

摘 要

目前,燃气轮机在诸多领域得到广泛的应用,特别是在发电设备市场,因此如何进一步提高燃气轮机性能已是国内外研究的热点。本文所采用的湿压缩技术具有结构简单,效果突出,容易实施等优点,备受各国研究者关注。

湿压缩热力学过程与干压缩过程比较来说发生了很大的变化,需要自理论上加以研究。在论文中按照热力学基本原理给出了理想湿压缩的概念,并定义了湿压缩效率。本文详细介绍了 fluent 软件中的离散相模型,并以此对两级湿压缩中间连接管道进行了喷水数值模拟,经与干压缩模拟结果比较,得出级间喷水效果良好,确定了较佳喷水位置。在计算数值处理中给出了流场温度降低、压力损失增加、积水位置和喷入水质量减少等具体结果。

改进设计的单级湿压缩试验台各系统工作良好,在此基础上设计了两级湿压缩试验台。并进行了大量的雾化技术实验,得出直流闪蒸技术在特定的压力温度下能满足级间加湿的需要。在单级湿压缩试验台上进行了大量进口喷水加湿试验,试验结果发现:湿压缩技术增加了压气机质量流量,提高了压比,降低了压缩终温。

关键词: 湿压缩; 压气机; 数值模拟; 试验

Abstract

At present, gas turbines have been applied to many areas, special for the market of power equipments, how to improve gas turbine performance becomes a focus of research all over the world. Wet compression introduced in the thesis, which has advantages of simplicity, effectiveness, easy-to-use, and so on, has drawn comprehensive attention.

Wet compression process has great difference from general dry air compression process, so need to reserch in theory. In the thesis, ideal wet compression concept was given according to the basic thermodynamics analysis, and the wet compression efficiency was defined also. The discrete phase model of the software of fluent was detailed introduced in the thesis, and with this to make the numerical simulation of the connecting pipe of the two-classeses wet compression rig, comparing with the dry compression's simulation result, getting the spray of water's result well, making sure the better spray's place. In the calculation data processing, flow temperature to lower, the pressure's loss to higher, the accumulating water place to fix and the spray water's quantity decrease etc.

The improved wet compression rig's system work well, on the foundation two-classes wet compression rig was designed. From a great deal of fogging experiment, getting that the direct-flash technique can satisfy the experiment. A lot of wet compression's experiment were made on the sigle-stage experiment, the results show that wet compression increases compressor's mass flow, heighten the ratio of pressure, lower temperature of compressor outlet.

Keywords: Wet Compression; Compressor; Numerical Simulation; Experiment

哈尔滨工程大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：本论文的所有工作，是在导师的指导下，由作者本人独立完成的。有关观点、方法、数据和文献等的引用已在文中指出，并与参考文献相对应。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已公开发表的作品成果。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（签字）：王新年

日期：2018年2月28日

第 1 章 绪论

1.1 燃气轮机湿压缩技术研究背景

自从 1791 年英国人 J.Barler 首次使用了 Gas Turbine 这一名词来命名其提出的具有现代燃气轮机特征的设计以来，燃气轮机从萌芽阶段起步，经历了工业试用阶段、实用阶段以及发展阶段，已经成为与蒸汽轮机、柴油机同等重要的动力机械。

作为基本动力机械，燃气轮机是继蒸汽轮机之后的新一代动力装置，由于它具有重量轻、体积小、功率大、启动快、污染少以及涡轮前温度高，可以实现能量的梯级利用，因而热效率高，经济性好。由此燃气轮机在本世纪 50 年代开始在航空领域取得了主宰地位。60 年代到 70 年代初期，第一代的舰用燃气轮机发展到成熟阶段，燃气轮机开始大量装舰。70 年代，随着性能更高的新一代燃气轮机的问世以及计算机监控技术的应用，军舰和石油天然气方面应用的燃气轮机数量继续增长，坦克也正式使用燃气轮机。70 年代初爆发的世界性能源危机很大程度上影响了世界燃气轮机的生产量，但随着燃气轮机效率的提高以及从 50 和 60 年代开始出现的燃-蒸联合循环电站的快速发展，从 70 年代中后期已有所回升。到 1987 年，美国生产的燃气轮机容量首次超过了蒸汽轮机。

虽然燃气轮机装机容量不断增加和适用范围不断扩展，但仍存在较多限制，特别是炎热天气下输出功率的减少、耗油率较高，如图 1.1 所示 Alstom 公司某燃气轮机发电机组性能与环境空气温度之间的变化关系见图 1.1。从图 1 中可以得出

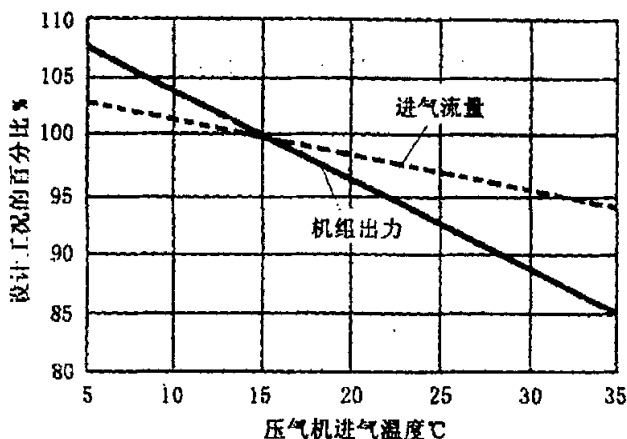


图 1.1 燃气轮机性能曲线

随着压气机进口温度的上升,燃气轮机进气流量及出力与环境空气温度之间的关系式如下: $P(\%) = 111.172 - 0.7448T$ 、 $m(\%) = 105.466 - 0.3644T$, 其中 m 是空气的质量流量与额定工况下的百分比, P 是输出功率和额定工况下的百分比, T 是环境温度 ($^{\circ}\text{C}$)。从两个式子可以看出燃气轮机输出功率与进气流量和环境温度之间的变化关系。在环境空气温度为 5°C 时,燃气轮机输出功率为额定出力的 107%, 而在 35°C 时只有额定值的 85%^[1]。燃气轮机性能受环境温度影响较大。燃气轮机湿压缩技术作为燃气轮机进气冷却方式的一种被提出来, 并在这样一个环境下逐渐发展起来的。

由于中国一次能源以煤为主的消费结构, 并受到规定的“发电设备只准烧煤”的前燃料政策的制约, 目前中国燃气轮机在现有发电设备装机容量中, 占有量小, 只有 700 万 KW 左右。但发展速度很快, 正在建设和计划的就超过 800 万 KW ^[2]。中国燃气轮机电站装机容量的 30% 以上集中在长年温度较高的长三角和珠三角地区, 高温时段难以发挥燃气轮机及其联合循环电站的调峰性能。华北地区夏天时温度也很高, 对燃机电站的高效工作影响很大。在这些地方的新燃机电厂势必会考虑到这个重要因素, 所以燃气轮机湿压缩技术的研究对中国也具有重大实用意义。

1.2 燃气轮机湿压缩技术概念及特点

燃气轮机的湿压缩概念最初由美国人 R. V. Kleinschmidt 在上世纪

40年代末50年代初提出来的。“湿压缩” (wet compression) 的概念是：“在压气机入口或级间向被压缩气体喷入冷却液体，喷入的液滴与气体直接接触，相互掺混进行热量和质量传递，由于液体蒸发要吸收大量的热，所以气体在压缩的同时又被冷却，结果使压缩过程更接近于等温压缩，使压气机出口气体温度低于绝热压缩时的温度，压气机耗功低于绝热压缩功。”

从热力学方面而言，湿压缩与传统的分级压缩、中间冷却方法目的相同，都是降低空气压缩出口的终温，增加输出功率，但两者又有不同之处，具体表现如下：

1. 在湿压缩过程中，水滴是被空气携带，两种物质是直接接触，发生热量传递和质量传递，空气在被压缩的同时被冷却，因此湿压缩过程是一个连续的冷却过程。中冷则是将被压缩气体从压气机级间抽出，经冷却后再送回压气机继续压缩。

2. 湿压缩是通过水滴的蒸发来降低空气温度，空气减少的能量等于水或水蒸汽吸收的能量，仍存在于系统中，因此湿压缩过程又是一个回热过程。而采用中冷时，中冷热量通常被冷却水带走。冷却水温升有限，很难加以利用，中冷热量通常释放给环境，成为系统能损失的又一来源。

3. 采用湿压缩时，水蒸汽使透平工质流量增加，同时由于湿燃气的比热容较大，相同温降时的焓降也大，从而透平功增加。采用中冷时透平功基本不变。因此，采用湿压缩后燃机装置输出功的增加比中冷显著。

4. 湿压缩燃机中，随空气进入燃烧室的水蒸汽可使 NO_x 的生成率降低，从而减少对环境的污染。

1.3 燃气轮机湿压缩技术的发展

1.3.1 燃气轮机湿压缩技术的早期发展

早在20世纪50年代，美国和苏联的学者就对湿压缩技术进行了理论和实验研究^[1-6]。但是由于当时处于对湿压缩技术过程认识的起始阶段以

及受到当时技术条件的限制,早期的研究并未取得预期的成果,但其得到的一些结论对后来的研究仍具有一定的指导作用。例如,由于水没有得到很好的处理,使得压气机叶片很快积垢;由于水喷入发动机时没有得到很好的雾化,造成了叶片的严重水蚀;由于对喷水量没有进行合理的控制,造成压气机内部流动损失过大,效率下降等后果。另外,当时燃气轮机参数及部件效率较低,从这两方面研究提高发动机性能的潜力还很大,从而淡化了湿压缩研究的紧迫性。五十年代初以美籍华人苏绍礼(Shao-Lee Soo)为代表的研究者,对轴流式压气机进行的研究表明,湿压缩对压气机效率的影响主要取决于 εd_0^2 的大小,其中 ε 为对数压缩率,它与压气机压比、流速和轴向长度有关, d_0 为进入压气机的水滴直径。 εd_0^2 越小,湿压缩对压气机效率的降低越少; ε 一定时, d_0 则是决定性的因素。且由于空气携带水滴在压气机中停留的时间很短,对于颗粒较大的水滴来说,因没有足够的时间进行蒸发,水滴在离心力的作用下会集中到环形通道的外缘(叶尖部分),甚至撞击到压气机机匣内表面上,这样水滴尺寸大时,叶轮叶片及压气机机匣内表面均被沾湿。结果是液滴与空气掺混不均,造成压气机内部流场的畸变,叶片的工作状态脱离设计状态过远。另外,通流表面沾湿后增大了摩擦损失。这些作用使压气机效率有所下降。压气机效率的降低使得需要的压缩功增大,抵消了由于水蒸发使空气温度降低而减少的压缩功。由于当时技术所限,阻碍了湿压缩技术的进一步发展。

20世纪60年代以后,美国对湿压缩的研究基本中断。前苏联则进行了较为详尽的理论和实验研究,取得了较好的效果,在适当的优化条件下可使压气机的效率提高3%-4%(相对值)。

以上的这些研究成果无疑对八十年代末开始的新一轮湿压缩技术研究有着重要的方向性指导作用。

1.3.2 燃气轮机湿压缩技术的目前发展

近年来燃气轮机湿压缩技术又被人们重视起来的一个重要原因就是雾化技术的发展和能源危机进一步加剧,另外则是由于燃气轮机各部件性能参数都已相当高,要想提高已十分困难。通过技术的改进和一些有效措施的采用(如高效雾化喷嘴和高效过滤器的使用、喷水量的优化控制、喷

嘴位置的合理安排等), 湿压缩技术在改善燃机性能方面已卓有成效, 并且湿压缩技术在商业中广泛使用, 进一步说明了湿压缩技术的有效性。

美国人为解决在炎热天气燃机输出功率大幅度下降的问题, 在压气机进气道前加装一套造雨机^[1], 用来冷却进口空气, 降低压气机进口温度, 从而降低了压气机出口终温, 恢复燃机出力, 经济效益明显。

美国电力研究所(ERPI)已研制出并正在销售喷水冷却技术, 其技术是通过进口空气和压气机级间气流进行蒸发冷却来改善高温季节时燃气轮机装置的性能。该项技术由 Robert Frischmuth 与 ERPI 的同事们共同研制。该项技术主要包括表 1.1 内容:

表 1.1 ERPI 的技术内容

增 量	多级喷水冷却技术能典型的将高温季节时机组的功率输出增加 15%-20%。
气流湿化	数以百计的雾化喷嘴对进口气流湿化, 这样经调节后的微小水滴可进入压气机。
基本费用	除去软化给水费用, 初略的估算功率每增加 1 MW 费用为 90\$—100\$。

