

分类号:TB05

10710-2010122062



長安大學

硕士学位论文

柴油/生物柴油雾化质量数值计算及喷嘴内部流动和空化现象的 CFD 模拟

陈海龙

导师姓名职称	曹建明 教授		
申请学位级别	硕士	学科专业名称	动力机械及工程
论文提交日期	2012 年 11 月 20 日	论文答辩日期	2012 年 12 月 15 日
学位授予单位	长安大学		

**Numerical Calculation of Diesel/Biodiesel Fuel
Atomization and CFD Simulation of Internal Flow and
Cavitation Phenomenon**

A Dissertation Submitted for the Degree of Master

Candidate: Chen Hailong

Supervisor: Prof. Cao Jianming

Chang'an University, Xi'an, China

论文独创性声明

本人声明：本人所呈交的学位论文是在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除论文中已经注明引用的内容外，对论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。本论文中不包含任何未加明确注明的其他个人或集体已经公开发表成果。

本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名：陈海龙

2012 年 12 月 12 日

论文知识产权权属声明

本人在导师指导下所完成的论文及相关的职务作品，知识产权归属学校。学校享有以任何方式发表、复制、公开阅览、借阅以及申请专利等权利。本人离校后发表或使用学位论文或与该论文直接相关的学术论文或成果时，署名单位仍然为长安大学。

（保密的论文在解密后应遵守此规定）

论文作者签名：陈海龙

2012 年 12 月 12 日

导师签名：曹建明

2012 年 12 月 13 日

摘 要

环境污染的加重、石油资源的枯竭，这些都制约着柴油机的发展，但是公路运输又离不开货车，而大多数货车的发动机还是柴油机。为了解决这些问题，人们开始研究新的燃烧方式，寻找柴油的替代产品。新燃烧方式的研发是以控制喷射雾化形成的可燃混合气来实现的。本论文主要研究了燃油喷射雾化过程中喷孔内的空化现象以及柴油和生物柴油喷射雾化液滴尺寸分布。

首先，本文借助 GAMBIT 软件建立喷嘴的二维计算模型，并进行了网格划分，然后利用 FLUENT 软件对喷孔中的空化现象进行了全面的模拟。模拟结果表明，提高喷射压力，降低喷射背压都有利于喷孔内的空化形成，然后通过改变喷嘴结构形状，进一步研究了喷嘴结构对空化的影响，模拟结果表明，增大喷孔长径比，空化现象受到了抑制；增大喷孔入口圆角半径，有利于燃油的流动，但是不利于空化现象的产生；喷孔形状对空化现象有很大的影响，当喷孔形状为喷孔出口直径小于入口直径的压缩喷孔时，喷孔内很容易产生空化现象，当喷孔形状为喷孔出口直径大于入口直径的扩张喷孔时，喷孔内的空化现象受到了抑制。

其次，本文对柴油和生物柴油喷孔中的空化现象进行了模拟，结果表明柴油和生物柴油的喷孔中空化现象相同，只是喷嘴出口速度不同，柴油的喷嘴出口速度大于生物柴油的喷嘴出口速度。导师曹建明教授根据最大熵原理推倒液滴尺寸分布函数，根据此函数编写了 FORTRAN 计算程序，对柴油和生物柴油雾化液滴尺寸分布进行了理论计算，并与实验结果进行对比，对比结果表明生物柴油的雾化粒径大于柴油的雾化粒径。为了改善生物柴油的雾化质量，我们配制了生物柴油和液化石油气的混合燃料 L10（生物柴油质量分数为 90%，液化石油气质量分数为 10%）和 L20（生物柴油质量分数为 80%，液化石油气质量分数为 20%），并且对这两种混合燃料的雾化液滴尺寸分布进行了理论计算，计算结果表明，L20 的雾化质量比 L10 的雾化质量要好，并且 L20 的雾化质量更接近柴油的雾化质量。另外，理论计算中最重要的一个因数就是拉格朗日因子变换系数 β 初始值的选取，经过反复的尝试发现，对于本论文中所选的工况而言，拉格朗日因子变化系数 β 初始值在 1.9 左右时，理论计算和试验结果得到了很好地拟合。

关键词：柴油机，喷雾，空化现象，数值模拟，尺寸分布

Abstract

Environmental pollution and petroleum resources are restricted the development of diesel engine, but road transportation cannot leave the truck, however most of the truck engine is diesel engine. In order to solve these problems, people begin to research the new combustion mode, and looking for diesel replacement products, the new combustion mode development based on control atomization formation of combustible mixture. This paper mainly studied the nozzle internal cavitation phenomenon of fuel atomization process, and droplet size distribution of diesel and bio-diesel atomization.

First of all, build and mesh the two-dimensional calculation model of nozzle by using the gambit software then simulated the nozzle internal cavitation phenomenon by using fluent software. The results show that cavitation takes place more easily by improving spray pressure and reducing outlet pressure. Then change the nozzle structure and further studied the structure change influence on cavitation phenomenon of nozzle internal flow. The results show that increase lengthdiameter ratio restrains the cavitation phenomenon. And increase the nozzle inlet edge radius avail of the fuel flow, but restrains the cavitation phenomenon. The shape of the spray hole has a great influence on the cavitation phenomenon, when the outlet diameter is smaller than the inlet diameter its called compression spray nozzle, when the outlet diameter is larger than the inlet diameter its called expansion spray nozzle, compression spray nozzle easily generated cavitation phenomenon, but the cavitation phenomenon of the expansion spray nozzle was inhibited.

Secondly, simulation results of cavitation phenomenon show that the diesel and bio-diesel spray holes cavitation phenomenon is the same, just different in nozzle exit velocity, diesel nozzle exit velocity is greater than the biodiesel nozzle exit velocity. Droplet size distribution function is derived by prof. Cao Jianming based on the maximum entropy principle. According to this function to write a FORTRAN calculation program, then calculated the diesel and bio-diesel droplet size distribution, and compared with the experimental results, the results show that the droplet size of the biodiesel is greater than the diesel. In order to improve the atomization quality of the biodiesel, we have formulated a biodiesel and LPG mixed fuel L10 (biodiesel has a mass fraction of 90% and the LPG has a

mass fraction of 10%), and L20 (biodiesel has a mass fraction of 80% and the LPG has a mass fraction of 20%), then calculated the the droplet size distribution of these two kinds of mixed fuel, the result show that atomization quality of L20 is better than the L10, and L20 atomization quality closer to the diesel atomization quality. Furthermore, the most important factor of theoretical calculation is the initial guess of the Lagrange factor variation coefficient, for this paper selected operating conditions, when the Lagrange factor variation coefficient initial guess value is about 1.9, the theoretical calculations and experimental results have been well fitted.

Key words: Diesel engine, Spray, Cavitation phenomenon, Numerical simulation, Size distribution

目 录

第一章 绪论	1
1.1 引言.....	1
1.2 空化现象及国内外研究现状.....	2
1.2.1 空化现象及其分类	2
1.2.2 国内外研究现状	4
1.3 本文的主要内容.....	6
第二章 计算流体力学 (CFD) 概述及 FLUENT 软件简介	8
2.1 计算流体力学简介.....	8
2.1.1 CFD 简介.....	8
2.1.2 CFD 求解过程.....	11
2.2 FLUENT 软件介绍	12
2.2.1 FLUENT 原理.....	12
2.2.2 FLUENT 求解器的介绍.....	20
2.2.3 FLUENT 的边界条件.....	22
2.2.4 FLUENT 中的湍流模式.....	25
2.3 本章总结.....	27
第三章 喷嘴 CFD 模型的建立及模拟结果分析	29
3.1 几何模型建立及网格的生成.....	29
3.1.1 喷嘴的几何参数的确定	29
3.1.2 物理模型的建立	29
3.1.3 计算网格的生成	30
3.2 数值求解过程的设置.....	32
3.2.1 关于网格的操作	32
3.2.2 模型参数的设置	33
3.2.3 流体物理特性参数的设置	35
3.2.4 空化模型的设置	36
3.2.5 操作条件的设置	39
3.2.6 边界条件的设置	39

3.2.7 求解参数的设置.....	40
3.3 喷嘴内部流动数值模拟结果及分析.....	41
3.3.1 柴油和生物柴油喷孔内部流动的模拟结果对比	41
3.3.2 入口压强对喷孔内部流动特性的影响	45
3.3.3 出口压强（背压）对喷孔内部流动特性的影响	47
3.3.4 不同喷孔直径对喷孔内部流动特性的影响	49
3.3.5 不同长径比对喷孔内部流动特性的影响	51
3.3.6 不同入口圆角对喷孔内部流动特性的影响.....	53
3.3.7 不同喷孔 k 系数（扩张管和压缩管）对喷孔内部流动特性的影响....	55
3.4 本章总结.....	58
第四章 喷嘴雾化质量的数值计算	60
4.1 雾化液滴尺寸分布函数的介绍.....	60
4.1.1 经验分布函数	60
4.1.2 理论分布函数	61
4.2 雾化液滴尺寸计算所需的理论参数.....	63
4.2.1 实验参数、喷雾参数、燃油物理特性参数的确定	63
4.2.2 循环喷油量的计算	63
4.2.3 喷雾持续时间和油滴贯穿时间	64
4.2.4 拉格朗日因子	64
4.2.5 程序收敛的标准	64
4.3 雾化液滴尺寸的理论计算.....	64
4.3.1 BD0（纯柴油）喷雾液滴尺寸分布理论计算	65
4.3.2 BD100（纯生物柴油）喷雾液滴尺寸分布理论计算	66
4.3.3 L10 喷雾液滴尺寸分布理论计算.....	67
4.3.4 L20 喷雾液滴尺寸分布理论计算.....	70
4.4 本章总结.....	72
第五章 全文工作总结与展望	74
5.1 全文工作总结.....	74
5.2 展望.....	75

参考文献	76
攻读硕士学位期间的研究成果	79
致谢	80

第一章 绪论

本章首先介绍了本课题的研究背景，其次探讨了空化现象以及国内外的研究现状，最后指出了本论文的主要研究内容和本课题的研究意义。

1.1 引言

随着人们生活水平的提高，现代物流业也在迅速发展，在物流运输中道路运输占据着很大的比重，道路运输主要是通过大货车来运输，作为大货车的动力来源—发动机也得到了人们高度的重视，货车的发动机大多是以柴油为燃料，但是随着环境污染的加重，国际组织对柴油机的排放标准提出了更高的要求，另一方面，随着石油资源的枯竭，人们已经开始寻找柴油的替代品。为了解决这两方面的问题，人们提出了高压共轨技术和开发新的燃烧方式，通过高压共轨技术再配合新的燃烧方式，可以降低柴油机有害排放物和碳烟值。高压共轨技术主要是通过高压油泵提供比普通喷射高很多的高压燃油，首先储存在高压共轨管内，然后根据发动机电子控制单元（ECU）发出的指令，在合适的时间打开喷油器将高压燃油喷雾燃烧室内，形成可燃混合气。新的燃烧方式则是想办法控制燃烧过程及燃烧路径，如何调制和优化液体燃油在缸内的喷雾过程，从而有效地控制燃烧室内的油气混合物的当量比 ϕ 和环境温度 T 的变化是新燃烧方式的核心。图 1.1 是 Kitamura 等人^[1]绘制的 ϕ - T 原理图及一些燃烧路径。从图中可以清楚地看出，传统的燃烧路径（图中大空心箭头所示），很容易进入碳烟生成区和 NO_x 生成区，而对新燃烧方式 LDC 和 PCCI 来说，在着火前很短的时间内将燃烧室内的混合物当量比 ϕ 降低到 2.0 附近及以下范围，这样的燃烧路径就不容易进入碳烟生成区，在燃烧后期也可以避开 NO_x 高排放区。燃烧室内的混合物当量比 ϕ 的迅速降低主要取决于燃油的喷雾雾化过程的精确控制^[2]。

以前人们对喷雾的测试主要局限于喷雾的几何形态，包括喷雾锥角、贯穿距以及液滴尺寸分布，并且讨论了周围气体运动对油滴运动的影响，但是对射流雾化机理却不是完全的了解，这对控制射流雾化以及燃烧路径是不利的，也就很难创造新的燃烧方式，因此人们都把重点集中到了射流雾化机理的研究，日本学者玉木伸茂^[3]认为燃油的雾化不仅与喷雾场周围的气流作用有关，而且与喷孔中空化产生的湍流有关，并且通过实验

证实了喷孔中湍流的扰动作用大于周围气体的扰动作用。

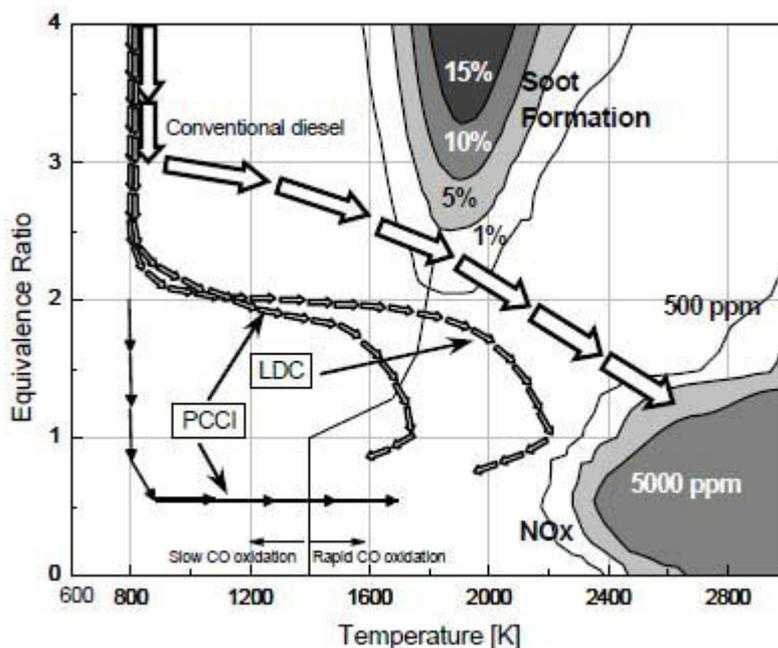


图 1.1 ϕ -T 原理图和燃烧路径

随着现代柴油机的发展，高压共轨技术越来越完善，高压共轨柴油机燃油喷射系统的三个主要特征是：第一，燃油喷射压力高，一般燃油喷射压力都在 100 Mpa 以上。第二，喷孔直径小，高压共轨柴油机喷油器的喷孔直径一般在 0.2 mm 以下。第三，燃油喷射更灵活，可以实现多次喷射即预喷、主喷和后喷，这对混合气的形成是很有利的。在这样高的喷射压力和小的喷孔直径下，喷孔中的流动情况变得相当复杂，但是由于喷嘴结构小，实验设备有限，直接对真实喷嘴内部流动情况进行实验研究还是很困难的，因此我们可以借助计算机采用软件模拟的方法很容易的研究不同结构喷嘴以及不同喷射情况下的喷嘴内部流动。

前面提到过，为了解决石油资源匮乏和环境污染问题，我们提出了两种解决方案，第一种是上面提到的高压共轨技术和新燃烧方式。第二种即是寻找柴油替代品，我们找到了生物柴油，但对生物柴油和柴油雾化效果到底有什么差别还不是很清楚，因此本论文将对生物柴油的雾化情况和喷孔中的流动状态也进行了研究。

1.2 空化现象及国内外研究现状

1.2.1 空化现象及其分类

当液体在恒压下加热，或者在恒温下用静压或者动压方法减压，到一定程度就会有

蒸汽气泡或者充满空气和蒸汽混合物的空泡出现并发育生长，液体在恒压下加热而在其内部形成蒸汽的物理现象称为沸腾，而液体在温度基本不变的条件下由于压力下降形成气泡的过程称为空化^[4]。液体流经的局部区域，若其压强低于某一临界值，液体也会发生空化，在低压区空化的流体夹杂着大量的空泡而形成两相流。

对于现代高速柴油机来说，基本都采用了高压共轨技术，喷射压力可以达到 100 Mpa ，喷孔直径最小可以达到 0.1 mm 以下，在这样高的喷射压力和小的喷孔直径下，燃油的喷射速度可以得到 500 m/s ^[5]，当然有流经喷嘴时，由于喷孔入口处的结构突变，喷孔截面骤然收缩，燃油流动的流线会脱离喷孔壁面，并且在入口拐角处形成脉缩，使得实际流通截面减小，从而使流量减小。对于定常流，由伯努利方程可知，流体的静压强随着流体速度的增大而降低。当局部的流速很大时，其静压强会低于液体的饱和蒸汽压，这样液体中就会产生蒸汽泡，气泡会随着液体向下游移动，在移动过程中，气泡首先会增大，随后会溃灭，这时喷孔中的流动状态处于气液两相流阶段，随着喷射压力或者燃油喷射速度的增大，喷孔中的流动状态可分为四种，如图 1.2 所示：

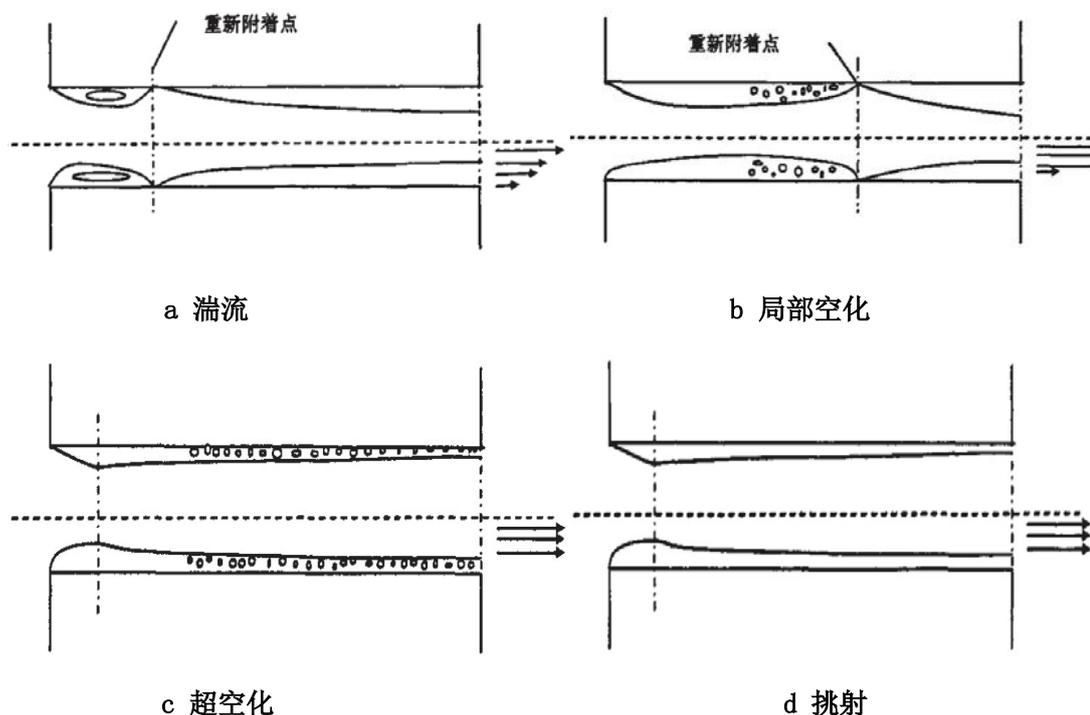


图 1.2 喷孔中的 4 种不同流动状态

1. 湍流（如图 1.2a 所示），当燃油从压力室流入喷孔时，由于喷孔截面的收缩，燃油流线从而改变，在喷孔入口不远处会形成一对涡流区，在涡流区以后，燃油从新附着到喷孔壁面上，但是当燃油流动速度不大时，喷孔中的压力大于燃

油的饱和蒸汽压，没有蒸汽从液体中析出，此时喷孔中的流动状态是单相流，即只有纯液体燃油没有燃油蒸汽的存在。

2. 局部空化（如图 1.2b 所示），当燃油流速增大后，由伯努利方程可知，当流量一定时，燃油流速越大，压力降就会越大，当达到一定速度时，在喷孔入口附近的涡流区的压强就会小于燃油的饱和蒸汽压，在低压区燃油中就会以燃油的气核为中心形成气泡，小气泡会相互汇集变成大气泡，在壁面附近会形成由气泡组成的气泡流，气泡会随着液体向下流流动。当达到压力较高的下游时，气泡会溃灭，因此在喷孔出口附近仍然是燃油单相流，但是在涡流区则是气液两相流。
3. 超空化（如图 1.2c 所示），如果继续增大燃油流动速度，维持喷孔中局部的压力一直低于燃油的饱和蒸汽压，气泡就不会溃灭，而会一直延伸到喷孔出口处，因此在喷孔壁面就会形成一层气泡流，喷孔中的流动状态就完全处于气液两相流状态。
4. 挑射（如图 1.2d 所示），挑射是一种新的流动状态。在超空化状态下，如果喷孔长度很短，而且喷孔中燃油的流速很快时，喷孔出口处的空气就会进入喷孔中，与喷孔中的蒸汽气泡相融合，空化现象就会消失，取而代之的是在喷孔壁面附近会形成一层薄薄的空气层，该空气层将燃油与喷孔壁面分离，相当于减小了喷孔的直径，同时燃油的流量也会减小。

1.2.2 国内外研究现状

1.2.2.1 国外研究状况

1959 年 Bergwerk^[6]利用真实尺寸的透明喷嘴做实验，在实验中观察到喷嘴内部壁面处有气泡产生，他的研究结果很具有历史价值，之后的学者在研究空化现象时，都是以他的结论作为假设的基础。

1995 年 Chaves^[7]等人同样利用透明喷嘴研究了不同喷嘴结构中的流动情况，他们利用双焦点激光测速仪测试了喷孔内部的燃油流速，并且与基于无粘不可压缩流动的压降法得到的喷孔中燃油流速的理论计算结果对比，两者很接近。他们的实验结果表明，空化现象出现在喷孔入口附近，同时，他们还发现随着喷射压力的进一步提高，喷孔中会出现超空化现象，喷雾锥角和流量系数有一个临界值，当达到该临界值后，再提高喷射压力喷雾锥角和流量系数都不在改变。

1998年林航空^[3]翻译了日本学者玉木伸茂的文献,玉木伸茂通过对喷雾油束分裂特性的观察,得出了雾化机理的新见解,即湍流和空化的影响,以前人们认为雾化主要是燃油油束与周围空气的摩擦作用的影响,即空气动力学作用。后来他通过实验发现,液体雾化过程中空化效应产生的紊流作用远远大于空气动力的作用。

1998年 Ficarella^[8]等人研究了流体在快速减压情况下,由于相变产生的蒸汽气泡的成核和生长过程对流体流动的影响,并且进行了实验研究,同时还考虑了气泡和液体之间有温差和无温差情况下的对气液两相之间的能量交换和质量交换的影响。

2004年 Payri^[9]等人研究了不同喷孔形状对空化的影响,他们通过对圆柱形喷孔和圆锥形喷孔进行实验研究,试验结果表明,相同的工况下,圆柱形喷孔比圆锥型喷孔更易于产生空化现象,同时他们还研究了空穴流动对喷雾锥角和喷射速度的影响,结论是:空化流动能够使喷雾锥角增大,并且使喷孔出口的流动速度提高,同时还提出了临近空穴系数的概念,并且得出临界空穴系数不仅仅与喷嘴几何形状有关,而且与喷射压力也有关。

2012年 Payri^[10]等人提出通过结合实验和模拟来进一步认识柴油机喷嘴中的空化效应,同时他们指出,由于实际喷嘴尺寸很小,以前的实验研究都是采用放大的透明喷嘴来模拟,虽然做到了几何相似、运动相似,动力相似,但是没有考虑比尺效应。他们将模拟结果和实验结果进行对比,结果表明模拟和实验的误差在7%之内,说明了模拟的精度还很高的,同时得出一个结论是:随着蒸汽气泡的初生、发展和溃灭,三种状态的交替,这对喷孔出口的速度有很大的影响,同时也会影响燃烧室内燃油和空气的混合过程,也得出了喷孔出口的速度会随着空化效应的增强而增大,并且解释了其中的原因,这是因为气泡的出现改变了流体的黏度,随意喷射速度也就相应的增大了。

1.2.2.2 国内研究状况

国内在空化研究这一方面起步比较晚,2003年魏明锐^[11]等人对柴油机喷孔内的流动情况进行了深入的研究,分析了喷孔内空穴产生的机理,并且建立了相应的流动模型,并结合 KIVA 程序对柴油和二甲醚混合燃料的喷雾贯穿距和喷雾锥角进行了模拟计算,计算结果表明,要想真实的反应喷雾过程,必须考虑喷孔内燃油流动所产生的空穴效应。

国内高校中研究喷嘴内的空化现象的不多,主要有天津大学和江苏大学,江苏大学的何志霞副教授主要从事于柴油机高压共轨式喷射技术和内燃机工作过程的数值计算,发表了很多关于喷嘴内部空化现象的论文^[12-19],他们自己研发设计了喷嘴流动区域的三维实体参数化生成软件,输入相关参数就可以得到喷嘴流动区域的三维实体模型,借助

此软件很容易研究不同结构参数变化对空化现象的影响，只要将实体模型再导入网格划分软件，得到网格文件，再将网格文件用 CFD 软件进行迭代计算就可以得到想要的结果。最近几年他们也进行了实验研究^[12]，制作了放大的可视化喷嘴，用来直接观察喷孔内的空化现象。

天津大学方面：

汪翔^[2]主要讨论了喷射压力波动对空化的影响，以及不稳定空化过程对喷孔出口流动状态的影响，同时还提出了对于初始气泡密度的新计算方法，并通过实验验证了气泡初始密度计算式的正确性，在这之前的研究中都是将气泡初始密度设为定值，作者认为是不合理的。最后作者还考虑了压力波动下和不稳定空化共存条件下喷孔内流对高压射流雾化的影响情况，在两者共同作用下的喷孔出流对喷雾场有着较大的扰动，并且随着喷孔出流的不稳定性的增强，喷雾近场的雾化情况越来越好。

董庆兵^[20]则是利用放大的透明喷嘴和高分辨率相机拍摄了喷孔中的流动情况的照片，他通过调节进出口压差，研究了不同雷诺数、空化数、入口压力、出口压力，针阀升程、喷孔倾角、喷孔直径、喷孔长径比和入口倒角对喷孔内空化的发生、发展和溃灭过程的影响。研究发现增大雷诺数、空化数，提高入口压强，降低出口压强，减小喷孔倾角和喷孔直径，增大长径比都会促进空化的提前出现。

同时还有一些其它高校也在研究空化现象，如浙江大学张乐超^[21]和刘劲松^[22]都用软件模拟的方法研究了喷雾过程中喷孔内的空化效应，并分析了空化效应对雾化质量的影响。太原理工大学姜鹏^[23]则研究了喷孔内的单相流动的压力分布，速度分布，以及有空化情况下的气相体积分布以及速度分布，并且研究了不同结构喷嘴的空化现象。国内的一些研究所也在研究喷嘴内的空化现象，如无锡油泵油嘴研究所的郭立新^[24]，他利用多相流的空穴模型对喷嘴中稳定喷射时的空化现象进行了三维数值模拟，主要研究了不同入口压力、出口压力、入口圆角半径、喷孔 k 系数对喷孔内空化的分布的影响。

1.3 本文的主要内容

本论文是针对稳态条件下喷嘴内部的流动情况和喷嘴的雾化情况进行了 CFD 模拟，得出喷孔内部流动的影响因素，对喷嘴的设计提供了理论依据。本论文主要的内容如下：

1. 首先介绍了有关计算流体力学（CFD）的发展历程以及一些常用的 CFD 软件，接着介绍了这些软件的一般求解过程，最后详细介绍了本论文所用到的 FLUENT 软件，包括软件的原理、软件的结构、软件中的常用边界条件以及常

