灌用滴头还不多见,急需研究面向低压条件运行的微重力滴灌用滴头,具有较宽的流道的全紊流小型滴头^[7]。

(4) 可拆卸、可降解、经济型滴头。当滴头完全被堵塞时,必须拆卸滴头进行人工清洗,而有些滴头能够拆卸清洗有些则不能,最有效的办法是更换滴头,但经常检查和更换滴头不仅费时费力,而且目前滴头价格普遍较高,因此从经济和方便性考虑,应生产安装方便而且价格便宜的一次性滴灌带,实现滴头与管线在线一体化成型,降低成本,新疆天业生产的“一次性回收滴灌带”价格已低至 0.2 元/米^[3]。

1.2.2 滴头的种类及工作原理

依据不同的标准,滴头有不同的划分方法,比如按流态可分为层流滴头、半紊流滴头和紊流滴头。按滴头与毛管的接合方式可分为管上式滴头、内镶式滴头(包括圆柱滴头、片式滴头、连续片式滴头)和薄壁双壁滴灌带。按冲洗功能分为无冲洗功能滴头、开-闭性冲洗功能滴头和连续冲洗功能滴头等。

这里主要介绍几种流道结构不同的滴头^[11]:

(1) 长流道型滴头,如图 1-1 所示。它靠水流与流道壁之间的磨擦阻力消能来调节流量大小。如微管滴头、螺纹滴头和迷宫滴头等。

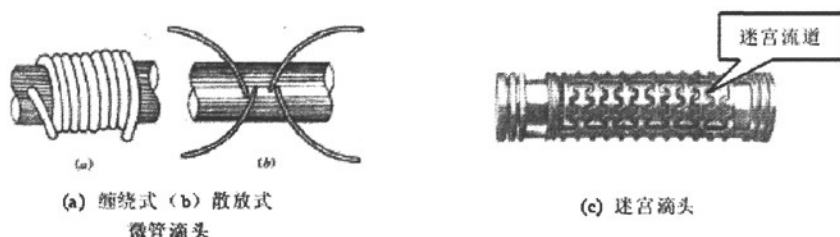


图 1-1 长流道滴头

Fig.1-1 The long flow channel emitter

(2) 孔口型滴头,如图 1-2 所示,它靠孔口出流造成的局部水头损失来消能调节流量大小。

(3) 涡流型滴头,如图 1-3 所示,它靠水流进入灌水器的涡室内形成的涡流来调节流量大小。水流进入涡室内,由于水流旋转产生的离心力迫使水流趋向涡边缘,在涡流中心产生一低压区,使中心的出水口处压力较低,从而调节流量。

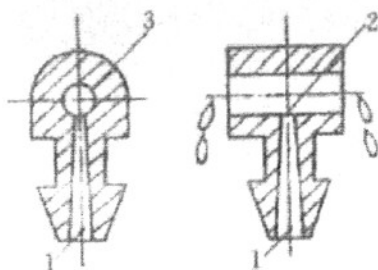


图 1-2 孔口型滴头

Fig.1-2 Orifice-type emitter

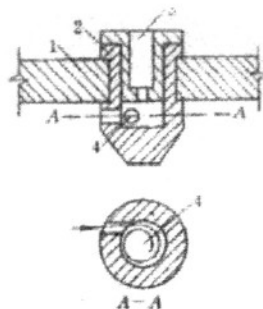


图 1-3 涡流滴头

Fig.1-3 Eddy flow emitter

(4) 压力补偿型滴头, 如图 1-4 所示, 利用水流压力对滴头内的弹性体的作用, 使流道(或孔口)形状或过水断面面积变化。即当压力减小时, 增大过水断面面积, 压力增大时, 减小过水断面面积, 从而使滴头流量自动保持在一个变化幅度很小的范围内, 同时还具有自清洗功能。

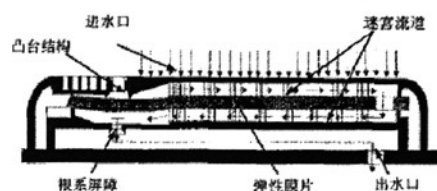


图 1-4 防负压扁平式压力补偿滴头

Fig.1-4 Anti-negative pressure flat pressure compensating emitter

1.2.3 滴头流道内流体流动机理的研究概括

滴头流道内部流体流动机理一直是滴头研究的主要问题。流道结构特点决定了流场的特性。反过来, 流场的微观特性(压力场、速度场)则是评价其结构合理性的直接依据^[12]。长流道滴头主要是靠水流与流道边壁之间的摩擦损耗来调节出流大小, 是研究较早的滴头, 也是国内外学者研究较多的滴头流道。长流道型滴头内部流动可视为水在微管内的流动, 由于工作压力不同, 滴头流道的流速也不同, 则可按层流、光滑紊流、完全紊流三种流态研究该种滴头的水力特性。Karmeli^[13]对不同雷诺数 Re 条件下长流道灌水器的流态研究的结果表明: $Re < 2000$ 为全层流, $2000 < Re < 4000$ 为光滑紊流, $Re > 4000$ 为全紊流, 并利用 Darcy-Weisbach 公式研究了不同流态条件下灌水器的流量压力关系, 建立了面向三种流态的通用流量压力关系模型。TalS 和 ZurB^[19]对简单的毛细管长流道灌水器的水力特性进行了研究, 结果表明 Darcy-Weisbach 公式可以解决长直流道灌水器的水力学问题, 却不能解释螺旋形灌水器内的水力现象, 其原因是螺旋形流道中存在离心力的作用增大了水流在其中的摩擦力。

按照国际流体力学界通常划分,目前一般将大于 1.0mm 的尺度称为宏观尺度,1.0 μ m-1.0mm 的尺度称为微尺度。滴头流道一个显著的特点在于其截面尺寸微小(特征尺寸 1.0mm 以下),而有关微尺度下流体流动至今并没有形成统一和完善的理论^[14]。国外自 1964 年就开始针对微流道中的流体流动作了大量的理论和实验研究,得出了一些不尽相同,甚至截然相反的结论。其中一部分研究认为,微尺度下流道水力性能已经明显地偏离了经典理论,而另外一部分研究则发现,实验结果同经典 N-S 模型预测值基本相符。迷宫式流道灌水器流量 Q 一般在 0.2-8 L \cdot h⁻¹,其流道截面积 A 一般为(0.6-1.0) $\times 10^{-6}$ m²,则流道断面的平均流速 $V=Q/A=0.1-1.0$ m \cdot s⁻¹,据此可以推算出灌水器流道中流体流动雷诺数($Re=VR/v$; R 为水力直径; v 为运动黏度系数)为 70-1000,根据临界雷诺数来看,其内部流动为层流,在此基础上部分国内外学者在进行数值模拟时采用了层流模型;但根据流态指数来看,国内外大量滴灌灌水器流态指数在 0.50-0.65 之间,由此看来其内部流动为紊流,基于此,国内部分学者采用紊流模型进行了一些尝试性的模拟工作^[15]。

自 20 世纪 90 年代后,我国在该领域也开始了大量的研究工作,但是同国外的研究一样,也没有形成统一的认识和结论。大量研究得出了不统一结论,其中一个主要原因在于每个实验所采用的微流道的特征尺寸并不固定,有的微流道的特征尺寸只有几个微米,而有的则达到几十甚至几百微米。分析大量研究结果后发现,凡是实验结果同经典理论相符的,其流道特征尺寸相对较大(几百微米以上);出现较大偏差的,其特征尺寸相对较小(几十微米以下)。从微流道研究角度来看,滴灌灌水器的特征尺寸相对较大,利用经典的 N-S 方程和连续性方程建立迷宫式流道内部流体流动的数学模型是可行的^[16]。

1.2.4 滴头的水力性能理论研究现状

滴头的作用是将末级压力管道中的水流以均匀而又稳定的滴状或细流的形式输送到作物根区附近区域,以满足作物生长过程需要。滴头的流量由管路的工作压力和滴头的流道几何结构来决定。滴头流道尺寸一般都比较小,在 0.3-2.0mm 之间^[17]。微小流道的作用是通过减小过流断面消耗毛管的压力能量将灌溉用水均匀稳定地流入到灌溉用地中。

结构参数和水力性能参数是滴灌灌水器的两项主要技术参数,结构参数主要指流道或孔口的尺寸,对于滴灌带还包括管带的直径和壁厚。水力性能参数主要指流态指数、制造偏差系数、工作压力、流量。

(1) 滴头出水的均匀性和稳定性主要取决于滴头的水力性能,滴头的水力特性在一定的压力范围内可以用压力-流量关系式表示^[18]:

$$Q = KH^x \quad (1-1)$$

式中: Q —滴头流量, $L \cdot h^{-1}$;

K —流量系数(与几何尺寸有关);

H —工作压力, m ;

X —流态指数。

流量指数 K 与流道的结构有关, 它反映了流量的波动, 其值越小, 滴头的流量变动也就越小。滴头的流态指数 X 表示流量对压力发生的敏感程度, 是流量压力关系曲线的坡度, 流态指数 X 在水的均匀流中起重要作用, 是一个非常重要的力学参数。当滴头流道中的流态可能出现层流、光滑紊流和完全紊流三种流态情况。 X 在 0-1.00 之间, 当 $X=1.00$ 时为层流; X 接近 0.50 时认为流量对压力敏感性很小; $X=0.50$ 时为完全紊流; $X=0.57$ 时为光滑紊流; $X=0$ 时滴头压力完全补偿, 即其流量不受压力变化的影响。美国农业工程师协会 (ASAE) 和国际标准组织 (ISO) 将流态指数作为滴灌滴头性能评价指标之一^[19]。为此, 寻求合适的方法减小流态指数是滴头研究人员追求的主要目标。

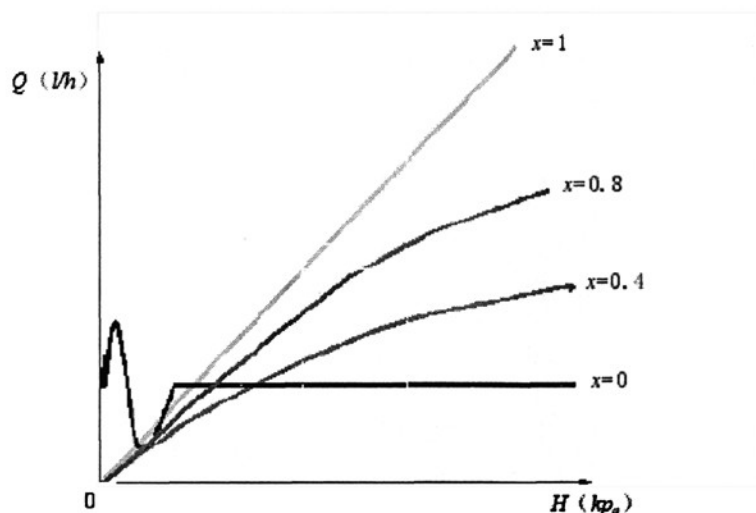


图 1-5 不同流态指数 X 的压力流量变化关系

Fig.1-5 Different flow index X changes relationship of pressure and flow

(2) 制造偏差系数, 滴头的流量与流道直径的 2.5-4 次幂成正比, 制造上的微小偏差将会引起较大的流量偏差。在灌水器制造中, 由于制造工艺和材料收缩变形等的影响, 不可避免地会产生制造偏差。每个滴头的 K 已均在一定范围内变化, 应用中表现为同种滴头的流量在一定范围内变动。误差越大, 变动越大, 说明制造水平越低。所以一般用制造偏差系数来衡量产品的制造精度^[20]。它的表示方法如下:

$$C_v = \frac{S_q}{q} \quad (1-2)$$

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n q_i \quad (1-3)$$

$$S_q = \left[\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (q_i - \bar{q})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1-4)$$

式中： C_v -滴头的流量偏差系数；

S_q -滴头流量标准偏差；

\bar{q} -25个滴头的平均流量 $L \cdot h^{-1}$ ；

q_i -第*i*个滴头的流量 $L \cdot h^{-1}$ ；

n -试样个数 25。

1.2.5 滴头的水力性能的试验研究方法

到目前为止，国内外对于滴头水力特性研究主要集中在宏观水力特性的研究。将滴头作为一个整体，通过大量的室内及大田试验，得到滴头的压力流量关系、滴灌均匀度和抗堵性能因素等。无论是对已有滴灌滴头直接试验或经过一定的滴头内部结构参数设计和在进行试验，对于滴头水力特性的研究都是根据试验数据，通过数理统计分析回归得到水力性能。经过长期分析和研究，一些研究人员根据经验提出了改造滴头流道结构和尺寸的建议。Gilaad 等^[21]指出滴灌滴头的水力性能由流道的形式、尺寸、材料等因素共同决定。要设计出高性能的滴灌滴头，必须对滴头的内部流动机理有较为深刻的认识。刘刚等^[17]提出了一种既具有防负压堵塞性能又具备较佳压力补偿性能的地下滴灌专用滴头的设计思路和结构，这种滴头不仅可以有效的防止因系统负压引起的滴头流道堵塞，同时滴头还具有良好的水力学性能。张俊等^[22]通过试验发现侧翼迷宫滴灌带的堵塞位置处于流道的前部弯道处，通过分析雷诺数，认为流道处于湍流状态（ $Re < 500$ 为层流）。姚彬等^[23]利用试验初步研究了流道长度对内镶贴片式滴头流量及其他参数的影响，指出在其他参数不变的情况下，随着灌水器流道长度的增加，流量系数值和流量逐渐减少，流态指数值逐渐增加，流量指数对流量的影响起主导作用。

迷宫流道是目前使用最为广泛的一种流道结构，造成压力水头损失的是管壁摩阻、流道尖角弯道、流道收缩与扩大等因素的共同作用。翟国亮等^[24]测定了两种三级流道结构的滴灌带压力-流量关系和出水口流量偏差系数，试验表明：相同的流道截面，不同的流道结构对出水口流量和流态指数产生较大的影响；当某一级流道堵塞时，全程贯通式多级流道具有明显的流量互补效果；第一级流道堵塞影响范围较大、出水口流量减少率较高。许峰等^[25]通过滴灌系统的试验，提出扩大进口断面尺寸，变换流道尺角、增加流道光洁度等改造流道措施，解决堵塞问题。Ozkeci 和 Sened^[26,27]对齿形迷宫流道的水力特性进行了研究，结果表明，水头损失的 89%都发生在流道的齿形结构处。对灌水器

的水力性能分析都是建立在试验基础上的,如果能根据水力学的一般原理,在考虑边界和粘滞力的情况下,建立小流道内的水力分析理论会对灌水器的发展产生突破性进展。

1.2.6 滴头的水力性能数值分析方法

随着计算机技术的迅猛发展、计算流体动力学(CFD)数值解法的改进、网格生成技术的提高和多种通用的流体软件的相继问世,使复杂流动问题的模拟计算得到了快速发展,数值模拟方法已经成为研究复杂滴头流道内水流的流动机理的一条新途径。针对微尺度下流体流动模拟及其数字可视化已经成为了一个崭新的研究方向。这种研究方法的基本思想是:首先利用计算流体动力学理论建立滴头内部流场的数学模型,既扁微分形式的控制方程,然后采用离散的数值方法(如有限元法、有限体积法)将控制方程转化为在离散节点上的代数方程组,最后求解代数方程组得到流场计算节点上的速度和压力。这种方法的好处是只要计算网格足够细,理论上可以计算出空间任意一点的三维速度、压力和温度等值。

张琴^[28]应用 Femlab 软件为滴灌滴头建立数学模型,分析微小流道内水流动状态,对描述流道中流体速度和压力分布有很大的帮助。王尚锦等^[29]借助笛卡尔坐标系下时均 Navier-Stokes 方程,采用加罚有限元数值方法模拟了“圆弧型迷宫”式滴头内流动场,在数值计算的基础上,对滴头内流动场进行了分析。魏正英等^[30]针对滴灌滴头的各种微小迷宫流道形式,应用 CFD 数值模拟可视化地揭示了迷宫流道内部流动场的情况,并通过流体力学相似实验,用激光多普勒测速仪(LDV)测量了流道中的速度场,验证了流态模拟计算的正确性。在此基础上,分析了迷宫流道的堵塞机理,针对流道中存在的流动滞止区机构,提出了迷宫流道主航道抗堵优化设计方法。魏青松等^[31]在充分考虑滴灌滴头流道边界条件以及各种微尺度因素影响的前提,应用流体力学一般分析滴头微小流道中流体流态特征,并且利用 N-S 方程描述滴头内流场,建立微小流道中流体 $k-\varepsilon$ 紊流模型,可视化了微小流道中流体的复杂流动。孟桂祥等^[32]以滴头流道内流场的三维数值模拟分析为基础,以减少非主流区域通流面积和避免较大的主流速度梯度为基本思想,对滴头流道的结构形状进行优化设计,消除流道中的滞止区和涡旋区,使得流道内速度分布趋于均匀以减少低速流动区域。

1.2.7 快速成型技术在滴灌滴头开发过程中的应用

滴灌滴头一般技术流程如下图所示:

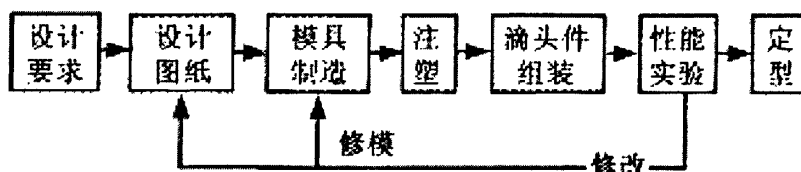


图 1-6 滴灌滴头的一般研制流程图

Fig.1-6 The general development flow chart of drip emitter

这样的设计开发周期一般为 4-5 个月, 成本一般在 5 万元以上, 无设计知识的积累, 产品精度较低。并且如果零件试验性能不满意, 必须从模具修改开始, 甚至模具还有报废的风险。周期长, 缺乏自主设计能力, 制约了灌水器系列化产品的快速开发。而且用传统的设计制造方法很难实现产品的快速更新换代^[41]。

采用 CAD 技术、快速成形技术等高新技术相结合来设计生产新型滴头势必会大大缩短新产品的开发周期, 降低产品的成本。CAD 技术的采用在很大程度上代替了实物的评估和试验, 减少了产品研制过程的迭代次数, 加快了新产品的开发速度。快速成形技术能够把设计人员的图纸或 CAD 模型在几小时或几天内转化为现实可触摸的模型样件, 避免了图纸信息理解的不一致性。而且可对产品设计模型进行评估、测试和修改, 并可进行功能实验及装配实验, 从而大大缩短新产品的开发研制周期、降低成本, 使企业快速响应市场。

同时, 基于快速成形技术(RP)的滴灌产品快速开发平台技术能省去传统开发线路中的模具制造环节, 不仅可完成任意形状和复杂程度的微灌器件快速开发, 而且由于减少了制模修模的时间和成本, 可将传统的开发周期由 5-6 个月缩短到 3-5 天, 成本由 5 万元以上降低到 2 千元以下。由此可见平台技术的优势十分明显。本文所作研究旨在实现滴头参数化结构设计, 确立滴头的流量—压力—结构以及抗堵能力之间的关系, 为面向流量的微灌滴头参数化计算机辅助设计软件提供结构设计基础, 并实现多品种、多型号微灌器件快速研发, 从而加速我国自主知识产权的新型滴头设计知识积累^[50]。