到 1996 年 Utilrp 公司在 EPRI 的 7E 型燃机上做了实验, 采用“压气机入口喷水内冷却技术”, 即相当于将入口喷水蒸发冷却和湿压缩技术结合了起来, 与单纯的入口蒸发式冷却相比, 其对燃机性能的改进更显著, 且单位 KW 的投资也更低。1996 年夏天 150 小时的运行表明, 燃机功率可增加 15.5%, 机组效率可提高 1.9% (相对值)^[4]。

1998 年美国 GE 公司推出了中间冷却的 LM6000 航改型燃气轮机, 并投入了商业运行^[5-10]。LM6000 Sprint 技术就是向压气机通流部分喷水的一种方案, 即在连接低压压气机和高压压气机的过渡段处喷入水。经运行测试表明: 这项技术使 LM6000PC/PD 机组在 ISO 条件下功率提高了 9%, 热耗下降约 0.5%, 并称此技术可取代在高温运行环境下燃机进口冷却技术。后来, GE 公司又对其进行了改进, 又在原有设备上增加了低压压气机(机组进口)喷水冷却装置, 即同时向低压压气机和高压压气机喷水, 进一步提高了整个机组的功率和效率, 其运行结果与只在高压压气机进口喷水的机组运行结果相比较见表 1.2^[11]。

在大气温度 32℃下, 燃机输出功率增加 20%。把雾化的水雾喷入 14

级高压压气机的前面, 压气机的出口温度明显减小。这一结果可获得更高的输出功率和更好的效率。实验得出, 在 32℃ 环境温度下向高压压气机前注入 0.27% 空气流量的水, 就可以使燃机功率增加 20.4%, 热效率从 47.2% 增加到 48.7%, 也就是使效率增加 4% (相对值)。Sprint 水雾中间冷却技术适用于具有较高压比的压气机。

2000 年, 在美国科罗拉多州的 Ft. Lupton 安装的一台 LM6000 燃气轮机采用在低、高压压气机喷水的技术。据称, 这是世界上首台在压气机级间采用喷水的商用燃气轮机, 功率从 44.5 MW 提高到 47.5 MW。

表 1.2 LM6000 机组喷水实验结果

设计参数	环境温度 59° F (15°C)		环境温度 90° F (32.2°C)	
	高、低压压气机进口喷水机组	高压压气机进口喷水机组	高、低压压气机进口喷水机组	高压压气机进口喷水机组
输出功率 KW	46100	48275	37800	40100
热耗 Btu/ KW h	8776	8785	9144	9095
喷水量 lb/hr	4760	4410	5260	5150
NOx 排放 ppm	25	25	25	25
质量流量 lb/sec	287	289	257	261
排气温度° F	824	852	846	860

从 2000 年 1 月到 2002 年 12 月, 全世界约 329 台单机功率 35-262 MW 燃气轮机机组安装了进气冷却设施, 其中安装蒸发和喷水冷却的有 190 台机组^[10]。从 2003 年 1 月到 2004 年 7 月, 全世界共有约 125 台单机功率 35-550 MW 重型发电燃气轮机机组安装了进气冷却设施, 其中安装蒸发和喷水的有 44 台机组^[10]。其中 2003 年在比利时的发电机组上首次安装了漩涡闪蒸雾化加湿系统, 在压气机出口温度、流量、蒸汽产量、功率输出、热效率等主要参数上都收益颇多^[10]。但也有部分机组出现了如进气导叶腐蚀加剧、叶片水蚀、喘振裕度减少等问题^[10]。

我国对湿压缩技术的研究起步比较晚, 但在国外研究的基础上, 国内也投入了一定的人力物力对湿压缩进行理论研究和实验研究, 并且取得了一定的成果。上个世纪 60 年代陈大燮教授综合分析了湿压缩的优点, 并

且提出了在空气压缩过程中不断喷入水,使空气达到饱和状态的喷水技术的优越性^[17]。上个世纪 80 年代到 90 年代,曾有人对活塞式和螺杆式压气机进行喷水湿压缩试验和理论研究,研究表明湿压缩可以减少压缩功^[18-21]。哈尔滨 703 研究所、哈尔滨工业大学都进行了一定的研究工作,进行了热力学分析和实验研究^[22-24]。

哈尔滨工程大学轮机实验室从 1995 年开始进行湿压缩研究,先后开展了燃气轮机湿压缩的理论循环分析和试验研究,得到相当多的理论和实验结果(见文献 25-43)。理论方面主要包括湿压缩机理分析、湿压缩对压缩系统和燃机装置性能影响分析等。初步研究液滴在压气机内的传热传质蒸发过程,建立湿压缩过程的热力学模型,分析喷水量在不同压比,不同初温对燃机性能的影响,得出了一些具有指导意义的结论。

但在如何确定最佳喷水量和喷水对燃气轮机稳定工作的影响上,研究者们并没有得到广泛的共识,它们将继续成为研究的热点问题和难点问题^[6]。湿压缩的长期负面效应如叶片腐蚀加剧等刚刚在一些机组上体现出来,将推进湿压缩技术的进一步发展。

1.4 湿压缩的数值模拟

随着湿压缩技术应用的增加,计算流体力学与计算传热学的迅速进步,加上计算机商业软件的广泛应用,加湿后流场的数值分析和模拟是必然的发展趋势。由于试验的花费巨大、周期长,应用湿压缩技术后压气机性能的预估和工程设计将主要依靠数值模拟而不是靠大量试验调试来解决,这将促进燃气轮机工作的可靠性、经济性和环保性的提高,对湿压缩技术的发展与应用具有重要的实际意义和工程价值。湿压缩数值模拟主要包括进气加湿流场模拟、压气机流场模拟、级间加湿流场模拟。由于压气机本身数值模拟难度已经很大,特别是多级轴流压气机生成网格数量巨大,对计算机的要求很高,再加上颗粒相的传热传质过程就更加复杂,仅有对单级进行计算的文献。

美国人 Thomas Mee III 等对装有其公司喷雾加湿装置的燃气轮机进气部分进行了数值模拟,分别给出了颗粒流线、颗粒速度、消声器扰流等图示,结论是模拟能给出设计的喷雾系统的流动细节、颗粒存留时间和进

入压气机颗粒大小、积水位置等，给喷嘴位置的布置提供了重要信息，对改进喷雾系统设计提供了详细资料^[40]。哈尔滨 703 研究所的林枫博士对进气用雾化式蒸发冷却器进行了两相流数值模拟，在文献[22]中给出了详细的计算过程和结果，结论是欧拉-拉格朗日方法模拟精度较好、水的雾化粒度对蒸发式冷却器性能有较大影响。哈尔滨工程大学硕士研究生谭美苓同学对小型离心压气机实验台的进气管道进行了数值模拟，在文献[41]中有详细论述，其结论是湿压缩能有效冷却进气并有大量小水滴进入压气机。刘建成等人对级间喷水湿压缩中冷进行了单级数值模拟，其压气机叶片物理模型采用 GT25000 的第一级高压压气机，计算了不同粒径和喷水量的加湿效果，给出了水滴在压气机中的流动轨迹，原有压力温度场的变化。其结论是在一定喷水量内随着喷水量的增加单级的压比、效率增加，小直径液滴的效果较好等^[42]。

随着在叶轮机械领域应用商业软件进行数值模拟的愈加广泛和成熟，将会有更多的人对燃气轮机湿压缩流场进行数值模拟研究，本文将对两级离心压气机湿压缩实验台的两级压气机连接段管道进行数值模拟，期望得到内部流场在喷水后的变化，检验试验方案和预测试验结果。

1.5 本文的主要研究内容

本文的主要研究内容有：

1. 燃气轮机湿压缩过程热力学与传热传质分析

对于湿压缩过程来说，由于存在水滴蒸发过程和两相流问题，使得湿压缩过程的热力学过程与干压缩过程发生了很大的变化，本文对此作了一定的分析。

2. 在传热传质分析和软件学习的基础上，应用 *fluent* 软件对两级压气机连接管道流体进行两相流的初步计算。以实验测量数据设定边界条件，进行单双喷嘴数值模拟：比较了未喷水流场与喷水后的流场压力、温度变化情况，得到喷水效果较好的结论；比较了不同位置喷水的结果，确定了外侧喷嘴位置喷水效果较好；比较了单双喷嘴喷水的效果，得出使用双喷嘴效果较差的结论；分析了空气流量和压力、温度、重力和颗粒直径对流场

和出口颗粒直径分布的影响。对实验方案选择提供了预测分析，对将要进行的实验有一定指导作用。

3. 小型离心式压气机湿压缩台实验研究与雾化技术研究

改进设计了小型离心式压气机湿压缩试验台硬件与测控软件系统，并在此实验台上，进行喷水比例相同多个转速下且每个转速下试验四个流量点的压气机试验，以观察压气机的进口温度，出口温度，流量，压比和耗功等参数的变化，研究湿压缩技术对压气机的特性线的影响。

直流闪蒸和漩涡闪蒸喷雾系统的研究，进行了大量的喷嘴雾化试验，得到喷嘴孔径 0.3 毫米，直流闪蒸在水温度为 199°C 压力为 6MPa 时雾化效果最好颗粒特征直径为 $10.54\ \mu\text{m}$ ，能满足级间加湿实验台的要求。直流闪蒸产生的液雾量比较大，能进行加湿量较大的实验，比较适合工程应用。在直流闪蒸的基础上，进行了漩涡闪蒸实验，研究漩涡闪蒸的特性。

第 2 章 湿压缩的热力学分析与离散项模型

2.1 湿压缩的概念

叶轮式压气机利用叶轮把原动机的机械能加给气体工质,从而提高气体工质的总压(静压和动能),它的工作原理是建立在叶轮与工质间的流体动量、能量交换以及叶轮中的能量转换等基础上的。

在热力学上,压缩过程在 T-S 图上表示如下:

1-2t 为等温过程

1-2s 为等熵过程

1-2 为实际干压缩

1'-2w 为湿压缩过程

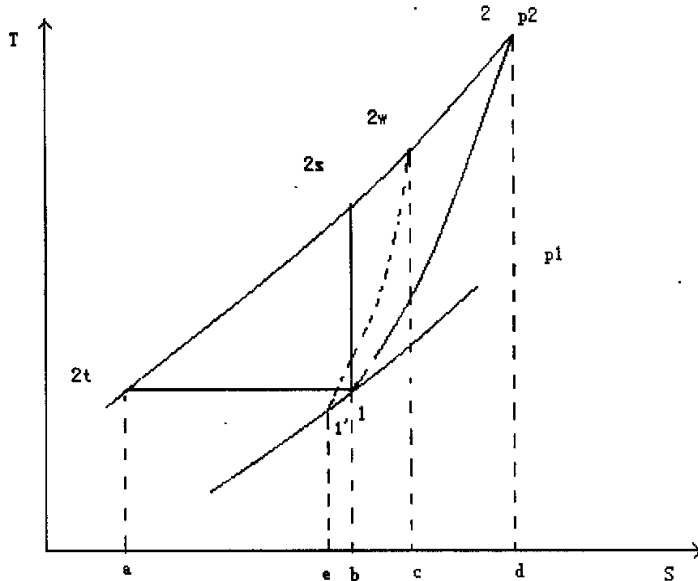


图 2.1 压缩过程的温熵图

等熵压缩过程中不存在损失及热交换,此时压缩过程所消耗的功在 T-S 图上可以用面积 $b2s2tab$ 表示;而实际压缩过程所消耗的功在 T-S 图表示为 $d22tad$ 。两者之间的面积差 $d22sbd$,它是由过程线 1-2 以上的面积 $22w2s12$ 及其以下的面积 $d21bd$ 两部分组成。由热力学第二定律可知面积

$d21bd$ 表示克服摩擦力所损失的功，称之为流动损失功；面积 $22w2s12$ 所表示的功称为热阻，热阻损失的物理意义是：在实际压缩过程，由于流动损失对气体的加热，使得气体的体积增大而额外增加的压缩功。

从图 2.1 可以看出，向压气机通流部分喷入雾化水就是通过水滴的蒸发吸热来冷却压气机内的空气使其比容降低，减少热阻损失。在湿压缩过程中，压缩流体中不但含有空气，还包括水蒸汽，所以压缩功应是空气的压缩功和水蒸汽的压缩功的总和。水滴的蒸发是一个连续过程，水滴的蒸发量直接影响空气温度降低的程度，湿压缩过程同样存在一个理想过程。理想湿压缩过程是一个极限的湿压缩过程，相对于干压缩，水的加入，使得压缩过程发生了很大的变化，由于液态水的熵值远小于等温水蒸汽的熵值，所以不能沿袭干压缩的定义方法定义理想湿压缩。为定义理想湿压缩，作出以下假设：