见湍流模型。

2. 利用 **GAMBIT** 建立喷嘴的二维模型，并进行了网格划分，并借助 **FLUENT** 软件，利用其中的多相流空化模型对喷孔内部空化现象进行了模拟，探讨了柴油和生物柴油不同种类燃料的喷孔内部流动情况，以及不同喷嘴结构对喷孔内部流动情况的影响。
3. 根据导师曹建明教授利用最大熵原理推倒的液滴尺寸分布函数编写 **FORTRAN** 程序对喷嘴雾化进行理论计算，得到了喷嘴雾化的液滴粒径分布，并与实验所得到的结果进行了对比，得到了不同工况下的拉格朗日因子的初始值，计算结果和实验结果拟合很好。

第二章 计算流体力学 (CFD) 概述及 FLUENT 软件简介

计算流体力学 (Computational Fluid Dynamics, 简称 CFD) 是建立在经典流体动力学与数值计算方法基础上的一门新型学科, 是基于离散化的数值计算方法, 利用电子计算机对于不同固体边界的内外流场进行数值模拟和分析, 属于流体力学的一个分支^[25]。本章主要简单介绍了 CFD 的发展历程, 以及常见的 CFD 计算软件, 详细介绍了本论文将用到的 CFD 软件—FLUENT, 包括 FLUNET 的原理, 常见的湍流模型以及边界条件。

2.1 计算流体力学简介

2.1.1 CFD 简介

早期对流体流动现象的分析主要依靠理论分析研究, 但是由于方程未知数的个数常大于方程数, 也就是说方程不封闭, 因此要对计算对象进行简化和抽象, 但是由于简化和抽象对研究结果造成不可预知的误差甚至是错误, 所以理论分析的发展不是很顺利; 后来人们终于找到了一种新方法, 那就是实验研究的方法, 但是由于实验研究所牵扯到的流动问题相当复杂, 同时还涉及到很多外部因素的影响, 因此很难建立一种通用的模型, 所建立的模型局限性很强; 后来随着高性能计算机的问世, 人们开始利用计算机进行复杂流动问题的计算, 而且在水利、航运、海洋、食品、环境、流体机械及相关流体工程领域已有成功应用。这种利用计算机技术进行流动问题的数值求解的方法就是计算流体力学方法, 目前已有相关计算流体力学商业软件的问世, 过去只能靠实验手段得到的某些结果, 现在已完全可以借助数值模拟来准确获得。

2.1.1.1 CFD 的提出

计算流体力学是建立在经典流体力学与数值计算方法基础之上的一门新型独立学科, 其基本定义是通过计算机进行数值计算和图像显示, 分析包括流体流动和热传导等相关的物理现象的系统。它兼有理论性和实践性的双重特点, 建立了许多理论和方法, 为现代科学中很多复杂流动与传热问题提供了有效的计算技术。

CFD 方法和传统理论分析方法、实验测量方法组成了研究流体流动问题的完整体系。理论分析的有优点在于结果具有普遍性, 各种影响清晰可见, 是指导实验研究和验证新的数值计算的理论基础, 但往往要求对计算对象进行抽象和简化, 才能得出理论解。对于非线性情况, 只有少数流动才能给出解析解; 实验测量方法是理论分析和数值计算方法的基础, 其重要性不可低估, 然而, 实验往往受到模型尺寸、流场扰动、人为因素

和测量精度的限制，而且还要投入大量的人力、物力和财力；CFD 方法很好地克服了理论分析和实验研究的缺点，在计算机上实现一个特定的计算，且可以形象地再现流动情况。

利用 CFD 进行流场流动和传热现象的分析的基本思路是利用一系列有限个离散点上的变量值的集合来代替空间域上连续物理量的场，如速度场和压力场，然后按照一定的方式建立这些离散点上变量间关系的代数方程组，通过求解代数方程组获得场变量的近似值。它可以看作是在流动基本方程控制下对流场的数值模拟。通过这种数值模拟，可以得到极其复杂问题的流场内各个位置上的基本物理量的分布，以及这些物理量随时间变化的情况，从而确定漩涡的分布情况、空化特性以及漩涡的脱流区等。此外 CFD 还可以与 CAD 联合，对流体机械的结构进行优化设计。

CFD 具有较强的适应性、较广的应用性等优点。由于流体问题的控制方程一般是非线性的，自变量多，计算区域的形状和边界条件复杂，很难求得解析解，只有用 CFD 的方法才有可能求得满足工程需求的数值解。另外，CFD 方法不受物理模型和实验模型的限制，省钱省时，有较多的灵活性，能给出详细和完整的数值计算结果，很容易模拟特殊尺寸、温度、有毒、易燃等真实条件和实验中只能接近而无法达到的理想条件。然而，CFD 也存在一定的局限，其数值解法是一种离散近似计算方法，依赖于物理上合理、数学上可用，适合于在计算机上运行的有限数学模型，且最终结果不能提供任何形式解析表达式，只是有限数量离散点的数值解，而且有一定的计算误差。此外，CFD 软件在不很大程度上依赖于经验和技巧。

2.1.1.2 CFD 软件的简介

CFD 的应用与计算机技术的发展密切相关。CFD 软件最早于 20 世纪 70 年代诞生与美国，只是近十年才得到了突飞猛进的发展和應用。为了完成 CFD 计算，早期需要用户自己编写计算程序，但是由于 CFD 复杂性及计算机软硬件的多样性，使得用户各自的应用程序往往缺乏通用性，而 CFD 本身又有鲜明的系统性和规律性，因此，比较合适商业化。自从 1981 年以来，出现了如 PHOENICS、KIVA、CFX、STAR-CD、FIDAP、FLUENT 等多个商业软件，并且随着计算机技术的进一步迅猛发展，这些商用软件在工程领域正发挥着越来越大的作用。下面对各个商用软件进行介绍。

- **PHOENICS**: 是第一个投入市场的 CFD 商用软件，该软件的创始人 D.B. Spalding 以及合作者 S.V. Patankar 提出了 SIMPLE 算法以及混合格式等，对后来开发的商用软件产生了较大的影响。近年来，PHOENICS 软件在功能和方法方面做出

了较大改进, 例如, 在网格细化方面, 多片式多网格嵌入技术, 同位网格以及非结构网格技术; 在湍流模型方面, 开发了通用的零方程、低雷诺数的 $\kappa - \varepsilon$ 模型、RNG $\kappa - \varepsilon$ 模型等。该软件主要用于包括城市污染预测、叶轮中的流动、管道流动等工程实际问题的计算。

- **KIVA:** KIVA 程序是发动机缸内过程分析的软件, 由美国洛斯阿拉莫斯国家实验室与 1985 年开始推出的。它是建立在二维计算程序 CONCHAS 程序 (1979 年) 和 CONCHAS-SPRAY (1982 年) 的基础之上的软件, 可以用来研究内燃机多维燃烧模拟的问题, 也可以用来求解二维或三维的非定常多元化学反应流及蒸发燃料射流问题。到目前为止 KIVA 共有四个版本的计算程序, 分别为 KIVA、KIVA-2、KIVA-3 和 KIVA-3V。KIVA 是采用 FORTRAN77 语言编写的程序, KIVA-3V 可以用来计算包括进、排气过程, 可以模拟随气门运动的气门阀口附近气流的流动状况, 还可以模拟包括缸内气流运动、燃油喷射、传热、燃烧和废气生成等物理现象在内的完整的发动机工作循环。在模拟喷雾方面 KIVA 采用液滴碰撞和整合子模型, 后来在 KIVA-2 中增加了液滴气体动力学碎裂模型, 碎裂模型从泰勒 TAB 模型转化为瑞兹表面波增长模型, 燃油碰壁反溅模型, 由单一组分燃油蒸发向多组分燃油蒸发过度, 不断完善了燃油喷射雾化的模拟。
- **CFX:** 该软件采用有限容积法、拼片式块结构化网格, 在适体坐标系上进行离散、变量的布置采用同位网格方式。对流项的离散格式包括一阶迎风格式、混合格式、QUICK、CONDIF、MUSCI 及高阶迎风格式。压力与速度的耦合方式采用 SIMPLE 系列算法, 代数方程求解的方法中包括线迭代、代数多重网格、ICCG、ETONE 强隐方法及块隐式 (BIM)。该软件可以用来计算不可压缩流动、耦合传热、多相流、化学反应、气体燃烧等复杂问题。
- **STAR-CD:** 该软件是基于有限容积的一个通用商用 CFD 软件。在网格生成方面, 采用非结构化网格, 单元的格式可以有六面体、四面体、三角形截面的棱柱体、金字塔形的椎体以及六种形状的其他多面体。可以用来计算包括稳态和非稳态流动、牛顿流体及非牛顿流体的流动、多孔介质中的流动、亚声速及超声速流动在内的很多复杂的工程问题。同时该软件在汽车工业中也有很广泛的应用。
- **FIDAP:** 这是流体动力分析包 (Fluid Dynamics Analysis Package) 的缩写, 该

软件是由美国 Fluid Dynamics International Inc. 与 1983 年首次推出的, 同时也是世界上第一个采用有限元法 (FEM) 的 CFD 软件。该软件具有很强的兼容性, 可以兼容由 I-DEAS、PATRAN、ANSYS 和 ICEMCFD 等著名网格生成软件所划分的网格。该软件可以计算可压缩流及不可压缩流、层流与湍流、单相流与多相流、牛顿流体与非牛顿流体的流动问题。

- FLUENT: 这是 1983 年美国 FLUENT Inc. 推出的计算流体力学软件, 是继 PHOENICS 软件之后第二个采用有限容积法并投放于市场的软件。它包括结构化和非结构化网格两个版本。在结构化网格版本中有适体坐标的前处理软件, 同时也可以纳入 I-DEAS、PATRAN、ANSYS 和 ICEMCFD 等著名网格生成软件所生成的网格。速度与压力耦合采用了同位网格上的 SIMPLEC 算法。对流项差分格式采用一阶迎风格式、中心差分格式及 QUICK 等格式。软件可以计算可压缩不可压缩流动, 含有粒子的雾化、蒸发、燃烧过程、多组分介质的化学反应过程以及空化现象的问题。

2.1.2 CFD 求解过程

所有的商用 CFD 软件计算过程都包括 3 个基本环节, 分别为前处理、求解和后处理, 与之相对应的程序模块称为前处理器、求解器和后处理器。

前处理器用于完成前处理工作。前处理环节是向 CFD 软件输入所求解问题的相关数据, 该过程一般是借助于求解器所对应的对话框等图形界面来完成的。用户需要定义所求问题的几何计算区域, 并将计算区域划分为多个互不重叠的子区域, 形成由单元组成的网格, 然后对所要求解的问题的物理和化学现象进行抽象, 选择相应的控制方程, 最后定义流体的物性参数和初始边界条件。目前, 商用 CFD 软件数值计算时, 超过 50% 的时间花在几何区域的定义和计算网格的生成上, 在建立几何区域时可以使用 CFD 软件自带的前处理器, 也可以借助其它 CAD 软件提供的几何模型。

求解器的核心是数值求解算法。常用的数值求解方案包括有限差分、有限元、谱方法和有限体积法等。总而言之, 这些方法的求解过程大致相同, 都是首先借助简单函数来近似待求解的流动变量, 然后将近似关系代入连续型的控制方程, 形成离散方程组, 最后求解代数方程。各种数值求解方案的主要区别在于流动变量被近似的方法及相应的离散化过程。

后处理器是帮助用户对流体计算结果进行观察和分析, 包括计算区域的几何模型及

网格显示、速度矢量图、各种物理量的等值线图/云图、XY 散点图、粒子轨迹图等。借助后处理功能，还可以动态地模拟流动效果，直观的了解 CFD 的计算结果。

根据以上描述可以将 CFD 计算过程描述为：首先，通过前处理器建立所要求解问题的几何计算区域；然后在此基础上划分出满足计算要求的网格，建立计算节点；其次根据实际问题的流动状态建立流体流动的控制方程，采用合适的算法，定义适当的边界条件和初始条件，然后设置收敛的标准，进行迭代计算；最后当计算求解器计算达到收敛的标准后，借助后处理软件对计算结果进行后处理，得到流场的压力云图、速度云图、湍流强度云图等其他物理变量的云图，以及速度矢量图。其计算过程流程如图 2.1 所示。

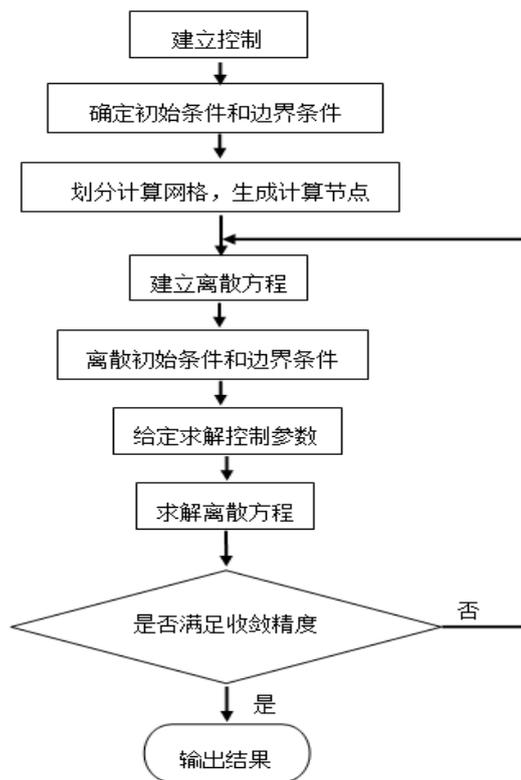


图 2.1 CFD 计算流程

2.2 FLUENT 软件介绍

2.2.1 FLUENT 原理

CFD 数学模型是一系列的偏微分方程组，要得到解析解很困难，为了求解实际问题的近似解，我们采用数值计算的方法来解决。FLUENT 也是采用数值方法，其基本思路是这样的，首先对流体区域进行离散化，然后通过一定的原则建立离散区域节点上的代数方程，最后求解这些代数方程从而得到所求变量的近似解。FLUENT 对流体区域的离散采用有限体积法 (FVM)，对流场的迭代求解的方法主要有 SIMPLE 算法、SIMPLEC 算法和 PISO 算法。

2.2.1.1 有限体积法

有限体积法 (简称 FVM)，又称为有限容积法，是近年来发展最迅速的一种离散化方法，其特点是计算效率高。用有限体积法导出的离散方程可以保证具有守恒特性，而且离散方程系数的物理意义明确。有限体积法是将所有计算区域划分为一系列控制体

积，每个控制体积都有一个节点作为代表，通过将控制方程对控制体积积分来导出离散方程。在积分过程中，需要对控制体积界面上的被求函数本身（对流通量）以及其一阶导数（扩散通量）的构成做出假设，这就形成了不同的格式。由于扩散项多是采用相当于二阶精度的线性插值，因此格式的区别主要体现在对流项上。

2.2.1.2 流体区域离散

在对实际的流体问题进行数值计算之前，首先就是要对空间上连续计算区域进行网格划分，将其划分为多个子区域，并且确定每个区域的计算节点，从而生成计算网格。然后将控制方程在网格上离散，即是将偏微分格式的控制方程转化成各个节点上的代数方程组。

1 计算区域的离散

将计算区域划分为许多个互不重叠的子区域，并确定每个子区域的节点位置及节点所代表的控制体积。计算区域离散的网格有两种：一种是结构化网格，此种网格的节点排列有序，即当给出了一个节点编号后，立即可以得出其它相邻节点的编号，所有内部节点周围的网格数目相同，这种网格生成容易，对一些规矩的流体区域能够划分出满意的网格，同时计算时间短，但是网格的使用范围小；另外一种是非结构化网格，此种网格内部节点以一种不规则的方式布置在流场中，各节点周围的网格数目不尽相同，其网格生成复杂，计算时间加长，但却就有很大的优越性，可以很容易的对结构复杂的区域划分出适当的网格。

2 控制方程的离散

流体流动需要遵循物理守恒定律，这些定律包括质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律、组分守恒定律以及湍流运动附加的湍流输运方程，而这些定律所对应的方程称为流体流动的控制方程。

质量守恒方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (2.1)$$

式中： ρ 为密度， t 为时间， u 为速度矢量。

动量守恒方程：

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \bar{u}) = \text{div}(\mu \text{grad}(u)) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \quad (2.2a)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \bar{u}) = \text{div}(\mu \text{grad}(v)) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \quad (2.2b)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \bar{u}) = \text{div}(\mu \text{grad}(w)) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (2.2c)$$

式中： ρ 为密度， t 为时间， \bar{u} 为速度矢量， u 、 v 、 w 为速度矢量 \bar{u} 在 x 、 y 、 z 轴上的分量， S_u 、 S_v 、 S_w 是动量守恒方程的广义源项。

能量守恒方程：

$$\frac{\partial(\rho t)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div}\left(\frac{K}{c_p} \text{grad}(T)\right) + S_T \quad (2.3)$$

式中： ρ 为密度， t 为时间， u 为速度矢量， c_p 是定压比热容， T 为温度， K 为流体的传热系数， S_T 为流体内热源及由于粘性作用流体机械能转化为热能的部分，有时简称 S_T 为粘性耗散性。

组分质量守恒方程：

$$\frac{\partial(\rho c_s)}{\partial t} + \text{div}(\rho u c_s) = \text{div}(D_s \text{grad}(\rho c_s)) + S_s \quad (2.4)$$

式中： ρ 为密度， t 为时间， u 为速度矢量， c_s 是组分 s 的体积浓度， ρc_s 是该组分的质量浓度， D_s 为该组分的扩散系数， S_s 为系统内部单位时间内单位体积化学反应产生的该组分的质量，即生产率，是 2.4 中左侧第一项、第二项，右侧第一项、第二项，分别称为时间变化率、对流项、扩散项和反应项。

通过比较 (2.1)，(2.2)，(2.3)，(2.4) 四个基本控制方程，可以看出，虽然这四个方程中因变量都不同，但是他们所反映的实质相同，都是代表了单位时间单位体积内物理量的守恒性质，所以我们可以用一个通用的变量 ϕ 来代替各个方程中的变量，则这些控制方程可以写为下面的通用形式：

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}(\phi)) + S \quad (2.5)$$

式中， ϕ 为广义变量，可以为速度、温度、或者浓度等一些待求的物理量； Γ 为相应于 ϕ 的广义扩散系数； S 为广义源项。

下面就一维稳态问题的控制方程应用有限体积法进行离散的过程进行详细的解释。应用有限体积法的关键一步是控制体积上积分控制方程，以在控制体积节点上产生离散的方程。对于一维稳态问题，我们可以将通式 (2.5) 进行简化，可以得到一维稳态问题的控制方程，如式 (2.6) 所示。

$$\frac{d(\rho u \phi)}{dx} = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S \quad (2.6)$$

将一维控制方程式 (2.6)，在图 2.2 所示的控制体 p 上作积分，可以得到：

$$\int_{\Delta v} \frac{d(\rho u \phi)}{dx} dv = \int_{\Delta v} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dv + S dv \quad (2.7)$$

式中， Δv 为控制体的体积值，当控制体很微小时， Δv 可以表示为 $\Delta x \cdot A$ ，这里 A 是控制体界面的面积，从而可以得到：

$$(\rho u \phi A)_e - (\rho u \phi A)_w = \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + S \Delta v \quad (2.8)$$

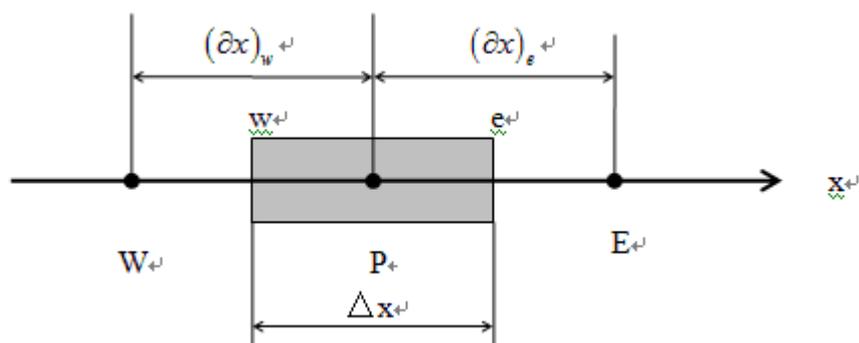


图 2.2 一维问题的计算网格

为了建立所需要的离散方程，还需要找出如何表示式 (2.8) 中界面 e 和 w 处的 ρ 、 u 、 Γ 、 ϕ 和 $\frac{d\phi}{dx}$ 。有限体积法中规定了， ρ 、 u 、 Γ 、 ϕ 和 $\frac{d\phi}{dx}$ 等物理量均是节点处定义和计算的，因此，为了计算界面上的这些物理参数包括其导数，需要有一个物理参数在节点间的近似分布。我们以中心差分为例来说明，如果网格是均匀的，则单个物理参数（以扩散系数 Γ 为例）的线性插值结果是：

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_P + \Gamma_E}{2} \quad (2.9a)$$

$$\Gamma_w = \frac{\Gamma_w + \Gamma_P}{2} \quad (2.9b)$$

$(\rho u \phi A)$ 的线性插值结果为：

$$(\rho u \phi A)_e = (\rho u)_e A_e \frac{\phi_P + \phi_E}{2} \quad (2.10a)$$

$$(\rho u \phi A)_w = (\rho u)_w A_w \frac{\phi_W + \phi_P}{2} \quad (2.10b)$$

与梯度项有关的扩散通量的线性插值结果为:

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma_e A_e \left[\frac{\phi_E - \phi_P}{(\partial x)_e} \right] \quad (2.11a)$$

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w = \Gamma_w A_w \left[\frac{\phi_P - \phi_W}{(\partial x)_w} \right] \quad (2.11b)$$

对于源项 S , 它通常是时间和物理量 ϕ 的函数, 为了简化处理, 可以把 S 转化为如下的线性方式:

$$S = S_c + S_p \phi_p \quad (2.12)$$

式中, S_c 是常数, S_p 是随时间和物理量 ϕ 变化的项。将式 (2.9)、(2.10)、(2.11)

和 (2.12) 带入 (2.8) 中, 可以得到:

$$\begin{aligned} & (\rho u)_e A_e \frac{\phi_P + \phi_E}{2} - (\rho u)_w A_w \frac{\phi_W + \phi_P}{2} \\ &= \Gamma_e A_e \left[\frac{\phi_E - \phi_P}{(\delta x)_e} \right] - \Gamma_w A_w \left[\frac{\phi_P - \phi_E}{(\delta x)_w} \right] + (S_c + S_p \phi_P) \Delta V \end{aligned} \quad (2.13)$$

整理后得:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} A_e + \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} A_w - S_p \Delta V \right) \phi_P \\ &= \left(\frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} A_w + \frac{(\rho u)_w}{2} A_w \right) \phi_w + \left(\frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} A_e + \frac{(\rho u)_e}{2} A_e \right) \phi_e + S_c \Delta V \end{aligned} \quad (2.14)$$

将式 (2.14) 简记为:

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_e \phi_e + b \quad (2.15)$$

其中:

$$\left. \begin{aligned} a_w &= \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} A_w + \frac{(\rho u)_w}{2} A_w \\ a_E &= \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} A_e + \frac{(\rho u)_e}{2} A_e \\ a_p &= \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} A_e + \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} A_w - S_p \cdot \Delta V = a_E + a_w + \frac{(\rho u)_e}{2} A_e - \frac{(\rho u)_w}{2} A_w - S_p \cdot \Delta V \\ b &= S_c \cdot \Delta V \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

式中， A 为控制体截面的面积； ΔV 是控制体的体积。

根据同样的原理，我们可以得到控制方程的离散方程：

一维瞬态对流—扩散问题的离散方程为：

$$\begin{aligned} a_p \phi_p &= a_w [f \phi_w + (1-f) \phi_w^0] + a_E [f \phi_E + (1-f) \phi_E^0] \phi_E \\ &+ \left\{ \rho \frac{\Delta V}{\Delta t} - (1-f) \left[D_e + \frac{F_e}{2} \right] - (1-f) \left[D_w + \frac{F_w}{2} \right] + (1-f) S_p \Delta V \right\} \phi_p^0 + S_c \Delta V \end{aligned} \quad (2.17)$$

其中：

$$\left. \begin{aligned} a_p &= a_p^0 + f(a_E + a_w) + F(F_e - F_w) - f S_p \Delta V \\ a_w &= D_w + \frac{F_w}{2} \\ a_e &= D_e - \frac{F_e}{2} \\ a_p^0 &= \rho \frac{\Delta V}{\Delta t} \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

二维瞬态对流—扩散问题的离散方程为：

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_E \phi_E + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (2.19)$$

其中：

$$\left. \begin{aligned} a_p &= a_p^0 + a_E + a_w + a_S + a_N + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) - S_p \Delta V \\ a_w &= D_w + \max(0, F_w) \\ a_e &= D_e + \max(0, F_e) \\ a_s &= D_s + \max(0, F_s) \\ a_n &= D_n + \max(0, F_n) \\ a_p^0 &= \rho_p^0 \frac{\Delta V}{\Delta t} \\ b &= S_c \Delta V + a_p^0 + \phi_p^0 \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

三维瞬态对流—扩散问题的离散方程为:

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_e \phi_e + a_n \phi_n + a_s \phi_s + a_t \phi_t + a_b \phi_b + b \quad (2.21)$$

其中:

$$\left. \begin{aligned} a_p &= a_p^0 + a_e + a_w + a_s + a_n + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) + (F_t - F_b) - S_p \Delta V \\ a_w &= D_w + \max(0, F_w) \\ a_e &= D_e + \max(0, F_e) \\ a_s &= D_s + \max(0, F_s) \\ a_n &= D_n + \max(0, F_n) \\ a_t &= D_t + \max(0, F_t) \\ a_b &= D_b + \max(0, F_b) \\ a_p^0 &= \rho_p^0 \frac{\Delta V}{\Delta t} \\ b &= S_c \Delta V + a_p^0 + \phi_p^0 \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

以上各式中, W、E、N、S 分别表示与控制体 P 的相邻的左、右、上、下四个方向。

2.2.1.3 常用的离散格式

使用有限体积法建立离散方程时, 最后重要的一步是将控制体积界面上的物理量及其导数通过节点物理量插值求出。引入差值方法的目的是为了建立离散方程, 不同的插值方法对应于不同的离散结果, 因此, 插值方式常称为离散格式。有限体积法常用的离散格式有: 中心差分格式、一阶迎风格式、混合格式、指数格式、乘方格式、二阶迎风格式、QUICK 格式。各种离散格式对一维、稳态、无源项的对流—扩散问题离散可得:

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_e \phi_e \quad (2.23)$$

而对于高阶问题可得:

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_{ww} \phi_{ww} + a_e \phi_e + a_{ee} \phi_{ee} \quad (2.24)$$

式中, a_p 取值取决于问题的阶数, 对于一阶问题, $a_p = a_w + a_e + (F_e - F_w)$, 对于二阶问题, $a_p = a_w + a_e + a_{ww} + a_{ee} + (F_e - F_w)$, 其中 a_w 、 a_{ww} 、 a_e 、 a_{ee} 取决于所用的离散格式, 如表 2-1 所示。

表 2-1 不同离散格式下系数 a_w 、 a_{ww} 、 a_E 、 a_{EE} 的计算公式

离散格式	系数 a_w 、 a_{ww}	系数 a_E 、 a_{EE}
中心差分	$a_w = D_w + \frac{F_w}{2}$	$a_E = D_e - \frac{F_e}{2}$
一阶迎风格式	$a_w = D_w + \max(0, F_w)$	$a_e = D_e + \max(0, -F_e)$
混合格式	$a_w = \max\left[F_w, \left(D_w + \frac{F_w}{2}\right), 0\right]$	$a_E = \max\left[-F_e, \left(D_e - \frac{F_e}{2}\right), 0\right]$
指数格式	$a_w = \frac{F_w \exp(F_w/D_w)}{\exp(F_w/D_w) - 1}$	$a_E = \frac{F_e}{\exp(F_e/D_e) - 1}$
乘方格式	$a_w = D_w \max\left[0, (1 - 0.1 P_e)^5\right] + \max[F_w, 0]$	$a_E = D_e \max\left[0, (1 - 0.1 P_e)^5\right] + \max[-F_e, 0]$
二阶迎风格式	$a_w = D_w + \frac{3}{2}\alpha F_w + \frac{1}{2}\alpha F_e$ $a_{ww} = -\frac{1}{2}\alpha F_w$	$a_e = D_e - \frac{3}{2}(1 - \alpha)F_e - \frac{1}{2}(1 - \alpha)F_w$ $a_{ew} = \frac{1}{2}(1 - \alpha)F_e$
QUICK 格式	$a_w = D_w + \frac{6}{8}\alpha_w F_w + \frac{1}{8}\alpha_w F_e + \frac{3}{8}(1 - \alpha_w)F_w$ $a_{ww} = -\frac{1}{8}\alpha_w F_w$	$a_E = D_e - \frac{3}{2}(1 - \alpha)F_e - \frac{1}{2}(1 - \alpha)F_w - \frac{1}{8}(1 - \alpha_e)F_w$ $a_{EE} = \frac{1}{8}(1 - \alpha_e)F_e$