1.3 存在问题

滴头作为滴灌系统的核心部件, 其工作性能研究是滴灌系统研究的重点问题之一。但是现有的滴头设计中仍存在着以下不足之处需要进行深入研究:

(1) 从现有文献中可以看出, 国内外对各种迷宫式滴头的流道内流体流动机理的研究较多。我国对压力补偿滴头的研究还处于起步阶段, 其设计理论匮乏、设计开发手段落后。压力补偿滴头流道中涉及到复杂的流固耦合, 目前对各种压力补偿滴头的流道内部流体流动机理和流道内水力性能研究, 流道内水力性能研究理论匮乏, 而且国外几乎

没有公开发表的资料可以利用。

(2) 用 CFD 数值模拟的方法可以有效地提高滴灌滴头的设计效率。这种方法在迷宫式滴头的设计中应用较为广泛,而应用于压力补偿滴头的设计却罕见报道。滴头流道微小,CFD 分析涉及比较广泛和深入的流体动力学理论,特别是微观流体动力学理论,因此在进行 CFD 分析过程中,对于计算模型的选择,流体流态的选择以及数值计算方法的确定等方面存在很多的争议。

(3) 因为 CFD 数值模拟方法从理论模型建立、边界条件处理到计算参数选定整个分析的过程都是近似处理,因此还存在很多问题需要解决。特别是目前很难对滴头流道内流场经行全场观测试验,流道内真实流场实验数据缺乏,使得 CFD 数值模拟结果无法进行准确的验证。

1.4 研究目标和内容

1.4.1 研究目标

为了克服滴头流道模型制作、流道内部真实情况模拟全场观测试验方面的困难,本文采用能够大幅减少实体试验工作量并可以显示流道内流体流动规律的 CFD 数值模拟方法,来实现压力补偿滴头的快速设计及低成本的自主开发。主要通过模拟研究与实测试验相结合的方法,研究压力补偿滴头补偿元件的对滴头水力性能的影响趋势,为压力补偿滴头设计提供理论依据。

1.4.2 研究内容

(1) 分析压力补偿滴头的弹性膜片以及补偿区各参数之间的关系,确定补偿元件弹性膜片对压力补偿滴头水力性能的影响的参数。

(2) 结合试验用压力补偿滴头水力性能实测试验数据,应用 ANSYS 软件和 CFX 软件对压力补偿滴头流道内流场进行数值模拟,验证 CFD 数值模拟方法处理压力补偿滴头流场内流固耦合问题的可行性。用正交试验判断网格单元尺寸、计算物理模型以及求解计算方法等因素对 CFD 数值模拟精度的影响。

(3) 进行数 CFD 值模拟试验,采用单因素试验和正交试验相结合的方法研究补偿元件参数对压力补偿滴头水力性能的影响。并通过数值试验建立弹性膜片参数与滴头水力性能参数之间的线性回归方程,为压力补偿滴头的开发提供指导。

第二章 压力补偿滴头补偿元件分析及水力性能试验

压力补偿滴头的压力补偿区弹性膜片的性能对滴头的补偿性能有很大影响,但目前国内的研究都集中在滴头流道方面,对于压力补偿区弹性膜片的研究还处在初步阶段,相关资料不多。

本章旨在确定所研究的管上式压力补偿滴头结构形式和试验参数,为下一步试验研究提供依据。

2.1 典型的压力补偿滴头结构形式

压力补偿滴头是 70 年代中期出现的滴灌设备,它之所以具有减缓堵塞、自清洗功能是基于其流道可变的几何形状。除了改变流道断面尺寸的补偿滴头外,还有通过改变流道长度的滴头,这样在补偿状态时能保持较大的流道断面,也可以使抗堵塞性进一步提高。

压力补偿滴头根据与滴灌管的连接方式的不同,主要有管上式和内镶式两种:从结构形式上来分有孔口式、扁平式、圆柱式三种,孔口式多为管上式,而扁平式和圆柱式多为内镶式:补偿元件多为片式弹性膜,也有以弹性管作为补偿元件的。下面列举几种常见的压力补偿滴头^[33]。

2.1.1 孔口式压力补偿滴头

早期的孔口式补偿滴头是一种管上式压力补偿滴头(见图 2-1),在调节腔内有一个弹性膜片,膜片之下为带有出水槽沟的底座,在压力的作用下弹性膜压向底座,槽沟便成为出水流道。当滴头处于补偿状态时,弹性膜片与底座之间的流道随着压力的变化而变化,压力增大时,流道断面减小,压力减小时,流道断面增大,从而使滴头的出流盘保持稳定:当压力小到一定程度时,滴头便进入冲洗状态,弹性膜就完全脱离底座,出水流道变得很大,流量也相应增大。

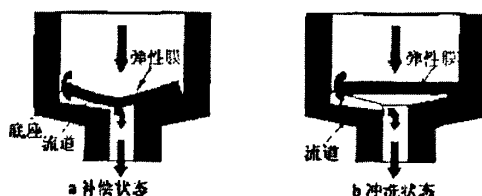


图 2-1 管上式压力补偿滴头原理图

Fig.2-1 Schematic diagram of online pressure compensating emitter

2.1.2 扁平式压力补偿滴头

图 2-2 所示的是以色列耐特菲姆“RAM”压力补偿滴头，在压力调节腔（或流道）之前增了一段迷宫流道。与孔口式补偿滴头相比，在滴头的压力调节区前增加了一段用于消能的固定式迷宫流道，流道和补偿区的上面覆盖着弹性膜片，在迷宫流道区，弹性膜片起着对流道密封的作用，使水流只能从流道中通过；在压力调节区，弹性膜片又发挥着流量调节的作用。这种革新使调节精度和可靠性提高了，但是压力调节范围并没有增大，由于调节孔太小，限制了流道的自由变化，因而在低压（60-100kPa）和高压（350-400 kPa）范围内很难进行理想的调节。

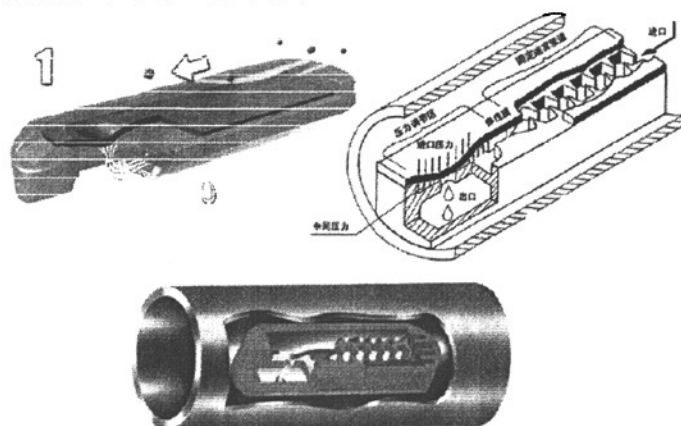


图 2-2 以色列耐特菲姆“RAM”扁平式压力补偿滴头结构原理图

Fig.2-1 Schematic diagram of Israel Netafim RAM flat pressure compensating emitter

2.1.3 圆柱式压力补偿滴头

圆柱式压力补偿滴头形状为圆柱状，在整个圆柱上布满迷宫流道，加长了迷宫流道的长度，最长可达到 100mm 以上，而扁平式压力补偿滴头的迷宫流道一般只有 20mm 左右。该种滴头的特点是压力变化时，通过改变水流通过迷宫流道的长度来改变流量，在补偿状态时保持较大的流道断面，抗堵塞效果较好。

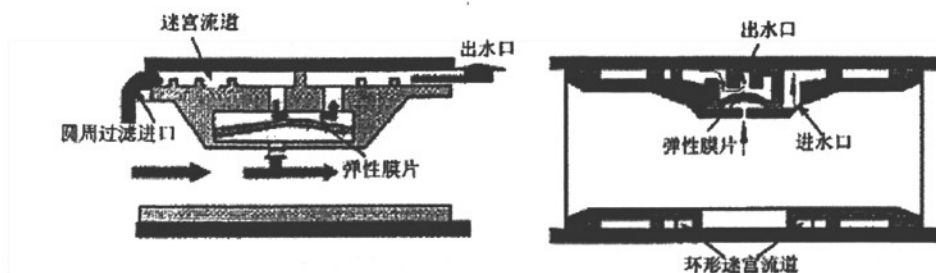


图 2-3 圆柱式压力补偿滴头结构原理图

Fig.2-3 Schematic diagram of cylindrical pressure compensating emitter

2.1.4 流道长度补偿式压力补偿滴头

这种滴头与上面所介绍的所有滴头相比,从补偿原理上进行了革新:在压力变化时通过改变水流通过的迷宫流道的长度来调节流量。从结构上来说,该种滴头不光圆柱上布满了迷宫流道,在压力调节区的弹性膜片下也增加了一段倾斜的迷宫流道,离灌水器出口越远,流道与弹性膜之间的距离越大。压力低时,弹性膜覆盖的迷宫流道短,水流通过迷宫的长度也短,压力高时,弹性膜覆盖的迷宫流道长,水流便通过较长的迷宫流道,从而保持流量恒定。

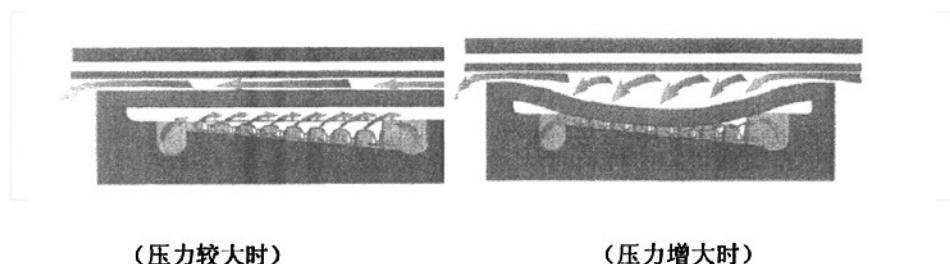


图 2-4 流道长度补偿式压力补偿滴头原理图

Fig.2-4 Schematic diagram of flow channel length compensation pressure compensating emitter

2.2 试验用压力补偿滴头的结构形式

为了能够同时分析补偿区和消能区的结构参数对滴头性能的影响,同时考虑试验的可行性,选取应用较广的北京绿源塑料有限责任公司生产的 $2.3 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ 管上式压力补偿滴头,作为结构形式为主要参考,如图 2-6 所示。

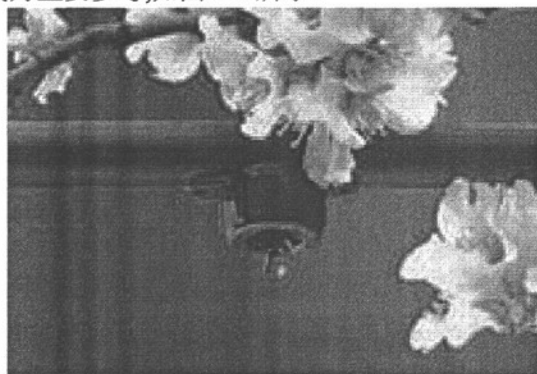


图 2-5 管上式压力补偿滴头工作图

Fig.2-5 Work plans of online pressure compensating emitter

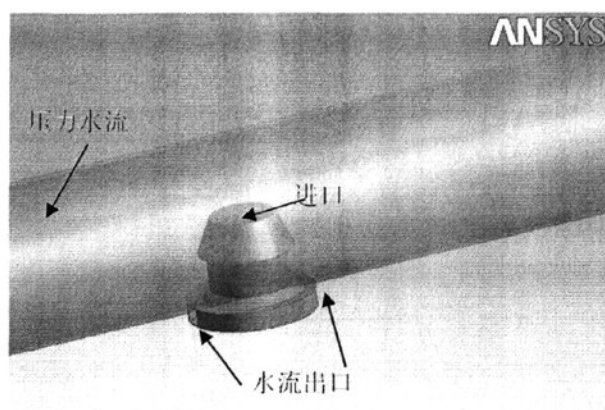
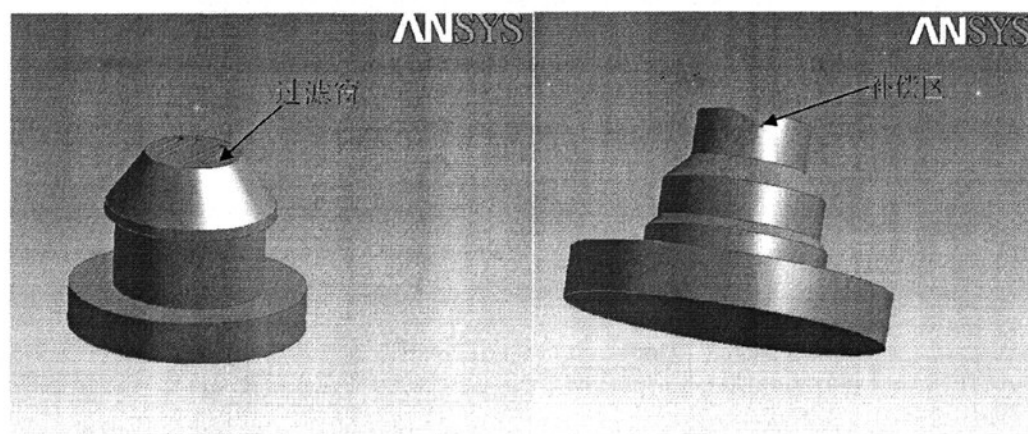


图 2-6 管上式压力补偿滴头

Fig.2-6 Online pressure compensating emitter



(a) 滴头压盖

(b) 滴头本体

图 2-7 滴头结构

Fig.2-7 Emitter structure

从图 2-6 可以看出, 压力补偿滴头由压盖、弹性膜片、滴头本体三大部分组成。压盖的主要作用是将膜片紧压在流道上, 同时通过底部的一个进水槽将从进水口处进入滴头的压力水的一部分导入弹性膜片的上部, 形成弹性膜片上面的水压。弹性膜片是压力补偿滴头的关键部件, 其主要作用有两方面: 1) 对流道的密封作用。在膜片上部压力水的作用下, 紧压在滴头本体的流道上, 使水流只能从流道中通过; 2) 流量调节作用。压力水经过过滤窗, 进入压力补偿滴头的补偿区, 对弹性膜片产生压力, 弹性膜片在上下压差的作用下发生变形, 进口压力不同, 变形大小也不同, 从而达到调节流量的目的。如图 2-8 (a) 所示:

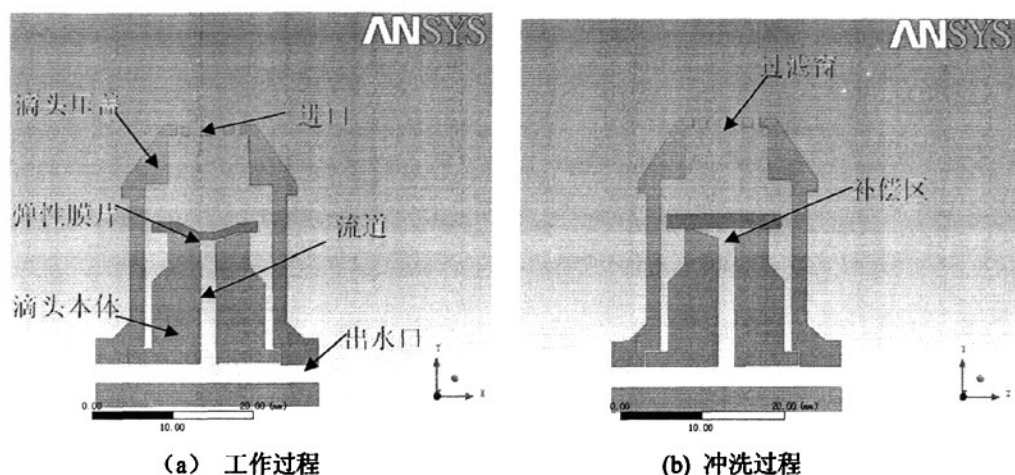


图 2-8 试验用压力补偿滴头工作原理图

Fig.2-8 Schematic of pressure compensating emitter for test

从图 2-8 (b) 可以看出当压力降低时滴头处于冲洗状态, 弹性膜片两侧压差减小, 弹性膜片回到最初的位置, 从而使补偿区面积增大, 从而使杂质排出。

2.3 压力补偿区弹性膜片的分析

2.3.1 弹性膜片的材料分析

硅橡胶有机硅产品中产量最大、应用最为广泛的大类产品。其主要组成是高摩尔质量的线型聚硅氧烷。由于 Si-O-Si 键是其构成的基本键型, 硅原子主要连接甲基, 侧链上引入极少量的不饱和基团, 分子间作用力小, 分子呈螺旋状结构, 甲基朝外排列并可自由旋转, 因此硅橡胶硫化后具有优异的耐高、低温, 耐候、憎水、电气绝缘性、生理惰性等特点医疗卫生、工农业生产及人们的日常生活中获得了广泛应用^[34]。

弹性膜片作为压力补偿式滴头的调压元件, 对补偿精度和材料使用寿命都有要求很高。目前, 国内外生产的各式压力补偿式滴头所用的调压原件都以硅橡胶为主。硅橡胶是橡胶的一种, 属于高分子材料, 具有良好的弹性, 在较小的外力作用下就能显示出高度变形的能力, 而在除去外力后, 又能恢复原来的形状, 几乎没有永久变形。

但是橡胶的特性是十分复杂的, 橡胶的材料特性和几何特性都是非线性的, 当发生变形时, 除小变形区域外, 没有固定的弹性模量, 而且橡胶材料受温度、周围介质、应变历史、加载速率和应变大小等因素的影响十分敏感。使得橡胶材料的变形行为的理论计算十分困难^[35]。

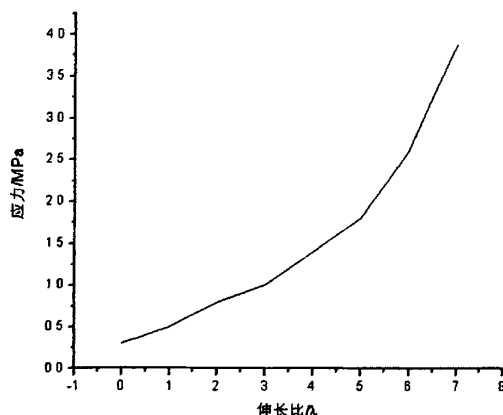


图 2-9 橡胶典型的应力-伸长曲线

Fig.2-9 Rubber typical stress-elongation curve

压力补偿式滴头采用的硅橡胶弹性膜片的厚度在 0.6-1mm 左右,同时还要求有一定的硬度,加工工艺十分复杂。一般,压力补偿式滴头中使用硅橡胶要求有如下四个特性^[36]:

- (1) 在水中的适重率必须降到最低,控制硅橡胶的吸水率。
- (2) 压缩变形率必须是最低应该是普通橡胶的几倍。
- (3) 回弹性必须调整到压力补偿滴头所要求性能的最佳。因为普通橡胶测试设备测试的是橡胶的回弹力,而硅橡胶的回弹力很差。
- (4) 硫化胶的邵尔硬度。

而且这四大特性是一个共同体不能单独存在。比如,如果硬度提高弹力增加,则压缩变形率增加,吸水率增加。能否达到这四项性能的最佳状态,是压力补偿式滴头以及整个滴灌系统的达到设计要求主要因素。由于时间有限,本文不对硅橡胶材料的加工工艺进行研究。