1. 理想湿压缩，每一点空气的相对湿度都是 100%，达到最大的加湿量。
2. 喷水后不影响干压缩的效率，但不忽略喷水掺混、蒸发所带来的损失。

因此定义理想湿压缩过程为：在压缩过程中，喷入的水的蒸发使压缩空气的相对湿度始终是 100% 的压缩过程。

对于压比一定、效率一定的干压缩过程，按照上述定义的理想湿压缩的加湿量是唯一确定的。较小的加湿量，降低了效率，使实际湿压缩偏离了理想湿压缩过程。

与干压缩一样湿压缩也有效率的问题。在湿压缩过程中水滴的蒸发量和压缩流体的相对湿度与压气机内流体的压力、温度等有着直接的联系。对于同一个压气机来说，对于不同的工况，湿压缩效果都是不同的。在相同压比的情况下，理想湿压缩的耗功量有可能小于理想等熵干压缩所消耗的功，使等价绝热效率超过 100%，不符合工程分析的常规。所以有必要对压气机的湿压缩过程效率进行重新定义。湿压缩过程中，不断地向压气机进口和级间喷水，如果液态水在压气机出口能完全蒸发变成水蒸汽，由于水蒸汽和液态水的熵值相差很大，而且水蒸汽和空气的掺混使熵值增高，因此理想湿压缩过程不能再作为等熵过程来处理了。根据理想湿压缩的概念，可如下式定义湿压缩效率：

$$\eta_w = \frac{W_{wi}}{W_w} \quad (2-1)$$

式中： W_w -- 理想湿压缩功， W_w -- 实际湿压缩功

此效率公式反映了实际湿压缩过程和理想湿压缩过程的接近程度。

2.2 湿压缩过程中的传质

2.2.1 传质的基本原理

物质间的传质可分为分子扩散和对流传质。当体系中某一组元的浓度分布不均匀时，由高浓度区迁出该组元分子（原子）数目将比低浓度区迁出的分子（原子）数目多，使两区的浓度差减弱，这种由于体系中存在某组分浓度差引起的传输称为扩散传质。而对流传质为在运动着的流体和界面之间，或者在两个不相混合的运动着的流体之间的质量传递。

在传质学上由分子扩散系数来表示物质的扩散能力。即沿扩散方向，在单位时间内每单位浓度降的情况下，通过单位面积所扩散的某物质质量。分子扩散系数又简称扩散系数^[4]，它是物质特性常数之一。由扩散通量方程可知，无论是哪种类型的扩散，其扩散通量均可表示为：“（扩散通量）=-(扩散系数)(浓度梯度)”的形式，由此可见，扩散系数是计算分子扩散通量的关键。物质的扩散系数可由实验测得，或从有关资料中查得，有时也可由一些经验公式估算。一般来说，扩散系数与系统的温度、压力、浓度以及物质的性质有关。对于双组分气体混合物，组分的扩散系数在低压下与浓度无关，只是温度及压力的函数，可应用经典气体分子运动论导出^[4]。

对流传质的速度方程与牛顿冷却定律类似，可以表示为：

$$N_A = K_c \nabla C_A \quad (2-2)$$

式中 N_A -- 对流传质的摩尔通量， $\text{kmol}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

K_c -- 对流传质系数， $\text{kmol}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$

∇C_A -- 组分 A 在界面处的浓度与主流体浓度之差， kmol/m^3

对流传质过程是由两种作用完成的：一是对流传递作用；二是分子扩散作用。

2.2.2 湿压缩过程中液滴的蒸发模型

在压缩过程中，一定量的可以实现的足够小的水滴颗粒的蒸发，将会使压缩过程的出口温度有所降低，并且最终导致的结果是节省压缩功，提高效率。

液滴在压气机内的蒸发速率模型到目前为止基本上分为两类。下面将分别介绍这两种蒸发模型：

1. 以度差（如密度差、压力差等）作为传质驱动

在湿压缩过程中，空气处于流动状态，此过程发生对流传质。对流传质过程由两种作用完成：一方面由于浓度梯度的存在，液滴以分子扩散的方式进行传递；另一方面，空气在运动过程中，液滴也必然将从一处向另一处传递。所以，液滴与空气间的对流传质速率除了与分子传递有关系，还受空气流动的影响。考虑到湿压缩过程是发生在压气机内，所以作者们研究的湿压缩是强制对流传质。

液滴的传质速率为：

$$dm/dt = k_c(\rho_s - \rho_{ms})A$$

或

$$dm/dt = \frac{k_c}{R_s T}(p_s - p_{ms})A \quad (2-3)$$

式中： k_c -- 对流传质系数， m/s；

m -- 液滴质量， kg；

p_s -- 液滴表面的水蒸汽分压力， Pa；

p_{ms} -- 空气主流中水蒸汽的分压力， Pa；

A -- 液滴表面积， m^2 ， $A = \pi d_p^2$ ；

d_p -- 液滴直径， m；

因此计算液滴的蒸发速率的关键是确定液滴与空气间的对流传质系数，而对流传质系数的确定往往是非常复杂的，尤其对于湍流传质，由于其机理未知，尚不能用分析方法求解，一般用由经验公式或类比的方法计算对流传质系数。

$$\text{由} \quad Sh = \frac{k_c d_p}{D} = 2 + 0.6 \times R_{ed}^{0.5} Sc^{0.33}$$

可以得出传质系数为：

$$k_c = \frac{(2 + 0.6 \times R_{ed}^{0.5} Sc^{0.33}) \times D}{d_p} \quad (2-4)$$

式中：

k_c -- 对流传质系数，m/s；

d_p -- 液滴直径，m；

D -- 分子扩散系数， m^2/s ，本文根据文献[47]得到分子扩散

$$\text{系数 } D = 2.09 \times 10^{-5} \left(\frac{101325}{p} \right) \left(\frac{T}{273.15} \right)^{1.75}$$

R_{ed} -- 液滴的雷诺数， $R_{ed} = \frac{d_p u \rho}{\mu}$ ；

Sc -- 流体的施密特准数；

当把液滴看成是理想球体时，则 $A = \pi d_p^2$ ，将式(2-4)代入式(2-3)得到

单个液滴蒸发速率为：

$$dm/dt = 2.09 \times 10^{-5} \pi d_p \left(\frac{101325}{p} \right) \left(\frac{T}{273.15} \right)^{1.75} (p_s - p_{ms}) \frac{(2 + 0.6 \times R_{ed}^{0.5} Sc^{0.33})}{R_s T} \quad (2-5)$$

如果在压气机的进口喷入 x 个粒径为 d_p 的水滴颗粒，那么喷入的水的蒸发速率为：

$$d(xm)/dt = 2.09 \times 10^{-5} x \pi d_p \left(\frac{101325}{p} \right) \left(\frac{T}{273.15} \right)^{1.75} (p_s - p_{ms}) \frac{(2 + 0.6 \times R_{ed}^{0.5} Sc^{0.33})}{R_s T} \quad (2-6)$$

2. 以 $\nabla(-\mu/T)$ 作为传质驱动力（其中 μ 为化学势， T 为温度）

下面采用非平衡热力学原理的广义热力学力 $\nabla(-\mu/T)$ 作为传质的驱动力，则液滴向空气主流的蒸发速率为：

$$\frac{dm}{dt} = B \left[\left(\frac{\mu_1}{T_1} - \frac{\mu_{1s}}{T_1} \right) + \left(\frac{\mu_{1s}}{T_1} - \frac{\mu_{ms}}{T_m} \right) \right] A \quad (2-7)$$

式中： T_1, T_m -- 分别为水滴和空气主流的温度

- μ_{1s} -- 液滴表面水蒸汽的化学势 (T_1 所对应饱和蒸汽化学势)
 μ_1 -- 水滴的化学势
 μ_{ms} -- 空气中水蒸汽的化学势
 A -- 液滴表面积

$\frac{\mu_1}{T_1} - \frac{\mu_{1s}}{T_1}$ -- 表示水分子由液滴内部向液滴表面迁移的驱动力

$\frac{\mu_{1s}}{T_1} - \frac{\mu_{ms}}{T_m}$ -- 表示水分子由液滴表面向空气主流迁移的驱动力

贴近液滴表面的蒸汽可以认为处于饱和状态, 水滴的蒸发速率实际上只受液滴表面向空气主流迁移的驱动力的影响, 为此(2-7)式可简化为

$$\frac{dm}{dt} = B \left(\frac{\mu_{1s}}{T_1} - \frac{\mu_{ms}}{T_m} \right) A \quad (2-8)$$

式中: B -- 以 $\nabla(-\mu/T)$ 为驱动力时水蒸汽在空气中的传质系数, 单位为 $\text{Kg} \cdot \text{k} \cdot \text{s} / \text{m}^4$

如果将水蒸汽看作理想气体, 则(2-8)式可写为

$$\frac{dm}{dt} = B \left[\frac{h_{1s}}{T_1} - \frac{h_{ms}}{T_m} + (C_{ps} - R_s) \ln \frac{T_m}{T_1} + R_s \ln \frac{\rho_{1s}}{\rho_{ms}} \right] A \quad (2-9)$$

式中: h_{1s} -- 液滴表面饱和蒸汽的焓

h_{ms} -- 空气主流中水蒸汽的焓

C_{ps} -- 水蒸汽的定压比热容

R_s -- 水蒸汽的气体常数

ρ_{1s} -- 液滴表面饱和蒸汽的密度

ρ_{ms} -- 空气主流中水蒸汽的密度

B 由实验确定比较困难, 在湿压缩过程中, 工质工作的压力范围为 0.1—3.5MPa, 温度范围为环境温度至 400 摄氏度, 如果通过实验来确定 B , 工作难度和工作量都非常大, 为此本文选用文献[23], 根据湿球温度下水滴和空气的传热传质平衡分析所得拟合公式 B , 其表达式如下:

$$B = B_0 \beta_c \quad (2-10)$$

其中

$$B_0 = \frac{\left[1 - 0.725 \left(\frac{T_m - T_1}{273.15} \right)^{-0.073} \left(\frac{p_{ms}}{p} \right)^{0.291} \left(\frac{0.101325}{p} \right)^{0.044} \right] (\rho_{1s} - \rho_{ms})}{2 \times 10^6 \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_m} \right) + 1200 \ln \frac{T_m}{T_1} + R_s \ln \frac{\rho_{1s}}{\rho_{ms}}} \quad (2-11)$$

式中：
 ρ_{1s} -- 液滴表面水蒸汽的密度
 ρ_{ms} -- 空气中水蒸汽的密度
 R_s -- 水蒸汽气体常数
 p -- 空气总压力
 p_{ms} -- 空气主流中水蒸汽的分压力

β_c 为以密度差为驱动势时水蒸汽在空气中的传质系数，其计算由半经验公式给出：

$$Sh = \frac{\beta_c d_p}{D_c} = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc_c^{1/3} \quad (2-12)$$

由于湿压缩中的液滴很小，与主流空气没有速度滑移，因此 Re 为零，

$$\text{所以 } \beta_c = \frac{2D_c}{d_p} \quad (2-13)$$

当把液滴看成是理想球体时， $A = \pi d_p^2$ 时，将式 (2-9)、(2-13) 式代入

式 (2-8) 得到单个液滴蒸发速率为：

$$\frac{dm}{dt} = 2\pi D_c d_p B_0 \left[\frac{h_{1s}}{T_1} - \frac{h_{ms}}{T_m} + (C_{ps} - R_s) \ln \frac{T_m}{T_1} + R_s \ln \frac{\rho_{1s}}{\rho_{ms}} \right] \quad (2-14)$$

如果在压气机的进口喷入 x 个粒径为 d_p 的水滴颗粒，那么喷入的水的蒸发速率为：

$$\frac{d(xm)}{dt} = x 2\pi D_c d_p B_0 \left[\frac{h_{1s}}{T_1} - \frac{h_{ms}}{T_m} + (C_{ps} - R_s) \ln \frac{T_m}{T_1} + R_s \ln \frac{\rho_{1s}}{\rho_{ms}} \right] \quad (2-15)$$

2.3 湿压缩对压气机参数的影响

湿压缩技术是在压气机处于一定工况运行(质量流量、压比保持不变)时向压气机喷入大量的水滴颗粒,利用水滴颗粒汽化吸热,降低压气机出口温度,达到节省功的目的。虽然加入的液滴颗粒很小,忽略流动损失的增加,但由于颗粒在流场里吸热蒸发,使得空气主流的压力、温度要发生相应的变化,这样势必会对压气机的运行点有一定的影响。喷水前后压气机工作点的改变主要与以下因素有关:

1. 在压气机进口喷入雾化水,水滴在压缩过程中吸收热量而蒸发,压气机的工质由干空气变为湿空气(工质的性质发生变化),因此,压气机特性也随之改变。而且随着喷水量不同,喷水后的压气机特性(即称为湿压气机特性)也不同。由于喷水后压气机特性的改变,从而改变喷水前后压气机的工作点。