对于任何一种离散格式，我们都希望其具有稳定性，同时又具有较高的计算精度，而且还能适应不同的流动形式，然而实际上这种理想的离散格式是不存在的，没有一种离散格式可以解决所有的实际流动问题，因此各种离散格式都有其自身的优缺点，我们只有掌握了这些特点，才能根据实际问题再结合这些离散格式的特点选择比较合适的离散方式。现将各离散格式的性能列表如表 2-2 所示：

表 2-2 常见离散格式的性能比较

离散格式	稳定性及稳定条件	精度及经济性
中心差分格式	条件稳定 $p_e \leq 2$	在不发生震荡的参数范围内, 可以获得比较准确的结果
一阶迎风格式	绝对稳定	虽然可以获得物理上可以接受的解, 但当 p_e 数较大时, 假扩散较严重。为避免此问题, 常需要加密网格
混合格式	绝对稳定	当 $p_e \leq 2$ 时, 性能与中心差分格式相同; 当 $p_e > 2$ 时, 性能与一阶迎风格式相同
指数格式	绝对稳定	主要适用于无源项的对流-扩散问题。对有非常数源项的场合, 当 p_e 数较高时有较大误差
乘方格式	绝对稳定	同上
二阶迎风格式	绝对稳定	精度较一阶迎风格式高, 但仍有假扩散问题
QUICK 格式	条件稳定 $p_e \leq 8/3$	可以减少假扩散误差, 精度较高, 应用较广泛, 但主要用于六面体或四边形网格
改进的 QUICK 格式	绝对稳定	性能与 QUICK 格式相同, 但不存在稳定性问题

2.2.2 FLUENT 求解器的介绍

FLUENT 允许选择压力基求解器和密度基求解器的任何一种, 纵观历史, 压力基求解器主要用来解决低速不可压流动, 而密度基求解器主要适用于高速可压缩流, 但是, 随着计算流体力学的发展, 两种求解器的适用范围都得到了扩展, 在两种方法中, 速度场是通过求解动量方程得到的, 在密度基求解器中, 连续方程用来得到密度场, 而压力场是通过状态方程得到的; 在压力基求解器中, 压力场是通过求解由连续方程和动量方程得到的压强方程或压强修正方程得到的。

无论使用哪种方法, FLUENT 都会求解质量和动量守恒积分控制方程, 有时也会求解能量和其他标量 (湍流和化学种类) 的积分控制方程, 两种方法都用到了以控制体积为基础的技术, 其包括以下方面:

- 1 采用计算网格将计算区域分割成离散的控制体积。通过积分各个独立的控制体的控制方程建立各个因变量 (如速度、压力、温度和守恒标量) 的代数方程。
- 2 根据离散方程的线性化和线性方程系统的解的合成得到因变量的最新值。

两种数值方法都采用了相似的离散过程 (有限体积法), 但是线性化和离散方程的

求解是不同的。下面分别介绍两种求解器。

2.2.2.1 压力基求解器

压力基求解器采用一种被称为投影方法的算法，在这种算法中，通过求解压力或者压力修正方程得到速度场和质量守恒的约束条件。压力方程是通过求解修正的连续性方程和动量方程得到的。由于控制方程是非线性的和耦合的，求解过程是整套控制方程的多次迭代直至结果收敛。在 FLUENT 中提供了两种压力基求解算法，一种是分离算法，一种是耦合算法，下面分别介绍两种算法。

a. 压力基分离算法

由于控制方程是非线性和耦合的，为了得到收敛的数值解，求解过程必须反复多次迭代，在分离算法中，求解变量（例如 $u, v, w, P, T, K, \varepsilon$ 等）的各个控制方程是依次求解，对于每一个控制方程的求解都是通过与其他方程‘去耦合’和‘分离’的方法求解的，分离法也因此而得名。分离算法的内存消耗适中，因为离散方程每次只需被存储一次，但是由于方程是通过非耦合方式求解的，所以计算结果的收敛稍微有些慢。分离求解算法的流程如图 2.3 所示。

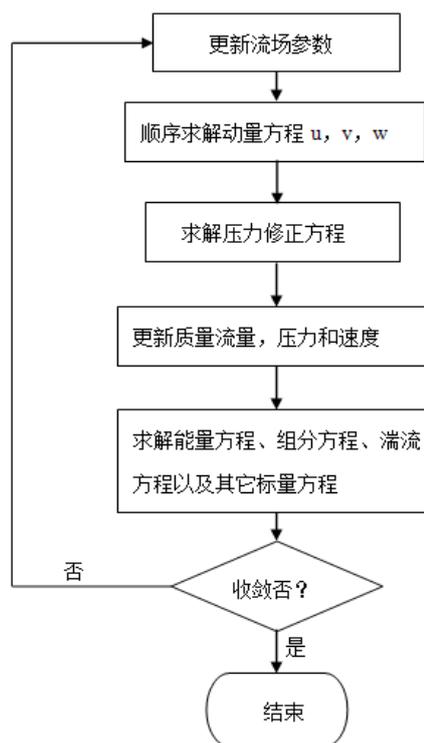


图 2.3 压力基分离算法

b. 压力基耦合算法

与分离算法不同的是，压力基耦合算是同时求解系统的动量方程和连续方程，耦合算是把分离算法求解动量方程和求解压力修正方程或者压力基连续方程放在一步完成。剩下的其它方程（如能量方程、湍流方程、物质组分守恒方程及其它标量方程）求解顺序与分离算法相同，耦合算法的求解流程如图 2.4 所示。由于能量方程和连续方程同时求解，所以计算结果的收敛速度与分离算法相比调高了许多，但是内存消耗量却是分离算法的 1.5 到 2 倍，因为在求解速度场和压力场时需要储存离散方程组中所有的动量方程和压力基连续方程。

压力基求解器求解流程如下：

1. 根据当前的计算结果更新流场信息。（如果是刚开始计算，则流场的特性是根据初始化进行更新的。）

2. 同时求解连续方程、动量方程、能量方程和组分方程。

3. 如果需要, 根据流场其它变量的更新值来求解其它标量方程, 如湍流方程和辐射方程。

4. 如果有项间耦合, 通过离散相轨迹计算来更新连续相方程的源项。

5. 检查方程的收敛标准设置, 是否达到收敛标准。

2.2.2.2 密度基求解器

密度基求解器求解的顺序是同时求解连续方程、动量方程、能量方程 (如果激活了能量方程) 以及物质输运方程等控制方程, 然后依次求解其他控制方程。(注: 密度基求解器不要求解压力修正方程, 因为其压力是由状态方程得出的)。密度基求解器收敛速度快, 需要内存和计算量比压力基求解器要大。

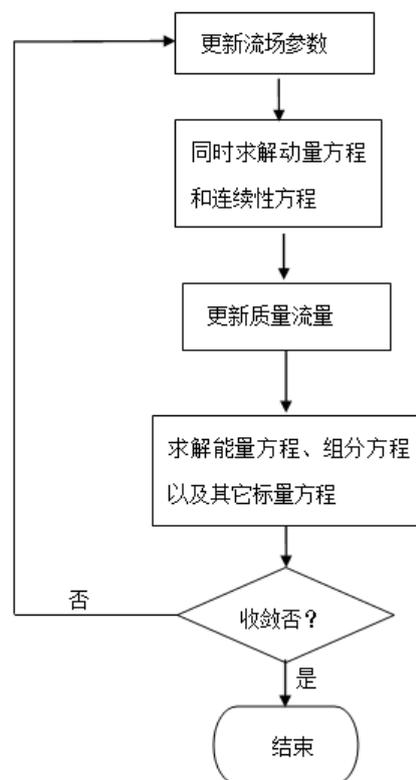


图 2.4 压力基耦合算法

在密度基求解器中, 既可以用显式耦合算法也可以用隐式耦合算法来求解耦合系统中的连续方程、动量方程、能量方程和组分方程。这两种求解算法都是将离散的, 非线性的控制方程进行线性化, 从而建立每一个计算区域的线性控制方程, 通过求解这些控制方程从而得到新的流场变量的值。这两种求解算法的却别在于:

- 隐式算法: 对于一个特定的流场变量, 它的值是通过求解相邻计算单元的确值以及未知的值而得到的, 因此这个未知的值就会出现在系统中的每一个控制方程中, 需要同时求解这些控制方程才能得到特定流场变量的值。
- 显式算法: 对于一个特定的流场变量, 它所在的方程只包含相邻计算单元确定的值, 因此未知数只出现在一个控制方程中, 因此求解这个控制方程, 就可以得到这个特定流场变量的值。

2.2.3 FLUENT 的边界条件

边界条件就是流场变量在计算边界上应该满足的数学物理条件。边界条件与初始条件一起被称为定解条件, 只有在边界条件确定后, 流场的解才存在, 并且是唯一的。在 FLUENT 中边界条件主要包括以下几类:

1. 速度入口 (velocity-inlet): 给出入口速度及需要计算的所有标量值。该边界条件适用于不可压缩流动问题, 对可压缩问题不适用, 否则该入口边界条件会使入口处的总温或总压有一定的波动。

2. 压强入口 (pressure-inlet): 给出入口的总压和其它需要计算的标量入口值。对计算可压或者不可压问题都适用。

3. 质量流入口 (mass-flow-inlet): 主要用于可压缩流动, 给出入口的质量流量。对于不可压缩流动, 没有必要给出该边界条件, 因为密度是常数, 我们可以用速度入口条件。

4. 压力出口 (pressure-outlet): 给定流动出口的静压。对于有回流的出口, 该边界条件比 outflow 边界条件更容易收敛。该边界条件只能用于模拟亚音速流动。

5. 压力远场 (pressure-far-field): 该边界条件只对可压缩流动适合。

6. 自由出流 (outflow): 该边界条件用以模拟在求解问题之前, 无法知道出口速度或者压力; 出口流动符合完全发展条件, 出口处, 除了压力之外, 其它参量梯度为零。但并不是所有问题都适合, 有三种情况不能用自由出流边界条件: 包含压力进口条件; 可压缩流动问题; 有密度变化的非稳定流动 (即使是不可压缩流动)。

7. 入口通风 (inlet vent): 入口通风条件需要给定一个损失系数, 流动方向和环境总压和总温。

8. 进气风扇 (intake fan): 进气风扇条件需要给定压降, 流动方向和环境总压和总温。

9. 出口通风 (out let vent): 在出口处给定损失系数和环境静压和静温。

10. 排气风扇 (exhaust fan): 在假设出口存在排气风扇的情况下, 给定出口的压强跳跃和静压。

11. 对称边界 (symmetry): 对称边界条件适用于流动及传热是对称的情况。

12. 周期性边界 (periodic): 如果我们关心的流动, 其几何边界, 流动和换热是周期性重复的, 那么可以采取周期性边界条件。

13. 固体壁面边界 (wall): 对于粘性流动问题, FLUENT 默认设置是壁面无滑移条件。对于壁面有平移运动或者旋转运动时, 可以指定壁面切向速度分量, 也可以给出壁面切应力从而模拟壁面滑移。

边界条件的定义是在模型建立的时候定义的, 也可以在计算的时候修改边界类型, 对于本论文来说, 边界条件的定义是在利用 GAMBIT 建模的时候定义的, 本论文计算

模型的边界条件被定义为压强入口和压强出口边界条件, 其它的被定义为固壁边界。如下一章的图 3.2 中所示。

对于压强入口条件, 是用于定义流场入口的压强及其它标量函数, 这种边界条件既适用于可压缩流计算也适用于不可压缩流动。这种边界条件主要对于压强已知, 但是速度和流量未知时使用, 而且还可以用于具有自由边界的流场计算。在压强入口边界条件中需要输入总压、总温、流动方向, 有过激活了湍流模型, 还有输入湍流参数。

在压强入口条件中压强的定义方式是采用表压形式确定的, 输入的总压值是绝对压强与操作压强之差, 总压是根据伯努利方程定义的, 其表达式如下:

$$p_0 = p_s + \frac{1}{2} \rho |\vec{v}|^2 \quad \text{不可压缩流} \quad (2.25)$$

$$p_0 = p_s \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad \text{可压缩等熵流} \quad (2.26)$$

在式 (2.25)、(2.26) 中, p_0 是实际总压, p_s 为实际静压, M 为马赫数, γ 为比热比。

本论文的计算模型属于不可压缩流动, 总压 p_0 根据实际的工况确定, 静压 p_s 初步给定一个接近总压的压力初始值, 根据式 (2.25) 静压与总压之差可以计算出流场的初始速度。流动的方向定义为垂直于边界, 对于采用直角坐标的模型, 采用这种流动定义方式时, 在不需要输入任何参数。本论文加入了湍流模型, 故还需要定义湍流参数。湍流参数的定义方式有四种, 湍动能 k 和湍流耗散率 ε ; 湍流强度 I 和长度尺度 l ; 湍流强度 I 和湍流粘度比 μ_t/μ ; 湍流强度 I 和水力直径 D 。本论文采用第二种方式, 即湍流强度 I 和长度尺度 l 。

湍流强度根据下面的公式计算。

$$I = 0.16 (\text{Re}_{DH})^{-\frac{1}{8}} \quad (2.27)$$

式中, Re_{DH} 是指以水力直径为特征长度计算的雷诺数, 雷诺数的计算公式如下:

$$\text{Re}_{DH} = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (2.28)$$

式中, ρ 为流体密度, u 为流动速度, d 为入口直径, μ 为流体动力粘度系数。单位为 $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$, 其中流动速度 u 根据下面的经验公式确定:

$$u = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.29)$$

式中， Δp 为喷嘴入口和出口的压强差， ρ 为流体密度。

湍流长度尺度取决于湍流发展具有决定性影响的几何尺度，湍流长度尺度 l 与管道物理尺寸 L 的关系如下式所示：

$$l = 0.07L \quad (2.30)$$

式中的比例因子 0.07 是充分发展管道流动中混合长度的最大值，而 L 则是管道直径。

对于压强出口的湍流参数的定义方式与压强入口的定义方式一样，因此不再赘述。

2.2.4 FLUENT 中的湍流模式

层流和湍流是自然界中两种流动形式，层流相对简单，人们对它的研究也比较成熟和完善，但是对与湍流来说，由于它的物理量无论是相对于时间还是空间都是随机涨落的，对湍流的研究就没有那么的成熟了，随着时间的推移，人们也逐渐的需求到了一些研究湍流的方法，对于湍流运动，人们通常是从描述湍流运动的时均运动的雷诺方程组出发进行研究的^[26]，但是这一方程组中由于引入了新的未知量，因此使得这一方程组不封闭，要想使雷诺时均方程组封闭，就得补充本构方程^[26]，把雷诺应力分量与时均量联系起来，这方面的理论工作正在沿着两个不同的方向进行，一种是采用统计数学的方式，被称为湍流统计理论，另外一种是采用半经验假设的方法，被称为湍流模式理论。湍流统计理论至今尚距解决实际工程问题相差甚远，湍流模式理论虽说能够满足一些实际工程的需要，但是每种半经验假设都只适合于某些类别的流动。

在 FLUENT 中模拟湍流运动的理论是湍流模式理论，FLUENT 中可用的湍流模式包括以下几种：

1. 单方程模型 (Spalart-Allmaras model)
2. $k-\varepsilon$ 模型 ($k-\varepsilon$ model)
 - 标准 $k-\varepsilon$ 模型 (Standard $k-\varepsilon$ model)
 - 重组 $k-\varepsilon$ 模型 (Renormalization-group (RNG) $k-\varepsilon$ model)
 - 可实现 $k-\varepsilon$ 模型 (Realizable $k-\varepsilon$ model)
3. $k-\omega$ 模型 ($k-\omega$ model)

- 标准 $k-\omega$ 模型 (Standard $k-\omega$ model)
 - 剪切应力输运模型 (Shear-stress transport (SST) $k-\omega$ model)
4. v^2-f 模型 (v^2-f model) (可选)
 5. 雷诺应力模型 (Reynolds stress (RSM) model)
 - 线性应力应变模型 (Linear pressure-strain RSM model)
 - 二阶应力应变模型 (Quadratic pressure-strain RSM model)
 - 低雷诺应力模型 (Low-Re stress-omega model)
 6. 分离涡流模拟模型 (Detached eddy simulation (DES) model)
 - 单方程 RANS 模型 (Spalart-Allmaras RANS model)
 - 可实现 $k-\varepsilon$ RANS 模型 (Realizable $k-\varepsilon$ RANS model)
 - SST $k-\omega$ RANS 模型 (SST $k-\omega$ RANS model), 其中 RANS (Reynolds averaged navier-stokes) 是雷诺平均纳维-斯托克斯。
 7. 大涡流模拟模型 (Large eddy simulation (LES) model)
 - Smagorinsky-Lilly 亚网格模型 (Smagorinsky-Lilly subgrid-scale model)
 - WALE 亚网格模型 (WALE subgrid-scale model)
 - 湍动能输运亚网格模型 (Kinetic-energy transport subgrid-scale model)

在对一个实际的问题进行模拟时, 没有那一种湍流模型能模拟所有的湍流情况, 每一种湍流模型都有其优越性和缺点, 我们需要了解这些湍流模型各自的优越性和缺点才能合理的选择出一种适合我们需要模拟的物理现象的湍流模型。

单方程模型是 Spalart-Allmaras 提出来的, 用来解决因湍流动粘滞率而修改的数量方程^[27]。该模型只需求解湍流粘性的输运方程, 不需求解当地剪切层厚度的长度尺度。它适用于固体壁面约束的流动, 对低雷诺数模型十分有效, 但是由于它没有考虑长度尺度的变化, 因此对一些流动尺度变换比较大的流动问题不太适合, 该模型中的输运变量在近壁处的梯度要比 $k-\varepsilon$ 中的小, 因此它对网格粗糙带来数值误差不太敏感。

标准、重组、可实现 $k-\varepsilon$ 模型, 这三种模型相同点是输运方程中的 k 和 ε 有相同的形式, 不同点有三个方面, 第一, 计算湍流粘度的方法不同; 第二, 湍流流动的湍动能 k 和湍流耗散比 ε 由不同的普朗特数决定; 第三, 湍流生成项与湍流耗散项在湍流耗散方程中有不同的表达式。

最简单的完全湍流模式是双方程模式, 所谓双方程模型是指, 在一个方程的基础上,

再引入一个关于湍流耗散率 ε 的方程。在双方程模式中，两个独立的湍流输运方程允许独立的计算湍流速度和特征长度，但是，标准的 $k-\varepsilon$ 模型是继经典的完全湍流模式之后应用在 FLUENT 中的湍流模型，标准的 $k-\varepsilon$ 模型是 Launder 和 Spalding 提出的^[27]，在这个模型中，湍动能的输运方程是通过精确方程推导出来的，通过物理推导及数学上的模拟相似原理方程得到湍流耗散率方程，自从这个模型被提出后，它就成为了实际工程流体计算中应用最广泛的湍流模型，稳定性、经济性、合理性使得此模型能够应用到工程流体流动和热传递等领域。重组的 $k-\varepsilon$ 模型是针对高雷诺数流动问题，这个模型是由 Yakhot 和 Orzag 提出的^[28]，这个模型是用重组化群的数学方法对瞬时 $N-S$ 方程进行推导而得到重组化的 $k-\varepsilon$ 模型。

对于以上七种湍流模型，从上往下计算的精度逐渐的增强，各个模型所包含的物理机理也更加深丰富，每次迭代的计算步骤增多，需要消耗额外的 CPU 时间，因此再选择湍流模型的时候，我们需要综合考虑，既要考虑计算的精度，同时还得兼顾所需要消耗的计算时间，不能一味的追求计算精度，也得考虑工程上可以接受的计算时间，对于用来模拟计算的工具来说，需要选择一些计算能力强一些的计算机，有条件的可以选择工作站来计算，对于一般的个人来说，可以用一些配制稍微高一些的个人计算机，这样就可以得到足够精度的结果，同时计算时间也在可以接受的范围之内。

2.3 本章总结

本章主要分为两部分，第一部分，首先介绍了计算流体力学的起源以及发展经历，接下来介绍了一些常用的计算流体力学软件，了解了这些软件的适用范围，对选择本文所需要用到的软件有了一个整体的把握，接下来是对这些软件的共同特性进行了简单的介绍，主要介绍了这些软件在实际的适用过程中是遵循怎样的一个求解流程。

第二部分，主要介绍了本论文即将用到的软件 FLUENT，进行了详细的介绍，首先介绍了 FLUENT 的基本原理，FLUENT 是根据有限体积法将计算区域进行离散，然后在区域离散的基础上将控制方程进行离散，从而建立控制方程的线性方程组，这样计算机才能进行计算。接下来介绍了 FLUENT 中可以采用的求解器，求解器是进行求解的基础，求解器的选择是根据所需要计算的模型，以及已知条件来选择的。边界条件和初始条件是定解的必要条件，只有知道了边界条件和初始条件才能得到最终的结果。最后介绍了有关湍流流动的一些计算模型，因为本论文所要求解的问题是柴油机喷嘴内部流动问题，对于这样的一个压力高，流速快的实际问题，显然其燃油的流动问题属于湍

流流动范围，因此对与湍流问题有必要进行详细的介绍，从而选择合理的湍流模型来对这样的实际问题进行计算。

第三章 喷嘴 CFD 模型的建立及模拟结果分析

本章主要是对喷嘴喷孔进行二维模型的建立，然后进行网格划分，创建计算节点，最后依据不同的燃料种类和射流参数（喷射压力、喷射背压）、喷孔结构（喷孔直径、喷孔长度、入口圆角、喷孔 k 系数）对喷孔内部的稳态空化现象进行了模拟。

3.1 几何模型建立及网格的生成

3.1.1 喷嘴的几何参数的确定

本论文在建模时由于缺乏实际柴油机喷嘴的具体几何参数，因此本论文是参考华中科技大学安娜的硕士学位论文^[29]中关于喷嘴建模的参数来确定的，实际喷嘴的几何模型如图 3.1 所示。考虑到本论文关注的重点是喷嘴内部空化，而空化又是在柴油机喷嘴的喷孔入口位置生成的，因此简化了模型，本论文只针对喷嘴的压力室及喷孔建模，同时，本论文所建模型是喷孔轴线和压力室轴线在一条线上的竖直孔的单孔喷嘴，考虑到几何模型的轴对称性以及为了缩短 CPU 计算时间，最后确定建立简单的二维计算模型，在建模时将喷嘴压力室简化为一个球形，其半径为 0.65 mm，喷孔直径为 0.26 mm，长径比 $L/D = 2.5$ ，L 为喷孔长度尺寸，D 为喷孔直径。

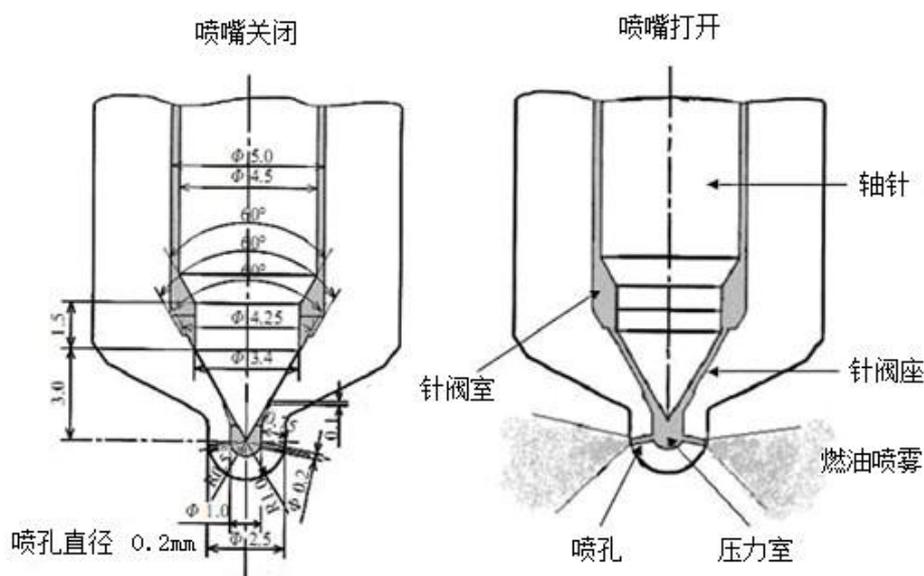


图 3.1 实际喷嘴参数

3.1.2 物理模型的建立

确定建模思路后，接下来就是确定建模所用的软件，本论文采用 FLUENT 自带的

建模软件 GAMBIT 来建模。喷嘴是由针阀和针阀体组成，内部通道是燃油流动的必经之道，针阀开启后，燃油从进油道进入针阀室，经过针阀与针阀体之间的间隙进入压力室，然后从喷孔喷入气缸，经过雾化与空气混合形成可燃混合气。本论文只考虑燃油进入压力室后从喷孔喷出的这一段过程。图 3.2 为本论文建立的喷嘴物理模型。

3.1.3 计算网格的生成

3.1.3.1 网格的划分

对上一步建立的物理模型进行区域划分，目的是为了得到高质量的计算网格，将计算区域划分为两个面，一个面为压力室组成的面，称为 face 1，另外一个为喷孔组成的面，称为 face 2。对两个面分别进行面网格划分，在 GAMBIT 中进入网格划分菜单，然后对 face 1 采用四边形 (quad) 网格，划分形式 (type) 采用平铺 (pave) 方式，网格间隔 (spacing) 方式为间隔尺寸 (interval size)，其值为 0.01，face 2 采用与 face 1 相同的方式，区别在于划分形式不同，face 2 采用 map 形式，并且平滑器选项为无 (none)。根据以上参数及划分格式的设置，进行网格划分，最终应用于模型计算的网格如图 3.3 所示。

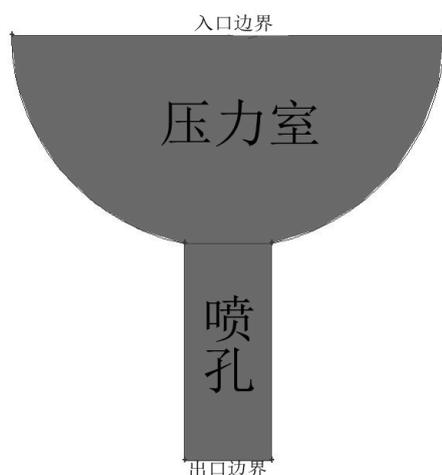


图 3.2 喷嘴物理模型

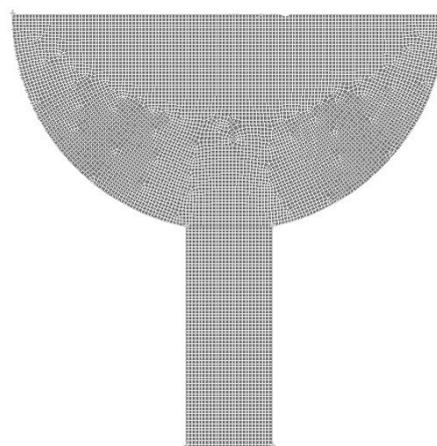


图 3.3 模型网格

3.1.3.2 网格质量的检查

网格质量检查的显示方式有三种，第一种是 Plane 型，可以显示各个截面上网格的质量；第二种是 Sphere 型，在这种类型中，可以显示球坐标系上与每个坐标系平行的截面上网格的质量；第三种是 Range 型，表示的是网格质量的范围，对于本论文，选择的是第三种类型。当显示的类型选定好之后，要根据是建立的模型类型选择是检查三维网格单元还是二维网格单元，三维网格单元包括六面体、四面体、锥体、楔形体，二维网