2.3.2 弹性膜片的参数分析

通过上面介绍,可知压力补偿滴头的工作过程为:水从进水口进入后,直接进入补偿区弹性膜片上部,由此在弹性膜片的上下形成了压差,使弹性膜片发生变形,进口压力不同,膜片的变形不同,补偿区的过水断面面积也不同,当进口压力和过流断面面积之间形成一定的比例关系时,就有可能使流量保持恒定^[37]。

假设补偿区最小过流断面面积为 ω , 则:

$$\omega = a \times b \quad (2-1)$$

式中: a —补偿区深度, m,

b —补偿区最小过流断面宽度, m, 当补偿区为圆形时, b 为补偿区的直径; 当补偿区为矩形时, b 为补偿区的宽度。

由于弹性膜片上的均布压差 ΔP 的作用，变形后减少的断面积为 ω_0 ，变形后滴头的过水断面积为 $A = \omega - \omega_0$ ，求得 ω_0 后就可以求得 A 。根据工程力学得知，弹性膜片在 ΔP 的作用下，其变形曲线应为圆弧形，如下图：

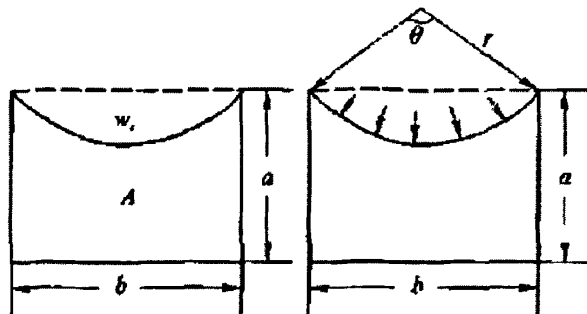


图 2-10 弹性膜片变形示意图

Fig.2-10 Schematic diagram of elastic membrane deformation

由图可知，弓形面积：

$$\omega_0 = \frac{1}{2} [r^2 \theta - b \sqrt{r^2 - (\frac{b}{2})^2}] \quad (2-2)$$

$$\text{由 } b = 2r \sin \frac{\theta}{2}, \quad \text{弓形弧长 } L = r\theta$$

$$\text{所以得出,} \quad \omega_0 = \frac{1}{2} [rL - b \sqrt{r^2 - (\frac{b}{2})^2}] \quad (2-3)$$

式中： r —弹性膜片变形后圆弧的半径，m；

θ —弹性补偿片变形后圆弧的圆心角；

从力学的角度进行分析，弹性膜片发生变形应该是受到轴向力拉伸的作用，设为 N ，取膜片的一半作为力学分析的对象，如下图：

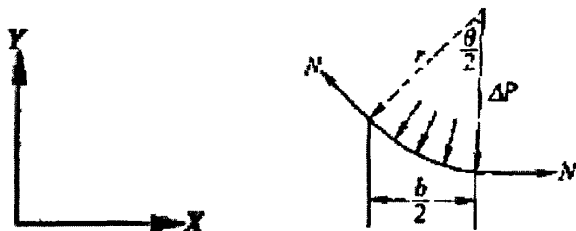


图 2-11 隔离体

Fig.2-11 Isolated body

弹性膜片变形稳定以后应处于平衡状态，由 $\Sigma Y = 0$ ，即膜片所受到的力在 Y 方向的

合力为零, 得到:

$$\Delta P \times \frac{b}{2} = N \cos(90^\circ - \frac{\theta}{2}) = N \sin \frac{\theta}{2} \quad (2-4)$$

所以

$$N = \frac{b\Delta P}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \quad (2-5)$$

式中: N —膜片变形受到的轴向拉伸力, N ;

由工程力学得知, 轴向力应使弹性补偿片拉长:

$$\frac{N}{e} = E \times \frac{L-b}{b} = E \left(\frac{L}{b} - 1 \right) \quad (2-6)$$

式中: E —弹性模量, MPa ;

e —弹性膜片厚度, mm 。

联立 2-5 和 2-6 可得出:

$$L = b \left(\frac{N}{Ee} + 1 \right) = b \left[\left(\frac{b\Delta P}{2Ee \sin \frac{\theta}{2}} \right) + 1 \right] = b \left(\frac{r\Delta P}{Ee} + 1 \right) \quad (2-7)$$

由上面分析可以看出, 如果想要压力变化时, 使通过滴头的流量保持不变, 就必须改变滴头的过水断面。随水压力改变断面积为 ω_0 , 从公式 2-3, 2-4, 2-5 来看, ω_0 的变化主要是压力差 ΔP 起作用, 其次是弹性补偿片弹性模量 E 和厚度 e 。

滴头的流量决定于两个因素: 工作压力和过流断面片上下的压差 ΔP 和最小过流断面面积 ω 来确定, 即:

$$Q = V\omega = \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}} (ab - \omega_0) \quad (2-8)$$

将 2-4, 2-5, 2-7 式综合, 得到滴头流量关系式:

$$Q = \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma} \left[ab - \frac{1}{2} \left\langle rb \left(\frac{r\Delta P}{\omega E} + 1 \right) - b \sqrt{r^2 - \left(\frac{b}{2} \right)^2} \right\rangle \right]} \quad (2-9)$$

式中: Q —滴头流量, $\text{L} \cdot \text{h}^{-1}$;

V —补偿区最小过流断面的流速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;

γ —压力水容重, $\text{N} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

由此可知，滴头流量的影响因素有：弹性膜片的上下压差 ΔP 、补偿区断面的宽度 b 、断面深度 a 、弹性膜片变形后圆弧的半径 r 、弹性膜片的厚度 e 、弹性膜片的弹性模量 E 。

2.4 弹性片试验参数的确定

2.4.1 橡胶的力学特性分析

在橡胶工业中，常用橡胶的硬度来表示橡胶的弹性模量，橡胶的硬度是通过一个端部有一定形状的压头施加一定的载荷而测得橡胶表面的弹性变形。橡胶的硬度与弹性模量之间存在一定的定量关系^[38]。

橡胶的剪切模量 G 一般为 1MPa 左右，而体积弹性模量 K 为 103MPa ，两者相差很大，当考虑微小变形时，根据弹性理论，可得到下列泊松比 μ 与弹性模量 E 的简单结果。

$$\mu = \frac{(3K - 2G)}{(6K + 2G)} \approx \frac{1}{2} \quad (2-10)$$

$$\text{即 } E = 2(1 + \mu)G \approx 3G \quad (2-11)$$

这一结果表明，橡胶状物质在变形时，其体积保持不变。试验证明，在相当大的变形时也是如此，因而橡胶为不可压缩材料。在本文中，构成弹性膜片的硅橡胶材料也视为不可压缩性材料，即 $E \approx 3G$ 。

2.4.2 橡胶的硬度与弹性模量之间的关系

在橡胶工业中，常常用橡胶的硬度来表示橡胶的弹性模量。金属材料的硬度是按一定条件所测得的永久变形。而橡胶的硬度是通过一个端部有一定形状的压头施加一定的载荷而测得橡胶表面的弹性变形。我国硫化橡胶一般采用邵尔 A 硬度计。邵尔 A 硬度计的压针形状如图 所示。硬度计压针在自由状态时，其指针应指零度，当压针被压入小孔，其端面与硬度计底面在同一平面时，硬度计所指刻度应为 100 度，即：

$$H_A = \frac{(H - \delta)}{H} \times 100 \quad (2-12)$$

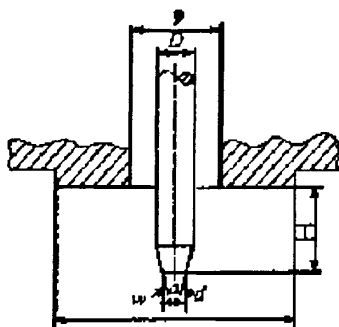


图 2-12 绍尔 A 硬度计的压针

Fig.2-12 Pressure needle of Sauer A

对压针所施力的大小同硬度计指示值的关系符合下式：

$$F = 0.550 + 0.075H_A \quad (2-13)$$

式中：F-对硬度计所施加的力，N；

0.550-压针未压入试样时（硬度计指零时）弹簧的力，N；

0.075-绍尔硬度计每 1 度所对应的力，N；

H_A -邵尔 A 硬度计指示的度数。

根据弹性理论来研究硬度试验，假定橡胶遵守虎克定律，在图 2 中压针的压入深度按照弹性理论可用下式表达：

$$\delta = \frac{1-\mu}{4aG} F \quad (2-14)$$

式中： δ -压入深度，mm；

$2a$ -圆柱压针的直径，mm；

F-作用在压针上的载荷 N；

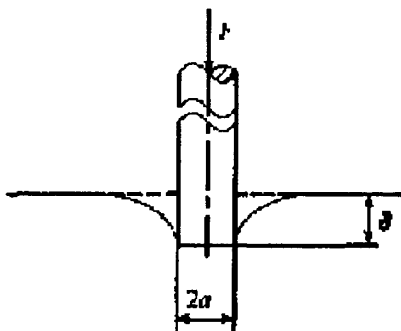


图 2-13 圆柱形压针的压入

Fig.2-13 Press of cylindrical pressure needle

由于邵尔 A 硬度计的压针端部不是圆柱形, 而是圆锥形, 假定这个圆锥体近似于一个圆柱体, 其截面积等于上下两底面积的几何平均值, 则:

$$2a = (Dd)^{\frac{1}{2}} \quad (2-15)$$

根据硫化橡胶的不可压缩性, 联立 2-12, 2-14, 2-15 并代入参数值求得:

$$G = \frac{0.755H_A + 5.53}{100 - H_A} \quad (2-16)$$

上式建立了剪切弹性模量 G 与邵尔 A 硬度的关系式。

联立 2-10, 2-11, 2-12 式, 即可得出:

$$E = \frac{3(0.755H_A + 5.53)}{100 - H_A} \quad (2-17)$$

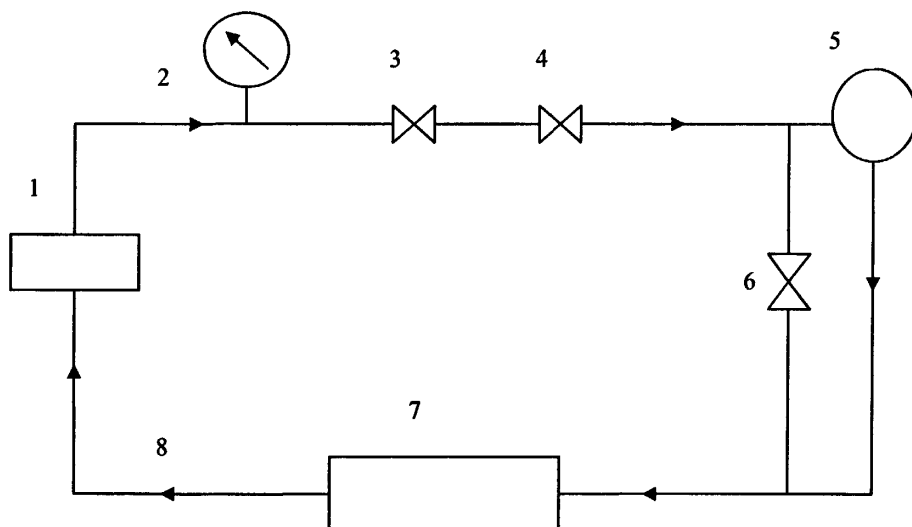
邵尔硬度 H_A 适用于硫化橡胶在邵尔 A 硬度 20 度到 90 度范围内的硬度测试。本文所研究的硅橡胶邵尔 A 硬度在硬度计测量范围内, 因此, 弹性膜片的邵尔硬度 H_A 和弹性膜片的厚度 e 这两个因素可以影响压力补偿滴头的流量, 进而影响压力补偿滴头的水力性能。

2.5 压力补偿滴头水力性能测试

目前, 对滴头流道内部的水力学研究受到了滴头微小流道尺寸的限制, 许多宏观的流体力学公式已经不能应用。因此, 通过对实验数据的处理, 总结水力学公式是一种可行的方法。试验的主要作用是测试试验用管上式压力补偿滴头流量与压力关系, 研究滴头流道内部的水力性能, 通过对数据的处理, 计算、总结有关的水力学计算公式。

2.5.1 压力补偿滴头水力性能试验装置

本试验方案的设计参考了《中华人民共和国国家标准-塑料节水灌溉器材压力补偿式滴头及滴灌管》和《中华人民共和国国家标准-农业灌溉设备一滴头技术规范 and 实验方法》^[56,58]。试验装置示意图如图 2-13 所示:



1. 试验台 2.压力表 3.针阀 4.试验台上的阀门 5.自吸泵 6.排水阀 7.水箱 8.软管

图 2-14 水力性能测试装置示意图

Fig.2-14 Schematic diagram of hydraulic performance test device

其中试验测试的主要参数与方法为：

入口工作压力：精密压力表，精度为 0.25 级，MPa

滴头流量：烧杯，250，mL

水温，室温：温度计，最小刻度为 0.1℃，℃

时间：秒表，最小指示 0.01s, s

在试验装置中，水箱中的水经过 $\phi 8$ 的塑料管接入试验台，采用自来水作为水源，由吸程为 2m 的自吸泵提供系统压力，由调节阀设定和改变滴头的工作压力，并由精密压力表记录其值。水温的变化会导致水的粘滞系数发生变化，大多数滴头的流道尺寸会因为水温的变化而变化，压力补偿滴头中的弹性膜片的性能也会随水温变化而改变，这些都会导致滴头流量发生波动。所以本试验用水先在水箱中保存一天，待水温恒定后再进行实验。

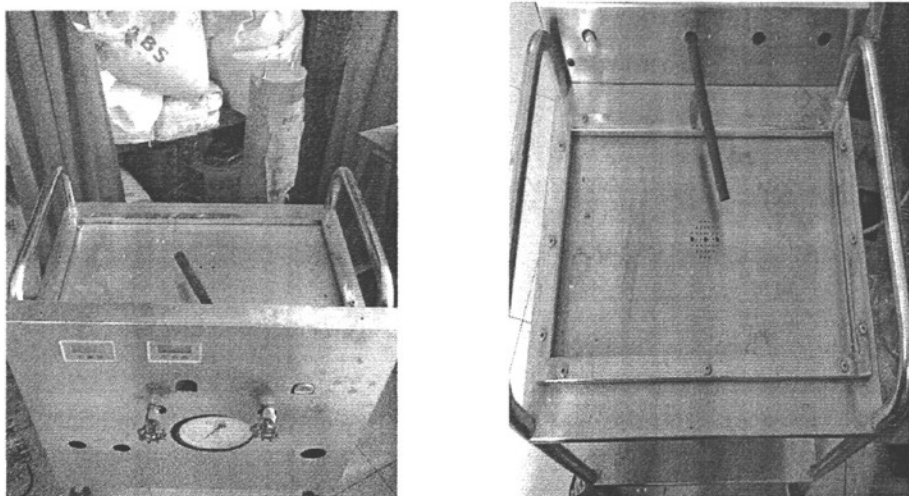


图 2-15 水力性能测试装置
Fig.2-15 Hydraulic performance test device

2.5.2 试验内容与方法

试验内容主要是测定管上式压力补偿滴头在不同工作压力（50-350kPa）下的流出量。试验选取了上面介绍的管上式压力补偿滴头作为研究对象，使用简单可靠的快速插接与实验台相连接。调整至设定的工作压力待出流稳定后再计时测定出水量保证试验数据的准确。在自由流出的条件下，采用体积法测量滴头的出水量，每个压力下测试时间为 3min，每次实验时间为 25min，观测水量两次，两次测得的水量误差小于 2%，取平均值得到该条件下压力补偿滴头的流量。

2.5.3 试验结果

测得不同压力下滴头的流量，如下表所示：

表 2-1 流量-压力关系

Table 2-1 Relationship of pressure-flow

工作压力/kPa	50	100	150	200	250	300	350
流量/L·h ⁻¹	2.37	2.33	2.33	2.22	2.19	2.15	2.13

本组试验数据将在下一章中与 CFD 数值模拟试验对比中用到。

第三章 压力补偿滴头内流场的数值模拟及结果

目前,对新型滴头的研究与开发通常都是在完成结构设计之后,用模具注塑出实物产品,之后在生产线上与外管进行装配,最后将其接入滴头水力性能测试装置,测出其流量与压力之间的关系。整个过程周期长且成本高,如果试验结果不符合设计要求,则需要返回修改滴头的结构以及相应的模具结构,势必造成很大的浪费^[40]。

通过基于计算流体动力学 CFD 的数值试验,可以充分认识流动规律,并大幅减少实验室和测试实体试验研究的工作量。使设计者以最快的、最经济的途径,方便的选择多个设计方案,缩短开发周期并减少成本。但是,从现有资料来看,对滴头流道数值模拟的研究主要集中在在各种迷宫式滴头,因为涉及流固耦合,关于压力补偿滴头内流场的微观模拟尚未见到较为系统、全面的研究。

压力补偿滴头可以显著的提高系统的灌水均匀性,但技术含量高,开发难度大,已成为评价各国滴灌设备生产厂商技术水平高低的主要标志之一。一般,压力补偿滴头中的弹性膜片的主要成分是硅橡胶,在工作过程中,弹性膜片两边存在压力差,产生变形来改变出水断面的面积,从而使滴头的流量保持稳定,所以了解弹性膜片在不同工作压力时的变形情况有重要意义。由于滴头工作时弹性膜片两边都是压力水,且膜片被固定在压力调节区内,所以观测和测量其变形情况存在很大的困难^[42]。本章将提出一种基于 CFD 分析压力补偿滴头流道流场的方法。

3.1 软件介绍

目前常用的计算流固耦合商业软件主要有 LS-DYNA、ADINA、ANSYS、STAR-CD、FLUENT 等。考虑到压力补偿滴头流道的复杂程度和计算的精确度,本文所采用的主要是 ANSYS 和 ANSYS CFX11.0 两个软件。其中 ANSYS 对结构进行分析,CFX 对流体进行分析。

3.1.1 ANSYS Workbench 介绍

ANSYS Workbench 是用 ANSYS 求解实际问题的新一代产品,它给 ANSYS 的求解提供了强大的功能。这种环境为 CAD 系统和设计提供了全新的平台,保证了最好的 CAE 结果^[42]。ANSYS Workbench 提供独一无二的环境,可以直接建立应力分析、电磁分析计算流体动力学分析或多场耦合,分析的模型。通过 CAD 系统的连通性,可以将模型扩展到上、下游部件,最终完成整个模型的分析。

ANSYS Workbench 由四个模块组成:

(1) DesignSimulation 是 ANSYS 的求解器, DesignSimulation 可以做的分析类型包括线性应力、模态、热传递、线性屈曲、非线性结构分析等。

(2) DesignModeler 模块用来建立 CAD 几何模型, 为分析做准备。Design Modeler 具有类似主流 CAD 建模的建模工具。模拟时完成独特的几何修改能力, 如点的粘结, 表面分割, 面模型抽取等。它还包含参数建模功能, 通过尺寸驱动和约束来建立 2D 草图。DesignModeler 还可以和 ANSYS Workbench 实现无缝连接。