2. 喷水后降低了压气机进口温度。由相似模化理论可知,折合流量和折合转速不变,当压气机进口温度下降时,物理流量增加,物理转速减少,从而改变喷水前后压气机的工作点。

下面通过喷水后压气机流量、压比的变化来确定运行点的变化情况。

压气机的流量分为质量流量和容积流量。在湿压缩过程中,一方面由于水蒸汽的出现,有使容积流量增大的趋势,而伴随水蒸汽出现的吸热,结果使得容积流量减小。由于水蒸汽的汽化潜热高于空气定压比热 2000 倍以上,从而使得后一种趋势远远大于前一种趋势。所以综合考虑容积流量呈减小趋势。但在工程上所关心的是质量流量的变化。在湿压缩过程中的流体是湿空气和小水滴的混合物,水的密度是空气密度的将近 1000 倍,而且空气中水的加入降低了其温度,这两个因素都会增加空气的密度。因此要确定质量流量的变化,就要取决于容积流量减小以及空气密度增大的趋势哪一个更大了。从湿压缩试验过程观察得,空气质量流量是增加的,所以说明了密度变化的更大一些。

在压气机转速一定的情况下,容积流量减小则流量系数 φ 减小,冲角 i 增大,由压气机叶栅的冲角特性可知,叶栅气流转折角 $\Delta\beta$ 越大,叶栅对气流加功能量增强。经过良好设计的压气机工作在阻力系数 C_x 和总压损

失系数 ω 变化平缓区间中, 当向压气机喷水使得 φ 减小, i 增大时, 从而使 $\Delta\beta$ 直线上升, 而这时 C_x 和 ω 基本不变, 即增压能力得到很大增强而损失系数变化不大, 显然压气机压比要提高。在实际情况中, 喷水后 C_x 和 ω 的变化要比理想的大, 但只要不严重过量喷水引起脱流, 损失的增加仍不能淹没 $\Delta\beta$ 上升所引起的压比升高。

除冲角变化影响压气机压比之外, 水滴在基元级内部的蒸发冷却作用仍对增压能力有一定影响。

对于反动度 $\Omega \neq 0$, 根据绝对坐标系下动叶栅内气流的广义伯努利方程:

$$h = \int \frac{dp}{\rho} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + hr \quad (2-16)$$

式中: h —理论功;

C_1, C_2 —一级前, 后气流绝对速度;

hr —损失功;

该方程是在普遍适用条件下导出的, 适合于有不可逆能量损失的实际情况。

基元级理论功的表达式为:

$$h = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \quad (2-17)$$

式中: W_1, W_2 —一级前, 后气流相对速度;

U_1, U_2 —一级前, 后周向速度;

由方程(2-16)和(2-17)可得:

$$\frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} = \int \frac{dp}{\rho} + hr \quad (2-18)$$

为了简化讨论, 考虑无能量损失 $hr = 0$ 的理想情况。同时考虑叶栅前后密度变化不大, 将密度取平均值 $\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$, 则将式(2-17)变化为:

$$\Delta P_{12} = \frac{\rho_m (W_1^2 - W_2^2)}{2} + \frac{\rho_m (U_2^2 - U_1^2)}{2} \quad (2-19)$$

由于级内液滴蒸发冷却, 使得级出口容积流量减小, 压缩功降低, 从而使 W_2 下降, U_2 变化不大, 因此, ΔP_{12} 增加。

2.4 离散相模型概述与其应用范围

除了求解连续相的输运方程，FLUENT 也可以在拉氏坐标下模拟流场中离散的第三相。由球形颗粒（代表液滴或气泡）构成的第三相分布在连续相中。FLUENT 可以计算这些颗粒的轨道以及由颗粒引起的热量/质量传递。相间耦合以及耦合结果对离散相轨道、连续相流动的影响均可考虑进去。

FLUENT 提供的离散相模型选择如下：对稳态与非稳态流动，可以应用拉氏公式考虑离散相的惯性、曳力、重力；预报连续相中，由于湍流涡旋的作用而对颗粒造成的影响；离散相的加热/冷却；液滴的蒸发与沸腾；连续相与离散相间的耦合；液滴的迸裂与合并。

应用这些模型，FLUENT 可以模拟各种涉及离散相的问题，诸如：颗粒分离、喷雾干燥、气溶胶扩散过程、液体中气泡的搅浑、液体燃料的燃烧。

2.4.1 湍流中的颗粒

随机轨道模型或颗粒群模型可考虑颗粒湍流扩散的影响。在随机轨道模型中，通过应用随机方法来考虑瞬时湍流速度对颗粒轨道的影响。而颗粒群模型则是跟踪由统计平均决定的一个“平均”轨道。颗粒群中的颗粒浓度分布假设服从高斯概率分布函数（PDF）。两种模型中，颗粒对连续相湍流的生成与耗散均没有直接影响。

2.4.2 应用范围

1. 颗粒体积分数的适用范围

FLUENT 中的离散相模型假定第二相（分散相）非常稀薄，因而颗粒-颗粒之间的相互作用、颗粒体积分对连续相的影响均未加以考虑。这种假定意味着分散相的体积分数必然很低，一般说来要小于10-12%。但颗粒质量承载率可以大于10-12%，即用户可以模拟分散相质量流率等/大于连续相的流动。

2. 模拟连续相中悬浮颗粒的限制

稳态拉氏离散相模型适用于具有确切定义的入口与出口边界条件问题，不适用于模拟在连续相中无限期悬浮的颗粒流问题，这类问题经常出现在处理封闭体系中的悬浮颗粒过程中，包括：搅拌釜、混合器、流化床。但是，非稳态颗粒离散相模型可以处理此类问题。

3. 在FLUENT 的其它模型中应用离散相模型的限制

一旦使用了离散相模型，下面的模型将不能使用：选择了离散相模型后，不能再使用周期性边界条件（无论是质量流率还是压差边界条件）；可调整时间步长方法不能与离散相模型同时使用；预混燃烧模型中只能使用非反应颗粒模型；同时选择了多参考坐标系与离散相颗粒模型时，在缺省情况下，颗粒轨道的显示失却了其原有意义；同样，相间耦合计算是没有意义的。

2.4.3 离散相模型的求解过程概述

在FLUENT 模型中，你可以通过定义颗粒的初始位置、速度、尺寸以及每个（种）颗粒的温度来使用此模型。依据对颗粒物理属性的定义而确定的颗粒初始条件可以用来初始化颗粒的轨道和传热 / 质计算。当颗粒穿过流体运动时，颗粒的轨道以及传热量、传质量可通过当地流体作用于颗粒上的各种平衡作用力、对流 / 辐射引起的热量 / 质量传递来进行计算。可通过图形化界面或文本界面输出计算出的颗粒轨道以及相应的传热 / 质量。

既可以通过在一个固定的流场中（非耦合方法）来预测离散相的分布，也可以在考虑离散相对连续相有影响的流场（相间耦合方法）中考察颗粒的分布。相间耦合计算中，离散相的存在影响了连续相的流场，而连续相的流场反过来又影响了离散相的分布。可以交替计算连续相和离散相直到两相的计算结果都达到收敛标准。

1. 稳态问题的求解步骤：

稳态离散相问题的设定、求解的一般过程如下：

- (1) 求解连续相流场
- (2) 创建离散相喷射源(射流源)

- (3) 求解耦合流动（如果希望计算的话）
- (4) 用PLOT 或REPORT 图形界面来跟踪离散相

2. 非稳态问题的求解步骤

非稳态离散相问题的设定、求解的一般过程如下：

- (1) 创建离散相喷射入口
- (2) 初始化流场

(3) 设定求解的时间步长和时间步数。在每个时间步，颗粒的位置将得到更新。如果求解问题是非耦合流动，那么，颗粒的位置在每个时间步计算完成之后得到更新的；如果是耦合流动，那么，颗粒的位置在每个时间步内的相间耦合迭代计算过程中都会得到更新。

2.5 离散项中液滴的传热、传质计算

FLUENT的离散相模型可以计算有反应的液滴及其对流体相的影响。FLUENT提供了传热/传质的关联定律：定律1：液滴的加热；定律2：液滴蒸发；定律3：液滴沸腾。

2.5.1 定律1 液滴的加热

当液滴温度低于定义的蒸发温度 T_{vap} ，就可以使用适用液滴的加热（定律1）。这种情况下，有：

定律1：

$$T_p < T_{vap} \quad (2-20)$$

其中， T_p 为液滴温度。液滴温度只要低于其蒸发温度，定律1总是适用的。

当使用定律1时，FLUENT 使用一个简单的热平衡方程来关联液滴温度 $T_p(t)$ 与液滴表面的对流与辐射传热：

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \varepsilon_p A_p \sigma (\theta_R^4 - T_p^4) \quad (2-21)$$

其中：

m_p = 液滴质量 (kg) c_p = 液滴比热 (J/kg-K) A_p = 液滴表面积 (m²)

T_∞ = 连续相的当地温度 (K) h = 对流给 (传) 热系数 (W/m²-K)

ε_p = 液滴黑度 (辐射率) (无量纲) θ_R = 辐射温度, $\left(\frac{G}{4\sigma}\right)^{1/4}$

σ = 斯蒂芬孙-玻耳兹曼常数 ($5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^3$)

方程2-21 假定液滴内部的热阻为零, 即, 液滴自身的温度处处一致。
 G 为入射辐射, 单位是 W/m²:

$$G = \int_{\Omega=4\pi} I d\Omega \quad (2-22)$$

其中 I 为辐射强度, Ω 为空间立体角。

对方程2-21 进行关于时间的积分, 其中, 假设液滴温度在连续的积分时间内近似线性变化, 有:

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = A_p \left\{ - [h + \varepsilon_p \sigma T_p^3] T_p + [h T_\infty + \varepsilon_p \sigma \theta_R^4] \right\} \quad (2-23)$$

在计算液滴轨道的过程中, FLUENT 对方程3-22进行积分, 得到下一时刻的液滴温度, 有:

$$T_p(t + \Delta t) = \alpha_p + [T_p(t) - \alpha_p] e^{-\beta_p \Delta t} \quad (2-24)$$

其中, Δt 为积分时间步长, 并且有:

$$\alpha_p = \frac{h T_\infty + \varepsilon_p \sigma \theta_R^4}{h + \varepsilon_p \sigma T_p^3(t)} \quad (2-25)$$

以及:

$$\beta_p = \frac{A_p (h + \varepsilon_p \sigma T_p^3(t))}{m_p c_p} \quad (2-26)$$

对于方程2-24, 如果考虑传质问题, 那么, FLUENT 可以用一个刚性方程组求解器来计算液滴传热与传质耦合问题。对流给热系数 h 采用的是 Ranz and Marshall 的建议值:

$$Nu = \frac{h d_p}{k_\infty} = 2.0 + 0.6 \text{Re}_d^{1/2} \text{Pr}^{1/3} \quad (2-27)$$

其中: d_p = 液滴直径 (m) k_∞ = 连续相的导热系数 (W/m-k)

Re_d = 以液滴直径为定性尺寸、液滴与流体的速度差的雷诺数

Pr = 连续相的普朗特数 ($c_p \mu / k_\infty$)

当液滴穿过流体单元 (计算网格) 时, 液滴吸收 (释放) 的热量作为

源相作用到连续相的能量方程中。而应用定律1，液滴与流体之间没有质量交换，与此同时，液滴也不参与任何反应过程。

2.5.2 定律2 液滴的蒸发

定律2 可用来计算离散相中液滴的蒸发。当液滴温度达到蒸发温度 T_{vap} 时，定律2 开始生效，并一直保持到颗粒温度到达液滴的沸腾温度 T_{bp} 或者到液滴的挥发份全部析出才会停止使用：

$$T_p < T_{bp} \quad (2-28)$$

$$m_p > (1 - f_{v,0}) m_{p,0} \quad (2-29)$$

蒸发定律适用的起始温度由设定的温度 T_{vap} 所决定。作为一个设定值， T_{vap} 并没有其它的物理涵义。需要注意的是，一旦液滴的蒸发开始（液滴温度达到了门槛值）之后，即使颗粒的温度又低于 T_{vap} ，在计算中仍然使用这个定律。只有液滴的温度低于露点温度时，蒸发才会停止。在这种情况下（ $T_p < T_{vap}$ ），虽然仍在使用定律2，但并不计算蒸发过程。当颗粒温度达到沸点温度时，液滴的蒸发率转由实际的沸腾速率（定律3）确定。

1. 使用定律2 时的传质

在定律2 所适用的情况下，液滴的蒸发量由梯度扩散确定，即，从液滴向气相中的扩散率与液滴与气流主流之间的蒸汽浓度梯度相关联：

$$N_i = k_i (C_{i,s} - C_{i,\infty}) \quad (2-30)$$

其中： N_i = 蒸汽的摩尔流率 ($\text{kg}\cdot\text{mol}/\text{m}^2\cdot\text{s}$) k_i = 传质系数 (m/s)