格单元包括四边形和三角形，本论文的计算模型是二维模型，因此选择二维网格单元。同时网格的质量类型包括以下几种：

Area 单元面积，适用于 2D 单元，较为基本的单元质量特征。

Aspect Ratio 长宽比，不同的网格单元有不同的计算方法，等于 1 是最好的单元，如正三角形，正四边形，正四面体，正六面体等；一般情况下不要超过 5: 1。

Diagonal Ratio 对角线之比，仅适用于四边形和六面体单元，默认是大于或等于 1 的，该值越高，说明单元越不规则，最好等于 1，也就是正四边形或正六面体。

Edge Ratio 长边与最短边长度之比，大于或等于 1，最好等于 1，解释同上。

EquiAngle Skew 通过单元夹角计算的歪斜度，在 0 到 1 之间，0 为质量最好，1 为质量最差。最好是要控制在 0 到 0.4 之间。

EquiSize Skew 通过单元大小计算的歪斜度，在 0 到 1 之间，0 为质量最好，1 为质量最差。2D 质量好的单元该值最好在 0.1 以内，3D 单元在 0.4 以内。

MidAngle Skew 通过单元边中点连线夹角计算的歪斜度，仅适用于四边形和六面体单元，在 0 到 1 之间，0 为质量最好，1 为质量最差。

Size Change 相邻单元大小之比，仅适用于 3D 单元，最好控制在 2 以内。

Stretch 伸展度。通过单元的对角线长度与边长计算出来的，仅适用于四边形和六面体单元，在 0 到 1 之间，0 为质量最好，1 为质量最差。

Taper 锥度。仅适用于四边形和六面体单元，在 0 到 1 之间，0 为质量最好，1 为质量最差。

Volume 单元体积，仅适用于 3D 单元，划分网格时应避免出现负体积。

Warpage 翘曲。仅适用于四边形和六面体单元，在 0 到 1 之间，0 为质量最好，1 为质量最差。

本论文选择的质量类型是 **EquiSize Skew** 通过单元大小计算的歪斜度。本模型网格质量检查的结果如图 3.4 所示。

3.1.3.3 边界定义

本模型考虑的是喷嘴内部二维稳态流动，因此流动的介质类型不需要进行定义，软件默认为流体，本模型需要定义的只有边界类型，对于燃油经过高压油管然后进入喷嘴，从针阀偶件之间的间隙进入承压锥面，在高压燃油的作用下，针阀被抬起，燃油从承压锥面之间的间隙进入压力室，接着从喷孔喷出，进入燃烧室或者大气中，本模型只考虑燃油进入压力室以后从喷嘴喷出的过程，因此边界条件也很简单，燃油进入压力室的界

面定义为压力入口，喷嘴喷孔出口定义为压力出口，其它面定义为壁面。

3.1.3.4 网格文件的输出

当模型的网格以及边界条件已经划分和定义好之后，需要对网格文件进行保存，以便于下一步的工作，因为 FLUENT 软件需要读入网格文件才能进行计算，本模型是二维模型，在保存时需要注意选择保存的类型，应该选择为二维网格文件，文件的后缀为.msh。

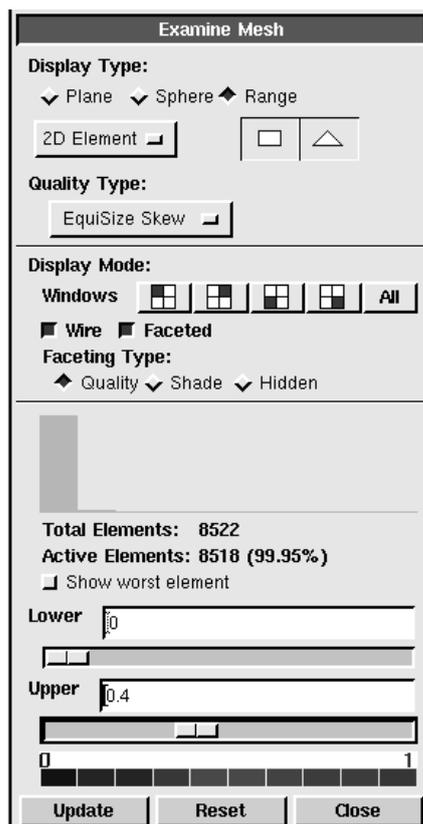


图 3.4 网格质量检查结果

3.2 数值求解过程的设置

3.2.1 关于网格的操作

首先打开 FLUENT 6.3.26 软件，选择二维双精度版本 2ddp，模型选择全模型（Full Simulation），选择完成后，开始运行软件，进入如软件的主界面，如图 3.5 所示。在主界面中显示版本的型号，以及软件的版权。接下来需要读入上一节保存的网格文件，网格文件读入后会显示网格的信息，主要有计算所需要用到的节点个数，混合壁面的个数以及区域编号，压力入口界面网格个数以及对应区域的编号，压力出口界面网格个数以及对应区域的编号，内部区域网格的个数以及对应区域的编号，最后还有四边形网格的

个数。

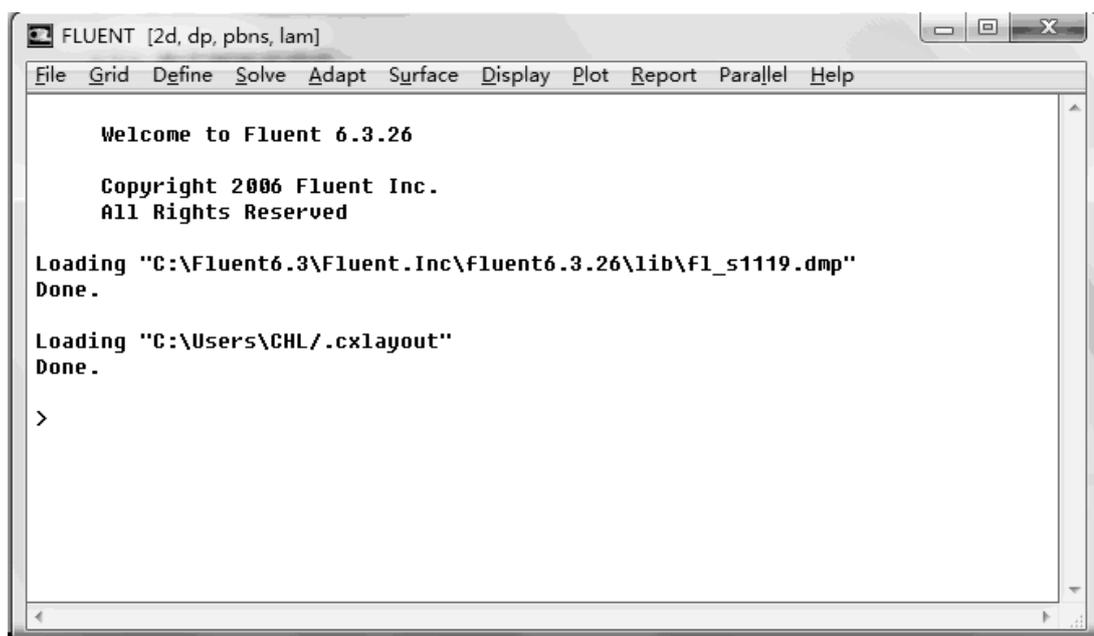


图 3.5 fluent6.3.26 主界面

网格文件读入后需要对网格文件进行检查，检查包括很多项目，主要有计算区域的大小，最大、最小单元的体积，在这些项目中需要注意的是，要保证最小体积的数值为正，如果最小体积的数值为负，则说明网格划分有问题，需要从新划分网格，否则计算会出错，甚至不能计算。

网格检查完后需要做的是网格尺寸单位的设置，在建立模型的时候为了建模型的方便，本论文选取的长度单位为米，而实际模型的单位是毫米，因此需要对模型的单位进行更改，在更改单位是需要注意，首先从 `grid was created in` 下拉菜单选择 `mm`，然后点击 `change length units` 按钮，最后点击 `scale` 选项，然后关闭更改尺寸单位的对话框。特别需要注意的是，`scale` 按钮只能点一次。这样就完成了单位的改变。

接下来，可以显示模型的网格，在 `Display` 下拉菜单中选择 `Grid`，保持默认设置，然后点击 `Display` 按钮就可显示网格文件了，在显示的网格文件中，可以对建模时设置的边界条件进一步检查，确认边界条件设置是否正确，具体做法是，在所需要检查的边界条件所在的网格用鼠标右键单击，则在 `FLUENT` 主界面会显示边界名称以及区域代号，这样就可以检查边界条件的设置是否正确。

3.2.2 模型参数的设置

在模型参数的设置中需要对求解器进行设置、选择多相流的模式、以及湍流模式的选择。求解器的设置是通过 `Define` 下拉菜单选择 `Models` 子菜单，在 `Models` 子菜单下选

择 Solver 子菜单进行设置的, 本论文中求解器选择是根据第二章中“2.2.2 FLUENT 求解器的介绍”而选择压力基求解器, 本论文考虑的是喷嘴内部的稳态的流动过程, 因此时间选项选择为稳态模式, 其它选项保持软件默认设置。

多相流模式的设置, 之所以要对多相流模式进行设置, 主要是因为燃油的高速流动使得喷嘴内部局部压强有可能小于燃油的饱和蒸汽压, 使得燃油蒸汽有可能从液体燃油中析出, 这样的混合流动已经不是简单的单相流动, 而是液态燃油和气态燃油的混合物的流动, 这已经属于多相流的范围, 其次燃油中也可能溶解有空气, 所以流动有可能是液态燃油、气态燃油和空气三者的混合物, 但是对于本论文所使用的零号柴油来说, 不能确定柴油中溶解的空气的量, 所以在本论文假设柴油中不含有空气, 认为喷嘴内流动的只是液态燃油和气态燃油的混合物, 而且此混合物只出现在局部压强低于柴油的饱和蒸汽压的区域, 在其它区域只有单一的液态燃油。

FLUENT 中多相流有很多种, 包括 VOF 模型, 混合 (Mixture) 模型和欧拉 (Eulerian) 模型。

VOF 模型是一种表面跟踪的方法, 是以固定的欧拉网格为基础的, 它通过求解单独的动量方程和处理穿过区域的每一种流体的体积分数来模拟两种或者三种不能混合的流体流动的边界, 主要应用在分层流、射流碎裂、流体中的大泡运动、自由界面的流动, VOF 模型只能采用压力基求解器, 它要求控制体内的必须充满单一流体相或者混合相, 不允许在控制体积内没有任何一种流体存在, VOF 模型中只有一项可以被定义为可压缩流体, VOF 模型通常用于计算瞬态问题, 它的计算精度与网格密度和网格尺寸大小有关, 网格尺寸越小, 它所捕获的流动界面越接近实际的情况。混合模型可以用来模拟两项或者多项具有不同速度的流动, 它是一种简化的多项流模型。

混合模型 (Mixture 模型) 的功能很强大, 它能够求解混合相的连续方程、动量方程、能量方程、第二相的体积分数以及相对速度方程。混合模型既可以用来求解两项之间具有相对速度的流动, 同时也可以求解没有离散相相对速度的均匀多相流。

欧拉模型 (Eulerian 模型) 可以模拟多相流动及相间的相互作用, 在欧拉模型中相可以是气体、液体、固体的任意组合, 采用欧拉模型时, 第二相的数量仅仅受到计算机内存大小和收敛精度的限制, 理论上, 只要内存足够大, 任意多个第二相都可以模拟。但是, 对于复杂的多相流流动, 它的解会受到收敛性的限制。欧拉多相流模型没有液—液、液—固的差别。

混合模型和 VOF 模型之间的相同点是它们都是一种“单流体”模型, 他们只求解

一套动量、能量方程，不同点是：混合模型允许相间穿插，即在同一个控制体内各相体积分数可以是 0 和 1 之间的任意数，只要总和为 1；混合模型允许相间有速度滑移。欧拉模型和混合模型都适用于流动中有相间的混合或者分离，或者分散相的体积分数超过 10% 的情况。

根据以上的分析以及实际问题的限制，本论文最终选择混合模型（Mixture 模型），在对混合模型的设置时，在 Multiphase Model 对话框中选择 Mixture，相间滑移速度复选框不选择，因为本论文考虑的是相间无滑移速度的稳态均匀流动，项数选择为两相。基础相和第二项的设置详见“3.2.4 空化模型的设置”一节。

接下来需要定义的是湍流模型，根据上一章“2.2.4 FLUENT 中湍流模式”的介绍，本论文最终选择的是标准的 $k-\varepsilon$ 模型。同时作者也采用了重组化群 $k-\varepsilon$ 模型和可实现 $k-\varepsilon$ 模型进行了计算，计算结果表明，后两种模型对结果的影响不是很大，而且后两种模式是相对于标准的 $k-\varepsilon$ 模型的改进模型，因此需要的计算时间相对于标准的 $k-\varepsilon$ 模型来说要长，综合考虑计算时间和计算精度，最后还是采用了标准的 $k-\varepsilon$ 模型。模型的参数保持软件的默认数值，同时近壁面处理方式选择标准的壁面函数。

3.2.3 流体物理特性参数的设置

本论文在模拟的时候需要用到的流体介质有两种，一种是柴油及其柴油蒸汽，另外一种生物柴油及其生物柴油蒸汽，查阅相关的文献^[30-33]，最终决定选取温度为 20℃ 的 0#柴油和相同温度下的柴油蒸汽，以及 20℃ 时生物柴油和相同温度下的生物柴油蒸汽，在 FLUENT 设置时需要的物理量有密度 ρ ，单位 kg/m^3 ，动力粘度 μ ，单位 $kg/m.s$ ，表面张力 σ ，单位 N/m 现将两种物质的物理特性列表，由于生物柴油的标准不同，生物柴油蒸汽的参数暂时缺少，所以用柴油蒸汽的参数来替代生物柴油蒸汽的参数。根据表 3-1 在 FLUENT 中建立柴油和柴油蒸汽以及生物柴油和生物柴油蒸汽四种物质。

表 3-1 计算所需流体的物理参数

物质	密度 (kg/m^3)	表面张力 σ (N/m)	动力粘度 ($kg/m.s$)
柴油	836 ^[32]	0.026	0.004
柴油蒸汽 ¹	0.029	—	3.1e-6
生物柴油	874 ^[32]	0.027	0.007
生物柴油蒸汽 ²	0.029	—	3.1e-6

附注 1: 柴油蒸汽的参数参考参考文献^[94]

附注 2: 生物柴油蒸汽的参数与柴油相同

3.2.4 空化模型的设置

FLUENT 中空化模型有两种类型,一种是基本空化模型,第二种是扩展的空化模型,基本的空化模型是以两相流为基础的,扩展的空化模型不局限于两相流,它可以适用于多相流。

3.2.4.1 基本空化模型

在基本空化模型提出之前,需要做如下的假设:

1. 我们所研究的系统只包括两相(液相及其气相),同时还需要知道在各相中的非凝结气体的含量。
2. 在模型中同时考虑气泡的形成以及蒸汽的凝结。
3. 需要提前知道非凝结气体的质量分数。

基本空化模型的功能:

- 在基本空化模型中,可以计算单一液体及其气体的质量输运方程,从而得到两者之间的质量输运量。
- 在 FLUENT 中,基本的空化模型和大多数的湍流模型同时使用。
- 同时,它还可以与混合模型中的能量方程同时计算。
- 它与动网格和不连续内部界面之间有很好的兼容性。
- 在基本空化模型中,液相和气相可以是可压缩的也可以是不可压缩的,但是非凝结气体一般认为是不可压缩的。对于可压缩流体,它的密度可以通过用户自定义函数来定义。
- 如果空化模型中同时考虑物质输运模型,那么物质输运模型中的参数(饱和蒸汽压、液相表面张力系数)可以是常数,也可以是温度的函数。

同时,基本空化模型也有自身的局限性:

- ✧ 空化模型不能与 VOF 模型同时使用,因为 VOF 模型的表面跟踪方法与空化模型的互相穿插连续假说互不兼容。
- ✧ 在多相流中,只有使用混合模型才能激活空化模型,而且在没有相间滑移速度的情况下,空化模型表现出很好地计算精度,如果在实际的模型中,相间的滑移速度很明显,那么则可以通过在模型的设置时激活相间的滑移速度选项。

- ◇ 空化模型只能使用于单一流体的空化流模型中。
- ◇ 在空化模型中，基础相必须是液相，第二相则必须是气相。

3.2.4.2 扩展的空化模型

在一些流体机械设备中，当空化发生时，在空化发生地会有除工作液体的蒸汽之外的其它种类的气体产生。在通风超空泡车辆中，将高速空气流射入流体中，这样可以维持或者增加车辆表面的空化，同时在其它一些实例中，来流是液体和其它种类气体，为了更好地模拟这类实际问题，需要对基本两相流空化模型进行扩展，使其适合多相流或者多相物质运输的空化模型。扩展的空化模型包含两种：

第一种：多相流空化模型

多相流空化模型是对基本的两相流空化模型的扩展，通过以下的假设和限制，多相流空化模型的第二相不只局限于一种物质，可以扩展到多种物质。

1. 空化模型的质量交换只发生在第一相和第二相之间。
2. 液相和气相之间的相间转化仍然可以使用基本空化模型。
3. 只有一种第二相可以被定义为理想的可压缩气体，但是可以通过用户自定义函数来将其它气相定义为理想的可压缩气体。
4. 在系统中仍然包括非凝结气体的预测，为了除去系统中的非凝结气体相，需要将非凝结气体的质量分数设置为零，还需要通过独立的可压缩气体相对非凝结气体相进行修正。
5. 对于非凝结为气体相 i ，一般的运输控制方程中质量分数 f_i 通过下式来确定：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f_i) + \nabla(\rho \bar{v}_v f_i) = \nabla(\gamma_{f_i} \nabla f_i) + S_{f_i} \quad (3.1)$$

式中 S_{f_i} 是用户定义的源项，默认的 S_{f_i} 为零。

第二种：多相物质运输空化模型

在一些实例中，一个系统包括两种以上的气相，我们希望把它们都认为是可压缩气体，但是在一般的多相流中，我们只能把气相中的一种看作是可压缩气体，如果需要把两相以上的气体看作可压缩气体，则需要多相物质运输模型中才可以实现。多相物质运输空化模型可以总结如下：

1. 多相流空化模型的假设条件和限制条件都适用于多相流物质运输空化模型。
2. 基础相只能是单一的液相。
3. 第二相可以有多种，不限制为一种。

4. 关于气泡，无论是作为相还是物质种类，只能出现正在第二相中。
5. 液相与气相或者液体物质与气体物质之间的质量交换都是基于基本空化模型计算的。
6. 其它相之间或者物质种类之间的质量输运都是基于标准质量输运方式的改进，在标准模型中，物质输运率默认为零。
7. 对于多相物质的相，每一相都有相同的物理参数，例如压力。但是每一种物质则有其自身的物理参数，因此，在相变率方程中，气泡的压力和密度使用的是各自的压力和密度。

基于以上的介绍，考虑每一种空化模型使用的范围和条件，结合本论文研究的对象，最终，本论文使用的空化模型是基本空化模型，空化模型只有两相，一个为基础相，另一个为第二相，在模型的定义时，本论文将 0#柴油或者生物柴油作为基础相，第二相定义为柴油蒸汽或者生物柴油蒸汽。在定义完各相之后，需要激活空化模型，在空化模型中，需要输入的参数有柴油或者生物柴油的饱和蒸汽压，柴油或者生物柴油的表面张力系数，非凝结气体的质量分数。在本论文中，柴油的饱和蒸汽压的选取是根据参考文献^[34]中关于柴油饱和蒸汽压的选取，本论文选取为 1329 pa，生物柴油的饱和蒸汽压是根据 Ambrose-Walton 对比态方法得出，A-W 方程可表示为

$$\ln p_{\text{cpt}} = f^{(0)} + \omega f^{(1)} + \omega^2 f^{(2)} \quad (3.2)$$

其中

$$f^{(0)} = \frac{-5.97616\tau + 1.29874\tau^{1.5} - 0.60394\tau^{2.5} - 1.06841\tau^5}{T_r}$$

$$f^{(1)} = \frac{-5.03365\tau + 1.11505\tau^{1.5} - 5.41217\tau^{2.5} - 7.46628\tau^5}{T_r}$$

$$f^{(2)} = \frac{-0.64771\tau + 2.41539\tau^{1.5} - 4.16979\tau^{2.5} - 3.25259\tau^5}{T_r}$$

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

$$\tau = 1 - T_r$$

p_{cpt} 为蒸汽压单位为 bar， ω 为偏心因子， T_c 为临界温度，查阅相关文献可知生物柴

油的临界温度 $T_c = 798.5k$ ， $\omega = 0.694$ ，因此可以计算出温度为 300K 时生物柴油的饱和蒸汽压为 $4.42 \times 10^{-4} pa$ 。柴油的表面张力系数为 $0.026 N/m$ ，生物柴油的表面张力系数为 $0.027 N/m$ 。非凝结气体的体积分数采用软件默认的值 $1.5e-5$ (15ppm)，非凝结气体质量分数是指非凝结气体溶解进工作流体中的质量分数，对于本论文所采用的柴油或生物柴油，由于无法得知有多少非凝结气体溶解进其中，因此采用软件默认的值，软件默认的值是空气溶解进水中的质量分数。

3.2.5 操作条件的设置

在 FLUENT 中，边界条件中需定义压强，而压强的定义是采用表压的形式来定义的，而本论文已知的压强也是表压，但是还需要知道操作压强，FLUENT 才知道最终的绝对压强是多大。绝对压强、表压、操作压强之间的关系如式 3-2 所示：

$$P_{absolute} = P_{gauge} + P_{operating} \quad (3.3)$$

式中， $p_{absolute}$ 是绝对压强； p_{gauge} 是表压； $p_{operating}$ 是操作压强。本论文中操作压强设置为一个大气压，即 $p_{operating} = 101325 pa$ 。定义了操作压强之后，还要定义操作压强的相对位置，考虑到本论文采用的是二维模型，操作压强的位置采用软件默认的位置，在 origin 位置 ($x=0, y=0$)。本论文模拟的是喷嘴内的高速燃油流动的稳态问题，因此不考虑重力的作用，所以重力选项不激活。

3.2.6 边界条件的设置

对于多相流混合模型，边界条件的定义与单一流体的边界条件定义方式有所不同，在单一流体的模型中，只需要定义一次，但是对于多相流混合模型，在定义完混合相之后，并没有完成，还需要对各相进行定义，本论文的边界条件有压力入口和压力出口两种边界条件，对于压力入口条件需要定义的有混合相和第二项，压力出口与压力入口定义方式相同，在定义边界条件的同时，还需要定义湍流条件，对于本论文，由于计算区域内的湍流很强烈，所以在进出口边界上的湍流参数 k 、 ϵ 取值对于计算结果影响不大，在对近壁面的处理时考虑到壁面边界上相间无滑移速度，所以壁面处的速度取为 0，而压力则取第二类边界条件。进出口的边界条件设置的具体参数见表 3-2。

表 3-2 喷嘴边界条件

边界	压力	$k-\varepsilon$
入口	根据各工况确定	$I = 0.16 \times (\text{Re})^{-1/8}$ $l = 0.07D$
出口	根据各工况确定	$I = 0.16 \times (\text{Re})^{-1/8}$ $l = 0.07D$
壁面	相见无滑移，标准壁面函数	

3.2.7 求解参数的设置

求解器参数的设置主要有三方面需要设置，第一是设置需要求解的方程，还有压力速度耦合方式，欠松弛因子的设置以及离散化方式的选择。求解方程保持软件默认的所要求解的方程。压力速度耦合方式有四种，分别为：SIMPLE、SIMPLEC、PISO 和 Coupled，其中前三种是半隐式耦合方法，最后一种是全耦合方式，这四种方法所需要消耗的 CPU 时间依次增加，同时计算的精度也依次增加。本论文依次选择了四种耦合方式，经过对比，最后选择计算精度和 CPU 时间都可以接受的耦合方式，即 SIMPLEC 耦合方式。其次，欠松弛因子的设置也是经过多次的改变，最后才得到与本论文模型所配合的松弛因子，欠松弛因子的设置不合理很可能导致计算结果不收敛的情况。本论文具体的欠松弛因子的设置见表 3-3。在离散化方式的选择中，压力的离散方式选择为线性插值，密度、动量、气泡、湍动能和湍流耗散率都采用一阶迎风格式；第二是收敛标准的设置，即当计算参数两次迭代的差值在什么情况下认为达到了收敛的标准，这些计算参数有质量守恒参数、各方向的速度、湍动能、湍流耗散率、气相质量分数。在软件默认的情况下，这些默认值是 0.001，本论文采用软件默认值；第三是模型的初始化，初始化就是给定模型的初始条件，对于本论文，已知的只有入口压强，因此只有将入口条件作为初始条件来对本模型进行初始化。

表 3-3 欠松弛因子

项目	松弛因子的值
Pressure	0.3
Density	0.5
Body Force	0.5
Momentum	0.3
Vaporization Mass	0.5
Vapor	0.2
Turbulent kinetic Energy	0.5
Turbulent Dissipation Rate	0.5
Turbulent Viscosity	0.5

3.3 喷嘴内部流动数值模拟结果及分析

本论文主要研究了两方面的内容，第一方面，进行了柴油和生物柴油喷孔内部流动的模拟对比；第二方面，研究了对喷孔内流动的影响因数，包括喷油器喷射压力因数和喷油器几何形状因数。喷油器压力因数主要分为喷油器进口压力即喷射压力 p_{in} 和喷嘴出口压力即喷射背压 p_{out} ，喷油器几何形状因数里面研究了不同喷孔直径 (D)、不同长径比 (L/D)、不同入口圆角 (R/D) 和不同喷孔 k 系数 (扩张管和压缩管) 对喷孔内部流动特性的影响。

3.3.1 柴油和生物柴油喷孔内部流动的模拟结果对比

图 3.6-图 3.8 表示的是喷射压力为 16 Mpa，喷射背压为环境大气压，喷孔直径 $D=0.26\text{ mm}$ ，长径比 $L/D=2.5$ ， L 为喷孔长度， D 为喷孔直径。入口圆角 $R/D=0$ ，即为锐边入口圆角时柴油和生物柴油喷孔内的气相体积分数云图和混合相速度云图，以及各自喷孔出口截面上气相体积分数的对比图。空化现象一般发生在喷孔内，从喷孔入口拐角处产生，有时一直延伸到喷孔出口。当喷射背压一定时，随着喷射压力的提高，喷孔缩脉 (vena contracta) 增长。从图 3.6 中可以看出柴油蒸汽是从喷嘴入口开始一直延伸到了喷嘴出口，这种空化现象被称为超空化现象^[35]。