(3) DesignXplorer 用于研究变量的输入 (如几何、载荷) 对响应 (如应力、频率) 的影响。

(4) FE Modeler 用来把 Nastran 的网格转化到 ANSYS 中使用。

ANSYS Workbench 与 CAD 系统的关系非常密切。它不仅直接使用 CAD 系统的模型, 而且建立与 CAD 系统灵活的双向参数互动关系。

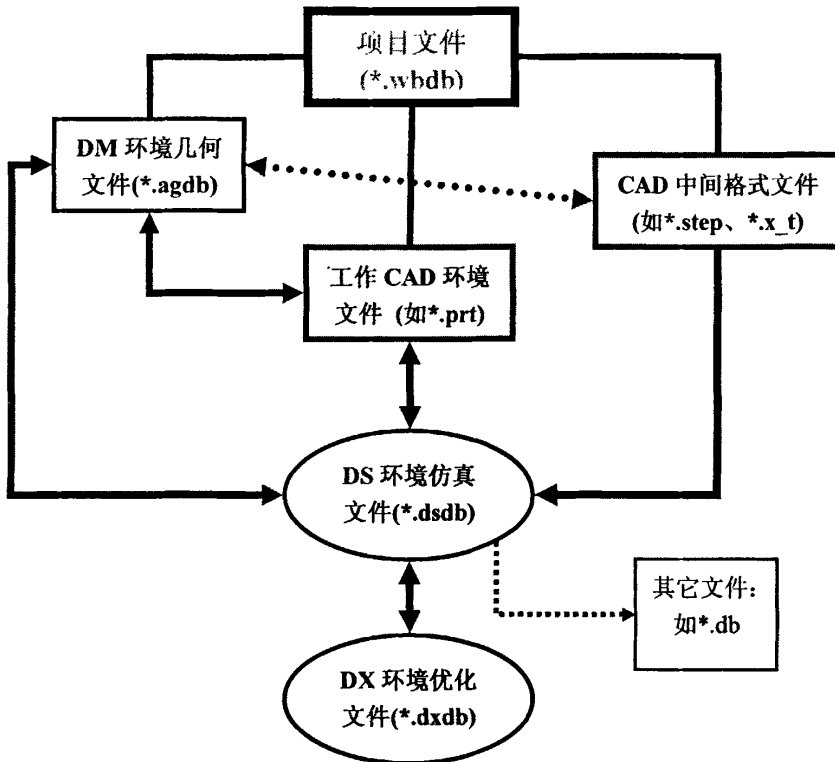


图 3-1 Workbench 环境数据流程图

Fig.3-1 Environmental data flow chart

本文中主要利用 ANSYS Workbench 的 DesignModeler 和 DesignSimulation 模块。其中对压力补偿滴头流道和弹性膜片采用 DesignModeler 进行几何 3D 建模。对弹性膜

片在 DesignSimulation 进行非线性结构分析, 可以计算静力载荷作用下的系统变形和应力, 包括大变形、接触非线性和材料非线性。

3.1.2 ANSYS CFX 11.0 介绍

ANSYS CFX 11.0 (简称 CFX) 是目前处于世界领先地位的 CFD 软件之一, 广泛用于模拟各种流体流动、传热、燃烧和化学反应等问题。CFX 和大多数 CFD 软件不同的是, CFX 采用了基于有限元的有限体积法, 在保证有限体积法的守恒特性的基础上, 吸收了有限元法的数值精确性。CFX 在湍流模型的应用上也一直在业界领先, 除了常用的湍流模型外, CFX 最先使用了大涡模拟 (LES) 和分离涡模拟 (DES) 等高级湍流模型。

CFX 可以用多种方式显示和输出计算结果, 例如, 显示速度矢量图、压力等值线图、等温线图、压力云图、流线图、绘制 XY 散点图、参差图, 生成流场变化的动画, 进行粒子追踪等。

在本文中, 主要应用 CFX 的瞬态求解器进行求解。把在 DesignModeler 中建立的压力补偿滴头流道 3D 模型导入 CFX-Pre 中进行给定边界条件和指定初始条件等操作, 再通过 CFX-Solver 完成计算过程, 最后在 CFX-Post 完成后处理工作, 得到压力补偿滴头流道内流场的压力、速度分布图^[43]。

3.2 流固耦合力学的分析方法

流固耦合力学是流体力学与固体力学交叉而生成的一门力学分支, 它是研究变形固体在流场作用下的各种行为以及固体位形对流场影响这二者交互作用的一门科学。流固耦合力学的重要特征是两相介质之间的交互作用 (fluid-solid interaction, FSI): 变形固体在流体的载荷作用下会产生变形或运动, 而变形或运动又反过来影响流场, 从而改变流体载荷的分布和大小。正是这种相互作用将在不同条件下产生不同的流固耦合现象^[44,45]。

流固耦合问题一般分为三类^[46,47]:

(1) 直接耦合, 即所有物理场由一个代码求解。该方法通常是假定结构以给定的频率和幅值进行振动, 通过计算非定常力来判断系统的稳定性。它把一个原来内部耦合的非线性问题分解成了两个独立的解耦问题。

(2) 顺序耦合, 是按照定义好的顺序求解, 指多个物理分析一个一个按顺序分析。第一个物理分析的结果作为第二个物理分析的载荷。如果分析是完全耦合的, 那么第二个物理分析的结果又会影响第一个物理分析的输入。其典型过程是: 流体力作用下对结构响应进行积分, 推进至下一时刻; 把结构的边界位移和运动传递给流体系统; 更新流

体动态网格；流体积分，计算新的流体压力和应力场把流体压力和应力转换成结构载荷传递给结构。它在物理意义上是“弱耦合”。

(3) 同步求解，这种方法不同场的求解同步进行。把流体和结构看作通过耦合界面，连接的单一连续介质，用单一的算子来描述控制方程。由于时间积分完全同步，且不存在时间滞后和能量不守恒现象，因此是一种具有相当吸引力的完全的“强耦合”方法。

本章的研究对象是压力补偿滴头流道和弹性膜片之间的流固耦合问题，水的压力引起弹性膜片的变形，反过来弹性膜片的变形又影响周围流场的几何形状，而在实际弹性膜片的变形对整体流场的几何形状的影响很小，但使压力补偿区的几何形状发生较大的变化，因此需要计算变形后的流场。所以，在此分析中采用顺序耦合的方法。

其中，ANSYS 对结构进行分析，CFX 对流体进行分析，然后通过 Multi-field Solver 将其结合起来对结构和流体进行流固耦合分析。Multi-field Solver 是 ANSYS11.0 中专门用于计算多物理场耦合问题的计算模块，它可以同时运行 ANSYS 结构计算程序和 CFX 流体计算程序。通过流体和结构交接面上力的传递，实现流体和结构间的单项耦合或双向耦合，其求解思想为有限元理论方法。顺序耦合求解流程如下图所示：

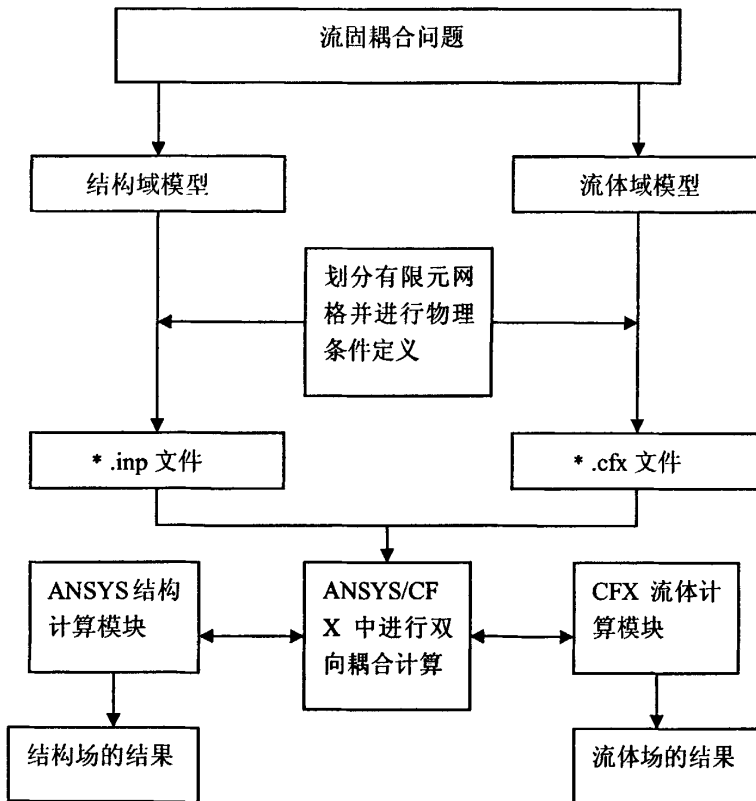


图 3-2 求解流程
Fig.3-2 Solving process

3.3 压力补偿滴头内流场的 CFD 模拟

3.3.1 CFD 数学模型及其参数选择

滴头进口压力不同, 流道中水流速度就不同, 因而滴头中流态也不同。根据王福军、李云开^[48]等人总结了国内外大量关于微小流道内流体的流动特性研究资料可知, 在得出在考虑微小尺度的影响因素后, 连续介质流体动力学、宏观尺度下的 N-S (Navier-Stokes) 方程仍适用于研究特征尺寸为 1 mm 左右的迷宫滴头内水流的流动问题。

压力补偿滴头流道尺寸一般在 0.3-2.0mm 之间, 因而流道内流动的流体为连续流体, 在此假设流道中的水为定常流动的常温不可压缩流体, 由于是微小流道可忽略流体的质量力。表面张力: 液体表面的分子受到气体分子的作用, 有向内部收缩的趋势, 从而表现出表面张力。在流体充满截面的管道流动中, 由于不存在自由面, 因此没有表面张力作用^[49]。

3.3.1.1 流道中流体为层流的控制方程为:

$$\text{质量方程: } \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3-1)$$

$$\text{N-S: } \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} + \frac{\partial(wu)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3-2)$$

$$\frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} + \frac{\partial(wv)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3-3)$$

$$\frac{\partial(uw)}{\partial x} + \frac{\partial(vw)}{\partial y} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3-4)$$

式中: u, v, w —流速在 x, y, z 三个坐标轴方向的分量;

ρ —水的密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$;

ν —动力黏度系数, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$;

p —流体的压力, Pa。

3.3.1.2 流道中流体为紊流的控制方程为:

$$\text{质量方程: } \frac{\partial \bar{u}'}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}'}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}'}{\partial z} = 0 \quad (3-5)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3-6)$$

$$\text{动量方程: } \frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\eta \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j' \right) \quad (3-7)$$

$$(i=1 \sim 3, j=1 \sim 3)$$

$$\text{紊流应力计算方程: } (\tau_{i,j})_t = -\frac{2}{3} \rho k \delta_{i,j} + \eta_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3-8)$$

$$\eta_t = c_\mu \rho k^2 / \varepsilon \quad (3-9)$$

式中: η —分子粘性;

η_t —为紊流粘性系数;

k, ε 可以分别表示为:

$$k \text{ 方程: } \rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \varepsilon \quad (3-10)$$

$$\varepsilon \text{ 方程: } \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{c_1 \varepsilon}{k} \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3-11)$$

$k-\varepsilon$ 方程中的三个系数(c_μ, c_1, c_2)和三个常数($\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_T$)为经验常数^[50], 其值如表

3-1:

表 3-1 $k-\varepsilon$ 方程经验常数表

Table 3-1 $k-\varepsilon$ Equation of constant experience table

c_μ	c_1	c_2	σ_k	σ_ε	σ_T
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3	0.9-1.0

3.3.1.3 流体流动状态的判别及假设

流体的流动分为层流流动和紊流流动^[51]。从试验的角度来看, 层流流动就是流体层与层之间既没有质量的传递也没有动量的传递; 而紊流运动中层与层之间相互有干

扰,而且干扰的力度还会随着流动而加大,层与层之间既有质量的传递又有动量的传递。雷诺数 Re 通常用来判别流动状态,它是惯性力和粘性力之比。雷诺数的定义如下:

$$R_e = \frac{VL}{\nu} \quad (3-12)$$

其中: V —截面的平均速度, $m \cdot s^{-1}$;

L —特征长度, m ;

ν —流体的运动粘度, $m^2 \cdot s^{-1}$ 。

对于圆形管内流动,特征长度 L 取圆管的直径 d 。一般认为临界雷诺数为 2320,即当 $Re < 2320$ 时,管中是层流;当 $Re > 2320$ 时,管中是紊流。

对于异型管道内的流动,特征长度取水力直径 d_H 则雷诺数的计算式为:

$$R_e = \frac{Vd_H}{\nu} \quad (3-13)$$

异型管道水力直径的定义如下:

$$d_H = 4 \frac{A}{S} \quad (3-14)$$

其中: A —过流断面的面积, m^2 ; S —过流断面上流体与固体接触的周长, m 。则正方形截面管道的雷诺数计算式为:

$$R_e = \frac{Va}{\nu} \quad (3-15)$$

式中 a —正方形截面边长, m 。

对于压力补偿滴头来说, Q 为其在一定压力下的流量,故通过截面的平均速度:

$$V = \frac{Q}{A} \quad (3-16)$$

代入 3-16 式即可得正方形截面压力补偿滴头在一定压力下的雷诺数计算式:

$$R_e = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{Q}{a} \quad (3-17)$$

目前,对于迷宫型流道内部流态的研究很多,而对压力补偿滴头内部流态还没有系统全面的研究。对迷宫型流道内部流态的判定国内学者对此有很多争议。李永欣,李光永等^[52]根据迷宫流道灌水器的流态指数 X 值一般在 0.5 左右的事实,数值模拟时采用了紊流模型。这对于额定工作状态时(即额定工作压力时)的水流特性的模拟应该是恰当的。对于在模拟滴头压力-流量关系曲线时,滴头流量从小到大变化时水流模型的变化,计算时应该根据雷诺数与临界雷诺数实时比较判断来决定采用层流模型还是紊流模型。但由于滴头流道结构非常复杂,边界不断变化,对水流的运动是一种人为的扰动,因此沿用光滑圆管的雷诺数 2300 来划分水流流态并不合适。李云开,杨培岭等^[53]对六种迷宫式流道灌水器内部流体流动的雷诺数进行了分析,认为迷宫型流道内 Re 在 105-930 之间,因此流态转折的临界雷诺数比常规尺度流道的值要小,数值低于 255。

本文选用的是北京绿源塑料有限责任公司生产的管上式压力补偿滴头,研究

50–350kPa 压力条件下滴头的水力特性, 其流量为 $Q = 2.3 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$, 滴头流道截面比较复杂, 与进水压力的大小有关。一般情况下, 流道面积 $A = (0.6-1.0) \times 10^{-6} \text{ m}^2$, 则流道断面的平均流速 $\bar{v} = Q/A = 0.4-1.0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 水的运动粘度取 20°C 时值: $\nu = 1.003 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, 由此可以计算出 $\text{Re} = 900-2570$ 。根据均匀流临界雷诺数来判断, 流道内部流道为层流, 但考虑流态指数, 国内外迷宫型滴头的 X 值大部分都在 0.50-0.65 之间, 表明其内部流动为紊流。结合迷宫式滴头流态的判断方法, 在本文中对于管上式压力补偿滴头, 50–350kPa 压力条件下, 因其流量变化不大, 所以在数值模拟过程中, 先采用层流模型, 然后在分析流态的选择对水力性能的影响。

为了简化计算, 作如下假设:

- (1) 流道内部流体作稳态、层流流动;
- (2) 重力和惯性力可以忽略, 壁面无滑移;
- (3) 流体是不可压缩的粘性流体 (ρ 为常数);
- (4) 弹性膜片视为不可压缩性橡胶, 即泊松比 $\mu \approx \frac{1}{2}$ 。

在假设的条件下, 设定迭代次数为 300 次, 一般在 200 次左右就可以收敛, 收敛后计算程序会自动终止, 然后进入后处理状态。

3.3.2 计算区域和参数的选择

借助大行程立科 3D 测量仪器测绘出滴头实际尺寸, 测量精度为 0.001mm。然后根据滴头外部尺寸建立滴头流道模型。为了顺利的生成压力补偿滴头的流道的 3D 几何模型, 和在一定程度上实现“可视化”, 这里只取流道的一半作为数学模型的求解域。

在 ANSYS Workbench 的 DesignModeler 模块中建模如下:

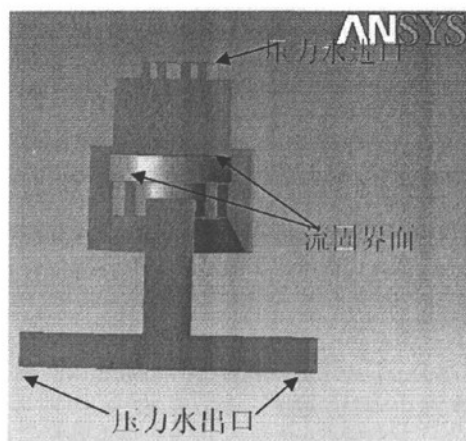


图 3-3 1/2 流道模型

Fig.3-3 Half of the flow channel model

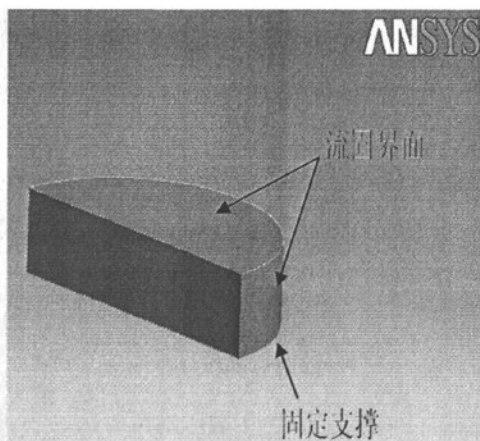


图 3-4 1/2 弹性膜片模型

Fig.3-4 Half of the elastic membrane model

由绍尔 A 硬度计测出弹性膜片的 $H_A = 55$ ，由公式 2-17 可知：

$$E = \frac{3(0.755H_A + 5.53)}{100 - H_A} = 3.138 \text{ MPa}$$

而流道中的流体选择为水，密度 $\rho = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ，动力粘性系数 $\nu = 1.003 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 。通常，对于压力补偿滴头，在进口压力小于 50KPa 或大于 400KPa 的区间，基本不具备压力-流量补偿功能，所以本文选择进口压力范围为 50-350KPa。

3.3.3 网格划分

网格是 CFD 模型的几何表达形式，也是模拟与分析的载体。网格质量对 CFD 计算精度和计算效率有重要的影响。对于复杂的 CFD 问题，网格生成极为耗时，且极易出错，生成网格所需时间常常大于实际 CFD 计算的时间。本文的网格划分采在 ANSYS Workbench 的 Meshing 模块中完成。考虑到流道边界结构的复杂程度及网格生成的时间，本次试验根据经验采用基本尺寸为 0.10mm 的四面体网格对几何模型进行体积划分。模拟后平均网格数为 1.6×10^5 个。弹性膜片的网格由 ANSYS 自动生成。网格划分结果如下图所示：