$C_{i,s}$ = 液滴表面的蒸汽浓度 (kgmol/m^3) $C_{i,\infty}$ = 气相主流的蒸汽浓度 (kgmol/m^3)

需要注意的是，在FLUENT 的蒸发定律中假定 N_i 为正值（蒸发状态）。如果 N_i 出现负值（即液滴温度低于露点温度，出现凝结现象），FLUENT 将把颗粒视为惯性颗粒（ $N_i = 0.0$ ）。

液滴表面的蒸汽分压假定等于液滴温度 T_p 所对应的饱和压力 P_{sat} ，而此时的蒸汽浓度为对应此分压的浓度：

$$C_{i,s} = \frac{P_{sat}(T_p)}{RT_p} \quad (2-31)$$

其中 R 为普适气体常数。

对于第*i*个组分，主流蒸汽浓度由组份输运方程求解得到；对于非预混以及部分预混燃烧，蒸汽浓度通过查找PDF 表格得到：

$$C_{i,\infty} = X_i \frac{P_{0p}}{RT_\infty} \quad (2-32)$$

其中： X_i 为*i*组分的当地体积摩尔分数， P_{0p} 为工作压力， T_∞ 为当地气相（体积平均）温度。

方程2-30中的传质系数由努塞尔关联式得到：

$$Nu_{AB} = \frac{k_c d_p}{D_{i,m}} = 2.0 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (2-33)$$

其中： $D_{i,m}$ =蒸汽扩散系数（m²/s） $Sc = (\text{传质}) \text{施密特数}, \frac{\mu}{\rho D_{i,m}}$

d_p =颗粒（液滴）直径（m）

由方程2-29 得到的蒸汽流成为已经设定的某个*i* 组分输运方程的源项（由用户设定，或者是从非预混燃烧模型中的PDF 表格得到）。

液滴的质量消耗为：

$$m_p(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_p M_{\omega,i} \Delta t \quad (2-34)$$

其中： $M_{\omega,i}$ =组分的摩尔质量（kg/kgmol） m_p =液滴质量（kg）

A_p =液滴表面积（m²）

2. 定义蒸汽压和扩散系数

在设定工况时，用户可以把蒸汽压定义为温度的多项式或分段线性函数（ $P_{sat}(t)$ ）。需要注意的是，由于 P_{sat} 是蒸发过程的推动力（方程2-30，2-31），所以，蒸汽压的定义非常重要。对于具体问题中可能出现的各种温度范围，需要提供相应的准确的蒸汽压数值。蒸汽压的数据可以从物理或工程手册上查到。

可以在设定离散相物性的时候设定扩散系数 $D_{i,m}$ 的数值，需要注意的是，对连续相扩散系数的设定在计算过程中并未使用。

3. 液滴的传热

最后，液滴的温度通过自身的热平衡得出，热平衡的计算式把液滴的焓变与两相间的对流传热、气化潜热联系起来：

$$m_p c_p \frac{dT}{dt} = hA [T_\infty - T_p + \frac{dm_p}{dt} h_{fg} + \varepsilon_p A_p \sigma (\theta_R^4 - T_p^4)] \quad (2-35)$$

其中： c_p =液滴（定压）比热（J/kg-K） T_p =液滴温度（K）
 h =对流给（传）热系数（W/m²-K） T_∞ =连续相温度（K）

$\frac{dm_p}{dt}$ =蒸发速率（kg/s） h_{fg} =汽化潜热（J/kg）

ε_p =颗粒黑度（无量纲） σ =斯蒂芬孙—玻耳兹曼常数（5.67*10⁻⁸W/m²-K⁴）

θ_R =辐射温度， $\left(\frac{I}{4\sigma}\right)^{1/4}$ ，其中 I 为辐射强度

2.5.3 定律3 液滴的沸腾

当液滴温度达到沸点温度 T_{bp} ，并且液滴质量大于非挥发份质量时，定律3，可用来计算离散相液滴的对流沸腾：

$$T_p \geq T_{bp} \quad (2-36)$$

并且：

$$m_p > (1 - f_{v,0})m_{p,0} \quad (2-37)$$

当液滴温度达到沸点温度时，沸腾蒸发速率方程为：

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{4k_\infty}{\rho_p c_p d_p} (1 + 0.23\sqrt{Re_d}) \ln \left[1 + \frac{c_{p,\infty}(T_\infty - T_p)}{h_{fg}} \right] \quad (2-38)$$

其中： $c_{p,\infty}$ =气相（定压）比热（J/kg-K） ρ_p =液滴密度（kg/m³）

k_∞ =气相导热率（W/m-K）

方程2-38 在推导过程中假定液滴处于等压、稳态流动状态。需要注意的是，在沸腾定律适用的范围内，若有沸腾现象发生的话，则 $T_p \geq T_{bp}$ ，并且模型假定液滴温度在沸腾过程中保持不变（ $T_p = T_{bp}$ ）。

如果考虑辐射的话，FLUENT 使用的是方程2-38 的一个修正公式，这个公式由方程2-35推导而来，并且假定颗粒温度是常数。这就有：

$$\frac{dm_p}{dt} h_{fg} = hA_p(T_\infty - T_p) + A_p \varepsilon_p \sigma (\theta_R^4 - T_p^4) \quad (2-39)$$

$$\text{或者是: } \frac{d(d_p)}{dt} = \frac{2}{\rho_p h_{fg}} \left[\frac{k_\infty Nu}{d_p} (T_\infty - T_p) + \varepsilon_p \sigma (\theta_R^4 - T_p^4) \right] \quad (2-40)$$

由努塞尔关联式2-26，用经验常数替换上式的普朗特数，方程2-40 变

为：

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{2}{\rho_p h_{fg}} \left[\frac{k_\infty [1 + 0.23 \sqrt{Re_d}]}{d_p} (T_\infty - T_p) + \varepsilon_p \sigma (\theta_R^4 - T_p^4) \right] \quad (2-41)$$

若不考虑辐射传热时，方程2-38 中的对数项接近于1，上述方程与方程2-38结果相差不多。若考虑辐射，FLUENT 使用方程2-41，不考虑辐射，则用方程2-38。

当使用沸腾定律时，假定颗粒始终处于等温状态。一旦这个定律被激活之后，它将一直应用到颗粒随后的轨道计算中。对于气相（连续相）来说液滴蒸发所需要的热量作为一个（负）源项作用到其能量方程中去。液滴蒸发之后就变成连续相的某个*i* 组分进入气流主流中。

2.6 离散项中的喷雾模型

对于喷雾过程，FLUENT 提供更为复杂的喷雾模型。对多数喷射入口，用户需要设定颗粒的初始直径、位置以及速度。但是，对喷雾来说，可以使用模型来模拟液滴的迸裂、合并（团聚）以及不同颗粒形状引起的颗粒曳力系数的变化。

所有的模型都是用喷嘴的物理及尺寸参数（例如喷口直径、质量流率）来计算初始颗粒尺寸、速度、位置。对于实际的喷嘴模拟来说，无论是颗粒的喷射角度还是其喷出时间都是随机分布的。但对FLUENT 的非雾化喷射入口来说，液滴都是在初始时刻以一个固定的轨道喷射出去（到流场中去）。喷雾模型中使用随机选择模型得到液滴的随机分布。

随机选择轨道表明初始液滴的喷射方向是随机的。所有的喷嘴模型中都要设第初始喷射角（范围），颗粒通过随机的方法在这个范围内得到一个初始喷射方向。这种方法提高了由喷射占主导地位流动的计算精度。在喷嘴附近，液滴在计算网格内的分布趋向于更加均匀，这样，通过气相作用于液滴上的曳力就加强了气相—液滴之间的耦合作用。

FLUENT 提供五种雾化模型：平口喷嘴雾化；压力—旋流雾化；靶式雾化；气体辅助雾化；气泡雾化。下面就介绍各个喷嘴模型。

1. 平口喷嘴雾化模型

平口喷嘴是最常见也是最简单的一种雾化器。但对于其内部与外部的流动机制却很复杂。液体在喷嘴内部得到加速，然后喷出，形成液滴。这个看似简单的过程实际却极其复杂。平口喷嘴可分为三个不同的工作区：单相区、空穴区、以及回流区。不同工作区的转变是个突然的过程，并且产生截然不同的喷雾状态。喷嘴内部区域决定了流体在喷嘴处的速度、初始颗粒尺寸、以及液滴分散角。每种喷雾机制如下图示(图2.2、2.3、2.4)：

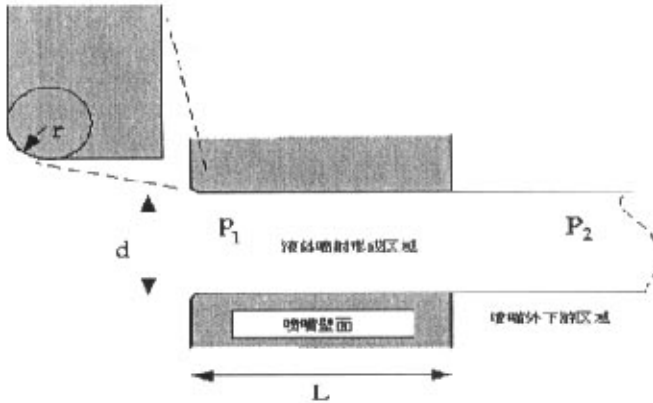


图2.2 单相流雾化喷嘴流动（液体完全充满喷头内部）

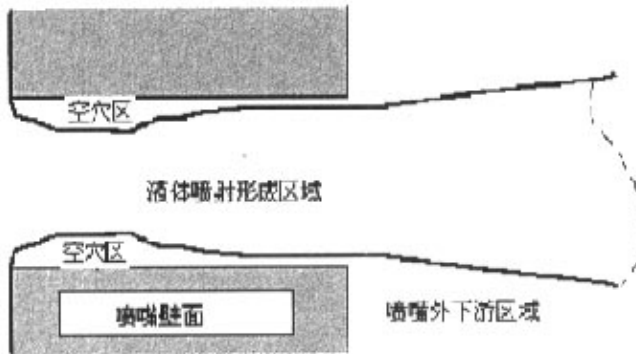


图2.3 空穴喷嘴流动（喷头倒角处产生了空穴）

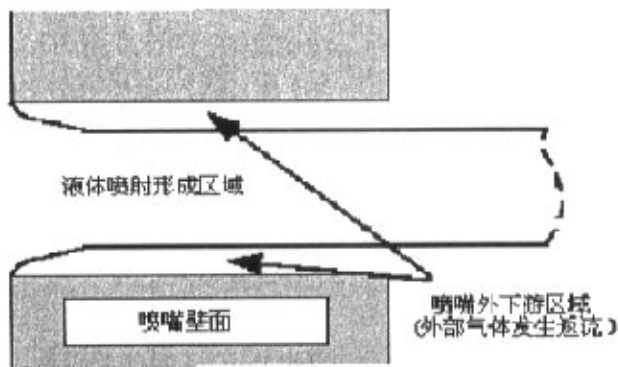


图2.4 返流型喷嘴流动（在喷头内，下游气体包裹了液体喷射区）

(1) 喷嘴内部流型

因为内部流动状态与外部的喷雾状况紧密相关，所以首先要确定平口喷嘴模型的内部流型。遗憾的是并没有什么理论可以计算流型。所以，作者们不得不依赖由实验数据得到的经验模型。

对于喷嘴内部流动，建议的流型影响参数表如下：

表2.1 流型影响参数表

喷头直径	d
喷嘴长度	L
喷头内部倒角直径	r
上游压力	P_1
下游压力（雾化背压）	P_2
液体黏度	μ
液体密度	ρ_l
液体饱和蒸汽压	P_v

就象这些参数可以组合形成无量纲量，例如 r/d , L/d 。同样，基于“压头”的雷诺数 (Re_h) 及空穴参数 (K) 为：

$$Re_h = \frac{d\rho_l}{\mu} \sqrt{2(P_1 - P_2) / \rho_l} \quad (2-42)$$

$$K = \frac{P_1 - P_v}{P_1 - P_2} \quad (2-43)$$

就象图2.3、2.4 一样，流体一般会在喷嘴内收缩。Nurick 发现定义收缩系数 (C_c) 有好处，它表示的是收缩后的流体面积与实际截面积之比：

$$C_c = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{C_{c1}} - \frac{11.4r}{d}}} \quad (2-44)$$