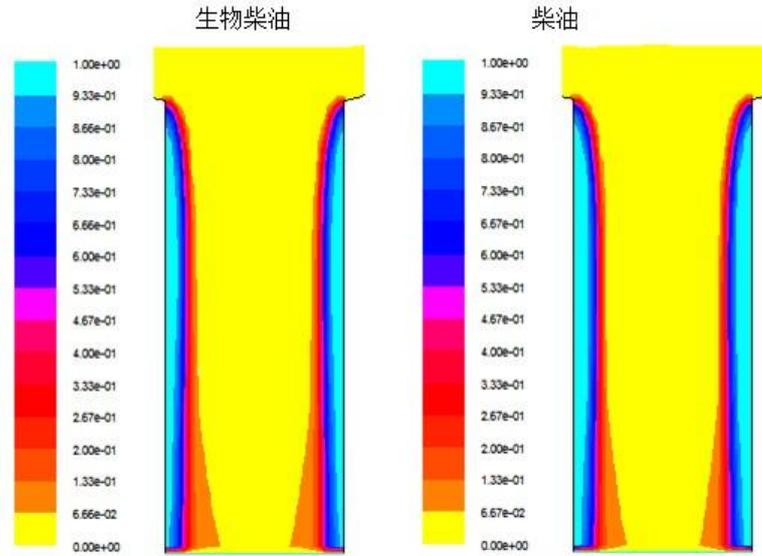


图 3.6 柴油、生物柴油气相体积分数云图

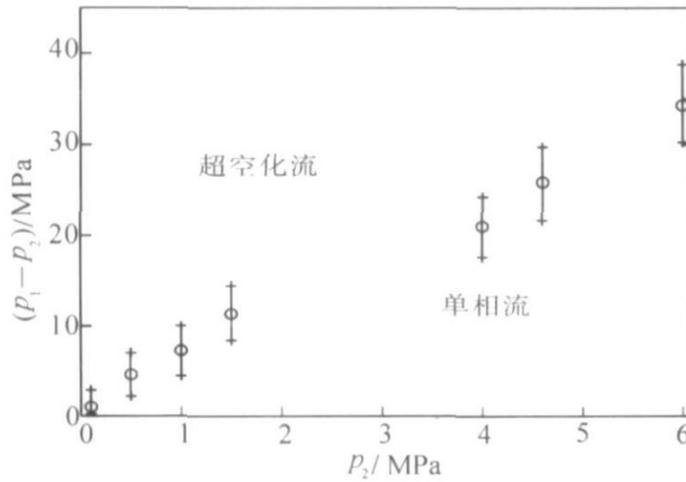


图 3.7 喷孔内发生空化所需要的压力条件

在图 3.6 中左侧图中，黄色的部分主要是液态生物柴油，其中生物柴油蒸汽的体积含量在 0 到 0.006 之间，绿颜色部分代表的是生物柴油蒸汽的体积含量在 0.93 到 1 之间的区域，因此可以认为此部分主要是生物柴油蒸汽，其余部分表示的是生物柴油和生物柴油蒸汽的混合物。图 3.6 中右侧的图表示的是流体介质是柴油和柴油蒸汽，和左侧图中相同，黄色部分表示的是柴油，绿色部分代表的是柴油蒸汽。对比图 3.6 中左侧生物柴油和右侧柴油的喷孔内气相体积分数云图，可以看出两种不同流体介质的喷孔内空化现象的模拟结果基本没有什么区别，都是出现了超空化现象。chaves^[7]等人研究了对于有锐边入口，喷孔直径 $D=0.2\text{ mm}$ ， $L/D=5$ ，工作流体介质为柴油的喷嘴内部发生空化现象时所需的压力条件，他得出的结论如图 3.7 所示，其中 p_1 为喷射压力， p_2 为喷射背

压，当喷射背压为环境大气压，喷射压力为 16 Mpa 时，此时喷孔内部为超空化，因此也验证了本论文所建模型的正确性，以及计算的可靠性和精确性。

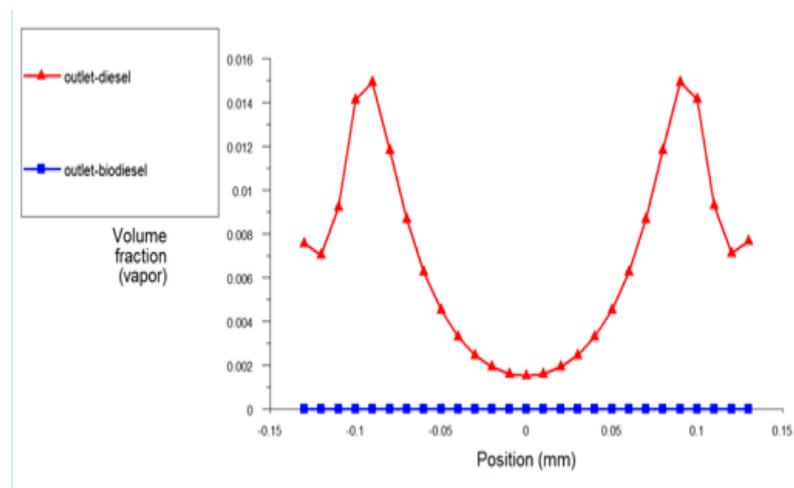


图 3.8 喷嘴出口截面上气相体积分数对比图

图 3.8 所示的是图 3.6 中喷嘴出口截面上的气相体积分数，从图中可以看出，从喷嘴中心位置向两侧，气相体积分数是呈现先增大后减小的趋势，在喷嘴中心位置气相体积分数很小，在两侧壁面附近的位置处气相体积分数最大，在图中可以看出介质为柴油的气相体积分数要大于介质为生物柴油的气相体积分数，同时可以看出介质为生物柴油的喷嘴出口截面上气相体积分数为零。

图 3.9 表示的是工作流体分别为生物柴油和柴油的喷嘴内混合相速度云图，从图中可以看出从喷嘴入口开始混合相的速度开始增大，在喷嘴中心位置速度达到了各自的最大值，在喷射压力为 16 Mpa ，喷射背压为环境大气压的条件下，生物柴油喷嘴中最大速度可以达到 186 m/s ，柴油的喷嘴中心最大速度可以达到 196 m/s ，同时可以看出，在喷嘴入口下侧附近位置存在一对速度比周围速度小的区域，对比图 3.6 可以看出，此区域正是蒸汽含量最大的区域，分析认为由于蒸汽气泡的产生扰乱了燃油流线，使得流动的阻力增大，湍流强度增大，因此燃油流速降低。

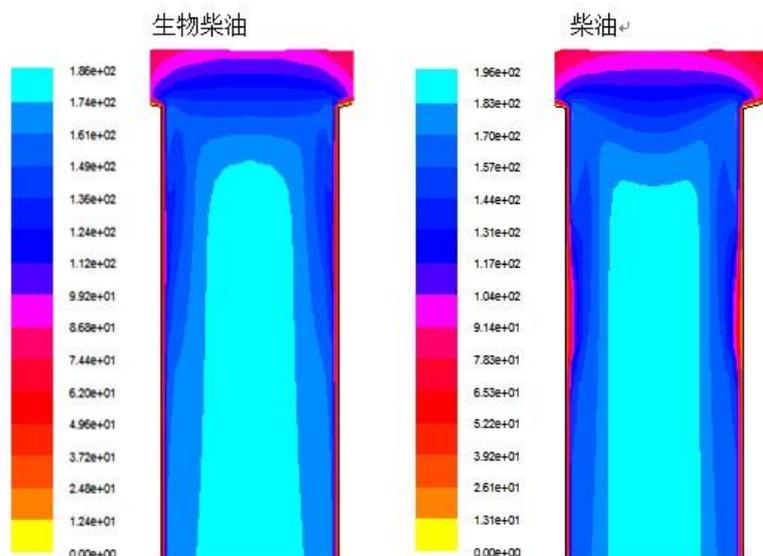


图 3.9 柴油、生物柴油混合相速度云图

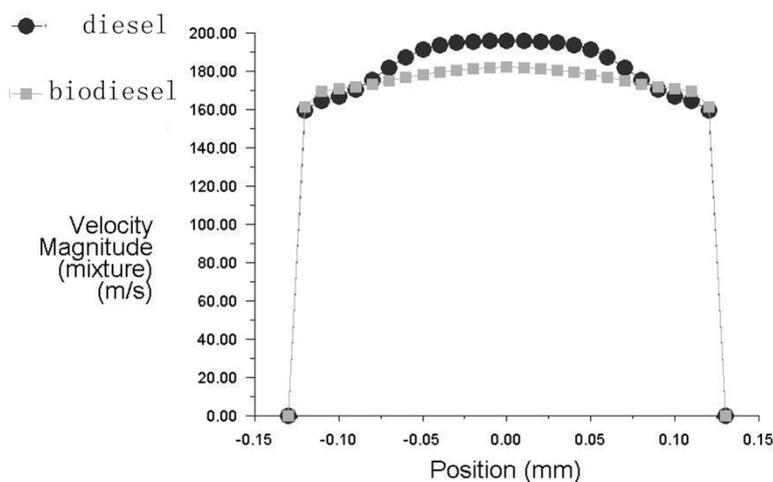


图 3.10 喷嘴出口截面上混合相速度对比图

图 3.10 表示的是与图 3.9 所对应的喷孔出口所在截面处燃油和燃油蒸汽的混合物的流速对比图，从图中可以看出，从喷孔壁面到中心位置速度是增大的，在喷孔中心位置速度达到了最大值，从图中还可以看出，介质为柴油的混合相速度要大于介质为生物柴油的混合相速度，这是因为两种介质的物理特性不同造成的，柴油的运动黏度为 $0.004 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ ，生物柴油的运动粘度为 $0.007 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ ，运动粘度小，则分子间的剪切力小，流动更容易^[36]。燃油从喷孔中喷出的速度高，则燃油与环境气体间的能量交换越大，环境气体的空气动力作用更大，即环境气体对燃油的切应力越大，燃油液滴将会碎裂的更小，相应的雾化效果会更好^[37]。因此可以推测柴油的雾化效果要好于生物柴油的雾化效果，朱浩月^[38]研究认为高的运动黏度和表面张力导致了生物柴油雾化性能比柴油的

差，这与本论文所得出的结论相同，因此也验证了所建模型的正确性。

3.3.2 入口压强对喷孔内部流动特性的影响

图 3.11 到图 3.13 分别给出了出口压力为一个大气压，孔径为 0.26 mm ，喷孔入口无倒角 $R/D=0$ ，喷孔形状为圆柱形喷孔 ($K=0$)，长径比 $L/D=2.5$ ，进口压力（即喷射压力）分别为 16 Mpa 、 20 Mpa 和 24 Mpa 时喷孔内部柴油蒸汽的体积分布云图、混合相速度云图和喷孔出口截面处的混合相速度对比图。

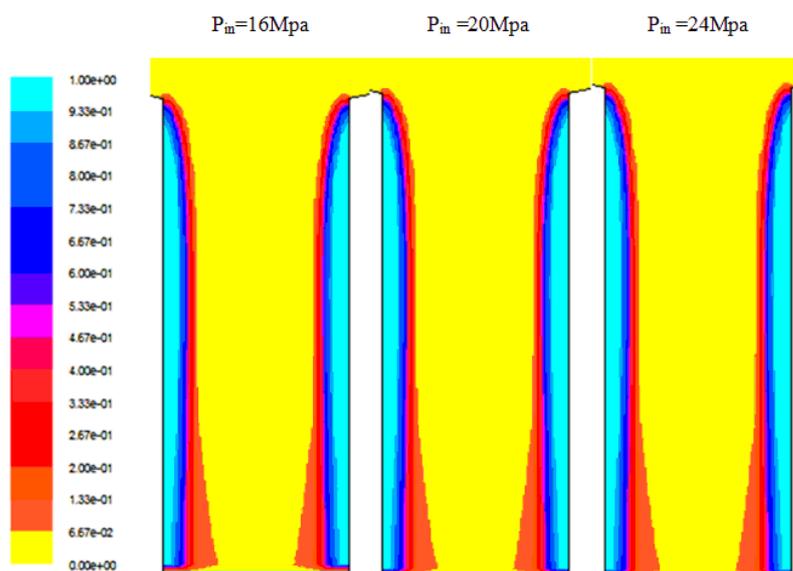


图 3.11 不同入口压强时喷孔内气相体积分数云图

从图 3.11 中，可以看出喷孔内的流动可以分为两个区域，第一区域是中间黄颜色表示的液体区域，此区域代表的是纯液体柴油，气相体积分数几乎为零，在此区域中的流体介质具有较大的密度和动量。第二区域是靠近壁面处浅蓝色的空穴区，在此区域中液体和蒸汽的含量相当，最靠近壁面的气相含量很高，在此区域中的介质具有较小的密度和动量。从图 3.11 可以看出，在靠近壁面处从入口拐角处开始出现空化现象，沿着壁面一直延伸到喷嘴出口，此时的空化现象属于超空化现象。对于超空化现象，随着入口压力的增加，空化现象并不会明显增强，这可能是由于对于此种喷嘴，当压力达到 16 Mpa 时，喷嘴内的空化现象已经达到了一个临界值，如果单纯的提高入口压力，空化现象不会有太明显的改变。

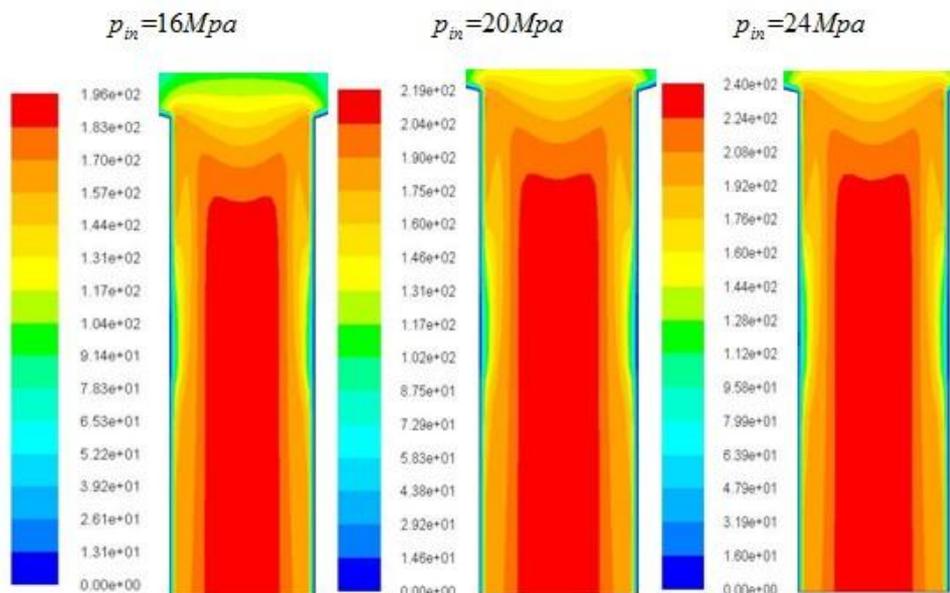


图 3.12 不同入口压强时喷孔内混合相速度云图

图 3.12 表示的是柴油和柴油蒸汽混合流体的速度云图，从图中可以看出，在喷嘴喷孔中间部分混合相的速度最大，同时可以看到在压力室内燃油的速度不是很高，在喷孔内入口处，由于喷孔截面的收缩，燃油的速度迅速增加，喷孔内速度的分布是，中间速度最大，靠近壁面的两侧速度小，这是由于在壁面两侧出现空化现象，在空化区域内，由于柴油蒸汽的产生和溃灭会对燃油的流动产生扰动作用，使得燃油流速有所下降。同时从图 3.12 中可以看出随着入口压力的提高，喷孔内的速度有显著的增大，最大速度从喷射压力为 16 Mpa 的 196 m/s 增加到 24 Mpa 时的 240 m/s，速度增加的幅度为 22%。同时也发现在喷孔壁面中间位置有一对速度相对很小的区域存在。

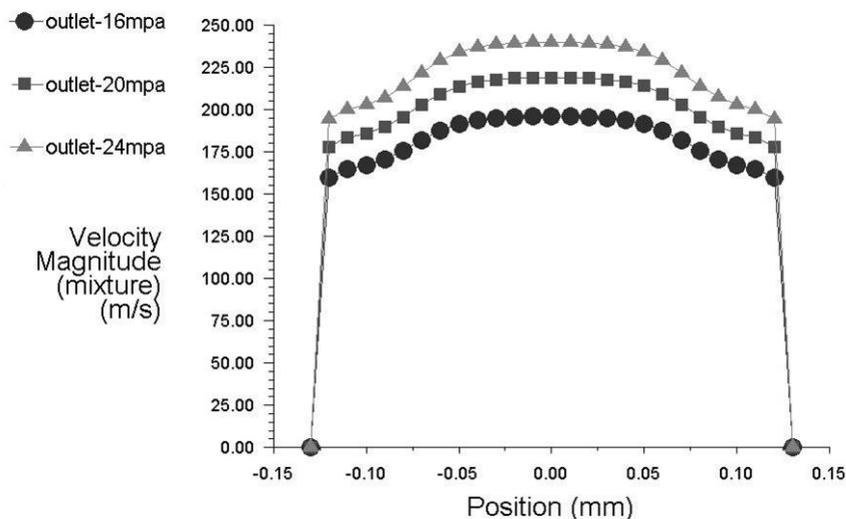


图 3.13 不同入口压强时喷孔出口截面速度对比图

图 3.13 表示的是不同压强下喷孔出口截面处燃油速度对比图，从图中可以看出，从喷孔壁面到喷孔中心位置（position 为 0 的位置）混合相的速度呈现出增大的趋势，增大的速率为先急后缓，在喷孔中心附近区域（ -0.05 mm 到 0.05 mm ）内混合相的速度达到了最大值，从图中还可以看，对于相同的背压，随着入口压强的增加，喷孔出口界面处的速度也在增大，图中所示， 24 Mpa 时的速度大于 20 Mpa 大于 16 Mpa 。

由此可以得到的结论是：对于该种喷嘴，随着入口压力的提高，空化现象不会有明显的增加，燃油喷射速度会随着喷射压力的提高而增大。

3.3.3 出口压强（背压）对喷孔内部流动特性的影响

图 3.14 和图 3.15 分别表示入口压力为 16 Mpa ，喷孔直径为 0.26 mm ，长径比 $L/D=5$ ，喷孔入口无倒角 $R/D=0$ ，喷孔形状为圆柱形喷孔（ $K=0$ ），喷嘴出口压力（即喷射背压）分别为 1 atm 、 0.5 Mpa 、 1 Mpa 、 2 Mpa 、 6 Mpa 、 8 Mpa 、 10 Mpa 时喷孔内部柴油蒸汽的体积分布云图和混合相速度云图的对比图。

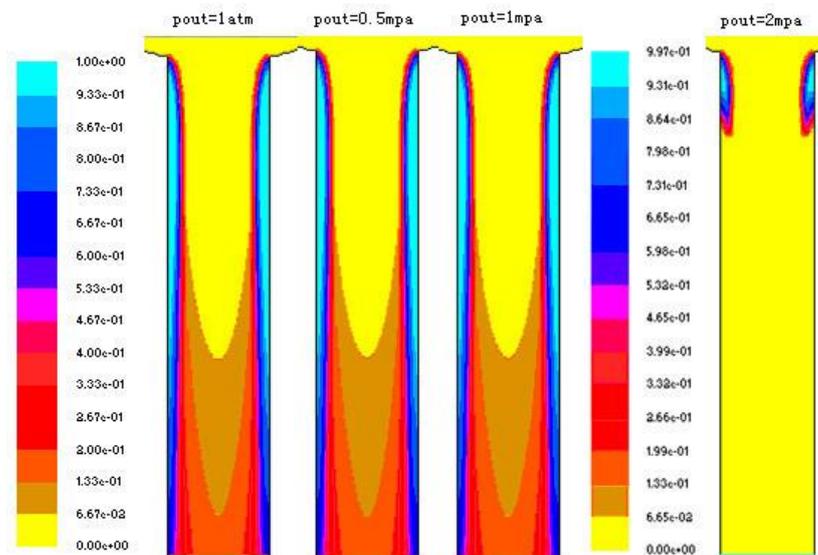


图 3.14 (a) 不同背压下气相体积分数云图

从图 3.14 中可以看出，随着喷射背压的增加，气相的体积分数在减小，也就是说背压增大，喷孔内的空化现象减弱，即喷射背压对喷孔内的空化现象有抑制作用。当背压在 1 Mpa 之内变化时，背压对空化效应的抑制作用还不是很明显，但是当背压达到 2 Mpa 之后，背压对空化现象的抑制作用就明显的显现出来了，当背压增加到 6 Mpa 之后时，空化范围变得很小，仅在喷孔入口拐角附近出现气泡，而且在空化区域内的气体

体积分数也很小，当背压达到 10 Mpa 时，空化效应已经非常小了，最大的气体体积分数才是 0.00023 （最大为 1）。分析认为，在喷孔入口压力不变的情况下，喷孔出口压力通过喷孔内的液态燃油将背压向孔内传递，其结果是，喷孔内部的压强增大，湍流强度降低，喷孔内局部的压强很难降低到柴油的饱和蒸汽压的值，所以空化效应受到了抑制。

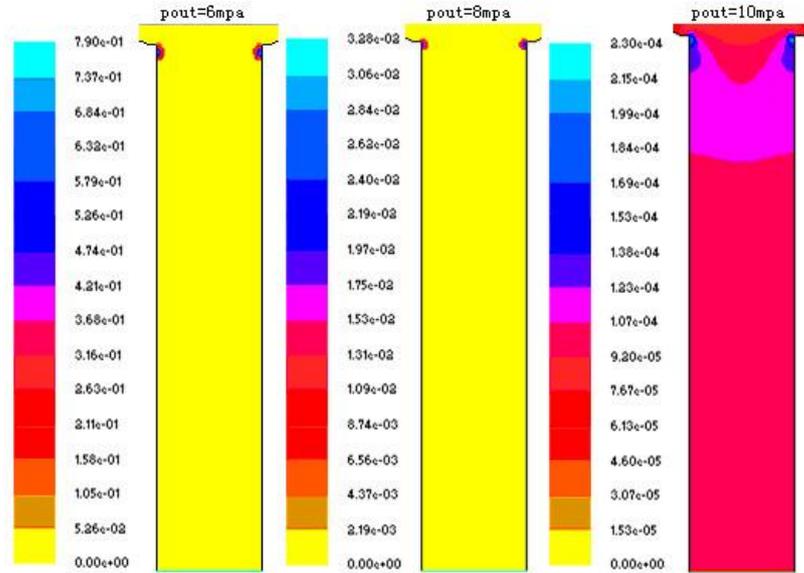


图 3.14 (b) 不同背压下气相体积分数云图

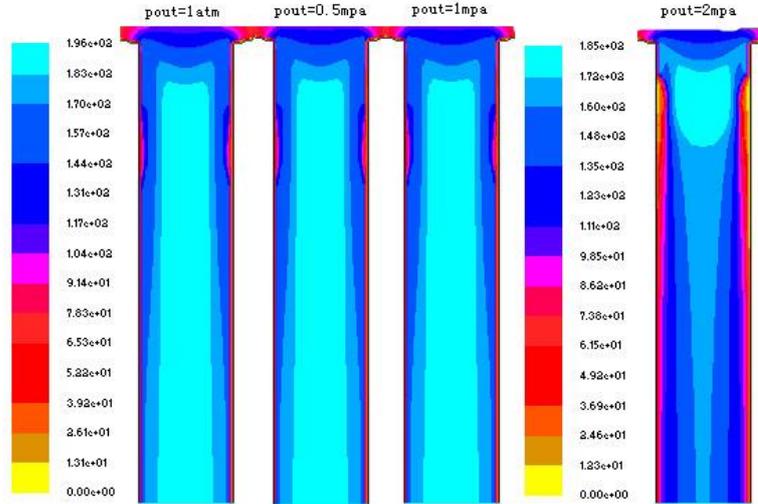


图 3.15 (a) 不同背压下混合相速度云图

从图 3.15 中可以看出，随着喷射背压的增加，柴油和柴油蒸汽混合物的速度也在下降。当背压在 1 Mpa 之内变化时，喷孔内的流速基本保持不变，最大速度可以达到 196 m/s ，而当背压从 2 Mpa 增加到 10 Mpa 的过程中时，喷孔内的最大流速从 185 m/s 下降到 122 m/s ，降幅达到 34.5% 。由伯努利方程（式 3-3）可以知道，当高度水头不变，压强水头减小时，相应的速度水头也会减小，所以当入口压力不变，而增大出口压

力时，就会减小压强水头，因此速度水头也会相应的减小。

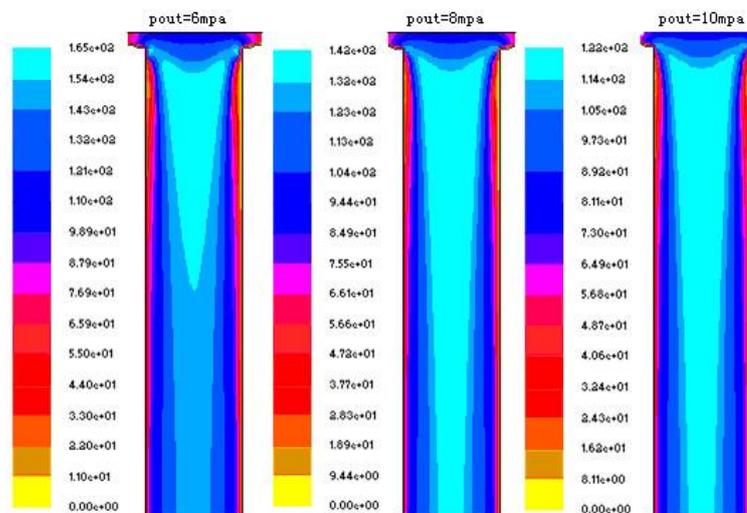


图 3.15 (b) 不同背压下混合相速度云图

$$H = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \quad (3.4)$$

式中左边第一项是单位重力流体所具有的势能，被称为高度水头，右边第一项为单位重力流体所做的功，称为压强水头，右边第二项是单位重力流体的动能，称为速度水头。

从背压对喷嘴内流动特性的影响来看，增大背压，空化效应会被抑制，从而影响到燃油的雾化，从这一点来说，高的背压对燃油雾化是不利的。现代车用柴油机喷射背压一般在 1.5 Mpa 到 8.0 Mpa ^[11]，因此只有提供更高的喷射压力才能得到良好的雾化效果。

3.3.4 不同喷孔直径对喷孔内部流动特性的影响

图 3.16 到图 3.18 分别表示相同喷射压力 ($p_m = 24 \text{ Mpa}$)，相同出口压力 ($p_{out} = 1 \text{ atm}$)，相同长径比 ($L/D = 2.5$) 和锐边入口圆角 ($R/D = 0$)，喷孔直径分别为 0.26 mm 、 0.315 mm 、 0.366 mm 时喷孔内部柴油蒸汽的体积分布云图、混合相速度云图、喷孔出口截面混合相速度对比图。

从图 3.16 中可以看出，无论是在那个喷孔直径下，喷孔内的空化现象都延伸到了喷孔出口附近，已经形成了超空化现象，比较不同孔径下的气相体积分数云图可以看出，随着孔径的增大，空化层的厚度有所增加，由于空化效应的产生，气体占据了一部分喷孔体积，所以喷孔内液态柴油的流量会有所减小，这将会导致喷油量的减小，但是由于产生了空化效应，会增加燃油在喷嘴出口的初始扰动，所以空化效应的存在会对燃油的

雾化产生有利影响。

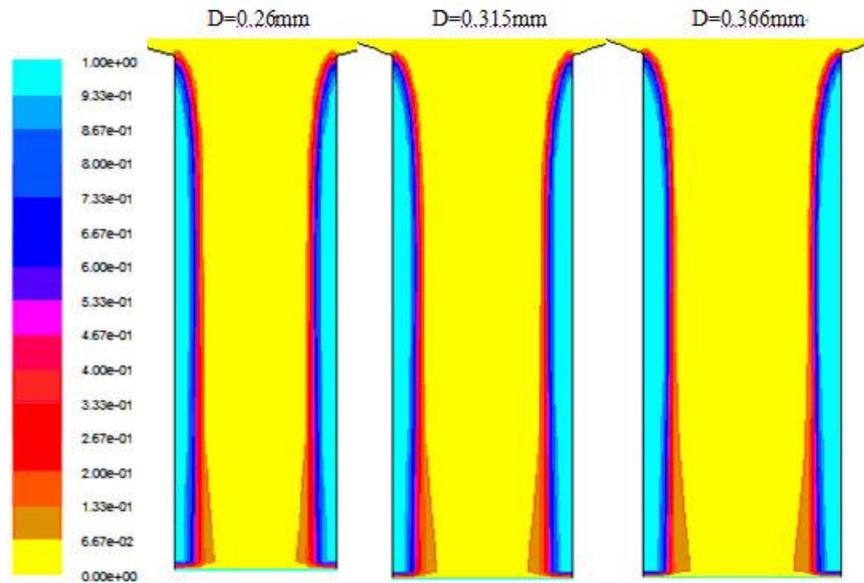


图 3.16 不同喷孔直径下气相体积分数云图

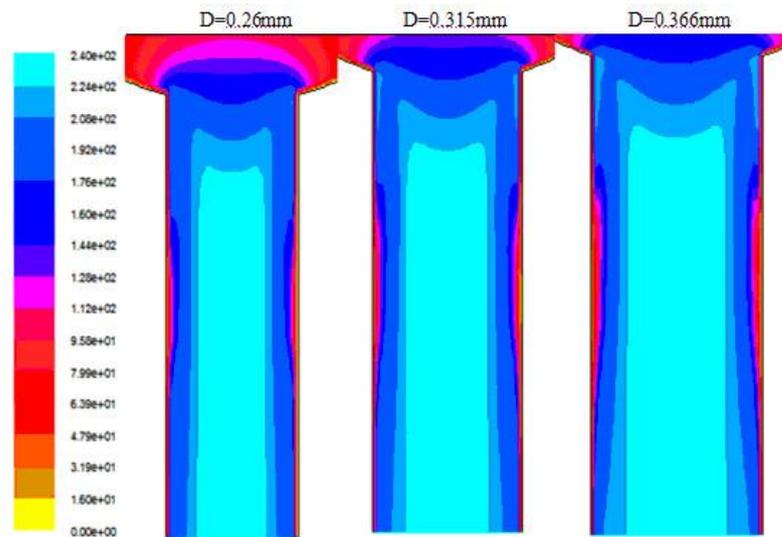


图 3.17 不同喷孔直径下混合相速度云图

图 3.17 表示的是不同孔径下燃油和燃油蒸汽混合相的速度云图，从图中可以看出，不同孔径下的混合相的速度大小基本没有变化，最大速度都集中在喷孔中心，最大速度都为 240 m/s ，但是对于小孔径来说，在喷孔壁面附近低速流动的燃油区域要比大孔径下的厚。