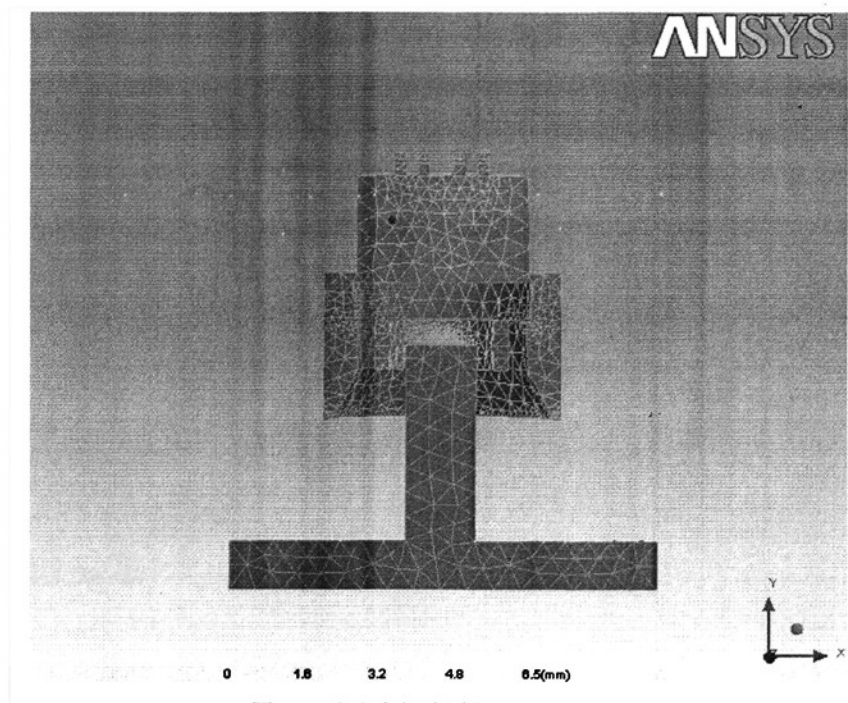


图 3-5 滴头内部流道的网格划分

Fig.3-5 Meshing in internal emitter flow

3.3.4 边界条件

滴灌系统是通常在某一给定压力下工作,在滴头的进口处基本保持着固定的压力水头,因而在计算时,将其设为压力入口边界条件,在 50-350kPa 范围内,每增 50kPa 值作为滴头入口已知压力,共 7 个水平输入。在滴头的出口处,由于流体直接流出,故设其为大气压。流道除出入口外,其它边界上速度矢量均为零。

3.3.5 数值模拟结果

为了更加直观地分析 3D 模型的模拟结果,通常需要创建一些平面,分析这些平面上的数值分布而得到结论,因此选择合适的监视平面,才能比较全面地反映整体流道内的流动情况。这里选择压力补偿滴头流道深 $h=0.1\text{mm}$ 的监视平面。

3.3.5.1 滴头流道内压力分布:

后处理过程在 CFX-Post 中进行,进行滴头内流场的微观化分析,能够方便、准确的得到如速度场、压力场以及某个截面上的参量分析等。在图 3-6 所示流道进口的入水面施加工作压力 $P_{\text{进口}}=100\text{kPa}$,求解后得到压力布的可视化结果如图所示:

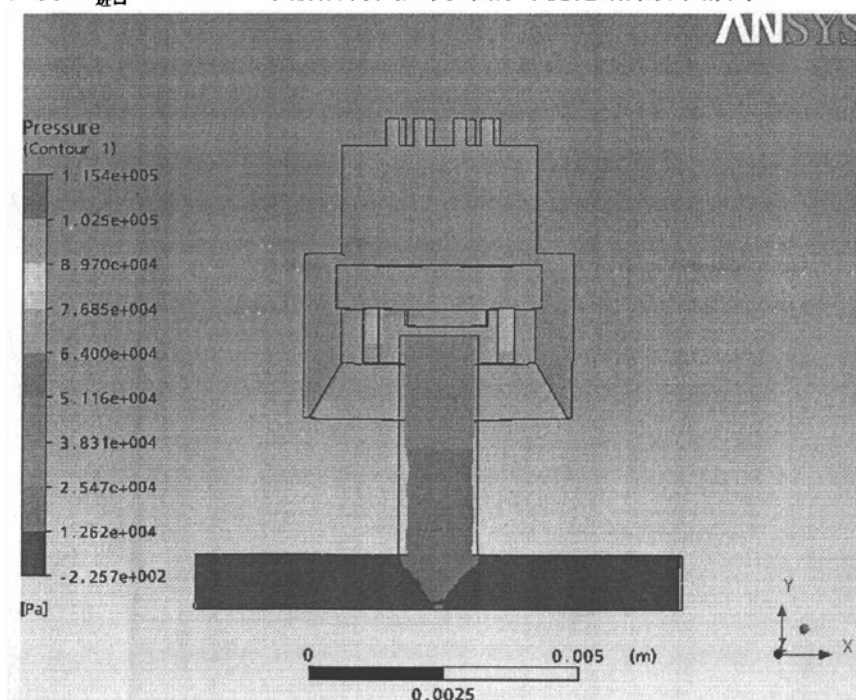


图 3-6 滴头流道内压力分布图

Fig.3-6 Distribution of emitter flow pressure

从模拟的结果可以看出:该压力补偿滴头可以将高压水经过消能以滴状或小流装流出。图 3-6 显示流道深 $h=0.1\text{mm}$ 平面内流场的压力分布,从图中可以看出,在弹性膜片控制的出水断面处水流的压力有明显的变化,实现了在水流流动方向压力显著降低。

充分体现了压力补偿滴头的消能作用,从而保证滴头可以将水流以较为均匀稳定的流量滴入土壤。

3.3.5.2 滴头流道内速度分布

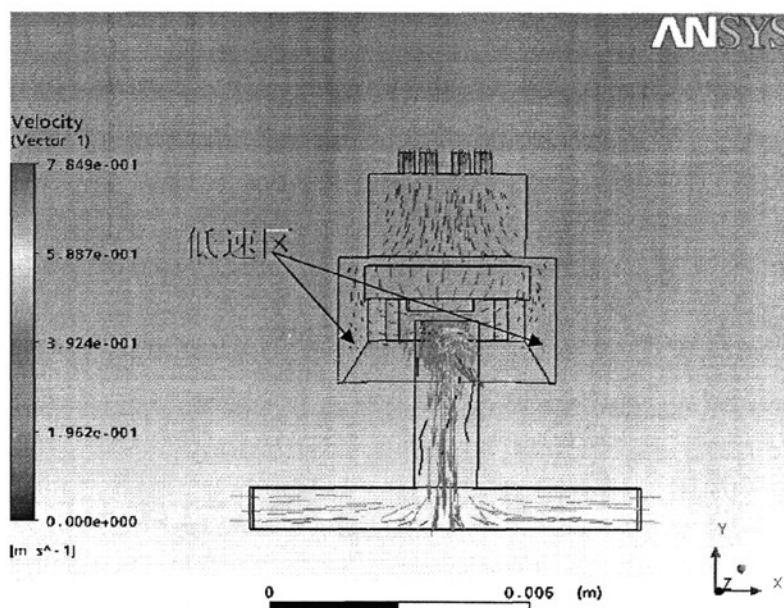


图 3-7 100kPa 时滴头流道内速度分布矢量图

Fig.3-7 Distribution of emitter flow velocity vector at 100kPa

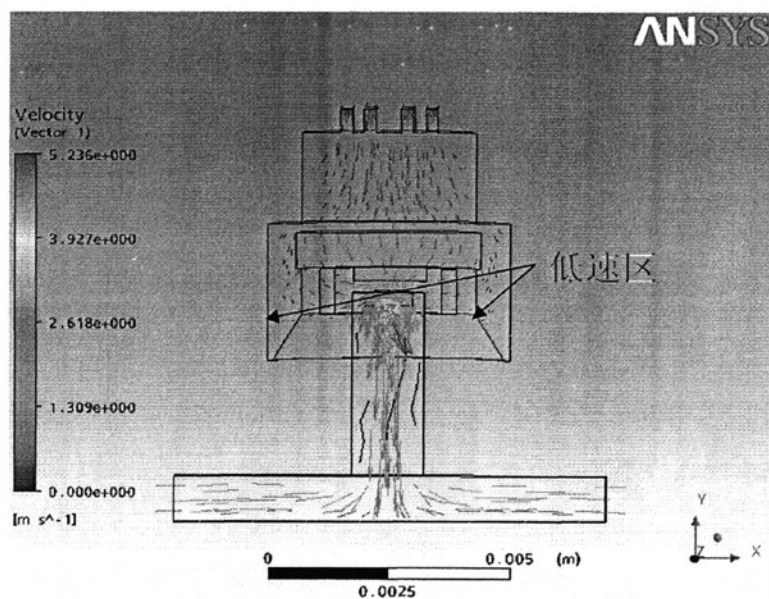


图 3-8 50kPa 时滴头流道内速度分布矢量图

Fig.3-8 Distribution of emitter flow velocity vector at 50kPa

图 3-7、3-8 显示了流道深 $h=0.1\text{mm}$ 平面内流场的速度矢量的分布情况，可以看出，在压力补偿区下的环形流道内，流速范围为 $0.3\text{--}0.8\text{m/s}$ ，速度矢量也在发生变化，不断进行能量交换，也降低了流场的压力。从这两幅矢量图中可以看出，在流道的中部均存在“低速区”，速度很低，当压力水源中含有泥沙颗粒或其他杂质时，泥沙颗粒和杂质就会在此处会因自身动量不足而可能沉积下来，久而久之会造成滴头流道堵塞。所以对于这种滴头流道，可以对其结构进行相应的改进，尽可能避免“低速区”的存在或减少“低速区”的大小，改善其内部流态，从而提高流道的抗堵塞性能。

3.3.5.3 弹性膜片的变形分析

同时，也可以利用 CFX-Post 中的自动观测选项，清晰的观察到弹性膜片在压力水作用下发生的变形：

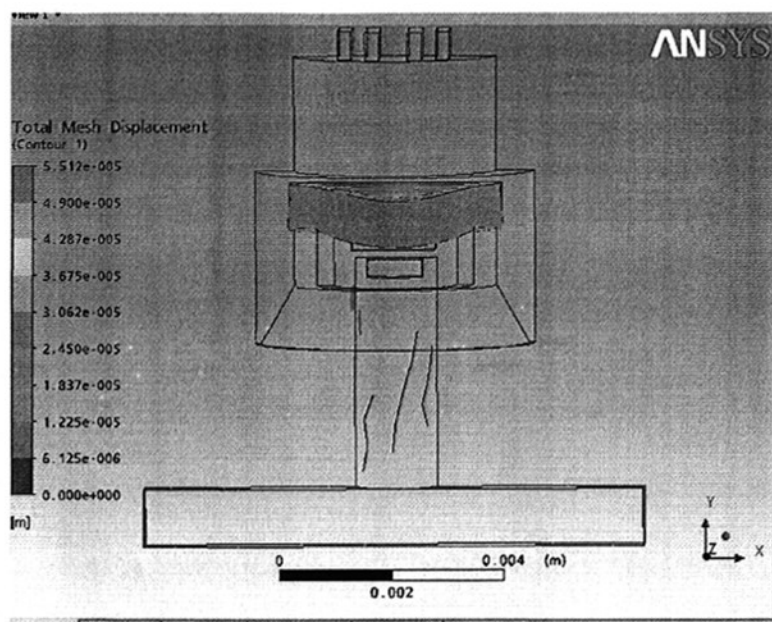


图 3-9 弹性膜片变形示意图

Fig.3-9 Schematic diagram of elastic membrane deformation

在上图所示的工作压力下工作，弹性膜片发生较大变形，导致补偿区过水断面面积变小，且远小于流道中其他部位的尺寸，虽然过水面积减小在一定程度上可以增加补偿区水流速度，但是容易发生堵塞。

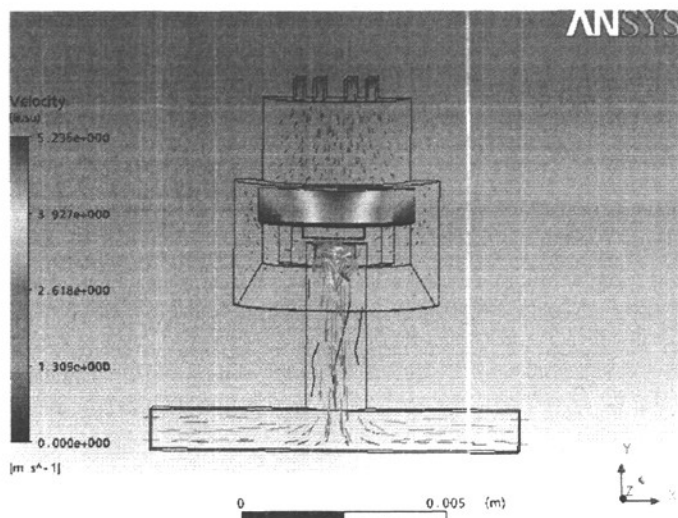


图 3-10 50kPa 时弹性膜片变形示意图

Fig.3-10 Schematic diagram of elastic membrane deformation at 50kPa

由图 3-11 可知压力补偿滴头在工作压力位 50kPa 时基本处于冲洗状态, 其流量与补偿状态相比, 增大许多, 此时补偿区过水断面面积较大, 滴头不易发生堵塞, 同时也可以清理滴头内部杂质。

3.3.5.4 流量计算

图 3-12 为流道出口处速度分布曲线, X 轴表示位移, Y 轴表示速度矢量 V_x , 速度矢量所包围的区域即为压力补偿滴头的出水流量, 这里计算流量的方法是, 先估算流量区域所包含的小方格的数量 N , 然后依据坐标算出小方格的面积 ΔS , $N \times \Delta S$ 即为滴头的出水流量 Q 。应用这个方法可以估算出在 100kPa 时, 压力补偿滴头的流量为 $Q = 2.26 L \cdot h^{-1}$ 。

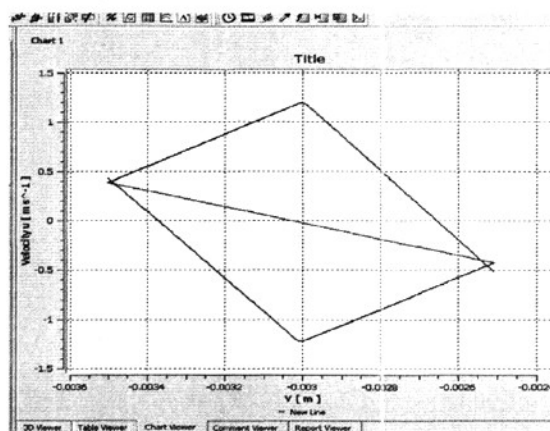


图 3-11 出口速度分布曲线

Fig.3-11 Distribution curve of outlet velocity

3.3.5.5 实测结果和模拟结果对比及误差分析

通过 CFD 数值模拟得到了 50–350kPa 范围内 7 个进口压力条件下的实测模拟流量值，在第二章中，通过实测实验测定了 50–350kPa 压力范围内每隔 50kPa 压力条件下的自由流出量。具体结果见下表：

表 3-2 压力补偿滴头实测流量值与模拟流量值

Table 3-2 Pressure compensating eritter of measured values and simulation flow values

流量 / L · h ⁻¹	进口压力/kPa						
	50	100	150	200	250	300	350
实测值	2.37	2.33	2.33	2.22	2.19	2.15	2.13
模拟值	2.54	2.50	2.46	2.4	2.35	2.33	2.33
偏差率%	7.17	7.39	5.65	8.18	6.90	8.57	9.52

图 3-13 是滴头的压力-流量特性的 CFD 模拟结果与实测结果对比图。从图中可以看出，在一定工作压力下，CFD 计算得到的压力流量特性曲线与实测结果比较接近，平均误差小于 10%，说明 CFD 模拟计算出的压力流量特性与实测结果具有较好一致性。

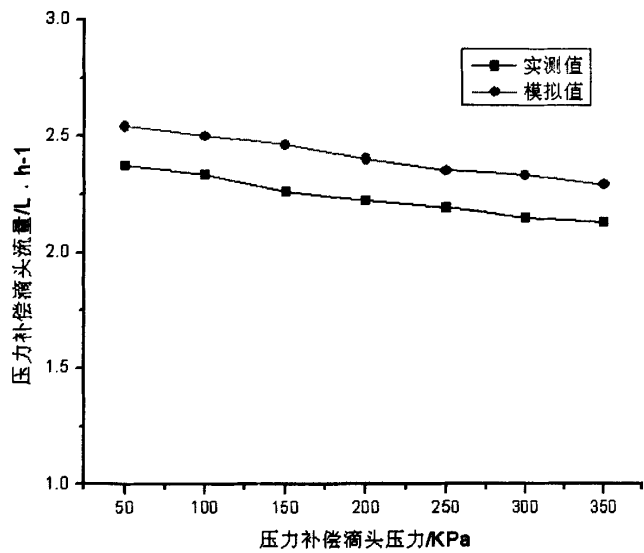


图 3-12 压力补偿滴头流量与压力关系曲线

Fig.3-12 flow and pressure curve of pressure compensating emitter

CFD 模拟流量大于实测值，模拟值与实测值的分布趋势有着较好的相关性，都是随着压力的增加流量逐渐减少，补偿性能变差，说明应用 CFD 数值模拟方法适用于管上式压力补偿滴头的流量计算。在 50-350kPa 内，随着压力的上升，各个滴头模拟值和实测值的流量-压力关系曲线有着不同程度的变化。而在实际水力性能测试时，会出现压力波动的情况，流量也会受到一定的影响，发生变化。

对模拟流量和实测流量进行误差分析可知：

(1) 切开压力补偿滴头样本并放大观察发现, 滴头的进口和出口部分流道的加工比较粗糙, 有一些细小的毛边, 入水进口的过水能力小于滴头流道的过水能力以及出水流道的阻力增大, 使得模拟流量比实际流量偏差较大。

(2) 在进行 CFD 数值模拟过程中, 进行控制参数设置时, 个别参数难以确定, 而采用了系统默认值。导致模拟流量与实际流量结果不同。

经典的 N-S 方程、连续性方程来表征压力补偿滴头流场内部流动是可行的。利用 Multi-field Solver 进行压力补偿滴头流固耦合分析, 可以模拟水流作用下弹性膜片的变形。数值模拟方法仿真压力补偿滴头流场流动, 可以让我们从三维空间上掌握流场分布细节, 模拟的结果可以将微小流道进行可视化, 这对于分析和理解滴头的消能过程、描述流道中流体流动的特征以及流场速度、压力分布有很大的帮助。从而大大提高滴头设计效率, 节约人力、物力。

3.4 CFD 数值模拟精度影响因素分析

在科学研究、生产运行、产品开发等实践中, 考察的因素往往很多, 而且每个因素的水平数也很多, 此时如果对这些因素的每个水平可能构成的一切组合条件均逐一进行试验, 既进行全面试验, 试验次数就相当多。解决的方法就是采用科学有效的试验设计方案, 以使通过适当数目的试验达到目的。正交试验设计是利用“正交表”进行科学地安排与分析多因素试验的方法。其主要优点是可以在很多试验方案中挑选出代表性强的少数几个试验方案, 并且通过这少数试验方案的结果分析, 推断出最优方案, 同时还可以作进一步的分析, 得到比试验结果本身给出的还要多的有关各因素的信息。