C_{c1} 为等于 0.611 的理论常数，它是从返流喷嘴的势流分析中得到的。

另一个描述喷嘴性能的参数是流量系数 (C_d)。它是通过喷嘴的液体质量流率与理论最大流率之比：

$$C_d = \frac{\dot{m}}{A\sqrt{2\rho_1(P_1 - P_2)}} \quad (2-45)$$

空穴数 (方程 2-42 中的 K) 是预测空穴发生与否的基本参数。对于短而尖锐边缘的喷嘴，喷嘴的空穴现象会在 $K \approx 1.9$ 时发生。但是，为了考虑入口倒角及粘度的影响，经验关联式为：

$$K_{insep} = 1.9 \left[1 - \frac{r}{d} \right]^2 - \frac{1000}{Re_h} \quad (2-46)$$

同样，返流发生时的临界 K 值定义为 K_{crit} ：

$$K_{crit} = 1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{L}{4d} \right) \left(1 + \frac{2000}{Re_h} \right) e^{70r/d}} \quad (2-47)$$

如果 r/d 大于 0.5，那么返流就不可能发生，此时设定 K_{crit} 为 1.0。

对于单相流喷嘴：

$$C_{du} = 0.827 - 0.0085 \frac{L}{d} \quad (2-48)$$

$$C_d = \frac{1}{\frac{1}{C_{du}} + 20 \frac{(1 + 2.25L/d)}{Re_h}} \quad (2-49)$$

方程 2-48 确定了流量系数 C_{du} 的最终值，而方程 2-49 为考虑了粘度影响的最终值。

对于空穴喷嘴：

$$C_d = C_c \sqrt{K} \quad (2-50)$$

对于返流喷嘴：

$$C_d = C_a \quad (2-51)$$

喷嘴的流动方程按照迭代求解, 迭代过程中使用的流量系数由喷嘴的流型确定。当流动的上(下)游压力变化时, 其流型也要发生相应的变化。一旦喷嘴的流型确定之后, 喷嘴速度以及喷射角、初始液滴尺寸分布也就确定下来。

(2) 喷出速度

由质量守恒以及假定速度均匀分布可以得到喷出速度的近似值:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho_l A} \quad (2-52)$$

对于空穴流动, Schmidt 和Corradini 发现喷口速度均匀分布的假设是不精确的。相反的, 对高速液体喷射形成区域, 他们推导出的速度表达式为:

$$u = \frac{2C_c p_1 - p_2 + (1 - 2C_c) P_v}{C_c \sqrt{2\rho_l (P_1 - P_2)}} \quad (2-53)$$

对于空穴喷嘴, FLUENT 使用此分析解。

对于返流喷嘴, 喷口速度由质量守恒以及液体喷射形成区域的面积确定:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho_l C_a A} \quad (2-54)$$

(3) 喷射角度

喷射角的修正由Ranz得到:

$$\frac{\theta}{2} = \tan^{-1} \left[\frac{4\pi}{C_a} \sqrt{\frac{\rho_g \sqrt{3}}{\rho_l 6}} \right] \quad (2-55)$$

$$\frac{\theta}{2} = 0.01 \quad (2-56)$$

方程2-55 适用于单相和空穴喷嘴的喷射角计算。对于反流喷嘴, 喷射角等于常数(方程2-56)。

喷嘴尺寸对应了一个定值 C_a 。所以用户必须设定此值。 C_a 值越大,

喷射区域就越小。Reitz 建议对它进行如下修正：

$$C_A = 3 + \frac{L}{3.6d} \quad (2-57)$$

喷射角度的大小强烈依赖于喷嘴的内部流动。因此，对于空穴喷嘴，用户设定的 C_A 值应该比单相流的小才可以。 C_A 的常见取值范围为 3.0~6.0。返流喷嘴的喷射角度更小，任意的值代表喷嘴出口的紊流状态很弱。

(4) 液滴直径分布

最后，用户必须要确定喷口处的液滴直径分布。其分布与喷嘴流型紧密相关。FLUENT 的喷雾模型用液滴的最可几分布直径及分布指数来确定液滴的 Rosin-Rammler 分布。

对单相流喷嘴，使用的是 Wu 等人的修正式。此修正式把液滴直径与喷口的湍流状态

关联起来：

$$d_{32} = 133.0 \lambda We^{-0.74} \quad (2-58)$$

其中 d_{32} 为索太尔中位径， λ 为湍流长度标尺， We 为液滴韦伯数，其定义为：

$$We = \frac{\rho_l u^2 \lambda}{\sigma} \quad (2-59)$$

其中 $\lambda = d/8$ ， σ 为液滴表面张力系数。

对于空穴喷嘴，FLUENT 使用方程 2-58 的一个修正式。Wu 的修正式中初始喷射区域直径由喷口流动的有效面积确定。

空穴流动的长度标尺为 $\lambda = d_{eff}/8$ ，其中：

$$d_{eff} = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho_l u}} \quad (2-60)$$

对于返流喷嘴，此时液滴直径设定为液体流动形成区的液滴直径：

$$d_0 = d\sqrt{C_{cl}} \quad (2-61)$$

其中定义为最可几分布直径。

至此，液滴的初始化工作就完成了。

2. 压力—旋流雾化喷嘴模型

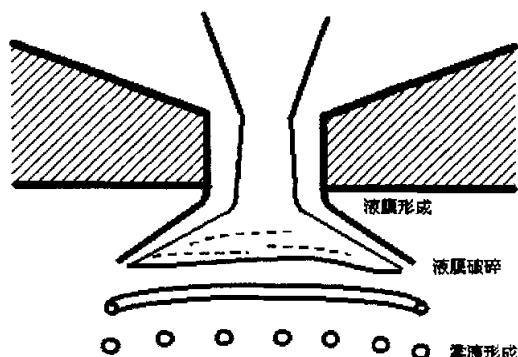


图2.5 喷嘴内部流动转变为喷雾状态的理想步骤

另一种重要的喷嘴类型就是压力—旋流雾化喷嘴。气体透平工业的人把它称作单相喷嘴 (simplex atomizer)。这种喷嘴，流体通过一个称作旋流片的喷头被加速后，进入中心旋流室。在旋流室内，旋转的液体被挤压到固壁，在流体中心形成空气柱，然后，液体以不稳定的薄膜状态从喷口喷出，破碎成丝状物及液滴。在气体透平、燃油炉、直接喷射点火式汽车内燃机的液体燃料燃烧中，压力—旋流雾化喷嘴使用很广泛。液体从内部流到完全雾化的过程可分为三个步骤：液膜形成、液膜破碎及雾滴形成。这个过程如上图：

空气与液膜间的相互作用机制目前还不甚清楚。一般认为，动力学的不稳定状态导致了液膜的破碎。下述的数学分析假定Kelvin-Helmholtz波在液膜上形成，并且最终导致了液膜破碎，形成线状碎片；然后，假定线状碎片由于表面张力不稳定机制而破碎形成液滴。一旦液滴形成之后，喷雾状态就由曳力、颗粒碰撞、合并以及二次破碎决定。

下面叙述的模型被称为线性不稳定液膜雾化模型 (Linearized Instability Sheet Atomization —LISA)，此模型由Schmidt 等人发展而来。LISA 模型可分为两步：

(1) 液膜形成

喷嘴内液体的离心运动造成了液体薄膜包裹了空气柱的形状。薄膜厚度 t 与质量流率的关系为：

$$\dot{m} = \pi \rho u (d_y - t) \quad (2-62)$$

其中 d_y 为喷口直径, \dot{m} 为质量流量 (由实验测得) 方程2-62中的其他未知数是喷口速度的轴向分速度 u 。它依赖于喷嘴内的具体形式, 并且很难从理论计算得到。因而, 使用的是Han et al等人的近似方法。假定总速度与喷口压力的关系为:

$$U = k_v \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_l}} \quad (2-63)$$

Lefebvre指出, k_v 是喷口形式及喷口压力的函数。若把旋流片看作喷嘴, 方程4-44就可以看作是旋流片的流量系数表达式 (假定压降主要集中在旋流片上)。对具有尖锐内缘、 $L/d = 4$ 的单相喷嘴, 流量系数 (C_d) 的一般取值为 ≤ 0.78 ; 对空穴喷嘴, C_d 值低至0.61。所以, 可以把0.78看作 k_v 的上界值。考虑到喷嘴内部的其余动量损失, 把 k_v 降低10%就得到 k_v 的近似值为0.7。

考虑到能量守恒, k_v 必须要小于1, 并且要大到足以保证有足够的质量流率。为确保中心空气柱尺寸非负, k_v 的表达式为:

$$k_v = \max \left[0.7, \frac{4\dot{m}}{\pi d_0^2 \rho_l \cos \theta} \sqrt{\frac{\rho_l}{2\Delta P}} \right] \quad (2-64)$$

假定 ΔP 已知, 方程4-44可用来计算 U , U 一旦确定之后, u 的计算式为:

$$u = U \cos \theta \quad (2-65)$$

其中, θ 为假定已知的喷射角度, 切向速度分量假定等于下游的径向速度分量, 轴向速度分量假定不变。

(2) 液膜破碎与雾滴形成

压力—旋流雾化要受到周围气体、液体粘度以及液膜破碎时的表面张力的影响。Senecal et al给出了详细的理论推导过程, 这里只作大概介绍。在计算气—液相对速度时, 忽略了气相速度, 这样可以得到更精确、鲁棒性 (计算性能好) 更好的计算式。这样就避免了在计算液滴物理量的时候, 必须首先得到周围气相的速度。

此模型假定二维、有粘、厚度为 $2h$ 的不可压液膜以速度 U 穿过静止、无粘不可压气体介质。液体与气体的密度分别为 ρ_l, ρ_g ，液体粘度为 μ_l 。模型使用与液膜一起运动的运动坐标系，具有下面表达式的微扰动：

$$\eta = \eta_0 e^{ikx + \omega t} \quad (2-66)$$

被作用到初始时处于稳定状态、由于运动而产生速度与压力的波动的气体与液体上。方程2-66中， η_0 为初始波的幅值， $k = 2\pi/\lambda$ 为波数， $\omega = \omega_r + i\omega_i$ 为复增长率。对于最不稳定的扰动， ω_i 具有最大值，以 Ω 表示（假定是液膜破碎的主要原因）。这样，希望得到离散的表达式 $\omega = \omega(l)$ ，然后最不稳定的扰动就可以求得。

Squire and Hagerty and Shea 得到了两个解，（或者说是两种模型）满足在上下气-液具备特定边界条件的液体控制方程。第一个模型称为正弦模型，认为上下界面的表面波同相位；第二个模型称为 varicose 模型，认为上下界面的表面波相位差为 p 。许多学者的研究表明（e. g., Senecal et al.），在低速和低气液密度比的情况下，正弦模型控制着表面波的增长速率。在高速流动时，两个模型给出的结果基本相同。因此，只讨论液膜的正弦波的增长。

按照 Senecal et al. 的推导，正弦模型中角频率的表达式为：

$$\begin{aligned} \omega^2 [\tanh(kh) + Q] + [4\nu_l k^2 \tanh(kh) + 2iQkU] + 4\nu_l k^4 \tanh(kh) \\ - 4\nu_l^2 k^3 \ell \tanh(\ell h) - QU^2 k^2 + \frac{\sigma k^3}{\rho_l} = 0 \end{aligned} \quad (2-67)$$

其中 $Q = \rho_g / \rho_l$ ， $\ell^2 = k^2 + \omega / \nu_l$

从上式可知，如韦伯数大于某个临界值（ $We = 27/16$ —基于气液相对速度、气相密度以及液薄厚度一半），快速增长波的波长较短；低于这个临界值，波长较大（与液薄厚度相比较）。目前的燃油喷嘴速度都比较大，所以，其液膜韦伯数一半都大于此临界值。

3. 空气辅助雾化模型：

为了加速液膜的破碎，喷嘴经常会添加上辅助空气。液体通过喷座的作用形成液膜，空气则直接冲击液膜以加速液膜的破碎。这种雾化被称为空气辅助雾化或气泡（air-blast）迸裂雾化（依赖于空气量及其速度）。通过辅助空气的作用，可以得到更小的雾滴。这种提高雾化质量的作用机

制并不清楚。一般的看法是，辅助空气加剧了液膜的不稳定性。同时，空气有助于液滴的分散，防止液滴间的碰撞。空气雾化喷嘴同压力-旋流雾化喷嘴一样被广泛应用，尤其是在要求雾化粒径很小的场合。

FLUENT 中的空气雾化模型由压力-旋流雾化模型所衍生。有个不同点是，在空气辅助雾化模型里，用户需要直接设定液膜厚度。因为空气雾化喷嘴的液膜形成机制很多，所以必须要有此设定。这样，在空气辅助雾化喷嘴模型里就没有压力-旋流雾化模型里所具有的液膜形成方程(方程 2-62、2-65)。用户还必须设定液膜与空气间的最大速度差。尽管这个量可以计算出来，但设定一个值之后用户就可以不必计算喷嘴的内部流动了。这个特点对大区域(喷嘴相对很小)的流动模拟很方便。