图 3.18 表示的是不同孔径下喷孔出口截面处速度对比图，从图中可以看出，喷孔中燃油的速度是从喷孔壁面开始向喷孔中心逐渐增加的，在喷孔中心位置处，燃油的速度达到了最大值，从图中可以看到对于相同的喷射压力 (24 Mpa)，不同孔径下的喷孔出

口截面处的最大速度是相同的,不同点是在喷孔壁面附近小孔径下的速度要小于大孔径下的速度。

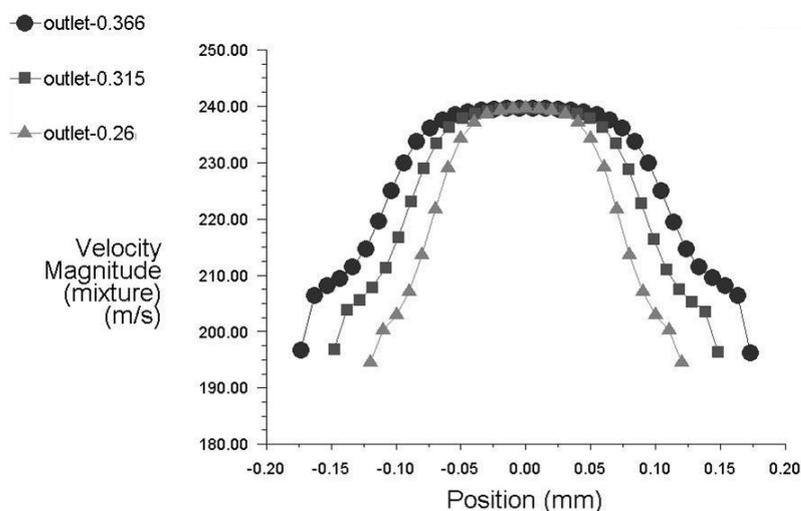


图 3.18 不同喷孔直径下喷孔出口截面处速度对比图

总的来说,对于这三种喷嘴在喷射压力和背压不变的情况下,随着孔径的增加,喷孔内的空化现象没有明显的变化(都是超空化现象),只是大孔径下空穴区的厚度有所增加,喷孔内的喷射速度分布规律基本相同,只是大孔径下喷孔出口附近速度分布较均匀一些。

3.3.5 不同长径比对喷孔内部流动特性的影响

图 3.19 到图 3.22 分别表示相同喷射压力 ($p_{in} = 16\text{Mpa}$), 相同出口压力 ($p_{out} = 1\text{atm}$), 相同孔径 ($D = 0.26\text{mm}$) 和锐边入口圆角 ($R/D = 0$), 长径比 (L/D) 分别为 2.5、5、7.5 时喷孔内部柴油蒸汽的体积分布云图、混合相速度云图、出口截面处气相体积分数对比图和出口截面处混合相速度对比图。

从图 3.19 中可以看出,对于相同直径不同喷孔长度的喷嘴来说,在长径比为 2.5 时喷孔中空穴层延伸到了喷孔出口,柴油蒸汽还没有与柴油混合就从喷孔中喷出了,图中黄颜色表示的是蒸汽含量几乎为零的柴油液体。对比不同的长径比,可以发现,喷孔中空穴层长度随着喷孔长度的增加而增长,在喷孔长径比为 5 时,空穴层几乎延伸到了喷孔出口处,图中绿色区域代表蒸汽含量最大,这部分几乎全为柴油蒸汽。对于长径比为 7.5 时,空穴层在未到达喷孔出口时已经消失,这说明喷孔长度对空化现象有抑制作用。

图 3.20 中,绿色区域代表的是最大速度的燃油,从图中可以看出,对于不同长径比,

喷孔中心的速度都比壁面处的速度大，这是因为喷孔壁面对燃油具有剪切力，阻碍了燃油的流动，另外在喷孔壁面处产生了燃油蒸汽，蒸汽气泡对燃油的流动也有阻碍的作用。对比图 3.19 和图 3.20 可以看出，空化强度大的喷孔内燃油流动速度不均匀，靠近壁面的低速流动的燃油占总体的分数也大。

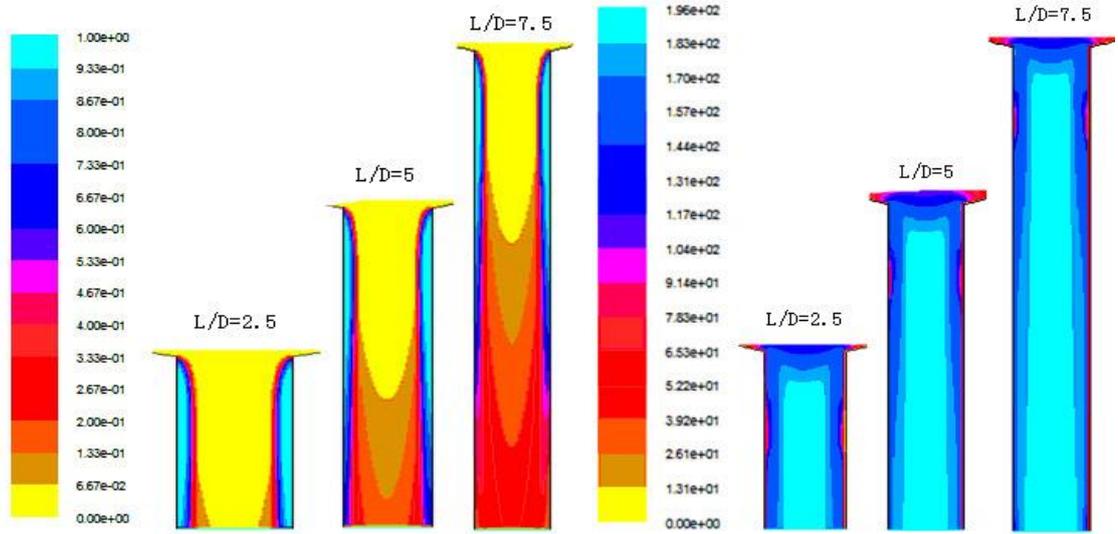


图 3.19 不同长径比下气相体积分数云图

图 3.20 不同长径比下混合相速度云图

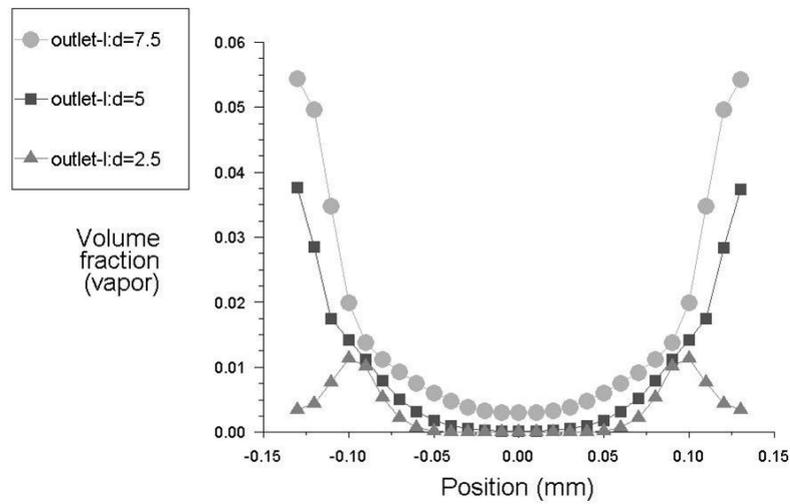


图 3.21 不同长径比下出口截面处气相体积分数对比图

图 3.21 是不同长径比下对应于图 3.19 中各喷嘴出口截面处气相体积分数对比图。从图中可以看出，对于长径比为 5 和 7.5 的这两个喷嘴，出口截面处气相体积分数变化规律是相同的，都是在喷孔壁面附近的气相体积分数大于喷孔中心位置，而且长径比越大的喷嘴气相体积分数大于小长径比的气相体积分数，这是因为对于相同直径、相同喷射压力、相同背压，长径比越大喷孔长度越长，喷孔壁面对燃油的流动具有导向的作用，使得喷孔的燃油的稳定性趋于稳定，现在柴油机喷嘴追求的是尽量增加燃油的不稳定

性，燃油的不稳定性有利于燃油的雾化，因此喷嘴长径比不是越大越好，有一个最佳值，在本论文的三个不同的长径比中，长径比为 5 的喷孔最好，燃油流动速度均匀，空化强度适中。天津大学的汪洋^[2]认为现在柴油机喷嘴的长径比通常在 5.0 左右，另外 Ramamurthi & Nandakumar^[39]的实验结果也表明，在空化流条件下长径比在 5.0 左右时，空泡的溃灭刚好发生在喷孔出口处，这有利于提高射流的不稳定性。这与图 3.19 中长径比与 5 时空化层刚好在喷孔出口处结束的结果形同，因此也说明了模拟的正确性。

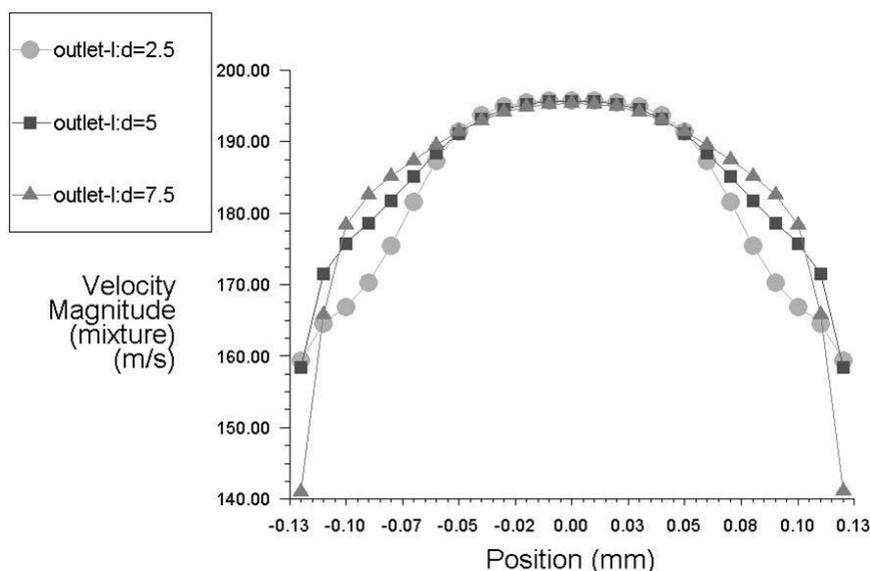


图 3.22 不同长径比下出口截面处混合相速度对比图

从图 3.22 中可以看出，形同点是：在不同长径比下，喷孔出口最大速度相同，因为燃油速度主要受喷射压力的影响；不同的是在喷孔壁面处，大长径比下的燃油速度大于小长径比下的燃油速度，观察长径比为 5 和 7 的喷嘴出口截面处速度对比图可以看出，在壁面附近首先是长径比为 7.5 的燃油速度大于长径比为 5 的燃油速度，再往壁面附近时则相反，反而是长径比为 5 的燃油速度大于长径比为 7.5 的燃油速度。

可以得出的结论是，随着长径比的增加，喷孔内的空化强度在减弱，但是喷孔内燃油速度的分布区域均匀。

3.3.6 不同入口圆角对喷孔内部流动特性的影响

图 3.23 和图 3.24 表示的是相同喷射压力 ($p_{in} = 16\text{Mpa}$)、相同长径比 ($L/D = 2.5$)、相同喷射背压 ($p_{out} = 1\text{atm}$)、相同孔径 ($D = 0.26\text{mm}$) 入口圆角半径 (R/D) 分别为 0、0.05、0.1、0.2、0.5 时喷孔内气相体积分云图和混合相速度云图。

喷孔入口处的圆角往往影响到喷孔喉部附近回流区的形成。从图 3.23 中可以看出，

当圆角半径增加时，在喷孔中燃油流动的分离区长度将降低，空化强度也在减弱，喷孔内空化层厚度在减薄，喷孔内空化层的产生部位在向喷孔出口移动，在 $R/D=0.5$ 时，空化现象几乎消失。因此，随着入口圆角半径的增大，湍流的强度也在减弱。很多实验研究(如示 Blessing 等人^[40], Bergwerk^[6], Benajes 等人^[41], Laonual 等人^[42], 以及 Nurick^[43])说明，空化现象很容易发生在没有入口倒角的喷孔内，随着入口圆角的半径增加往往会延缓空化的形成，并且空化层厚度有变薄的趋势。

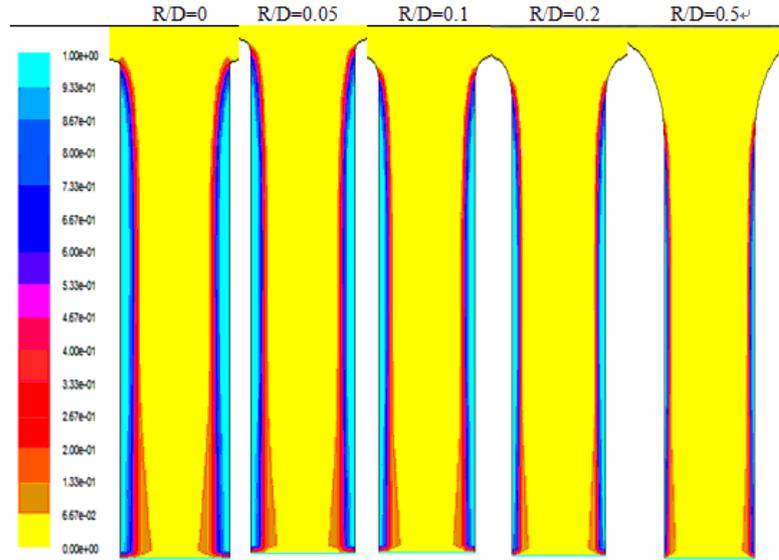


图 3.23 不同入口圆角下气相体积分数云图

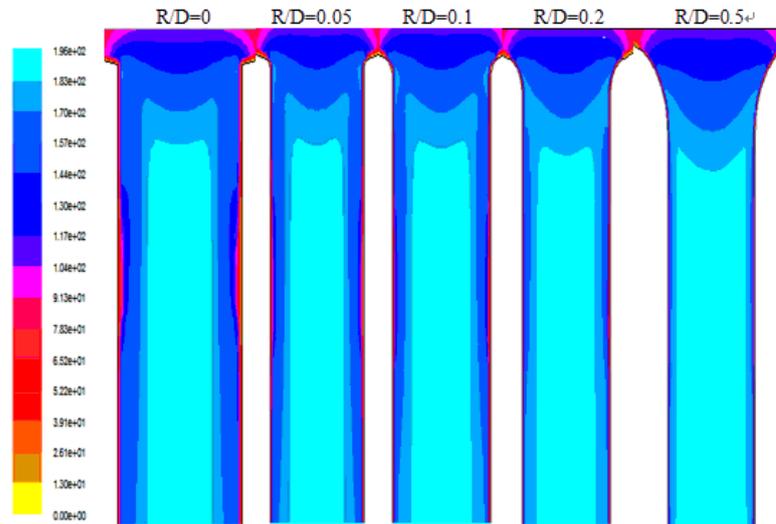


图 3.24 不同入口圆角下混合相速度云图

从图 3.24 中可以看出，喷孔内部燃油的流动速度最大值不变，变化的是燃油流速的分布，随着喷嘴入口圆角的增大，喷孔内的燃油速度分布越均匀，在锐边入口的喷嘴中可以看出代表低速燃油的区域在喷孔壁面处占据很大一部分面积，而在入口圆角

$R/D=0.5$ 时, 几乎没有代表低速燃油的区域存在, 这是因为随着喷嘴入口圆角半径的增大, 燃油流动通畅, 燃油流体越不容易与壁面发生流体脱离, 燃油流动速度也就越均匀。

可以得出的结论是: 随着喷嘴入口圆角半径的增加, 空化现象越不明显, 空化强度减小, 但是燃油速度的分布越均匀, 同时华中科技大学文华的博士论文中也验证了随着喷嘴入口圆角半径的增大, 喷嘴的流量系数增大^[44]。

3.3.7 不同喷嘴 k 系数 (扩张管和压缩管) 对喷嘴内部流动特性的影响

喷嘴形状不仅仅是指喷嘴直径, 喷嘴长度, 喷嘴入口圆角半径, 还有喷嘴自身形状。现在一般加工喷嘴喷嘴的方法有四种^[45]: 第一采用三轴钻床钻喷嘴, 第二在变频或者风动高速台钻上采用手工钻削; 第三采用电火花喷嘴机床加工喷嘴; 第四采用激光打孔机加工喷嘴。采用电火花喷嘴机床可以加工出不同喷嘴 k 系数的喷嘴^[46, 47]。喷嘴 k 系数的定义公式^[23]如下:

$$k = \frac{d_{in} - d_{out}}{l} \times 100 \quad (3.5)$$

式中: d_{in} 是喷嘴入口直径, d_{out} 是喷嘴出口直径, l 是喷嘴长度。由式 3.3 可以看出, 对于喷嘴出口直径大于入口直径的扩张喷嘴来说 k 值小于零, 对于出口直径小于入口直径的压缩喷嘴来说 k 值大于零。本论文是保证喷嘴入口直径 ($D=0.26mm$) 和喷嘴长度不变 ($l=0.65mm$), 改变喷嘴出口直径, 从而得到不同的 k 系数。不同 k 系数对应的不同出口直径见表 3-4。

表 3-4 不同 k 系数对应的出口直径

K 系数	-20	-10	-5	-3	-1	0	1	3	5	10
出口直径(mm)	0.39	0.325	0.2925	0.2795	0.2665	0.26	0.2535	0.2405	0.2275	0.195

下面分别介绍扩张喷嘴和压缩喷嘴对喷嘴内特性的影响。

3.3.6.1 扩张喷嘴 ($k < 0$) 对喷嘴内部流动特性的影响

图 3.25 和图 3.26 分别表示相同喷射压力 ($p_{in} = 16Mpa$), 相同喷射背压 ($p_{out} = 1atm$) 不同 k ($k < 0$) 系数下喷嘴孔内气相体积分云图和混合相速度云图。

从图 3.25 中可以看出, 对于扩张孔来说, 随着喷嘴 k ($k < 0$) 系数的最大, 喷嘴内空化层长度在延伸, 而且空化层的厚度也在增加, 当 k 系数达到-5 时, 空化层已经延伸到了喷嘴出口, 喷嘴内已处于了超空化状态, 当 k 系数达到-10 时, 超空化状态更加

剧烈，因为此时的空化层厚度比 k 系数为-5 时的空化层厚度更厚。当 k 系数达到-20 时，喷嘴出口处已经出现了反流，此时空穴模型已经失去了作用，因此模拟的结果也不准确。分析认为，喷嘴中的压强是沿着流动方向不断增大的，但是出口压强却保持一个大气压不变，所以只有一种可能就是，随着喷嘴 k ($k < 0$) 系数的增大，喷嘴中的压强降是不断增大的，这样喷嘴中的总压强就会减小，而压强越小就越接近柴油的饱和蒸汽压，就更容易产生空化流动，空穴区域也就在相应的在增大，空化强度也在增强。

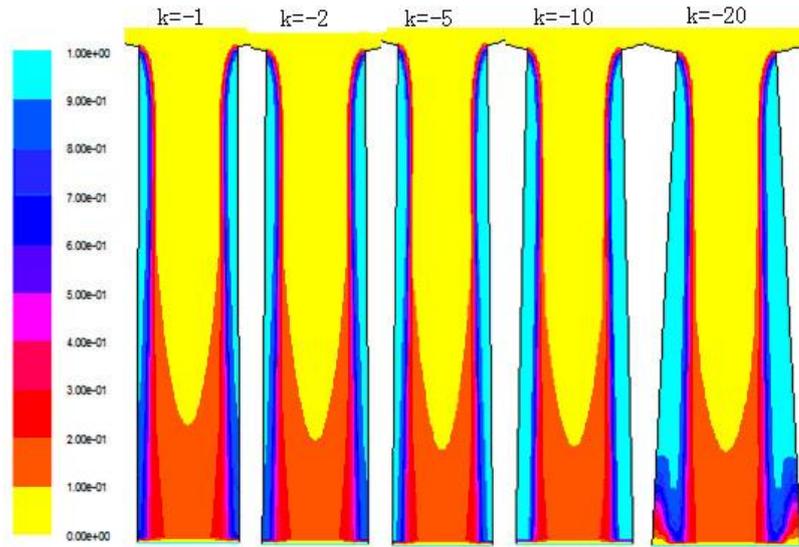


图 3.25 不同 k 系数下气相体积分数云图

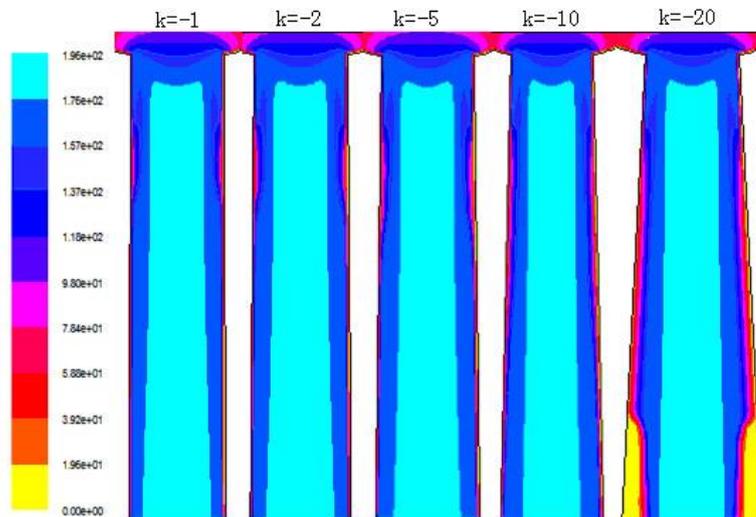


图 3.26 不同 k 系数下混合相速度云图

从图 3.26 中可以看出，随着喷嘴 k ($k < 0$) 系数的增大，喷嘴中燃油和燃油蒸汽的混合物的最大速度保持不变，仍然保持在 196 m/s ，但是喷嘴壁面处代表低速燃油和燃油蒸汽混合物的蓝色区域却是随着喷嘴 k ($k < 0$) 系数的增大而向喷嘴出口延伸的，

在喷孔出口处，低速区域的部分越来越厚，这说明速度的分布越来越不均匀。当喷孔 k 系数达到-20 时，发生了回流现象，喷孔外的空气进入了喷孔内部，这时的模拟结果是不可信的。

可以得出的结论是：随着喷孔 k ($k < 0$) 系数增加，喷孔内的空化效应是增强的，这有利于燃油进一步的雾化，这与 Blessing^[40]等人的实验研究结果是形同的，他们的实验研究结果表明： $k < 0$ 的喷孔有利于空化的形成和发展，喷孔中出现更多的空泡。

3.3.6.2 压缩喷孔 ($k > 0$) 对喷孔内部流动特性的影响

图 3.27 和图 3.28 分别表示相同喷射压力($p_{in} = 16\text{Mpa}$)，相同喷射背压($p_{out} = 1\text{atm}$) 不同 k ($k > 0$) 系数下喷孔孔内气相体积分数云图和混合相速度云图。

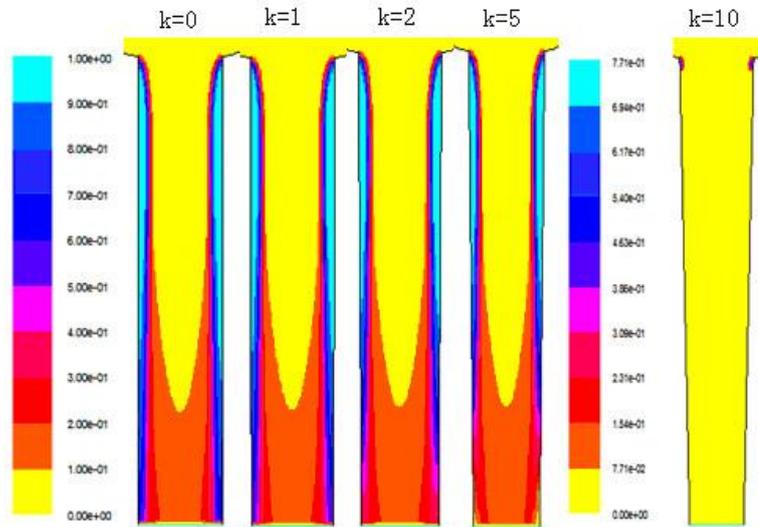


图 3.27 不同 k 系数下气相体积分数云图

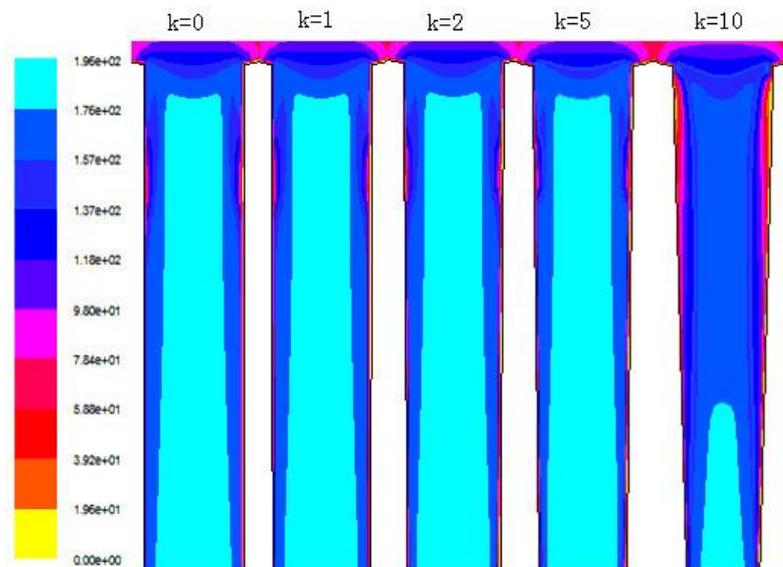


图 3.28 不同 k 系数下混合相速度云图

从图 3.27 中可以看出, 对于压缩孔来说, 随着喷孔 k ($k > 0$) 系数的增大, 喷孔内空化层长度在缩短, 而且空化层的厚度也在减小, 当 $k=10$ 时, 喷孔中已经没有空化现象的发生, 这说明此时喷孔中的压力都大于柴油的饱和蒸汽压, 没有柴油蒸汽从液体柴油中析出来。这是因为当 $k=10$ 时, 喷孔的收缩程度较大时, 喷孔入口附近流动分离区的长度会变短, 这对湍流边界层的发展是不利的, 同时这也是不利于空化初生的。对于相同的喷射压力和出口压强来说, 随着喷孔 k ($k > 0$) 系数的增大, 喷孔的收缩程度越大, 喷孔中压力降会变小, 这导致喷孔中的总体压强增大, 不利于空化的形成。