影响滴头 CFD 数值模拟结果的因素有很多, 从滴头流道 3D 几何模型的构造、划分网格的尺寸到计算模型的选取、求解处理方式选取等很多因素都影响着最终的模拟结果。如果对 CFX 求解器进行合理的设置, 可以减少压力补偿滴头流道模拟流动的误差。针对这一问题, 本节将对影响滴头 CFD 数值模拟精度的因素进行模拟并进行正交分析, 找出能使 CFD 数值模拟取得理想精度的因素水平组合。

3.4.1 试验设计与方法

影响滴头 CFD 数值模拟精度的因素存在与试验和模拟的各个环节, 甚至有一些因素对模拟精度的影响具有随机性, 这极不利于对影响滴头 CFD 数值模拟精度的因素进行分析。

在实际利用 CFX 软件对迷宫滴头流道内流场进行 CFD 数值模拟时, 发现采用不同的网格划分尺寸、不同的计算物理模型和求解处理方式等选项时, CFD 数值模拟的

精度存在较大差别。基于此，本节选取网格尺寸，计算物理模型和求解处理方式作为主要影响因素设计三因素二水平的正交试验。CFD 数值模拟过程中，流道进口边界条件设置为压力进口形式，进口压力值设定为 100kPa，流道出口边界条件设置为压力出口形式，出口压力值设定为 0 Pa，其他边界条件按壁面处理。在应用标准 $k-\varepsilon$ 模型的条件下， $k-\varepsilon$ 方程中的三个系数 c_μ, c_1, c_2 和三个常数 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_T$ 取经验值，如表 3-1 所示。

表 3-3 研究因素-水平表

Table 3-3 Study of factors-the level

水平	因素		
	A 网格单元尺寸	B 计算物理模型	C 求解处理方法
1	0.10	层流	稳态
2	0.15	标准 $k-\varepsilon$	瞬态

根据试验的因素与水平，按照 $L_4(2^3)$ 正交表安排 4 个数值试验，以 100kPa 进口压力条件下的模拟流量与实测流量的偏差作为试验指标。实验用正交表如表 3-4

表 3-4 正交试验表

Table 3-4 The orthogonal experiment table

序号	A 网格单元尺寸	B 计算物理模型	C 求解处理方法
正交 1	0.10	层流	稳态
正交 2	0.10	标准 $k-\varepsilon$	瞬态
正交 3	0.15	层流	瞬态
正交 4	0.15	标准 $k-\varepsilon$	稳态

3.4.2 试验结果分析

3.4.2.1 直观分析

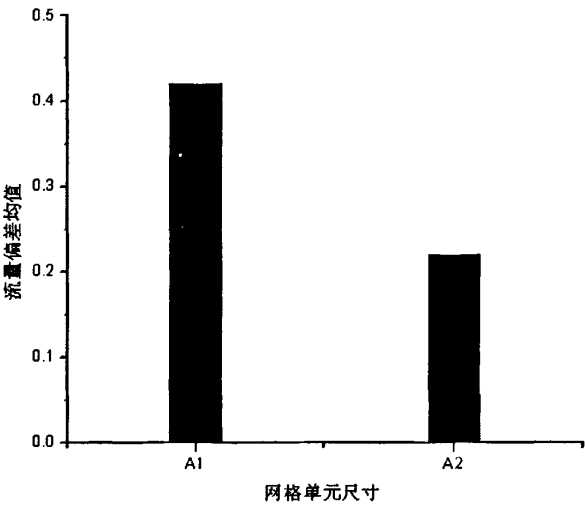
正交试验直观分析也称极差分析，是目前实际生产中广泛应用的一种方法。极差分析的具体内容包括：通过比较正交试验表中各因素列极差的大小确定出各因素对试验指标影响的主次顺序；以因素水平为横坐标，因素各水平对应的试验指标均值为纵坐标，画出各因素与试验指标的趋势图，在趋势图中结合具体的试验指标要求找出各因素的最佳水平，确定出最优试验方案^[54]。

表 3-5 正交试验结果分析
Table 3-5 The analysis of orthogonal test

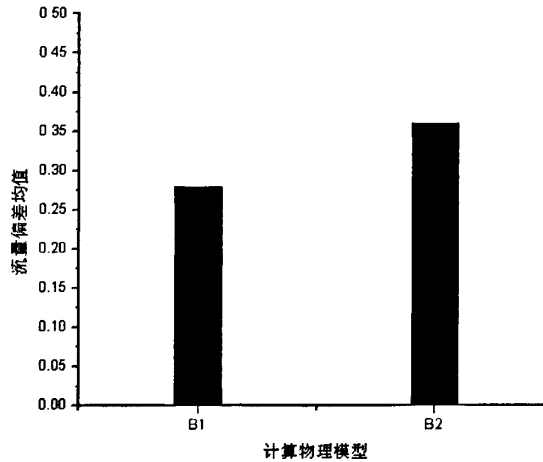
序号	A	B	C	流量偏差/ $L \cdot h^{-1}$
1	1	1	1	0.39
2	1	2	2	0.44
3	2	1	2	0.16
4	2	2	1	0.28
M_{1j}	0.83	0.55	0.67	
M_{2j}	0.44	0.72	0.60	
m_{1j}	0.42	0.28	0.34	
m_{1j}	0.22	0.36	0.30	
R_j	0.20	0.08	0.04	

表中 M_{ij} 表示第j列水平号为i的流量偏差总和; m_{ij} 表示第j列水平号为i的流量偏差的均值; R_j 表示j列因素的极差, $R_j=\max(m_{ij})-\min(m_{ij})$ 。

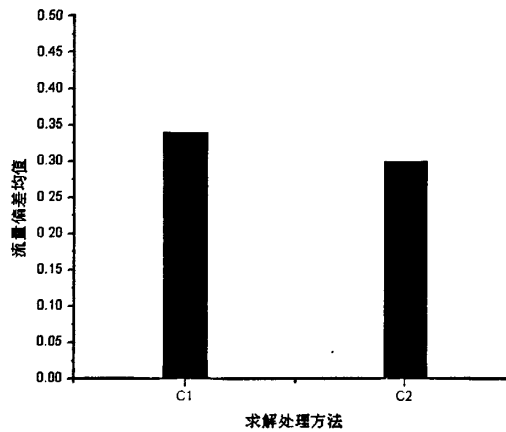
分析上表各因素列项的极差大小,可以发现求解处理方法的选择对模拟精度的影响最大,三个因素对模拟精度影响的主次顺序为:网格单元尺寸>计算物理模型>求解处理方法。作出各因素与试验指标的趋势图,见图 3-13:



(a)



(b)



(c)

图 3-13 流量偏差与因素关系图

Fig.3-13 The diagram of test index and factors

本次正交试验的试验指标是 100kPa 进口压力条件下的模拟流量与实测流量的偏差，此时试验指标越小，CFD 数值模拟的精度越高。基于此，从因素水平与流量偏差的趋势图中，可以得出各因素的最佳组合为 $A_2B_1C_2$ ，即网格单元尺寸取 0.15mm，计算物理模型选择为层流模型，求解处理方法选用瞬态求解方法。按组合 $A_2B_1C_2$ 选取因素水平，在 100 kPa 进口压力条件下对压力补偿滴头进行 CFD 数值模拟，模拟得到的流量值为 $2.42 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ ，与实测流量值的偏差为 $0.16 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ ，因此可以确定压力补偿滴头 CFD 数值模拟精度影响因素的最佳组合为 $A_2B_1C_2$ 。

3.4.2.2 方差分析

极差分析方法简单直观, 计算量较少, 但这种方法不能估计试验过程中以及试验结果测定中必然存在的误差的大小, 因此不能真正区分某因素各水平所对应的试验结果的差异究竟是由于水平的改变所引起的, 还是由于试验误差所引起的。同时各因素对试验结果影响的重要程度极差分析法也不能给出精确的数量估计, 因此有必要进行方差分析或其他分析。方差分析结果见表 3-6:

表 3-6 方差分析表
Table 3-6 The table of variance analysis

方差来源	偏差平方和	自由度	均方和	F 值	显著性
A	0.0380	2	0.0019	3.255	不显著
B	0.0075	2	0.0038	0.642	不显著
C	0.0015	2	0.0008	0.128	不显著
e	0.0033	2			
T	0.0467	8			
F_{α}	$F_{0.05}(2,8)=4.46$		$F_{0.01}(2,8)=8.65$		

通过表 3-6 可以得出各因素对模拟精度影响的大小顺序为: 网格单元尺寸>计算物理模型>求解处理方法, 这与极差分析的结果一致。按显著性水平 $\alpha=0.05$ 来检验时, 选取的 3 个试验因素压力补偿滴头数值模拟精度的影响均达不到显著的水平, 这也从一定程度上验证了利用 CFX 软件和 ANSYS 软件对压力补偿滴头进行 CFD 数值模拟是比较稳定可行的, 也说明了根据经验选取的网格单元尺寸大小比较适宜。正交试验直观分析表(表 3-5)中正交试验方案 1 的模拟误差最大, 模拟流量与实测流量的偏差率高达 16.8%, 而最优试验方案 $A_2B_1C_2$ 的模拟流量与实测流量的偏差率为 7.08%, 由此可以看出各试验因素对模拟精度的影响虽不显著但不能忽略, 在对压力补偿滴头进行 CFD 数值模拟时有必要认真考虑各因素对模拟精度的影响, 在确保各因素选取较好水平的前提下开展数值模拟工作。

3.4.3 网格单元尺寸对 CFD 模拟精度的影响

对物理实体进行网格划分是 CFD 数值模拟的重要工作, 网格单元是流动控制方程数值离散的基础, 生成网格的目的实质上是为了合理的实现物理求解域与计算求解域的转换, 网格类型与网格单元尺寸对 CFD 数值模拟精度有很大的影响。

网格尺寸对 CFD 数值模拟的精度有很大的影响, 一般来说网格尺寸应该充分小于模拟的物理实体的特征尺寸, 这样才能较好反映出实体内的实际流动, 从而保证模拟的结果不至于过分的偏离实际情况。在上文的正交试验中根据经验限定了网格单元尺寸水

平的选取,现在取消网格尺寸水平选取的限制,以分析网格单元尺寸大小对齿形迷宫滴头 CFD 数值模拟精度的影响情况。

结合正交试验的分析结果,在用 CFX 对压力补偿滴头进行 CFD 数值模拟时,计算物理模型采用层流模型,求解器采用瞬态模式,设定进口压力值为 100kPa,流道出口边界条件设置为压力出口形式,出口压力值设定为 0 Pa,其他边界条件按壁面处理,网格单元尺寸分别设定为 0.06、0.08、0.1、0.15、0.2、0.25、0.30、0.35、0.4、0.45mm。具体模拟结果见表 3-7:

表 3-7 网格单元尺寸大小对模拟精度的影响

Table3-7 The effect on the simulation precision imposed by the size of grid cell

网格尺寸/mm	0.06	0.08	0.10	0.15	0.2	0.25	0.30	0.35	0.4	0.45
流量偏差/ $L \cdot h^{-1}$	0.19	0.23	0.20	0.16	0.30	0.35	0.43	0.47	0.56	0.61
偏差率/%	8.40	10.52	8.85	7.08	13.32	15.54	19.07	20.88	24.86	27.04
计算用时/h	8	6	5	4	3.5	2	1.5	1.0	0.8	0.5

从表 3-7 中可以看出网格单元尺寸的大小对齿形迷宫滴头模拟精度的影响很大,采用 0.45mm 大小的网格单元尺寸划分网格时模拟流量与实测流量的偏差率高达 27.0%,此时对压力补偿滴头的数值模拟已严重偏离实际情况,网格单元尺寸采用 0.15mm 或更小尺寸时模拟结果精度较高,流量偏差率能控制在 10%左右,基本能够较真实的反映实际的流动情况。以网格单元尺寸为横坐标,流量偏差为纵坐标做出流量偏差随网格尺寸大小变化的趋势图,见图 3-15。

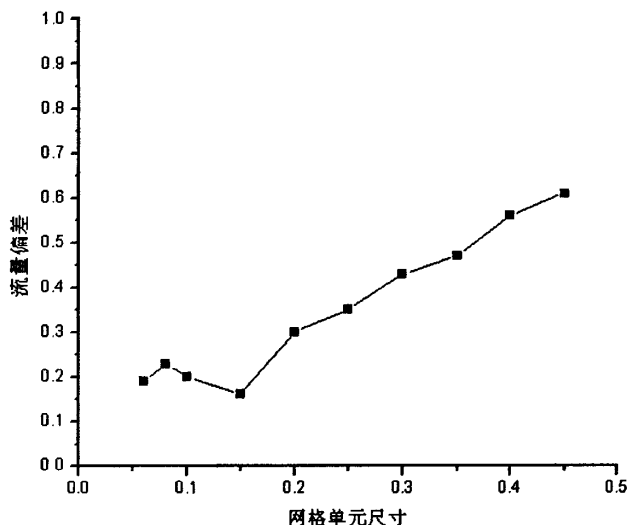


图 3-15 网格单元尺寸对流量偏差的影响趋势图

Fig. 3-15 The trend map of grid cell's size influencing on flow deviation

从图中可以看出:当网格单元尺寸由 0.15 mm 左右逐渐增大时压力补偿滴头的 CFD 数值模拟精度急剧下降,数值模拟的结果不能反映实际的流动情况;当网格单元尺寸由

0.15mm 左右逐渐减小时压力补偿滴头 CFD 数值模拟精度逐渐趋于稳定,此时通过减小网格单元尺寸已很难提高数值模拟的精度,反而会使模拟所用的时间大幅增加。基于以上分析,最终确定网格单元尺寸在 0.1-0.15mm 范围内取值。

3.5 本章小结

本章对常见的管上式压力补偿滴头的 CFD 模拟的试验验证,得出了以下结论:

(1) 利用 CFX 和 ANSYS 流固耦合功能对压力补偿滴头流道内流场进行 CFD 数值模拟所得流量偏差范围在 10%左右,用这种方法进行 CFD 数值模拟可以为压力补偿滴头的流量和压力之间的关系预测提供一定的参考。同时通过对压力补偿滴头流道结构的流态分析,直观的得到可视化的压力、速度等分布图。

(2) 对本文试验用压力补偿滴头进行 CFD 数值模拟时,影响模拟精度的 3 个主要因素的最佳水平组合为 $A_2B_1C_2$,即网格单元尺寸取 0.15mm,计算物理模型选择为层流模型,求解处理方法选用瞬态求解方法。

(3) 为了保证正交试验的数值模拟结果比较合理,根据经验给出了网格单元尺寸因素选取水平的限制,在此前提下,三个试验因素对压力补偿滴头 CFD 数值模拟精度影响的主次顺序为:网格单元尺寸>计算物理模型>求解处理方法。按显著性水平 $\alpha=0.05$ 来检验,选取的 3 个试验因素对压力补偿滴头 CFD 模拟精度的影响不显著。

(4) 网格单元尺寸的大小对齿形迷宫滴头模拟精度的影响很大,对于流道结构复杂的压力补偿滴头,当网格单元尺寸在 0.1-0.15 mm 范围内取值时,CFD 数值模拟的精度相对较高,当网格尺寸小到一定程度时通过减小网格单元尺寸已很难提高 CFD 数值模拟的精度。

第四章 弹性膜片参数对水力性能影响的试验研究

弹性膜片作为压力补偿式滴头的调压元件, 其性能参数直接影响压力补偿式滴头的水力性能以及整个滴灌系统均匀度。通过第二章可知, 影响压力补偿滴头流量的弹性膜片参数为邵尔硬度 H_A 和弹性膜片的厚度 e 。在第几章中验证了通过 CFD 方法分析压力补偿式滴头水力性能的可行性。本章旨在通过 CFD 方法对弹性膜片的性能参数和尺寸对压力补偿式滴头水力性能的影响进行试验研究。

4.1 弹性膜片的参数对水力性能影响的单因素试验

4.1.1 试验因素与水平

第二章的分析可知, 选择性膜片参数为邵尔硬度 H_A 和弹性膜片的厚度 e 两个因素为试验因素, 各个因素设计的水平如表 4-1 所示:

表 4-1 研究因素-水平表
Table 4-1 Study of factors-the level

水平	因素	
	弹性膜片厚度	弹性膜片的硬度
	e / mm	$H_A / \text{绍尔硬度}$
1	0.7	45
2	0.8	50
3	0.9	55
4	1.0	60

4.1.2 压力补偿滴头水力性能评价参数的的确定

4.1.2.1 额定流量

压力补偿滴头在补偿区间内水温 23℃时的流量, 称为额定流量, 单位为 $\text{L} \cdot \text{h}^{-1}$ 。通常取 100kPa 时的滴头流量值作为评价压力补偿滴头流量大小的参数, 又称名义流量或标称流量 Q_n 。

4.1.2.2 流态指数

流态指数是压力补偿滴头一个重要参数。公式 1-1 中的流态指数 X 反映了滴头流量

对压力的敏感程度,对于理想的压力补偿滴头 $X=0$,但是在实际的压力补偿滴头性能很难达到,一般认为 X 小于0.4时,滴头已经具有压力补偿性。 X 越接近于0,滴头的补偿性能就越强。理国家 标准农业灌溉设备滴头技术规范和试验方法(GB/T17187-1997)中规定 $X \leq 0.2$ 。国际标准 ISO9261 按照流态指数对压力补偿滴头的补偿性能进行了分类,见表 4-2:

表 4-2 压力补偿滴头的性能分类表

Table 4-2 The classification performance of pressure compensating emitter	
补偿滴头性能分类	滴头流态指数 X
非常好	$0 < X \leq 0.05$
好	$0.05 < X \leq 0.10$
一般	$0.10 < X \leq 0.15$
差	$0.15 < X \leq 0.20$
不能接受	$X > 0.20$

用所测定的压力流量数据,对压力补偿滴头流道的流量压力关系进行拟合。

对式 $Q = KH^X$ 两边取对数,表示成下式:

$$\log Q = \log K + X \log H \quad (4-1)$$

取压力和对数的流量成线性关系,以上式作为回归方程,根据不同压力及其流量,用最小二乘法计算 X 和 K 值:

$$X = \frac{\sum (\log H \cdot \log Q) - \frac{1}{n} \sum \log H \cdot \sum \log Q}{\sum (\log H)^2 - \frac{1}{n} (\sum \log H)^2} \quad (4-2)$$

$$K = 10^{\frac{1}{n} (\sum \log Q - X \sum \log H)} \quad (4-3)$$

压力和流量的相关系数用下式计算:

$$R = \frac{\sum (\log H \cdot \log Q) - \frac{1}{n} \sum \log H \sum \log Q}{\sqrt{\left[\sum \log H^2 - \frac{1}{n} (\sum \log H)^2 \right] \left[\sum \log Q^2 - \frac{1}{n} (\sum \log Q)^2 \right]}} \quad (4-4)$$

4.1.2.3 压力补偿区间

在我国微灌灌水器标准 (SL/T67.1~3-94) [59]中定义压力补偿区间为:压力-流量曲线上两个曲率半径最小点的横坐标(压力坐标)之间的范围。如图 4-1 所示, H_{\min} 和 H_{\max} 之间的范围就是压力补偿滴头的补偿区间。 H_{\min} 一般在 40-70kPa, H_{\max} 一般在 300-400 kPa。在压力补偿区间内任何点下的滴头流量值相对于额定流量 Q_n 的偏差。A