另一个不同在于空气辅助雾化模型假定短波是液膜破碎的主要原因。作出这种假定的原因在于，人们发现空气辅助雾化喷嘴中液膜厚度较大。因此，液膜破碎成线状液膜的半径与液膜中快速增长波的波长成线性比例关系。

其他方面的设定与压力-雾化喷嘴模型的一样。用户必须设定质量流率和喷射角度。液膜离开喷口之后，它的初始轨道沿着设定的喷射角。如果初始液膜的轨道指向中心线，那么，喷射角度为负值。用户还需要设定喷口处液膜的内外半径。

空气辅助雾化模型不包含内部气体的流动。在 FLUENT 中，用户必须把喷嘴内的空气流动设定为边界条件。空气流动可看作一般的连续相的流动，不需要做特别的处理。

4. 转杯雾化模型

转杯雾化喷嘴与压力-旋流雾化喷嘴很类似，只是它形成了液膜层，而不是旋流。液体从宽而薄的喷口出来后形成平面液膜，继而破碎成液滴。一般认为，它的雾化机理与压力-旋流雾化喷嘴类似。一些学者认为转杯雾化喷嘴(由冲击射流雾化而来)的雾化机理与平面液膜的雾化类似。只有在三维的情况下才可以使用这个模型。

平板扇叶的液膜破碎计算与压力-旋流喷嘴液膜的计算类似。二者都是液膜破碎生成线状液膜，然后形成液滴。唯一的区别在于对于短波，平板扇叶喷嘴形成的线状液膜以半个波长为界限(即，达到半个临界波长，液膜就破碎成线状液膜了)。因此，短波所形成的线状液膜的半径是：

$$d_L = \sqrt{\frac{16h}{K_s}} \quad (2-68)$$

Rosin-Rammler 分布指数假定为3.5，分散角设定为6。在其他方面，平板扇叶喷嘴雾化模型与压力—旋流雾化喷嘴的液膜破碎机理相同。

5. 气泡雾化模型

气泡雾化喷嘴中，液体中混合了过热液体（相对下游工况）或者类似的介质。当挥发性液体从喷口喷出时，迅速发生相变。相变使流体迅速以很大的分散角破碎成小液滴。此模型也适用于热流体射流。

由于对气泡雾化的机理不甚清楚，模型必须依赖于实验拟合结果。Reitz 的摄影图片对此提供了一些基本的认识。图片显示，在气泡雾化时，中心是密相液体核，周围则是小液滴群。

液滴的初始速度由质量守恒计算得到。假定喷口截面积为 C_{cl} 乘以喷口面积，其中， C_{cl} 是设定的常数：

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho_l C_{cl} A} \quad (2-69)$$

最大液滴直径设定为喷口的有效直径：

$$d_{\max} = d \sqrt{C_{cl}} \quad (2-70)$$

然后对液滴的Rosin-Rammler 分布（分布指数取为3.0）采样就得到液滴的直径。最可几液滴粒径依赖于液滴的随机轨道与喷射方向之间的夹角：

$$d_0 = d_{\max} e^{-(\theta/\Theta_s)^2} \quad (2-71)$$

分散角的乘子， Θ_s 由量 x 和设定的分散常数 C_{eff} 计算得到：

$$\Theta_s = \frac{x}{C_{eff}} \quad (2-72)$$

这种设定形成的射流的中心为大粒径液滴，而周围为小粒径液滴。液滴的初始温度设定为液滴的饱和温度乘以初始温度分数 f 。因为液滴的温度接近于沸点温度，所以 f 稍小于1.0。计算中还必须设定蒸发的气体，此蒸汽是连续相的一部分而不是分散相模型所要处理的。在设定连续相的

边界条件时，用户必须在喷口处设定一个连续相的入口边界条件。

若选择气泡雾化模型，还需要设定喷口直径、质量流率、混合量、挥发分物质的饱和温度、温度分数、射流半角以及分散常数。

2.7 离散项中液滴碰撞模型

在模拟中要跟踪非稳态液滴，FLUENT 可用一个有效的计算方法来估计碰撞液滴数及其碰撞结果。碰撞计算的困难在于，对于 N 个颗粒，与每个颗粒可能发生碰撞的颗粒数是 $N-1$ 。这样，可能发生的颗粒碰撞次数就是 $\frac{1}{2}N^2$ （系数 $\frac{1}{2}$ 表示每次发生的碰撞的两个颗粒被重复计算，故碰撞总次数要除以二）。

要知道的是，对于每个时间步，都要计算 $\frac{1}{2}N^2$ 次可能发生的碰撞。

而每次射流形成的雾化颗粒是数百万，所以，这种计算方法不可行。于是，颗粒组的概念就产生了。颗粒组在统计意义上代表了一群颗粒。例如，如果 FLUENT 跟踪一群颗粒组，而每个颗粒组代表 1000 个颗粒，那么，碰撞的计算量就减少了 6 个数量级。碰撞计算量与 N 的平方成正比，于是，总计算量的减少就很可观了。即使这样，计算这么多的颗粒组仍然耗费很大。

O' Rourke 的方法有效减少了颗粒碰撞的计算量。它不是从几何角度考虑看是否颗粒组的轨道有重叠（同一时刻），而是用随机的方法来估计碰撞（频率）。而且还假定只有颗粒组同存于一个流体网格内，碰撞才可能发生。这两个假设只有当流体网格与喷雾尺寸相比较小时才有效。这种情况下，v 的方法在估计碰撞的发生频率上具有二阶精度。颗粒组的处理以及 O' Rourke 的计算方法使得实际射流问题中颗粒的碰撞计算成为可能。

一旦两个颗粒组发生碰撞，计算格式需要确定碰撞类型。只考虑颗粒合并与反弹。每次碰撞的概率结果碰撞由韦伯数及实验数据的拟合通过计算得到。发生碰撞的一对颗粒组的性质由碰撞计算结果再加以修正。

2.8 离散相与连续相间的耦合

当计算颗粒的轨道时，FLUENT 跟踪计算颗粒沿轨道的热量、质量、动量的得到与损失，这些物理量可作用于随后的连续相的计算中去。于是，在连续相影响离散相的同时，用户也可以考虑离散相对连续相的作用。交替求解离散相与连续相的控制方程，直到二者均收敛为止，这样，就实现了双向耦合计算。图2.6 示意了两相之间的热量、质量与动量间的交换。

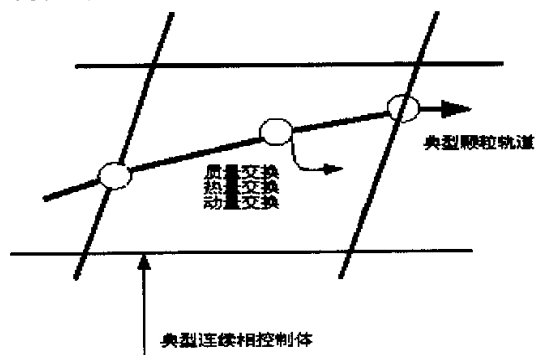


图2.6 离散相与连续相之间的热量、质量与动量的交换

在FLUENT 中，当颗粒穿过每个FLUENT 模型的控制体时，通过计算颗粒的动量变化来求解连续相传递给离散相的动量值。颗粒动量变化值为：

$$F = \sum \left[\frac{18\beta\mu C_D R_e}{\rho_p d_p^2 24} (u_p - u) + F_{other} \right] \dot{m}_p \Delta t \quad (2-73)$$

其中：

μ = 流体粘度 ρ_p = 颗粒密度 d_p = 颗粒直径

R_e = 相对雷诺数 u_p = 颗粒速度 u = 流体速度

C_D = 曳力系数 \dot{m}_p = 颗粒质量流率 Δt = 时间步长

F_{other} = 其它相间作用力

这个动量交换作为动量“汇”作用到随后的流体相动量平衡计算中，并且FLUENT 可以输出这个动量汇的数值。

热量交换

在FLUENT 中，当颗粒穿过每个FLUENT 模型的控制体时，通过计算颗

粒的热量变化来求解连续相传递给离散相的热量值。当不存在化学反应时（即，颗粒定律5 不适用时），热量交换的计算式为：

$$Q = \left[\frac{\overline{m_p}}{m_{p,0}} c_p \Delta T_p + \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \left(-h_{fg} + h_{pyrol} + \int_{T_{REF}}^{T_p} c_{p,i} dT \right) \right] \dot{m}_{p,0} \quad (2-74)$$

其中：

\dot{m}_p = 控制体内的颗粒平均质量 (kg) m_p = 颗粒初始质量 (kg)
 c_p = 颗粒比热容 (J/kg-K) ΔT_p = 控制体内颗粒的温度变化 (K)
 Δm_p = 控制体内颗粒的质量变化 (kg) h_{fg} = 挥发分析出潜热 (J/kg)
 h_{pyrol} = 挥发分析出时热解所需热量 (J/kg)
 $c_{p,i}$ = 析出挥发分的比热 (J/kg-K) T_{ref} = 焓所对应的参考温度 (K)
 T_p = 离开控制体颗粒的温度 (K) $\dot{m}_{p,0}$ = 跟踪颗粒的初始质量流率 (kg/s)

这个热量交换作为热量“汇”作用到随后的流体相热量平衡计算中，并且FLUENT 可以输出这个热量汇的数值。在使用定律5 的情形下，类似的方程决定着热量交换，在这种情况下，表面燃烧生成的热量需要计算考虑。

在FLUENT 中，当颗粒穿过每个FLUENT 模型的控制体时，通过计算颗粒的质量变化来求解连续相传递给离散相的质量值。颗粒质量变化值可简写为：

$$M = \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0} \quad (2-75)$$

这个质量交换作为质量“源”作用到随后的流体相质量平衡计算中，同时又作为某一化学组分的组分“源”作用于组份方程，并且FLUENT 可以输出这个质量源的数值。

2.9 本章小结

在本章中，主要讨论了湿压缩的概念、理想湿压缩的定义、湿压缩的

效率和湿压缩对压气机各参数的影响。详细介绍了离散相模型概述及其使用范围；液滴的传热、传质计算；喷雾模型；液滴碰撞模型；喷雾雾滴破碎模型；离散相与连续相间的耦合以及圆锥型喷嘴的设定,从而为压气机级间喷水流场的数值模拟提供了理论基础和依据。

第3章 数值模拟结果及分析

3.1 简介

实验室建立两级离心压气机湿压缩实验台的工作已经开始了一段时间,对所用直流闪蒸喷嘴和旋流喷嘴都进行了大量的实验,级间段管道也已经设计加工完成,为了对实验结果进行一定的预测和对实验方案进行预先比较,有必要对其进行流动及传热传质的数值模拟。数值模拟涉及到了喷嘴模型的使用、液体颗粒在湍流气流中的流动、蒸发情况的计算分析。

本文讨论的有关两相流为气-液两相流,主要研究的是液体颗粒在湍流气流中的蒸发,国内外研究者已对此方面进行了大量的研究工作。对于两相流模型的建立、气相湍流的模拟以及对于颗粒相在湍流扩散的模拟都有大量的理论和经验参考。根据已存在的文献,对此类情况的计算一般有以下几种模型方法^[10]: 1. 欧拉-拉格朗日方法,该模型的一个基本假设是,作为离散的第二相的体积比率应很低。这种模型中流体相被认为是连续相。颗粒相视为气相流场中的离散相,粒子或液滴运行轨迹的计算是独立的,它们被安排在流相计算的指定的间隙完成,在计算单元中,流体相与颗粒相之间的能量、动量和质量的相互耦合通过颗粒所产生的源相予以考虑。2. 欧拉方法,在欧拉-欧拉方法中,不同的相被处理成互相贯穿的连续介质,即颗粒项也为连续相。对两相均求解相应的欧拉方程,而用特殊的源相来考虑两相之间的能量、动量和质量的相互耦合。

两种模型各有特点,得到了广泛的应用。欧拉-拉格朗日方法因为能直接给出较多的颗粒相信息而备受关注。欧拉方法在计算上的经济性及其在某些情况下能给出较好的预报结果而受到重视。然而在某些情况下,如颗粒相的颗粒尺寸沿轨道发生变化以至于单一分布颗粒尺寸假设不合适时,欧拉-拉格朗日方法应视为首选^[10]。根据以上分析,本文采用欧拉-拉格朗日方法进行两相流计算。