从图 3.28 中可以看出, 随着喷孔 k ($k > 0$) 系数的增大, 喷孔中燃油和燃油蒸汽的混合物的最大速度保持不变, 仍然保持在 196 m/s , 喷孔出口壁面处代表低速燃油和燃油蒸汽混合物的蓝色区域却是随着喷孔 k ($k > 0$) 系数的增大而不断地减少, 这说明喷孔出口处的速度分布越来越均匀。但是当 k 系数在增大时, 情况会发生变化, 当 $k=10$ 时, 喷孔中代表低速燃油和燃油蒸汽混合物的蓝色区域却增大, 只是在喷孔出口中心位置处燃油的最大速度还保持在最大值, 但是整体来说喷孔中速度的平均是要小了很多。

可以得出的结论是: 随着喷孔 k ($k > 0$) 系数增加, 喷孔内的空化效应是减弱的, 但是喷孔的流速变得均匀 (除过 $k=10$), 这将会提高喷孔的流量系数, 在适当的 k 系数下均衡空化效应和流速的均匀性, 利用空化效应提供足够的初始扰动, 使得雾化效果更好, 同时也不降低喷孔的流量系数, 保证足够的燃油供给而不至于损失动力性。

3.4 本章总结

本章是从喷嘴建模开始一直到数值模拟结果的分析, 首先介绍了喷嘴模型的参数以及所建二维建模。然后在 **GAMBIT** 中进行网格的划分, 创建计算节点, 将带网格的模型导入 **FLUENT** 中, 在 **FLUENT** 中设置湍流模式, 采用多相流模型, 激活多相流中空穴模型, 设置收敛条件以及欠松弛因子, 完成喷嘴内空化现象的模拟。最后, 通过对模拟结果的分析可以得到以下结论:

1. 对于柴油和生物柴油的模拟结果表明, 对于相同的工况来说, 两者的空化强度相差不大, 但是由于生物柴油的黏度和表面张力系数比柴油的大, 因此生物柴油的喷孔出口喷射速度比柴油的稍大。
2. 对喷射压力因素来说, 对于已经出现超空化现象, 再提高喷射压力不再会改变空化强度, 但是喷射速度会提高; 对于不同的喷射背压来说, 提高背压, 空化

现象会得到抑制，同时喷孔出口的燃油速度也会降低。

3. 对于不同的长径比来说（本论文主要是研究了不同喷孔长度），随着喷孔长度的增加，空化现象受到了抑制，但是喷孔出口燃油速度分布区域均匀，可以猜测喷孔的流量系数将会有所增加。
4. 对于不同的入口圆角来说，增大入口圆角半径，燃油流体越不容易与壁面发生流体脱离，空化现象越不容易出现，但是喷孔内燃油流动的速度分布趋于均匀。可以发现增长喷孔长度和增大入口圆角半径可以得到相同的结果。
5. 对于不同的喷孔 k 系数来说，当 k 系数小于零时，喷孔中的空化现象是增强的，但是喷孔中的速度分布不均匀，当 k 系数大于零时，得到的结论刚好是相反的，无论是 k 系数大于零还是小于零都不能超过一定的限制，过大的 k 系数对空化效应和速度分布都是不利的，而且过大 k 系数的喷嘴加工起来也比较困难。

第四章 喷嘴雾化质量的数值计算

在上一章中, 采用 FLUENT 软件模拟了喷嘴内部的流动特性, 以及喷孔内的空化现象, 了解到了喷射压力、喷射背压、以及喷嘴几何形状对喷孔内的空化现象有很大的影响, 但是对于燃油从喷孔中喷出后的燃油雾化情况还没有深入的研究, 在本章中将对喷嘴的雾化质量进行研究。对雾化质量的研究可以分为以下几种: 第一, 实验测试的方法^[48-55], 利用实验仪器对喷雾特性参数进行测量。第二, 软件模拟的方法^[21, 22, 56-59], 通过建立模型, 对喷雾过程进行模拟, 从而得到雾化质量的特性参数。第三种是数值计算的方法^[60-63], 利用数学方法和流体力学相关知识, 得到有关雾化质量的特性参数。通过实验的方法可以得到喷雾雾化质量全面的特性参数, 例如喷雾锥角, 贯穿距, 粒径的分布情况等。而软件模拟只能得到喷雾的宏观特性参数, 喷雾形状, 锥角和贯穿度。同样数值计算得到的是喷雾雾化的微观特性参数, 主要有粒径分布百分比, 索特平均直径 (SMD) 等。本论文主要是应用数值计算的方法来研究喷雾雾化的微观特性参数, 具体过程是根据导师曹建明教授推倒的液滴尺寸分布函数^[61], 然后编写 FORTRON 计算程序, 最后预测液滴尺寸分布并与实验结果进行比较。

4.1 雾化液滴尺寸分布函数的介绍

喷嘴雾化液滴尺寸一般是不均匀的, 因此就有了液滴尺寸分布的概念, 液滴尺寸分布的表达式通常是液滴尺寸平均值直径某种形式的函数。液滴尺寸分布函数可以分为以下两种:

4.1.1 经验分布函数

经验分布函数是前辈科研人员根据大量的实验数据, 通过整理和总结得出的经验结论, 经验分布函数是在特定的实验条件下得到的, 公式中经常含有很多经验常数, 有时这些经验常数不能很好地适用于所有模型, 具有很大的局限性, 因此也就出现了多种经验分布函数。

Nukiyama-Tanasawa 分布: 观其名称可以知道, 此分布函数是 Nukiyama 和 Tanasawa^[37]两个人共同提出的, 其分布函数的形式见式 4.1。这种形式分布函数是液滴数目微分分布形式。

$$\frac{d_N}{d_D} = aD^m \exp[-(bD)^n] \quad (4.1)$$

式中 a、b、m 和 n 是四个相互独立的常数。

Rosin-Rammler^[37]分布：此种分布形式主要用于粉末雾化和液体雾化领域，它是累计体积分数的形式给出的，其表达式为：

$$V_c = 1 - \exp\left[-\left(\frac{D}{c}\right)^n\right] \quad (4.2)$$

式中 V_c 表示的是在直径比 D 小的所有液滴体积与一次喷雾液滴总体积的比值。

Rosin-Rammler 分布中只有两个常数即 n 和 c ， n 为均匀度指数， c 为常数，相比 **Nukiyama-Tanasawa** 分布的四个常数 a、b、m 和 n 来说常数减少了一半，因此形式也就简化了很多。**Rosin-Rammler** 分布与实验数据相比，在大多数情况下是符合的，但是在颗粒液滴范围内有很大差别，因此 **Rizk** 和 **Lefebvre**^[37]对 **Rosin-Rammler** 分布进行了修正，提出了 **Rosin-Rammler** 修正分布，其表达式见下式：

$$V_c = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\ln D}{\ln c}\right)^n\right] \quad (4.3)$$

比较式 (4.2) 和式 (4.3) 可以发现，两式之间没有太大的变化，式 (4.3) 只是在式 (4.2) 的基础上对 D 和 c 做了取对数的处理。

上限分布函数：**Mugele** 和 **Evans**^[37]通过经验分布函数和实验数据的对比分析，提出了一种上限函数分布，上限分布函数需要做的假设是，最小直径和最大直径的假设，一般情况下，最小直径取为零，而最大直径则需根据不同的实验和喷射系统来确定。其表达式为：

$$\frac{dV_c}{dD} = k \exp\left[-\frac{k^2 y^2}{\sqrt{\pi}}\right] \quad (4.4)$$

式中， $y = \ln[\delta D / (D_{\max} - D)]$ ， δ 、 k 为常数。

4.1.2 理论分布函数

与经验分布函数相对的是理论分布函数，理论分布函数从理论上提出了雾化基本机理的理想模型，然后借助雾化的物理概念，以纯数学方法通过严密的理论推导从而得到的雾化液滴尺寸分布的预测函数。理论分布函数预测的结果有可能有一部分数据在测量数据之外，这是允许的，理论分布函数有以下几种：

第一，正态分布，大自然中很多分布都符合正态分布，例如人体身高的分布，当然喷雾液滴尺寸的分布也符合正态分布，其分布函数的形式是以数目微分分布的形式表示的，其表达式如下：

$$\frac{dN}{dD} = f(D) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}s_n} \exp\left[-\frac{1}{2s_n^2}(D-\bar{D})^2\right] \quad (4.5)$$

式中 \bar{D} 是液滴平均直径， s_n^2 是方差。

第二，对数正态分布，所谓对数正态分布是指在正态分布函数的基础上对液滴直径取对数，这和 Rizk 与 Lefebvre 对 Rosin-Rammler 分布做的方法相同，对数正态分布可以在对数概率纸^[64]上方便的画出来，对数正态分布在对数概率值上是一条直线，而在直角坐标纸上是一条曲线，对数正态分布函数的表达形式是：

$$\frac{dN}{dD} = f(D) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}s_g} \exp\left[-\frac{1}{2s_g^2}(\ln D - \ln \bar{D}_{ng})^2\right] \quad (4.6)$$

式中， \bar{D}_{ng} 是几何数目平均直径； s_g 是几何标准差。

第三，最大熵分布，最大熵分布^[37]是长安大学曹建明教授运用最大熵原理和质量守恒定律，再结合数学上的条件极值问题，采用拉格朗日因子法推导出的喷雾液滴的尺寸分布函数，并且与柴油机喷雾的实验结果进行了对比，结果表明，最大熵分布函数预测的液滴尺寸分布于柴油机真实喷雾实验结果能够很好地吻合^[61]，其表达式为：

$$\frac{dN_j}{dD} = \frac{3\alpha_j n_j^2}{1 - \exp(-\alpha_j n_j D_{\max}^3)} D^2 \exp(-\alpha_j n_j D^3) \quad (4.7)$$

式中， α 为拉格朗日因子，它由下式确定：

$$v_j = \frac{\pi}{6} \left[\frac{1}{\alpha_j} - \frac{D_{\max}^3 \exp(-\alpha_j n_j D_{\max}^3)}{1 - \exp(-\alpha_j n_j D_{\max}^3)} n_j \right] \quad (4.8)$$

将式 (4.1) 与式 (4.7) 对比可以发现，两者在结构上很相似，而且 (4.1) 中的四个常数 a、b、m 和 n 在 (4.7) 中都得到了确定，

$$a = \frac{3\alpha_j n_j^2}{1 - \exp(-\alpha_j n_j D_{\max}^3)} \quad (4.9)$$

$$b = \alpha_j n_j \quad (4.10)$$

m=2, n=3。

对式 (4.7) 进行积分得到液滴尺寸的数目分布函数，液滴尺寸数目积分分布函数为：

$$PDF_{N,j} = \frac{N_j}{n_j} = \frac{\exp[-\alpha_j n_j (D - \frac{\Delta D}{2})^3] - \exp[-\alpha_j n_j (D + \frac{\Delta D}{2})^3]}{1 - \exp(-\alpha_j n_j D_{\max}^3)} \quad (4.11)$$

4.2 雾化液滴尺寸计算所需的理论参数

根据上面的最大熵分布得到的液滴尺寸数目积分分布函数编写 FORTRAN 计算程序, 用来预测液滴尺寸的数目分布, 在程序中需要输入一些参数, 这些参数包括: 实验参数、喷雾参数、燃油自身的物理属性以及一些通过简单计算得到的数值。本论文中所选择的实验数据据来自参考文献[生物柴油雾化质量的改善方法研究]^[65], 以下所述文献均为该文献。有关于实验的参数均与该文献有关。

实验参数包括: 实验设备距喷嘴的距离,

喷雾参数包括: 喷雾锥角、最小液滴直径、最大液滴直径。

燃油自身的物理属性包括: 燃油密度、燃油汽化潜热值、燃油定压比热容。

需要通过简单计算的参数包括: 循环喷油量、喷雾持续时间以及拉格朗日因子。

4.2.1 实验参数、喷雾参数、燃油物理特性参数的确定

实验设备距喷嘴的距离是根据文献中关于马尔文系统实验过程中所确定的距离, 即喷嘴距马尔文激光轴线的距离却为 80cm 处; 喷雾参数的确定是根据不同的工况点确定的, 本文中模拟的主要工况点有: 相同孔径 $D=0.366\text{ mm}$, 启喷压力为 16 Mpa , 燃油种类为: 纯柴油、纯生物柴油、L10 (纯生物柴油中含有质量为 10% 液化石油气) 和 L20 (纯生物柴油中含有质量为 20% 液化石油气), 共计四个工况点, 每一种工况下的喷雾参数均不形同, 具体参数是参考文献中实验所得的具体数值; 燃油自身的物理特性的计算与各工况所使用的燃料有关, 因此各工况的参数是根据不同燃料种类来确定的, 喷雾参数和燃油自身物理特性参数的具体参数见下节 4.3 雾化液滴尺寸理论计算。

4.2.2 循环喷油量的计算

循环喷油量的主要是用来确定每次喷射出喷嘴的循环喷油体积, 循环喷油体积是程序中的一个中要参数, 结合实验设备距喷嘴的距离 H , 以及给定的 D_{10} 的初始值, 就可以确定距离为 H 的截面上油滴的数目, 也可以确定假设所有油滴直径均为 D_{10} 的液滴总数目。本论文确定循环喷油量的确定是利用手压油泵和量筒, 用量筒测量 50 次喷油的

总量，然后根据燃油的密度计算出燃油的质量，然后计算出每一次喷射的燃油质量，即循环喷油量。对于本论文所对应的工况，孔径 $D=0.366\text{ mm}$ ，启喷压力为 16 Mpa ，测量得到一次燃油的喷射体积为 0.6 ml ，然后根据不同的燃油密度即可计算出每种燃料的循环喷油量。

4.2.3 喷雾持续时间和油滴贯穿时间

测定喷雾持续时间 τ 是利用单次喷射系统和高速摄像系统完成的。在拍摄前需要先设置好高速相机的分辨率、速率、曝光率以及触发方式等参数和条件。拍摄时因为设置的曝光率较小，因此除使用高速相机外还使用了持续光源以增加光强。利用高速摄像机可以精确的测定出喷雾的持续时间，以纯柴油喷雾为例，喷雾的持续时间为 3 ms 。

液滴贯穿时间的确定是根据实验设备距喷嘴的距离和上一章中模拟所得到的喷孔出口的燃油速度得到的，例如喷孔直径为 0.26 mm 、启喷压力为 16 Mpa ，燃油为纯柴油的喷孔出口速度为 196 m/s ，生物柴油为 186 m/s ，实验设备距喷嘴的距离 $H=80\text{ cm}$ ，液滴的贯穿时间分别为 4 ms 和 4.3 ms 。

4.2.4 拉格朗日因子

在本节中，最大熵分布的数值求解过程是建立在利用拉格朗日因子法来求解方程极值基础之上的，拉格朗日因子的初始值对整个迭代过程的影响是很大的，本节中的求解过程就是在不断地更改拉格朗日因子变化系数的初始值来改变拉格朗日因子的初始值，使得程序收敛。拉格朗日因子 α 与拉格朗日因子变化系数 β 之间的关系由下式确定：

$$\alpha = \frac{\pi}{6A_s\beta} \quad (4.12)$$

式中， A_s 是为某个截面上所有液滴的总体积。

4.2.5 程序收敛的标准

在计算中给定的初始值是液滴的长度平均直径 D_{10} ，计算收敛的标准是，当相邻两次计算所得到的 D_{32} 的值的差值在 $0.01\text{ }\mu\text{m}$ 以内，并且所有液滴直径的 PDF_{N_j} 之和为 $100\% \pm 10^{-6}$ 时，达到计算收敛的标准，计算即可终止。

4.3 雾化液滴尺寸的理论计算

本节理论计算所用的喷嘴孔径 $D=0.366\text{mm}$ ，启喷压力为 16Mpa 的喷油器的实验数据进行计算拟合，实验所采用的燃料油纯柴油，纯生物柴油，L10，L20，共计四种燃料。

根据参考文献^[66]中所述，液化石油气 (LPG) 主要由丙烷 (C_3H_8)、丁烷 (C_4H_{10}) 组成，车用 LPG 中要求丙烷的含量不小于 60%，因此本论文中所用到的 LPG 认为是 60% 的丙烷和 40% 的丁烷组成，根据参考文献^[67]可以得出：LPG 的密度为 $557\text{ (kg/m}^3\text{)}$ 、汽化潜热值为 410 (kJ/kg) 、定压比热容为 $2.432\text{ (kJ/kg}\cdot^\circ\text{C)}$ 、导热率为 $0.01444\times 10^{-3}\text{ (kw/kg}\cdot^\circ\text{C)}$ ；根据参考文献^[67]中所述，柴油的密度为 $845\text{ (kg/m}^3\text{)}$ 、汽化潜热值为 251 (kJ/kg) 、定压比热容为 $1.005\text{ (kJ/kg}\cdot^\circ\text{C)}$ 、导热率为 $0.128\times 10^{-3}\text{ (kw/kg}\cdot^\circ\text{C)}$ 。根据参考文献^[68]中所述生物柴油的密度为 $874\text{ (kg/m}^3\text{)}$ 、汽化潜热值为 230 (kJ/kg) 、定压比热容为 $2.0\text{ (kJ/kg}\cdot^\circ\text{C)}$ 、导热率为 $0.036\times 10^{-3}\text{ (kw/kg}\cdot^\circ\text{C)}$ 。

4.3.1 BDO (纯柴油) 喷雾液滴尺寸分布理论计算

4.3.1.1 纯柴油喷雾液滴尺寸分布理论计算参数

纯柴油喷雾液滴尺寸分布理论计算所需参数见表 4-1，喷雾锥角和最大最小液滴直径是根据文献^[65]得出的。

表 4-1 BDO 燃料理论计算所需各参数

燃料密度 (kg/m^3)	845	喷雾锥角 ($^\circ$)	15.3
燃料汽化潜热 (kJ/kg)	251	距离喷嘴距离 (cm)	80
燃料定压比热 ($\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$)	1.005	油滴贯穿时间 (ms)	4
循环喷油质量 (g)	0.512	油滴最大直径 (μm)	150
循环喷油时间 (ms)	3	油滴最小直径 (μm)	0
燃烧室与环境温差	0	燃料导热系数 ($\text{kw}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$)	0.0001
拉格朗日因子初始值变化系数 β	1.9232		28

4.3.1.2 纯柴油喷雾液滴尺寸分布理论计算结果及分析

将表 4-1 中的参数输入到 fortran 程序中，反复调节拉格朗日因子变化系数的值，当 $\beta=1.9323$ 时，此时理论计算的结果和实验结果拟合的很好，同时程序也达到了收敛的

标准。将理论计算的结果和实验结果绘图进行对比，如图 4.1 所示。

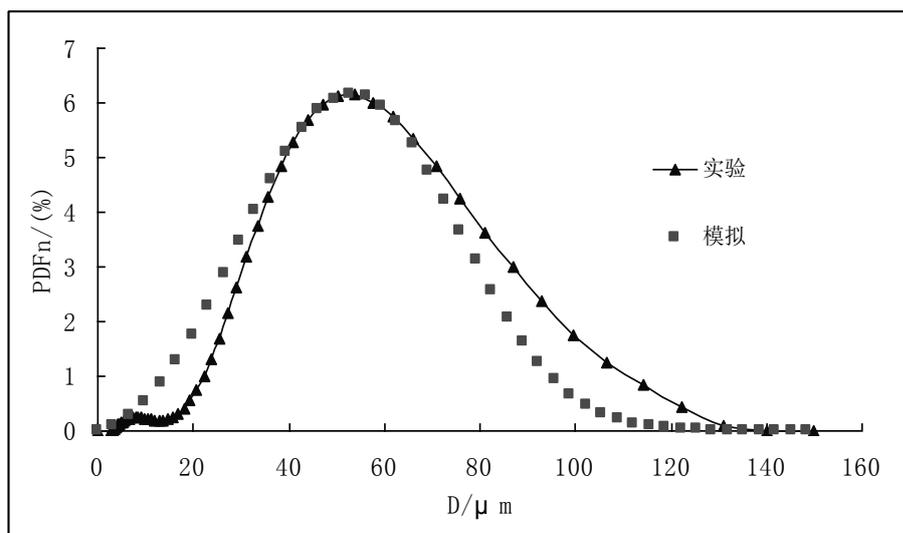


图 4.1 BD0 理论计算和实验结果对比

图 4.1 所示为 $H=80\text{cm}$ 处纯柴油喷雾液滴尺寸分布的理论计算个实验结果的对比，从图中可以看出，不论是理论计算的曲线是先增大后减小的趋势，实验结果的趋势和理论计算的趋势基本相同，但是实验结果的曲线出现在了双波峰，在小粒径范围内有一个很小的小波峰，但是这些小粒子占据的数目很少，可以认为两者的趋势是相同的。从整体来看，理论计算和实验得到的曲线峰值是相同的，峰值所对液滴直径 $D=58\ \mu\text{m}$ ，其 PDF_N 为 6%，但是理论计算得到的曲线相对于实验的曲线偏向于小粒子方向。总的来说，两者的拟合结果很好，趋势、峰值相同，这说明理论计算的结果是可靠的。

4.3.2 BD100（纯生物柴油）喷雾液滴尺寸分布理论计算

4.3.2.1 纯生物柴油喷雾液滴尺寸分布理论计算参数

纯柴油喷雾液滴尺寸分布理论计算所需参数见表 4-2，喷雾锥角和最大最小液滴直径是根据文献[65]得出的。

将表 4-2 中的数据输入到程序中，经过编译和链接后生成可执行文件就可以进行计算了，在程序中需要反复调试拉格朗日因子变化系数 β ，因为此程序是利用拉格朗日因子来求解极值问题的原理来编写的，在反复调节后发现，当 $\beta=1.935$ 时，理论计算得到的曲线与实验所得到的曲线拟合的较好，将理论计算得到的曲线与实验所得到的曲线进行对比，如图 4.2 所示。

4.3.2.2 纯生物柴油喷雾液滴尺寸分布理论计算结果及分析

图 4.2 为 $H=80cm$ 处纯生物柴油理论计算和实验所得曲线的对比图，从图中可以看出，在 $H=80cm$ 处，纯生物柴油的理论计算与实验结果基本符合，液滴尺寸分布变化趋势相同，都是先增大后减小。由图可知，在距喷嘴出口 $H=80cm$ 处，理论计算得到的生物柴油雾化液滴尺寸分布峰值与实验所得到的峰值所对应的液滴粒径都在 $D=78\mu m$ 处，其 PDF_N 为 5.8%，对比图 4.1 与图 4.2 可以发现，纯生物柴油的液滴粒径明显的比纯柴油液滴粒径大，这说明在自由喷射条件下，纯生物柴油的喷雾液滴粒径分布曲线偏向于大颗粒方向，即生物柴油的雾化效果比柴油的差。

表 4-2 BD100 燃料理论计算所需各参数

燃料密度 (kg/m^3)	874	喷雾锥角 ($^\circ$)	11.97
燃料汽化潜热 (kJ/kg)	230	距离喷嘴距离 (cm)	80
燃料定压比热 ($kJ/(kg\cdot C)$)	2.0	油滴贯穿时间 (ms)	4
循环喷油质量 (g)	0.524	油滴最大直径 (μm)	190
循环喷油时间 (ms)	3	油滴最小直径 (μm)	0
燃烧室与环境温差	0	燃料导热系数 ($kw/kg\cdot ^\circ c$)	0.0000
拉格朗日因子初始值变化系数 β	1.935		36

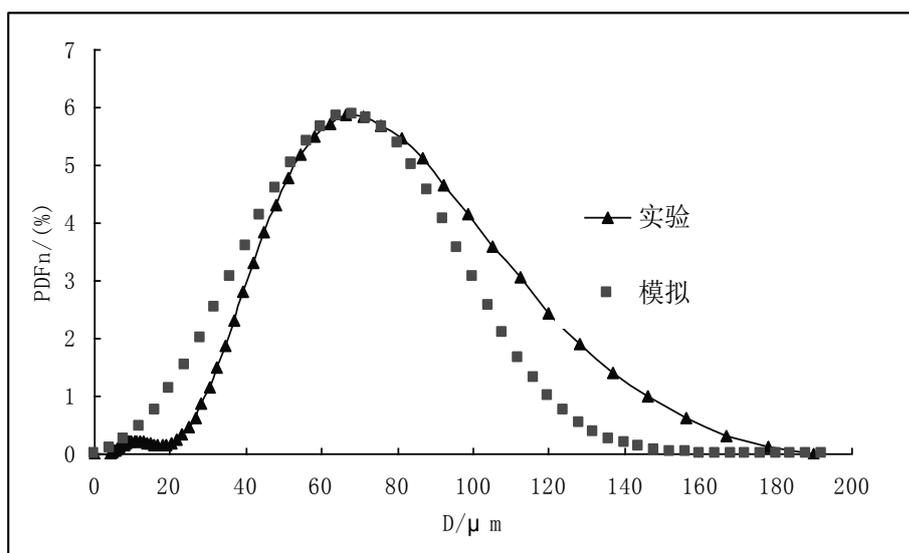


图 4.2 BD100 理论计算和实验结果对比

4.3.3 L10 喷雾液滴尺寸分布理论计算

4.3.3.1 L10 喷雾液滴尺寸分布理论计算参数

L10 是 10%的液化石油气 (LPG) 和 90%的生物柴油按质量分数配置的混合燃料, 根据 LPG 和生物柴油的物理参数以及 L10 的配制方法就可以计算其物理参数。

1) L10 密度计算:

对于混合液体的密度可以根据下面公式^[69]来计算

$$\rho = \frac{100}{\sum_{i=1}^n (g_i / \rho_i)} \quad (4.13)$$

上式中, ρ 为混合燃料的密度 (kg/m^3); ρ_i 为混合燃料中各组分的密度 (kg/m^3); g_i 为混合燃料中各组分的的质量分数 (%); n 为组分数。则有

$$\rho = \frac{100}{\sum_{i=1}^n (g_i / \rho_i)} = \frac{100}{90/874 + 10/557} = 827 kg/m^3$$

2) L10 汽化潜热值和定压比热容的计算

汽化潜热 $L_{L10} = L_{BD100} \times 90\% + L_{LPG} \times 10\%$

$$= 230 \times 90\% + 410 \times 10\%$$

$$= 248 (kJ/kg)$$

定压比热容 $C_{pL10} = C_{pBD100} \times 90\% + C_{pLPG} \times 10\%$

$$= 2.0 \times 90\% + 2.432 \times 10\%$$

$$= 2.0432 (kJ/(kg \cdot ^\circ c))$$

3) L10 的导热系数计算

混合燃料的导热系数的计算采用 Jordan-Coates 经验公式^[68],

$$\lambda_{L10} = \left[\exp(f |\lambda_{BD100} - \lambda_{LPG}|) - \frac{1}{2} f (\lambda_{BD100} + \lambda_{LPG}) \right]^{0.9 \times 0.1} \cdot \lambda_{BD100}^{0.9} \cdot \lambda_{LPG}^{0.1}$$

将 BD100 和 LPG 的导热系数带入上式可以得到 L10 的导热系数为 0.0328×10^{-3} ($kw/kg \cdot ^\circ c$)。

式中 f 为经验系数, 取值为 0.03296。

对程序进行反复的调试, 最终确定拉格朗日因子变化系数 $\beta = 1.94$ 时, 理论计算得

到的曲线与实验所得到的曲线拟合的很好。

当燃料为 10%液化石油气和 90%生物柴油组成的混合燃料时，喷雾液滴尺寸理论计算所需的参数见表 4-3。

表 4-3 L10 燃料理论计算所需各参数

燃料密度 (kg/m^3)	827	喷雾锥角 ($^\circ$)	15.75
燃料汽化潜热 (kJ/kg)	248	距离喷嘴距离 (cm)	80
燃料定压比热 ($kJ/(kg \cdot ^\circ C)$)	2.0432	油滴贯穿时间 (ms)	4
循环喷油质量 (g)	0.49	油滴最大直径 (μm)	150
	6	油滴最小直径 (μm)	0
循环喷油时间 (ms)	3		
燃烧室与环境温差	0	燃料导热系数 ($kw/kg \cdot ^\circ c$)	0.00003
			28
拉格朗日因子初始值变化系数 β	1.94		