类不应该大于 5%，B 类不应该大于 10%。

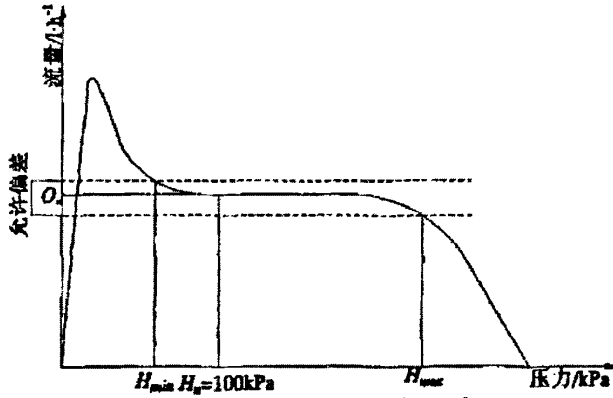


图 4-1 压力补偿滴头的一般特性

Fig.4-1 The general Characteristics of pressure compensating emitter

4.1.3 弹性膜片性能参数及尺寸的单因素试验

4.1.3.1 不同弹性膜片硬度对压力补偿滴头水力性能的影响

应用前一章所示的管上式压力补偿滴头流道为模型，在弹性膜片厚度为 0.8mm 的条件下，对弹性膜片的硬度 H_A 分别取试验设计的四个水平（45，50，55，60），按照第三章所述的数值模拟方法进行数值模拟试验，其中，网格单元尺寸取为 0.15mm，计算物理模型选为层流模型，求解方法为瞬态方法，流道进口边界条件设置为压力进口形式，进口压力值设定为 100kPa，流道出口边界条件设置为压力出口形式，出口压力值设定为 0 Pa，其他边界条件按壁面处理。在硬度 H_A 分别取试验设计的 4 个水平（45，50，55，60）时，根据公式 2-17 弹性模量 E 分别取为 2.155MPa、2.600 MPa、3.125 MPa 和 3.814MPa。

可以得到不同硬度条件下压力补偿滴头的水力性能曲线，如图 4-2 所示：

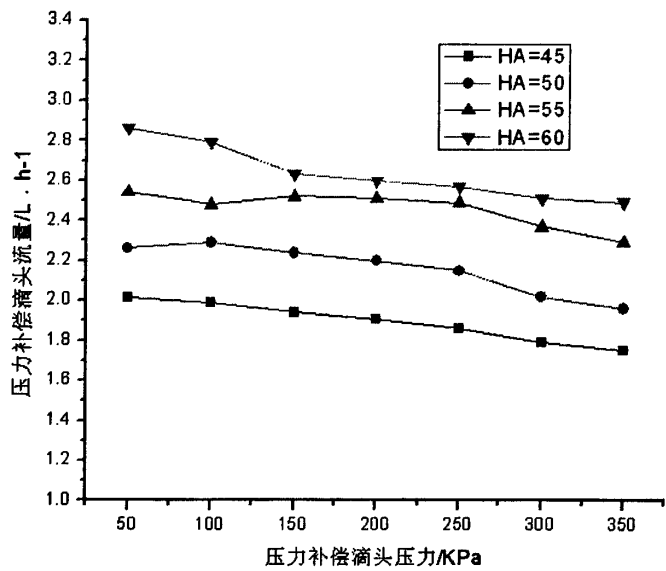


图 4-2 不同硬度条件下压力补偿滴头的水力性能曲线

Fig.4-2 Pressure compensating emitter hydraulic performance curve of different hardness

根据图 4-2 曲线的变化趋势和表 4-3 的数据可以看出，试验用滴头的流量随硬度的增加而逐渐增大，在模拟过程中，因为滴头流道结构形式不变，在同一厚度情况下，弹性膜片的硬度与补偿性能成反比，即膜片硬度越大，流态指数值越大，补偿性能下降；而当膜片硬度减小时，压力补偿区间也随之减小。

表 4-3 弹性膜片硬度对滴头补偿性能的影响

Table 4-3 Elastic membrane of the impact of the hardness of the emitter compensation performance

硬度 H_A / 绍尔硬度	流态指数	补偿区间/kPa	相关性 R^2
45	-0.0503	50-240	0.8457
50	-0.0526	50-270	0.6798
55	-0.0564	50-310	0.4781
60	-0.0679	50-330	0.5047

表 4-4 列出了不同绍尔硬度时滴头的标称流量值 Q_n 。通过对表中的滴头标称流量值 Q_n 进行回归分析，回归结果见图 4-3：

表 4-4 弹性膜片硬度对滴头标称流量的影响

Table 4-4 Elastic membrane of the impact of the hardness of emitter nominal flow

硬度 H_A / 绍尔硬度	45	50	55	60
标称流量 Q_n / $L \cdot h^{-1}$	1.96	2.29	2.48	2.79

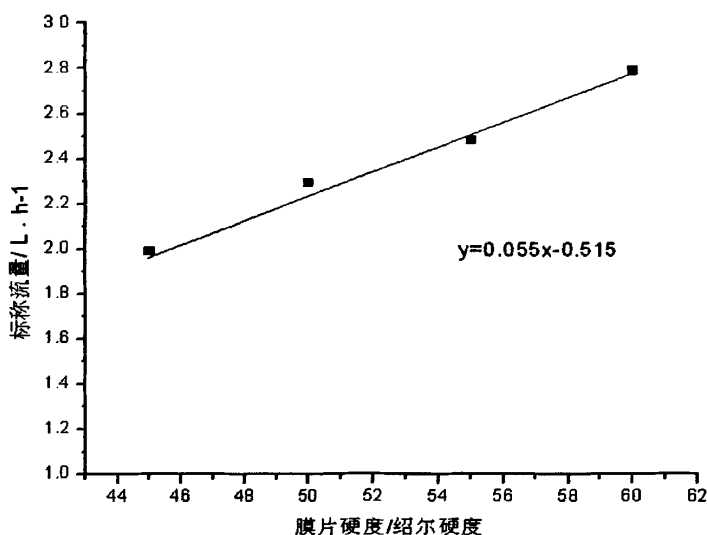


图 4-3 弹性膜片的硬度与滴头的标称流量函数图

Fig.4-3 Function chart of the hardness of elastic membrane and emitter nominal flow

可以得出,在弹性膜片厚度为 0.8mm 时,弹性膜片的硬度 H_A 与滴头的标称流量 Q_n 之间的关系为:

$$Q_n = 0.055H_A - 0.515 \quad (4-5)$$

其 $R^2 = 0.8679$, 线性很显著,在弹性膜片硬度一定的条件下,通过公式 4-4 可以得出不同硬度条件下压力补偿滴头的标称流量。相反,也可以通过预定流量来求得所需弹性膜片的厚度。

4.1.3.2 不同弹性膜片厚度对压力补偿滴头水力性能的影响

应用前一章所示的管上式压力补偿滴头流道为模型,在弹性膜片硬度为 $H_A = 55$ 的条件下,对弹性膜片的厚度 e 分别取试验设计的四个水平 (0.7, 0.8, 0.9, 1.0),按照前面所述的数值模拟方法进行数值模拟试验,在 ANSYS Workbench 的 DesignModeler 模块中修改弹性膜片模型的尺寸,并修改相应的流固耦合截面的尺寸,然后按水平分别进行数值模拟,可以得到不同厚度条件下压力补偿滴头的水力性能曲线。

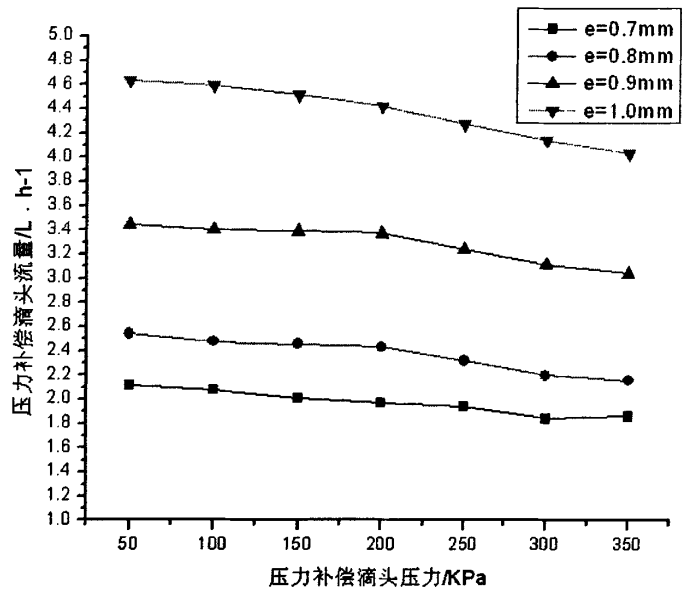


图 4-4 不同厚度条件下压力补偿滴头的水力性能曲线

Fig.4-4 Pressure compensating emitter hydraulic performance curve of different thickness

根据图中曲线的变化趋势和下表数据，可以看出，在压力补偿滴头结构形式不变，硬度和实验压力相同的条件下，弹性膜片的厚度与补偿性能成反比关系：弹性膜片厚度增加则流态指数越大，补偿性能降低，弹性膜片的厚度减小，而压力补偿区间也随之减小。

表 4-5 弹性膜片厚度对滴头补偿性能的影响

Table 4-5 Elastic membrane of the impact of the thickness of the emitter compensation performance

厚度 e/mm	流态指数	补偿区间/ kPa	相关性 R^2
0.7	-0.0517	50-260	0.8124
0.8	-0.0564	50-300	0.6781
0.9	-0.0765	50-330	0.4789
1.0	-0.0945	50-340	0.4575

表 4-6 弹性膜片厚度对滴头标称流量的影响

Table 4-6 Elastic membrane of the impact of the thickness of emitter nominal flow

厚度 e/mm	0.7	0.8	0.9	1.0
标称流量 $Q_n / \text{L} \cdot \text{h}^{-1}$	2.08	2.48	3.40	4.59

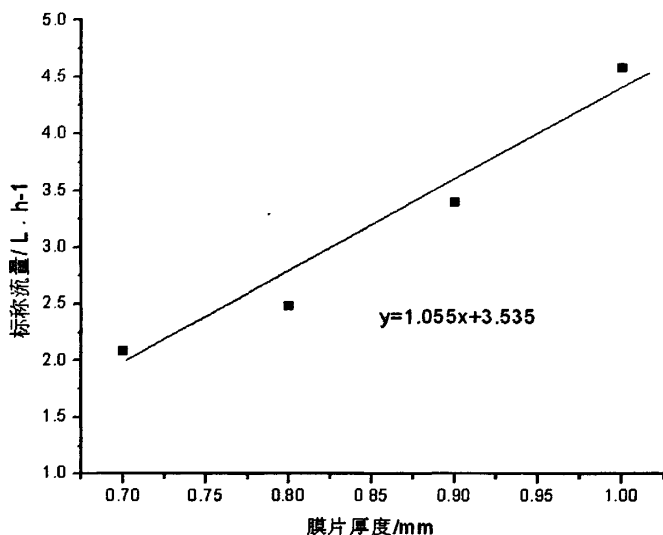


图 4-5 弹性膜片的厚度与滴头的标称流量函数图

Fig.4-5 Function chart of the thickness of elastic membrane and emitter nominal flow

可以得出,在弹性膜片硬度为 $H_A = 55$ 时,弹性膜片的硬度 H_A 与滴头的标称流量 Q_n 之间的关系为:

$$Q_n = 1.055e + 3.535 \quad (4-6)$$

其 $R^2 = 0.9052$, 线性很显著,在弹性膜片硬度一定的条件下,通过公式 4-6 可以得出不同厚度条件下压力补偿滴头的标称流量。相反,也可以通过预定流量来求得所需弹性膜片的厚度。

4.2 弹性膜片的参数对滴头水力性能影响的正交试验

正交试验设计是研究多因素多水平的又一种设计方法,它是根据正交性从全面试验中挑选出部分有代表性的点进行试验,这些有代表性的点具备了“均匀分散,齐整可比”的特点,正交试验设计是分式析因设计的主要方法。是一种高效率、快速、经济的实验设计方法^[54]。

4.2.1 试验设计与方法

通过单因素试验的分析结果可知,弹性膜片的硬度 H_A 和弹性膜片厚度 e 两个因素对压力补偿滴头的性能均有影响。为了进一步确定各因素对滴头水力性能影响的主次以及它们之间的定量关系,设计正交试验。

(1) 试验指标: 压力补偿滴头的水力性能

(2) 试验因素仍为弹性膜片的硬度 H_A 和弹性膜片厚度 e ，每个因素三个水平，做两因素三水平的正交设计，如表 4-7 所示：

表 4-7 研究因素-水平表
Table 4-7 Study of factors-the level

水平	因素	
	A 弹性膜片厚度 e/mm	B 弹性膜片的硬度 $H_A/\text{绍尔硬度}$
1	0.8	45
2	0.9	50
3	1.0	55

4.2.2 试验结果与讨论

4.2.2.2 直观分析

根据试验的因素与水平，按照 $L_9(3^4)$ 正交表安排 9 个数值试验，以 50-350kPa 压力区间内的流态指数 X 作为判断指标，评价滴头的补偿性能。

表 4-8 正交试验表
Table 4-8 The orthogonal experiment table

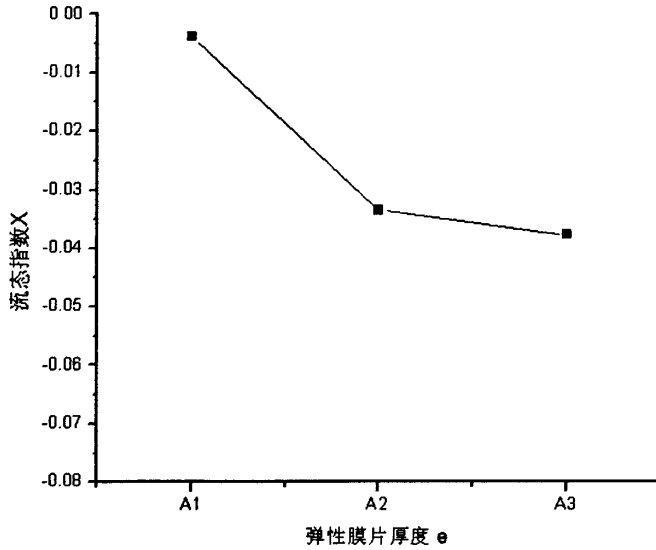
序号	A 弹性膜片厚度	B 弹性膜片的硬度
正交 1	0.8	45
正交 2	0.8	50
正交 3	0.8	55
正交 4	0.9	45
正交 5	0.9	50
正交 6	0.9	55
正交 7	1.0	45
正交 8	1.0	50
正交 9	1.0	55

计算所得的流态指数和试验测定各滴头在 100kPa 时的标称流量与各因素的水平组合关系如表 4-9 所示：

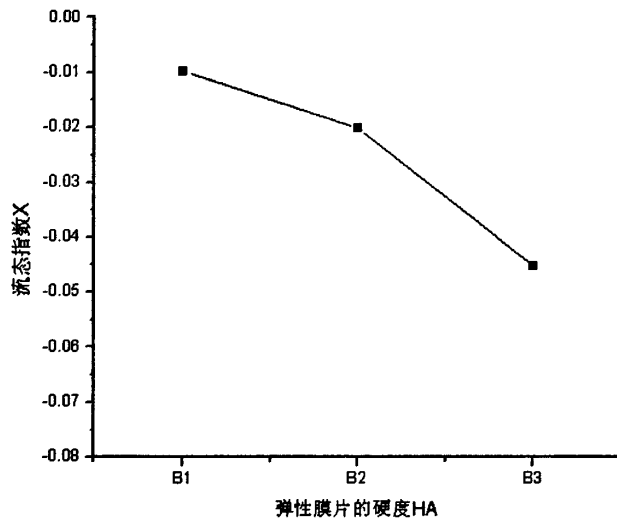
表 4-9 正交试验结果分析
Table 4-9 The analysis of orthogonal test

序号	A	B	X	Q_n
实验 1	1	1	-0.0071	1.96
实验 2	1	2	-0.0012	2.29
实验 3	1	3	-0.0033	2.48
实验 4	2	1	-0.0107	2.09
实验 5	2	2	-0.0256	2.40
实验 6	2	3	-0.0643	2.63
实验 7	3	1	-0.0118	2.21
实验 8	3	2	-0.0336	2.55
实验 9	3	3	-0.0681	2.80
M_{1j}	-0.0116	-0.0296		
M_{2j}	-0.1006	-0.0604		
M_{3j}	-0.1135	-0.0135		
m_{1j}	-0.0039	-0.0099		
m_{2j}	-0.0335	-0.0201		
m_{3j}	-0.0378	-0.0452		
R_j	-0.0339	-0.0353		

通过分析两因素的极差大小,可知弹性膜片的硬度对压力补偿滴头流态指数的影响大于弹性膜片厚度的影响。由表 4-9 中各因素不同水平号的平均值,可以看出各因素的水平变化时,指标(流态指数)的变化趋势,各因素对试验指标的影响趋势可通过因素-指标图来刻画。所谓因素-指标图,就是以因素水平作横坐标,各因素不同水平号时的平均值 m_{ij} 为纵坐标来作图。作出两因素与试验指标的趋势图,如图 4-6:



(a) 厚度对流态指数的影响趋势



(b) 硬度对流态指数的影响趋势

图 4-6 流态指数与因素关系图

Fig.4-6 The diagram of flow index and factors

从弹性膜片的参数与流态指数的因素指标图中可以看出,以 50-350kPa 压力区间内的流态指数 X 作为判断指标时, X 绝对值越小则压力补偿滴头的补偿性越好。可以得到相对于流态指数的各因素的最佳组合是 A_1B_3 ,即弹性膜片厚度取 0.8mm,硬度取 55 绍尔硬度。

4.2.3 滴头标称流量与弹性膜片参数的回归方程

以 100kPa 进口压力条件下的滴头流量作为回归因变量, 以表 4-9 中的弹性膜片参数和 100kPa 进口压力水头条件下的滴头流量作为回归分析的数据, 对 100kPa 进口压力条件下的滴头流量做二元线性回归分析, 得到了压力补偿滴头标称流量 Q_n 与弹性膜片厚度和硬度之间的二元线性回归方程:

$$Q_n = 1.45e + 0.06H_A - 1.277 \quad (4-7)$$

通过计算得到相关系数 $R = 0.913$, $R^2 = 0.834$, 说明该回归线性方程具有良好的拟合度; F 值为 208.646, F 检验的显著性系数 $\alpha < 0.01$, 表明该回归模型的因变量与自变量之间具有显著性关系。从公式还可以看出, 压力补偿滴头标称流量 Q_n 与弹性膜片厚度 e 和硬度 H_A 成正比, 这与前面所做的单因素实验结果一致。

4.3 流量回归公式的验证

试验装置与方法与第二章相同, 滴头仍然采用 $2.3 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ 管上式压力补偿滴头, 弹性膜片由莱芜银鹰橡塑科技有限公司提供, 共 6 种, 其厚度和硬度值分别为 (1.0, 42), (0.8, 42), (0.7, 45), (0.7, 38), (0.6, 40), (0.5, 40)。

试验材料如下图所示:

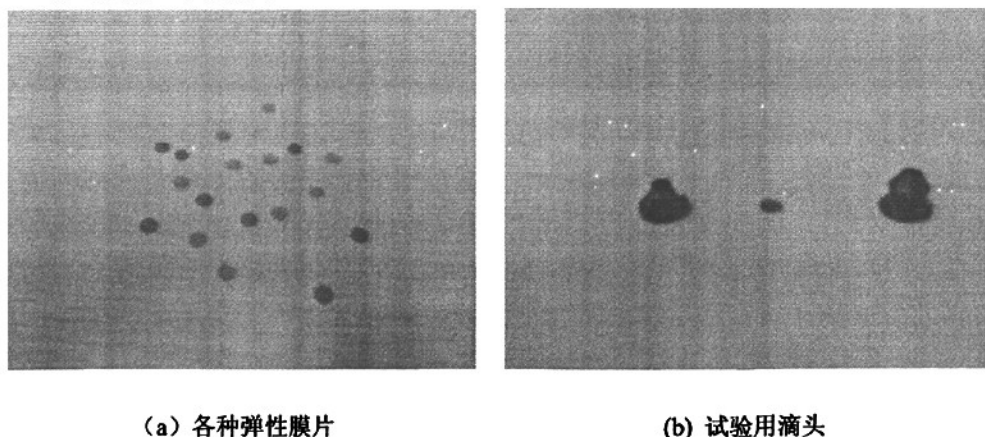


图 4-7 试验材料

Fig.4-7 Test materials

把上面的 6 种弹性膜片与滴头压盖和滴头本体进行装配, 然后接入 $\phi 10$ 的 PE 管中, 并通过快插接头安装在滴头水力性能测试装置上, 并按照第二章的方法进行水力性能测试, 测得了 6 种装有不同弹性膜片的压力补偿滴头在 100kPa 下的流量。同时, 根据前面求得的正交试验回归公式求出计算值, 如下表:

表 4-10 压力补偿滴头流量计算值与实测值对比

Table 4-10 Pressure compensating emitter calculated values compared with the measured values

编号	厚度/mm	硬度/绍尔硬度	计算值/ $L \cdot h^{-1}$	实测值/ $L \cdot h^{-1}$	偏差率/%
1	1.0	42	2.693	2.45	9.92
2	0.8	42	2.403	2.24	7.28
3	0.7	45	2.258	2.04	10.7
4	0.7	38	2.018	1.91	5.65
5	0.6	40	1.993	1.79	11.3
6	0.5	40	1.848	1.73	6.82

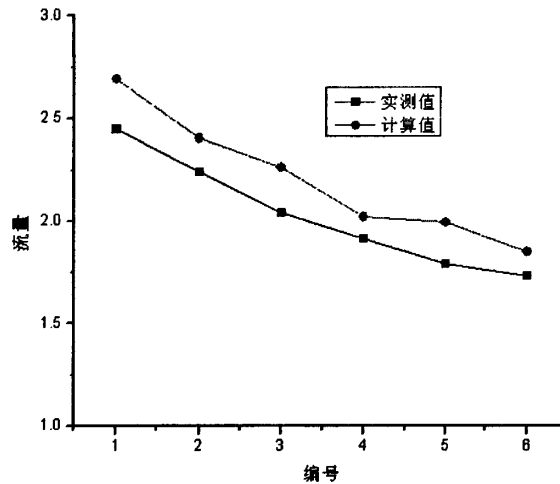


图 4-8 流量计算值与实测值对比

Fig.4-8 Calculated flow compared with the measured values

从表 4-10 的结果可以看出, 压力补偿滴头的流量随着硬度和厚度的减小而减小, 这与前面单因素试验和正交试验的结果一致。对于试验用滴头, 流量的计算值与实测值的误差都在 10 % 左右, 说明所求的回归公式对于压力补偿滴头的开发有一定的指导意义。产生误差的主要原因是线性回归方程本身有一定的标准误差; 其次, 线性回归方程是通过 CFD 数值模拟结果求出, 而 CFD 数值计算方法求得的流量一般大于实测值。

4.4 本章小结

通过上面分析, 本章主要得出以下结论:

(1) 弹性膜片参数对压力补偿滴头水力性能的影响。通过单因素试验的结果可以发现, 在滴头流道结构形式不变的条件下, 弹性膜片厚度相同时, 硬度与滴头补偿性能呈反比; 弹性膜片硬度不变的情况下, 厚度与补偿性能呈反比。滴头的流量随着弹性膜片硬度和厚度的增加而增大。通过两因素三水平正交试验可以看出, 弹性膜片的硬度对

压力补偿滴头流态指数的影响大于弹性膜片厚度的影响。

(2) 在滴头流道结构形式一定时, 可以选择适当弹性膜片的来改变滴头流量的大小, 同时也可以改善压力补偿滴头的补偿性能。

(3) 在所有的 CFD 数值模拟实验过程中, 当工作压力在 50-350kPa 范围内, 压力补偿滴头的流量基本上都是随着压力的增加而逐渐减小, 即滴头的压力-流量关系曲线呈下降趋势, 滴头的补偿性能下降。

(4) 通过回归分析得到了压力补偿滴头标称流量 Q_n 与弹性膜片厚度和硬度之间的二元线性回归方程, 并用实测试验对回归方程进行了验证, 所得流量的计算值与实测值的误差都在 10 % 左右。

第五章 结论

5.1 本课题完成的工作

本文在对管上式压力补偿滴头进行 CFD 模拟计算和实测试验,取得了以下初步的结论:

一、通过与实测试验对比,证明了应用 CFD 数值模拟方法对压力补偿滴头流道进行数值模拟的可行性。

(1) 应用 CFX 和 ANSYS 软件处理压力补偿滴头涉及的流固耦合问题,CFD 数值模拟所得流量偏差范围在 10-15%左右,偏差在可以接受的范围内,验证了 CFD 方法在压力补偿滴头研究领域的可行性。

(2) 通过正交试验设计,研究了网格单元尺寸、计算物理模型和求解处理方法对 CFD 求解精度的影响,这三个因素对模拟精度影响的大小顺序为网格单元尺寸>计算物理模型>求解处理方法。这三个因素的最佳组合是:网格单元尺寸为 0.15mm,计算物理模型选择为层流模型,求解处理方法采用瞬态方法。

(3) 网格单元尺寸在 0.1-0.15mm 范围内取值,CFD 数值模拟求解精度较高,当网格尺寸小到一定程度时通过减小网格单元尺寸已很难提高 CFD 数值模拟的精度。

二、弹性膜片性能参数对压力补偿滴头水力性能的影响

(1) 通过力学分析确定滴头的补偿元件-弹性膜片对滴头水力性能影响的特征参数为:弹性膜片的厚度及硬度。

(2) 用 CFD 数值模拟试验方法得到了压力补偿滴头流道水力性能数据。通过单因素试验和正交试验分析出了弹性膜片特征参数对流态指数 X 影响的强弱。即弹性膜片的硬度对压力补偿滴头流态指数的影响大于弹性膜片厚度的影响。在滴头流道结构形式不变的条件下,弹性膜片厚度相同时,硬度与滴头补偿性能呈反比;弹性膜片硬度不变的情况下,厚度与补偿性能呈反比。可以选择适当弹性膜片的来改变滴头流量的大小,同时也可以改善压力补偿滴头的补偿性能。

(3) 通过回归分析得到了在一定得流道结构形式下,压力补偿滴头标称流量 Q_n 与弹性膜片厚度和硬度之间的二元线性回归方程:

$$Q_n = 1.45e + 0.06H_A - 1.277$$

并用实测试验对回归方程进行了验证,所得流量的计算值与实测值的误差都在 10 %左右。说明所求的回归方程对于压力补偿滴头的开发有一定的指导意义。

5.2 存在的不足及有待继续研究的方向

国内对压力补偿滴头的研究较少,国外几乎没有公开发表的资料可以利用,所以本文做了一些探索性的研究,还有很多不完善的地方,建议在以下几个方面做进一步的深入研究:

(1) 借助试验流体动力学最新发展成果,利用先进试验仪器和试验手段(如利用粒子图像测速法 PIV 对流场进行可视化研究),对压力补偿流道内的流场进行全场实测试验,逐步建立出更能反映这类尺寸流道内水流真实流动的数学模型,发展并完善尺寸介于宏观尺度和微观尺度之间的流道内微观流体动力学理论。

(2) 研究应用 CFD 数值模拟对其他不同流道结构形式的压力补偿滴头的水力性能进行模拟的方法,以及对压力补偿滴头的设计、分析、试验和定型实现参数化设计,实现产品种类的系列化。

(3) 研究补偿区断面宽度和深度对压力补偿滴头水力性能的影响。

(4) 结合流道内水流的实际流动情况,进一步研究在固液二相流的条件下,利用 CFD 数值模拟对滴头流道内的水流进行数值模拟的方法。

参 考 文 献

- [1] 杨明锦.塑料设施在农业中的应用[C].2001 年塑料高新技术成果交流会论文集.2001:76-84.
- [2] 王留运,叶清平,岳兵.我国微灌技术发展的回顾与预测[J].节水灌溉, 2000,(3):3-7
- [3] 徐建海,吴兴旺.滴灌技术与滴灌管(带)生产技术现状与发展前景[J].塑料科技,2001(2):38-41
- [4] 许平.我国微灌技术和设备现状及市场前景分析[J].节水灌溉,2002,(1):33-36
- [5] 杨培岭,雷显龙.滴灌用灌水器的发展及研究[J].节水灌溉,2000,(3):15-17
- [6] 周瑞光.关于加快我国节水灌溉企业发展的思考(一).节水灌溉[J],2000,(5):1-5
- [7] 徐太生,曹善革.滴灌带成型机组的设计.节水灌溉[J],2001(3):39-40
- [8] 吴普特,冯浩.中国用水结构发展态势与节水对策分析[J].农业工程学报,2003,19(1):1-5
- [9] Berkowitz S J.Hydraulic performance of subsurface wastewater drip systems[C].In:On-Site Wastewater Treatment,Proc.Ninth Natl.Symp.On Individual and small community sewage systems, 583-592
- [10] 韩权利,赵万华,丁玉成.滴灌用灌水器的现状及分析[J].节水灌溉,2003,(1):17-18
- [11] 王瑞环.基于快速成形技术的参数化滴头结构试验研究[D].西安:西安科技大学,2003
- [12] 姚彬,刘志烽等.流道长度对内镶贴片式滴头性能参数影响的初步研究[J].节水灌溉,2003,(5):38-39
- [13] Karmeli D.Classification and flow regime analysis of drippers[J].Journal of Agricultural Engineering Research.1977,22:165-173.
- [14] 王建东,李光永.齿形迷宫流道结构参数对滴头水力性能影响的试验研究.见:中国水利学会农田水利专业委员会微灌工作组,编.第六次全国微灌大会论文汇编.2004:257-263
- [15] 李勇,江小宁.微管道流体的流动特性[J].中国机械工程,1994,5(3):24-25.
- [16] 张俊,赵万华,栗晓玲.微灌长流道灌水器结构特性的研究综述[J].农业工程学报,2005,21(1):182-185
- [17] 刘刚,薛群基,张永茂等.新型螺旋式抗堵滴头研制.节水灌溉[J],2002(5):7-9
- [18] 魏正英,赵万华等.滴灌灌水器迷宫流道主航道抗堵设计方法研究[J].农业工程学报,2005,21(6):1-7
- [19] Tal S,Zu rB.Flow regime in helcial logn pathemitters[J].Journal of the Irrigation and Drainage Dviision, 1980, 106(1):27-35
- [20] Ariman T,Turk M A,Sylvester N D.Microntinuum fluid mechanics - A review[J].Journal of Engineering Science,1973,11:905-929
- [21] Gilaad,Yiga,Krystaletal.Hydraulic and mechanical properties of drippers.Proceedings of the 2nd international drip irrigation congress[C].1974,6
- [22] 张俊,洪军,赵万华.基于正交试验的迷宫流道灌水器参数化设计研究[J].西安交通大学学报,2006,(1):40-43
- [23] 姚彬,刘志烽,张建萍.流道长度对内镶贴片式滴头性能参数影响的初步研究[J].节水灌溉,2003,(5):38-39
- [24] 翟国亮,吕谋超,王晖.微灌系统的堵塞及预防措施[J].农业工程学报.1999,15(1):144-147
- [25] 仵峰,范永申,李金山.低压条件下灌水器水力性能试验研究.节水灌溉[J],2003,(1):14~16
- [26] Ozekici,Bulent,Sneed,et al.Analysis of pressure losses in tortuous path emitters[J].America Society of Agriculture Engineering,Paper No.912155.1991.
- [27] Adin A,Sacks M.Dripper-clogging factors in waster water irrigation[J].Journal of Irrigation and

- Drainage Engineering.117,No.6,November/December 1991,813-826
- [28] 张琴.滴灌灌水器结构与性能的模拟研究[D].杨凌:西北农林科技大学,2006
- [29] 王尚锦,刘小民,席光.迷宫式滴头内流动的有限元数值分析[J].农业机械学报,2000,31(4):43-46
- [30] 魏正英,唐一平.滴灌灌水器迷宫流道结构与水力性能实验研究[J].农业机械学报,2005,36(12):51-55
- [31] 魏青松,史玉升,董文楚.滴灌灌水器流体流动机理及其数字可视化研究.中国农村水利水电[J],2004,(3):1~4
- [32] 孟桂祥,张鸣远.滴灌滴头内流场的数值模拟及流道优化设计[J].西安交通大学学报,2004,38(9):920-924
- [33] 何静.压力补偿滴头设计机理研究[D].北京:中国农业大学,2006
- [34] 白杉,周洁.硅橡胶的性能、加工及其应用[J].橡胶参考资料,2004,34(1):21-24
- [35] 郑明军,王文静,陈政南.橡胶 Mooney-Rivlin 模型力学性能常数的确定[J].橡胶工业,2003,50:462~465
- [36] 亓银友.压力补偿灌水器硅橡胶补偿片的研究与开发.见:中国水利学会农田水利专业委员会微灌工作组编,第六届全国微灌大会论文汇编.2004,350-352
- [37] 李光永.压力补偿灌水器的研究新进展与使用中应注意的几个问题.节水灌溉,2000(3):19-21
- [38] 肖俊恒.减振橡胶设计方法的研究[J].中国铁道科学,2001,22(6):111-116
- [39] 闰立平.橡胶类材料大变形分析及有限元计算[D].北京:北方交通大学,2003
- [40] 李云开,杨培岭,任树梅.圆柱型灌水器迷宫式流道内部流体流动分析与数值模拟[J].水动力学研究与进展,2005,20(6):736-743
- [41] 魏正英,唐一平,程应社.一体式压力补偿灌水器快速设计新方法[J].中国机械工程,2008,19(12):1387-1395
- [42] 侯林.灵活性与实践性相融合-ANSYS10.0 重要新功能[J].制造业信息化,2005(11):62-63
- [43] 翟建华.计算流体力学 CFD 的通用软件[J].河北科技大学学报,2005,26(2):160-165
- [44] 郭术义,陈举华.流固耦合应用研究进展[J].济南大学学报(自然科学版)2004,18(2)123-126.
- [45] Semler C, Paidoussis M P. The nolinear equations of motion of pipes conveying fluid[J].Journal of Fluid and Structures, 1994,169(5):577-599
- [46] 王征,吴虎,贾海军.流固耦合力学的数值研究方法的发展及软件应用概述[J].机床与液压,2008,36(4):192-195
- [47] Stefan Weber, Max Fplater.A Navier-stokes analysis of the stall flutter characteristics of the buffum cascade [J].Journal of Turbomachinery, 2000, 122(4):769-776
- [48] 王尚锦,刘小民.农灌用新型迷宫式滴头内流动特性分析[J].农业工程学报,2000,16(7):61-63
- [49] Adin A,Sacks M.Drip-clogging factors in wastewater irrigation[J].Journal of Irrigation and Drainage Division,ASCE,1991,117(6):813-826
- [50] 李云开,杨培岭,任树梅.滴灌灌水器流道设计理论研究若干问题的综述[J].农业机械学报,2006,37(2):145-149.
- [51] 姜明健,罗晓惠.水在微尺度槽道中单相流动和换热研究[J].北京联合大学学报,1998,12(1):71-75.
- [52] 李永欣,李光永,邱象玉.迷宫式滴头内部流 CFD 数值模拟.第六届全国微灌大会,2004:275-282
- [53] 李云开,杨培岭.滴灌灌水器迷宫式流道内部流体流动特性分析与试验研究[J].水利学报,2005,36(7):886-890

- [54] 正交试验法编写组. 正交试验法[M].北京:国防工业出版社.1976:7-34
- [55] 朱燕堂,赵选民.应用概率统计方法[M].西安:西北工业大学出版社.1986:163-193
- [56] GB/T 17187—1997.农业灌溉设备-滴头技术规范 and 实验方法[S]. 1997
- [57] 王福军,王文娥.滴头流道内 CFD 分析的研究进展与问题[J].农业工程学报, 2006,22(7):188-192
- [58] SL/T67.1~3-94.中华人民共和国行业标准:微灌灌水器[S].

致 谢

在本论文即将成稿之际，回忆硕士三年的学习生活，导师在学习和生活上对我的帮助历历在目，我所取得的每一点进步都与导师的精心教诲和悉心指导密不可分。在此我要衷心感谢陈卫红老师对我在课题研究和论文写作的过程中给予的全力指导和生活中的悉心关怀。

同时，我还要向吴大鸣教授表示最诚挚的感谢，感谢吴老师对选题和实验分析中对我悉心的指导。在课题研究过程中，遇到困难和阻力的时候，吴老师给予我很多的指导和帮助。吴老师严谨的治学态度，渊博的知识，宽厚的胸怀，将使我终生受益匪浅。

感谢塑机所刘颖老师、孙京华老师、杨淑琴老师和刘建明老师在实验装置设计、实验方案设计、改进和操作等各方面给予的大量帮助和指导。

感谢感谢赵晶博士和董维煜博士，他们给了许多有益的建议和帮助。感谢王静、林宏伟、杨阳、王彦飞、严建军、张博、刘鹏成、时磊对我的支持和帮助。

感谢父母对我的谆谆教导和精心培养，感谢同学和亲友们对我的理解和支持！

今后我当以加倍的努力和更好的成绩来回报各位！

研究成果及发表的学术论文

发表及已接受的论文

武永安，陈卫红，吴大鸣. 压力补偿滴头内流场的数值模拟[J].塑料.已录用

作者和导师简介

导师简介:

陈卫红, 女, 1959 年生, 学士, 高级工程师。1982 年毕业于北京化工大学机械系, 获学士学位; 1982 年至 1996 年在北京市塑料研究所工作, 1997 年至今在北京化工大学工作。1994 年在北京市塑料研究所晋升为高级工程师。从事的科研工作主要涉及工程塑料加工设备及模具、塑料挤出机和辅机的开发研制等。发表专著及译著 3 部, 已发表论文 10 余篇。获 8 项专利和省部级科技进步奖 2 项。

Email: chenwh@mail.buct.edu.cn

作者简介:

武永安, 男, 达斡尔族, 硕士, 1984 年 6 月 22 日生于黑龙江省黑河市。

2002.9-2006.7 于北京化工大学机过程装备与控制工程专业学习, 获得学士学位;

2006.9-2009.7 于北京化工大学塑料机械与塑料工程研究所学习, 获得硕士学位。

Email:wya622@163.com