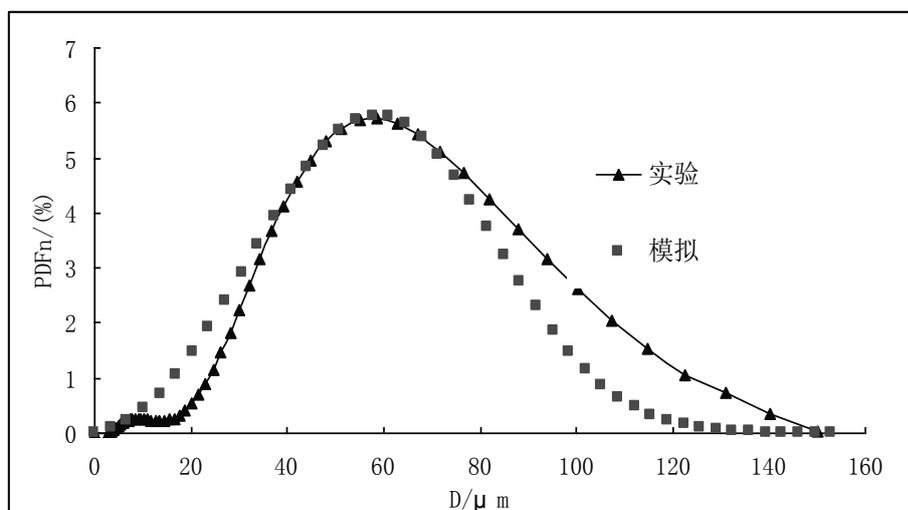


图 4.3 L10 理论计算和实验结果对比

4.3.3.2 L10 喷雾液滴尺寸分布理论计算结果及分析

图 4.3 所示为距喷嘴出口距离为 80cm 处喷雾液滴的理论计算和实验结果对比图，从图中可以看出，理论计算和实验所得到的曲线趋势都是先增大后减小，并且两者的峰值所对应的粒径大小相同，都是在 $D=58 \mu m$ 处，其 PDF_N 为 5.8%，在液滴直径大于 $60 \mu m$ 以后，理论计算得到的曲线都在实验所得曲线的下方，即理论计算得到的大液滴所占的体积百分比要小于实验所得的百分比，在液滴直径小于 $40 \mu m$ 以前，理论计算得到的曲

线在实验所的曲线的上方，即理论得到的小液滴所占的体积百分比大于实验所得百分比，因此可以看出，理论计算得到的液滴直径偏小于实验结果，但是差别不是很大。

4.3.4 L20 喷雾液滴尺寸分布理论计算

4.3.4.1 L20 喷雾液滴尺寸分布理论计算参数

L20 是 20% 的液化石油气 (LPG) 和 80% 的生物柴油按质量分数配置的混合燃料，根据 LPG 和生物柴油的物理参数以及 L20 的配制方法即可计算其物理参数。

1) L20 密度计算：

对于混合液体的密度可以根据下面公式^[69]来计算

$$\rho = \frac{100}{\sum_{i=1}^n (g_i / \rho_i)} \quad (4.13)$$

上式中， ρ 为混合燃料的密度 (kg/m^3)； ρ_i 为混合燃料中各组分的密度 (kg/m^3)； g_i 为混合燃料中各组分的百分数 (%)； n 为组分数。则有

$$\rho = \frac{100}{\sum_{i=1}^n (g_i / \rho_i)} = \frac{100}{80/874 + 20/557} = 785 kg/m^3$$

2) L20 汽化潜热值和定压比热容的计算

汽化潜热 $L_{L20} = L_{BD100} \times 80\% + L_{LPG} \times 20\%$

$$= 230 \times 80\% + 410 \times 20\%$$

$$= 266 (kJ/kg)$$

定压比热容 $C_{pL20} = C_{pBD100} \times 80\% + C_{pLPG} \times 20\%$

$$= 2.0 \times 80\% + 2.432 \times 20\%$$

$$= 2.086 (kJ/(kg \cdot ^\circ C))$$

3) L20 的导热系数计算

混合燃料的导热系数的计算采用 Jordan-Coates 经验公式^[68]，

$$\lambda_{L20} = \left[\exp(f |\lambda_{BD100} - \lambda_{LPG}|) - \frac{1}{2} f (\lambda_{BD100} + \lambda_{LPG}) \right]^{0.8 \times 0.2} \cdot \lambda_{BD100}^{0.8} \cdot \lambda_{LPG}^{0.2}$$

式中 f 为经验系数，取值为 0.03296。将 BD100 和 LPG 的导热系数带入上式中可以

得到 L10 的导热系数为 $0.03 \times 10^{-3} (kw/kg \cdot ^\circ c)$ 。

对程序进行反复的调试，最终确定拉格朗日因子变化系数 $\beta=1.94$ 时，理论计算得到的曲线与实验所得到的曲线拟合的很好。

总之，当燃料为 20%液化石油气和 80%生物柴油组成的混合燃料时，喷雾液滴尺寸理论计算所需的参数见表 4-3。

表 4-4 L20 燃料理论计算所需各参数

燃料密度 (kg/m^3)	785	喷雾锥角 ($^\circ$)	16.53
燃料汽化潜热 (kJ/kg)	248	距离喷嘴距离 (cm)	80
燃料定压比热 ($kJ/(kg \cdot ^\circ C)$)	2.0432	油滴贯穿时间 (ms)	4
循环喷油质量 (g)	0.47	油滴最大直径 (μm)	140
循环喷油时间 (ms)	3	油滴最小直径 (μm)	0
燃烧室与环境温差	0	燃料导热系数 ($kw/kg \cdot ^\circ c$)	0.0000
拉格朗日因子初始值变化系数 β	1.94		30

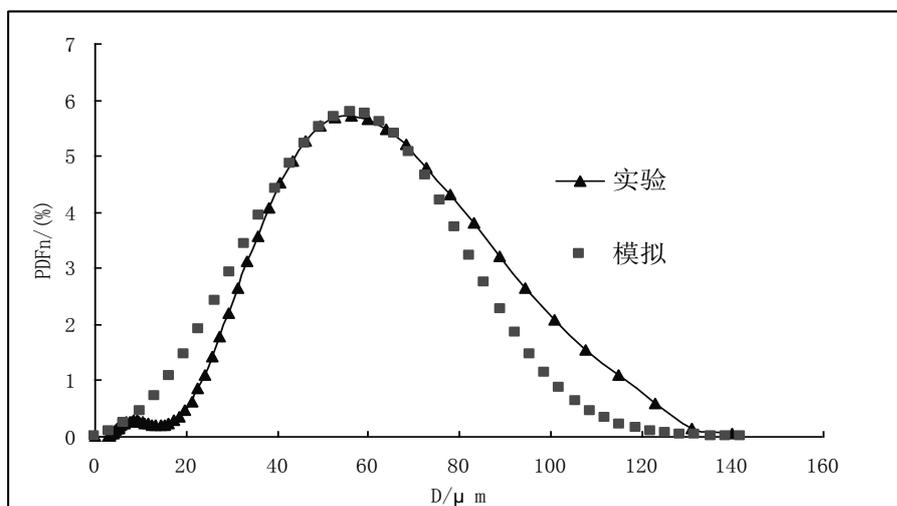


图 4.4 L20 理论计算和实验结果对比

4.3.4.2 L20 喷雾液滴尺寸分布理论计算结果及分析

图 4.4 所示为距喷嘴出口距离为 80 cm 处喷雾液滴的理论计算和实验结果对比图，从图中可以看出，理论计算和实验所得到的曲线趋势都是先增大后减小，并且两者的峰值所对应的粒径大小相同，都是在 $D=56\ \mu m$ 处，其 PDF_N 为 5.8%。对比图 4.3 和图 4.4

可以看出，虽然两者的 PDF_N 峰值所对应的液滴粒径基本相同，并且两者峰值相同，即两者雾化液滴直径为 $56\ \mu\text{m}$ 和 $58\ \mu\text{m}$ 所占的体积分数相同，但是 L20 雾化液滴的最大直径为 $140\ \mu\text{m}$ ，比 L10 的雾化液滴最大直径 $150\ \mu\text{m}$ 要小，即 L20 的雾化效果要好于 L10 的雾化效果。其次 L20 的理论计算在大粒径时拟合的要比 L10 的好

4.4 本章总结

本章主要研究了柴油、生物柴油以及生物柴油与液化石油气的混合燃料的雾化质量的数值模拟和实验的结果对比，首先介绍了雾化液滴尺寸分布的分布函数，重点是导师曹建明教授根据最大熵原理推倒的喷雾液滴尺寸分布的分布函数，然后根据此函数利用 Fortran 语言编程，最后应用编写的程序来计算上面所述四种燃料的液滴尺寸分布函数，可以得到以下结论：

1. 四种燃料的理论计算的结果和实验结果拟合的很好，两者的分布趋势相同，都是先增大后减小的趋势，中间直径的颗粒占总体积的比例很大，这说明雾化所得到的粒径主要是中间粒径的粒子，小粒径和大粒径的粒子很少，雾化比较均匀。其次理论计算的结果和实验结果的曲线的峰值在相同的位置，且 PDF_N 的值相差在 5% 之内，总的来说理论计算所得到的粒径分布和实验所得到的粒径分布拟合的较好，这说明理论计算的结果很可靠的。
2. 在理论计算中有一个关键的因子，那就是拉格朗日因子 α ，在计算程序中拉格朗日因子是通过拉格朗日因子变化系数 β 来确定的，通过对四种燃料的计算可以得到，当燃料为纯柴油时 β 值为 1.9232，当燃料为纯生物柴油时 β 值为 1.935，当燃料为 L10 和 L20 时 β 值都为 1.94，因此可以猜测，对于喷孔直径 $D=0.366\text{mm}$ ，启喷压力为 16Mpa 的喷油器来说， β 值在 1.9 左右时理论计算的结果与实验结果可以很好地拟合。
3. 对比柴油和生物柴油的计算结果可以发现，生物柴油的雾化液滴粒径比柴油的雾化液滴粒径大，对比 L10、L20 与柴油的计算结果以后可以发现，当在生物柴油中掺混液化石油气以后雾化效果得到了改善，雾化液滴粒径的尺寸分布曲线比生物柴油雾化液滴尺寸分布曲线偏向于小粒径方向，其雾化效果与柴油的

雾化效果相当。

第五章 全文工作总结与展望

5.1 全文工作总结

为了解决日益严重的环境污染问题和能源危机问题，内燃机工作者也在努力降低内燃机的排放以及寻找替代能源，为了降低内燃机排放，人们采用高压喷射技术，合理组织燃烧室内混合物当量比，优化燃油喷射系统，另外也寻找到了柴油替代品——生物柴油。本论文是在这样的背景下来研究喷嘴内部的流动情况，进一步研究射流雾化机理，并且探讨生物柴油和柴油雾化质量的差别。本文针对上面的两方面进行了深入的研究，并取得了一定的成果，现在总结如下：

(1) 首先采用 **GAMBIT** 软件建立了喷嘴的二维计算模型，并且对模型进行了网格划分，建立计算节点，然后借助 **FLUNET** 软件中多相流空穴模型对喷孔中的空穴现象进行了数值模拟。在网格划分时，因为喷孔直径很小，但是湍流流动很剧烈，因此对喷孔处的网格需要加密处理，可以得到高精度的模拟结果。在空化现象的研究中主要考虑了喷射参数，喷嘴几何参数对喷孔中空化现象的影响，并获得了以下结论：

(I) 在喷孔已经出现超空化的情况下，提高喷射压力喷孔中的空化现象不再改变，但是喷孔出口的燃油流动速度会增大；增大喷射背压，喷孔中的空化现象会得到抑制，同时喷孔出口的燃油速度也会随之降低。

(II) 对于不同长径比的喷嘴来说，喷射压力相同的情况下，随着喷嘴长径比的增大，空化现象受到了抑制，喷孔中的湍流强度减小，喷孔出口的速度变得均匀。

(III) 喷孔入口圆角对喷嘴中燃油的流动特征有很大的影响，入口圆角半径的增大，燃油从压力室能够更顺畅的流进喷孔中，可以猜想流量系数可能会增大，但是喷孔中的空化现象会得到抑制。

(IV) 喷孔 k 系数，不同的 k 系数对喷孔中空化现象有不同的影响，当 K 系数大于零（喷孔出口直径小于喷孔入口直径）时，随着 k 系数的增大，喷孔在的空化现象越来越弱，当增大到一定值后，空化现象则会消失。当 k 系数小于零（喷孔出口直径大于喷孔入口直径）时，随着 k 系数绝对值的增大，喷孔中的空化现象随之增强，但是当 k 系数超过某一限值后会出现水力回流。

(2) 对于柴油的替代品——生物柴油的喷射雾化质量也进行了数值计算，对比了柴油和生物柴油的喷孔中的空化情况，同时也对比了喷雾液滴尺寸分布，并且对生物柴油

和液化石油气的混合燃料的喷射雾化液滴尺寸分布进行了理论计算并与实验结果进行了对比，理论计算结果与实验结果得到了很好地拟合，并得到了以下结论：

（I）柴油和生物柴油喷嘴内的空化现象基本相同，只是喷孔内燃油的速度分布不同，生物柴油的速度要大于柴油的流动速度。

（II）柴油和生物柴油的喷雾雾化液滴尺寸分布不同，柴油的雾化液滴尺寸要小于生物柴油的雾化液滴尺寸，这是因为生物柴油的粘度大，相同的喷射压力下，生物柴油的流动速度要大于柴油的流动速度，因为柴油受到喷孔中的湍流扰动和空气扰动要大于生物柴油，所以雾化的液滴直径也要比生物柴油的小。

（III）在生物柴油中加入液化石油气以后，改变了混合燃料的粘度，因此添加液化石油气以后雾化液滴的粒径明显变小，当液化石油气的含量为 20% 时，其雾化质量与柴油的雾化质量相当。

5.2 展望

虽然本论文在柴油机喷嘴中的空化模拟方面和喷雾雾化质量理论计算方面做了一定的研究，但是要研究实际柴油机的喷射雾化还需要做更细致的工作。主要还有以下几个方面工作要做：

（1）在喷嘴建模方面，首先需要按照实际的喷嘴尺寸进行建模。其次由于实际喷嘴不可能是完全对称结构，所以需要建立三维模型，更好地模拟喷嘴内的真实流动情况。

（2）在空化模拟方面，本论文采用的是稳态工况，没有考虑针阀升程的影响，所以下一步的工作是，考虑瞬态的工况，喷射压力的波动和针阀运动对空化的影响，争取能够模拟空化产生、发展以及消失的全过程，以此来对空化现象有更深入的了解，弄清楚空化对初次雾化的影响。

（3）希望在喷雾模拟方面有所突破，能够将空化效应同时考虑到喷雾的模型当中，同时考虑空化效应和空气动力的作用，以此来更好地理解喷射雾化机理。

参考文献

- [1] Kitamura T, Ito T, Senda J, et al. Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependency of the equivalence ratio and temperature on soot particle formation[J]. *International Journal of Engine Research*, 2002,3(4):223-247.
- [2] 汪翔. 柴油喷嘴中的不稳定空化过程及其影响射流雾化的基础研究[D]. 天津大学, 2010.
- [3] 玉木伸茂, 林航空. 喷油嘴喷孔空穴现象对液体喷束雾化的影响[J]. *国外内燃机车*, 1998(8):23-29.
- [4] 刘士和. 高速水流[M]. 北京市: 科学出版社, 2005.
- [5] 魏起森. 柴油机喷油嘴内部空化现象的研究[D]. 河南科技大学, 2011.
- [6] Bergwerk W. Flow Pattern in Diesel Nozzle Spray Holes[J]. 1959,173:655-660.
- [7] Chaves H, Knapp M, Kubitzek A, et al. Experimental study of cavitation in the nozzle hole of diesel injectors using transparent nozzles[R]. Society of Automotive Engineers, 400 Commonwealth Dr, Warrendale, PA, 15096, USA, 1995.
- [8] Ficarella A, Laforgia D. Experimental and Numerical Investigation on Cavitating Flows in Diesel Injection Systems[J]. *Meccanica*, 1998(4).
- [9] Payri F, Bermúdez V, Payri R, et al. The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles[J]. *Fuel*, 2004,83(4 - 5):419-431.
- [10] F. Payri, R. Payri, F. J. Salvador, et al. a contribution to the understanding of cavitation effects in diesel injector nozzles through a combined experimental and computational investigation[J]. *Computers & Fluids*, 2012(58):88-101.
- [11] 魏明锐, 刘永长, 文华, 等. 喷孔流动模型及其对高压喷雾计算的影响[J]. *内燃机学报*, 2003(4):228-233.
- [12] 何志霞, 黄云龙, 钟汶君, 等. 基于空穴初生的柴油机喷孔内部流动[J]. *江苏大学学报(自然科学版)*, 2011(6):672-677.
- [13] 何志霞, 柏金, 王谦, 等. 柴油机喷嘴内空穴流动可视化试验与数值模拟[J]. *农业机械学报*, 2011(11):6-9.
- [14] 何志霞, 王谦, 袁建平, 等. 喷油压力波动对喷嘴内空穴发展影响的CFD分析[J]. *内燃机工程*, 2009(1):64-68.
- [15] 何志霞, 袁建平, 李德桃, 等. 柴油机喷嘴结构优化的数值模拟分析[J]. *内燃机学报*, 2006(1):35-41.
- [16] 何志霞, 袁建平, 李德桃. 垂直多孔喷嘴内部流动空穴现象数值模拟分析[J]. *农业机械学报*, 2006(2):4-8.
- [17] 何志霞, 李德桃, 王谦, 等. 垂直多孔喷嘴内部空穴两相流动的三维数值模拟分析[J]. *机械工程学报*, 2005(3):92-97.
- [18] 何志霞, 袁建平, 李德桃, 等. 柴油机喷嘴喷孔内气液两相湍流场三维数值模拟[J]. *内燃机工程*, 2005(6):18-21.
- [19] 何志霞, 李德桃, 胡林峰, 等. 喷油嘴喷孔内部空穴两相流动数值模拟分析[J]. *内燃机学报*, 2004(5):433-438.
- [20] 董庆兵. 柴油机喷油器喷孔内空化特征及机理研究[D]. 天津大学, 2010.
- [21] 张乐超. 柴油机燃油喷雾过程的模拟计算及实验研究[D]. 浙江大学, 2011.
- [22] 刘劲松. 基于CFD的柴油机喷雾过程模拟计算研究[D]. 浙江大学, 2010.

- [23] 姜鹏. 喷嘴内部流场及空化现象的数值模拟[D]. 太原理工大学, 2011.
- [24] 郭立新, 夏兴兰, 韩颖, 等. 喷油嘴内部空穴流动模拟计算分析[J]. 现代车用动力, 2011(4):29-35.
- [25] 王福军. 计算流体动力学分析 CFD软件原理与应用[M]. 北京市: 清华大学出版社, 2004.
- [26] 周光炯, 严宗毅, 徐世雄, 等. 流体力学.下册[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000.
- [27] Fluent I. FLUENT User's Guide[Z]. 2006.
- [28] 朱红钧, 林元华, 谢龙汉. FLUENT流体分析及仿真实用教程[M]. 1. 北京市: 人民邮电出版社, 2010.
- [29] 安娜. 柴油机孔式喷嘴内气液两相流场的数值模拟研究[D]. 华中科技大学, 2009.
- [30] 王忠, 毛功平, 袁银男, 等. 生物柴油缸内喷雾特性的数值模拟[J]. 内燃机工程, 2009(3):6-11.
- [31] 姜磊, 葛蕴珊, 何超. 生物柴油喷雾特性的数值模拟[J]. 内燃机工程, 2009(5):17-21.
- [32] 耿莉敏, 曹建明, 王磊, 等. 生物柴油/柴油混合燃料喷雾特性[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2009(3):89-92.
- [33] 张旭升, 李理光, 邓俊, 等. 生物柴油喷雾特性的试验研究[J]. 内燃机学报, 2007(2):172-176.
- [34] 魏明锐, 文华, 刘会猛, 等. 柴油机孔式喷油嘴内空穴流动的模拟分析[J]. 内燃机学报, 2006(6):526-530.
- [35] 汪翔, 苏万华. 空化过程对柴油喷嘴内流特性的影响[J]. 内燃机学报, 2007(6):481-487.
- [36] 周光炯, 严宗毅, 徐世雄, 等. 流体力学.上册[M]. 北京: 高等教育出版社, 2000.
- [37] 曹建明. 喷雾学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [38] 朱浩月, 方俊华, 张武高, 等. 生物柴油高压共轨喷雾特性的试验研究[J]. 工程热物理学报, 2011(10):1785-1788.
- [39] Ramamurthi K 和 N K. Characteristics of flow through small sharp-edged cylindrical orifices[J]. Flow Measurement and Instrumentation, 1999,10(3):133-143.
- [40] Blessing M, Konig G, Kruger C, et al. Analysis of Flow and Cavitation Phenomena in Diesel Injection Nozzles and its Effects on Spray and Mixture Formation[J]. 2003.
- [41] Benajes J, Pastor J V, Payri R, et al. Experiments for the Different Values of K-Factor.[J]. Fluids Engineering, 2004,126:63.
- [42] Laoonual Y, Yule A J, Walmsley S J. Internal Fluid Flow and Spray Visualizaiton for a Large-Scale VCO Orifice Injector Nozzle.[J]. 2001.
- [43] Nurick W H. Orifice cavitation and its effect on spray mixing[J]. Journal of fluids engineering, 1976,98:681.
- [44] 文华. 基于CFD的柴油机喷雾混合过程的多维数值模拟[D]. 华中科技大学, 2004.
- [45] 任振挡. 喷油嘴喷孔加工工艺及应用设备探讨 [EB/OL]. <http://www.mw35.com/article/apply/21317.html>.
- [46] 张婕, 唐维平, 杜严. 喷油嘴喷孔加工工艺技术[J]. 现代车用动力, 2010(1):43-46.
- [47] 周毅. 满足欧III以上排放喷油嘴的喷孔加工技术研究[D]. 上海交通大学, 2009.
- [48] 孙田, 苏万华, 郭红松. 复合激光诱导荧光定量标定技术及其对喷雾特性研究的应用 I :燃油喷雾当量比定量标定方法[J]. 内燃机学报, 2010(1):1-9.
- [49] 吕且妮, 赵晨, 马志彬, 等. 柴油喷雾场粒子尺寸和粒度分布的数字全息实验[J]. 中国激光, 2010(3):779-783.
- [50] 杨永广, 刁艳涛, 尹政, 等. 柴油机喷雾特性常用测试技术[J]. 内燃机与动力装置, 2010(5):1-6.
- [51] 张乐超, 许沧粟. 基于雪崩光电二极管X射线成像技术的柴油机喷雾场研究[J]. 内燃机工程, 2010(6):104-108.
- [52] 刘劲松, 李伟权, 许沧粟. 柴油机喷雾特性测试方法的研究进展[J]. 小型内燃机与摩托车,

- 2009(3):77-84.
- [53] 许锋, 齐国荣, 周经纬, 等. 用高速摄影对比分析伞喷与 HL 喷雾特性[J]. 大连理工大学学报, 1998(5):70-74.
- [54] 王德忠, 黄震, 陈来高, 等. 燃油喷雾内部构造可视化的激光CT技术(2)——对柴油机喷雾的应用[J]. 激光技术, 1997(3):40-43.
- [55] 黄震, 张连方, 李渤仲, 等. 脉冲激光全息技术探测柴油机喷雾方法的研究[J]. 上海交通大学学报, 1991(6):61-69.
- [56] 彭天鹏. 喷油嘴内部流动及近场喷雾结构的试验与数值模拟研究[D]. 南昌大学, 2010.
- [57] 许存娥. 鱼雷离心式喷嘴喷雾特性研究[D]. 西北工业大学, 2007.
- [58] 沃傲波. 柴油机喷雾准直接数值模拟及其雾化机理的研究[D]. 华中科技大学, 2007.
- [59] 王晓艳. 柴油机喷雾混合过程的模拟研究[D]. 广西大学, 2005.
- [60] 曹建明, 王磊, 陈志伟, 等. 生物柴油-柴油混合燃料喷雾液滴尺寸数目分布的理论预测[J]. 车用发动机, 2009(1):4-7, 11.
- [61] 曹建明. Nukiyama-Tanasawa型雾化液滴尺寸分布函数的引申[J]. 中国公路学报, 1999:108-113.
- [62] 张煜盛. 柴油机喷雾两相流蒸发混合的数学模型研究[J]. 华中理工大学学报, 1993(3):156-160.
- [63] 张煜盛. 高涡流中燃油喷雾混合的数学模型
- [64] 贾新章, 高雪莉, 宋军建. 对数正态概率纸的自动生成和分布参数的自动提取[J]. 电子产品可靠性与环境试验, 2004(1):24-27.
- [65] 汪月英. 生物柴油雾化质量的改善方法研究[D]. 长安大学, 2012.
- [66] 祁东辉. 混合喷射液化石油气/柴油双燃料发动机的研究[D]. 长安大学, 2003.
- [67] 何建. 液化石油气/柴油混合燃料喷雾质量评价研究[D]. 长安大学, 2007.
- [68] 耿莉敏. 生物柴油/柴油混合燃料的理化性能分析与喷雾特性改善[D]. 长安大学, 2009.
- [69] 李明龙. 二甲醚柴油混合燃料喷雾特性研究[D]. 长安大学, 2011.

攻读硕士学位期间的研究成果

发表论文:

- [1] 陈海龙, 曹建明, 郭广祥, 等. 柴油/生物柴油喷雾特性的对比研究[J]. 内燃机, 2012(4):49-51.
- [2] 朱辉, 曹建明, 陈海龙, 等. 空气助力改善气化炉激冷室喷嘴特性的实验研究[J]. 洁净煤技术, 2012(4):109-113.
- [3] 刘伟, 陈海龙, 许冀阳, 等. 紧凑型三厢轿车车身及底盘特点分析[J]. 汽车实用技术, 2012(2):13-16.
- [4] 郭广祥, 曹建明, 陈海龙, 等. 改善生物柴油雾化质量的试验研究[J]. 内燃机与配件, 2012, 7月刊.
- [5] 朱辉, 曹建明, 陈海龙. 内混式扇形喷嘴雾化特性及液滴直径拟合的研究[J]. 化学工程与装备, 2012, 第9期. (遴选核心期刊) 待发表
- [6] 曹建明, 朱辉, 陈海龙, 等. 空气助力改善液滴雾化质量的研究. 实验流体力学[J]. 2012, 第6期. (核心期刊) 已录用 待发表

申请专利:

- 1 一种用于热带鱼缸的水温自动控制器 专利号: 201120412899.x
- 2 一种基于单片机控制的简易车辆超速报警装置 专利号: 201120412789.3
- 3 一种基于单片机的多功能数字钟 专利号: 201120414891.7

致谢

致谢

本文是在导师曹建明教授悉心指导下完成的。在整个研究生学习和论文的写作期间，导师倾注了大量的心血，没有导师的严格要求和谆谆教导也就没有我今天的成绩。导师深厚渊博的专业知识，严谨求实的科学态度和热爱科学事业，兢兢业业、一丝不苟的科研精神将永远鞭策我，使我受益匪浅，在此向我的导师致以最衷心的感谢！

在论文的完成过程及读研期间得到了各位同门兄弟的大力支持，在此表达我最诚挚的感谢！

最后，感谢父母和家人多年来的默默支持和无私关怀！

柴油/生物柴油雾化质量数值计算及喷嘴内部流动和空化现象的CFD模拟



作者: [陈海龙](#)
学位授予单位: [长安大学](#)

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Thesis_D308037.aspx