3.2 级间管道几何模型及其网格的生成

3.2.1 几何模型

该连接管总长约 1200 mm ，大外径为 $\phi 160\text{ mm}$ ，进口处直径 $\phi 69\text{ mm}$ ，出口处直径为 $\phi 68\text{ mm}$ 。中部有 180° 弯角，进口渐扩段设置了两个喷嘴基座，接近出口处有温度压力测量仪器。由于其中两段管道是有机玻璃管，可以观测到雾化情况、积水情况等。在几何建模的过程中采用的是目前比较流行的大型 CAD 软件包 Pro/ENGINEER。根据设计加工的管道尺寸，生成管道的三维几何模型，然后以内轮廓生成一个封闭的实体，从而得到内部流体的真实的三维几何形状。但忽略了管道的连接、壁面椭圆度等的影响。

从上述几何模型的建立过程来看，该流场的数值模拟是对管道流场真实几何形状的三维模拟，由于几何模型与实体几乎没有差别，保证了计算结果的准确性。

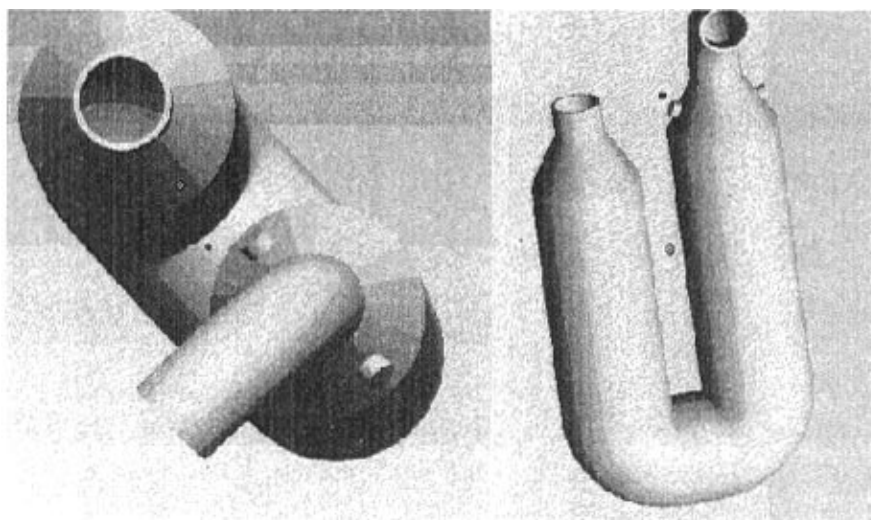


图 3.1 连接管整体视图

以内壁面为外轮廓的区域为流场区，喷嘴是在离散相模型中以坐标形

式设出，并不画出来，流场模型如图 3.2 所示。

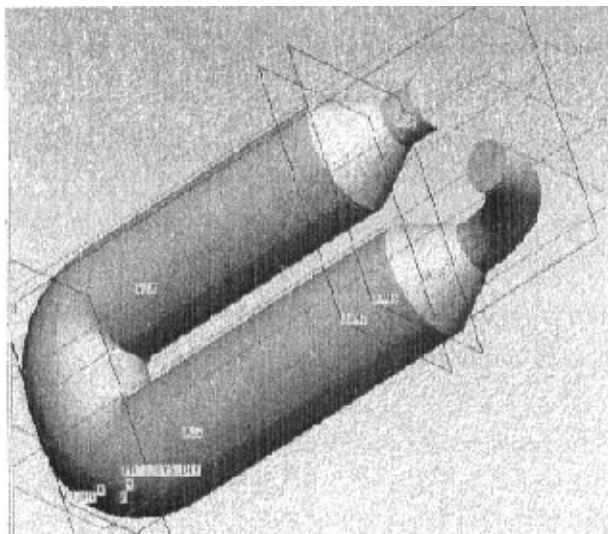


图 3.2 流动区域模型

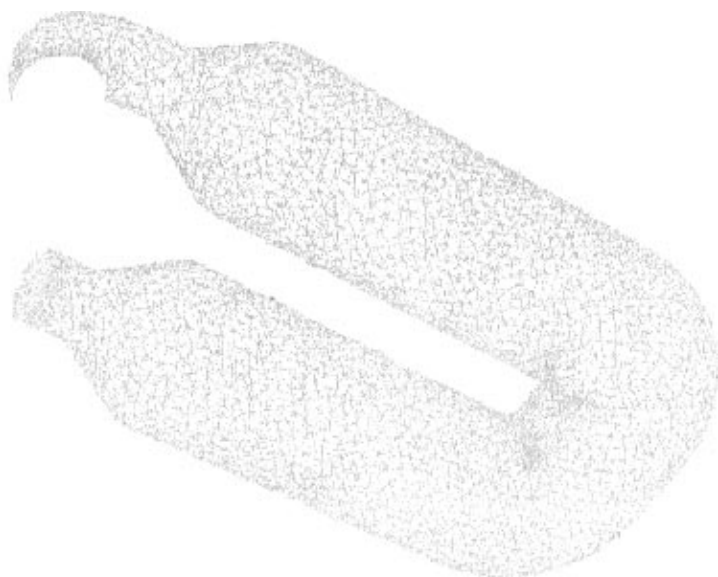


图 3.3 连接管网格生成图

3.2.2 网格的生成

在本文中由于弯头处内径大而弧度小出现直角，采用结构化网格易出现负体积，对其采用非结构化网格（四面体网格），在进出口和弯角处加密，并整体平滑最后整体网格数约 90 万，可以用于计算。

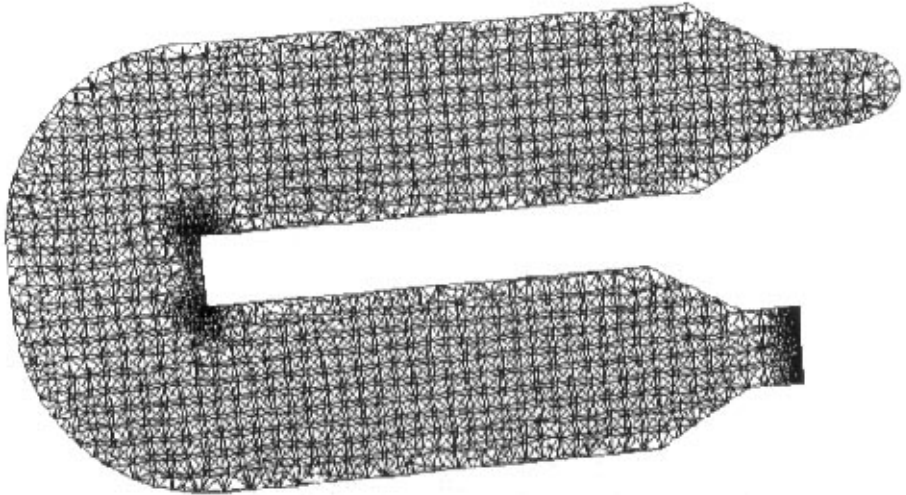


图 3.4 $y=0$ 的剖面网格图

3.3 计算结果及分析

考虑到比较有代表性，选取实验数据中六万转速下流量最大点进行计算。在设置边界条件时，以实验所测数据为基础；对气相采用湍流时均方程组，并用 $k-\varepsilon$ 模型封闭；对喷水采用离散相模型，设置物质运输，首先选用压力旋流喷嘴模型进行计算发现结果与实际相差甚远，转而采用锥形喷嘴模型。采用实测环境压力 $P=99711$ 帕；单喷嘴，静温 $T=290K$ ，给定质量流量 0.003 kg/s 和粒径。

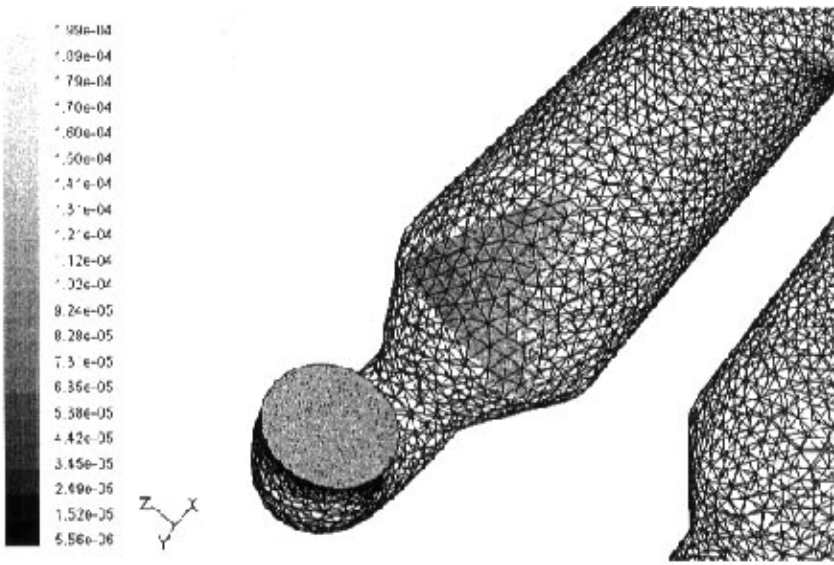


图 3.5 喷嘴位置显示图

另一喷嘴位置如图 3.1 所示在此位置的对称处，下边的计算结果按图 3.5 所示的位置计算的，称此喷嘴为外喷嘴。作者觉得在这个位置实验比较容易安装布置。

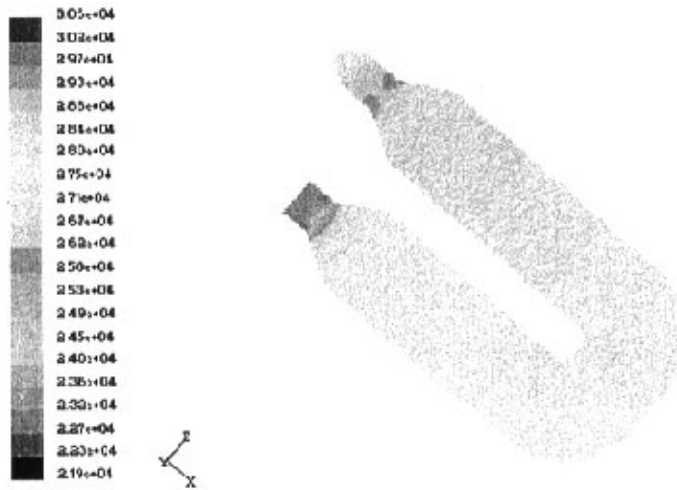


图 3.5 未喷水时 $y=0$ 剖面的压力分布

3.3.1 六万转速最大流量点计算结果与分析

边界条件：空气进口，静温 $T=331\text{K}$ ，给定质量流量 0.3544 kg/s ；出口，静压 $P=23300$ 帕，回流总温 $T=333\text{K}$ ；壁面，认为壁面是绝热的。喷水质量比例接近于 1%。

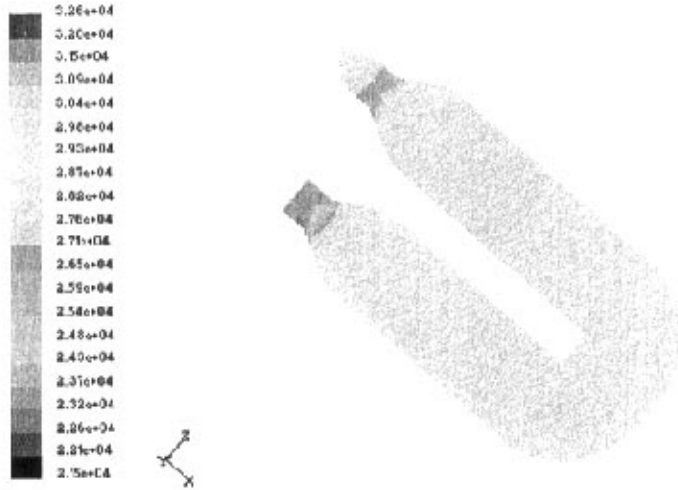


图 3.6 喷水后 $y=0$ 剖面的压力分布

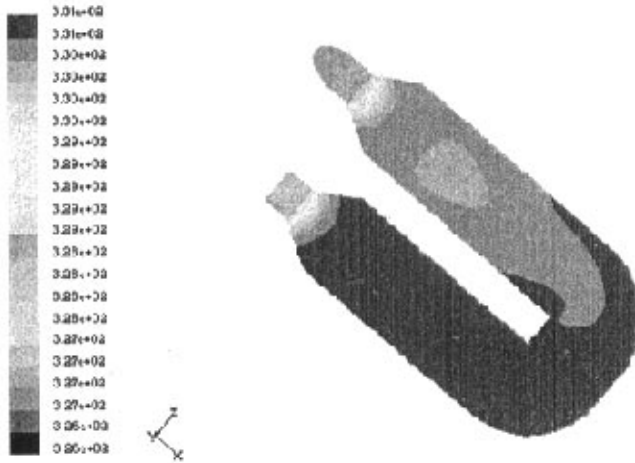


图 3.7 未喷水时 $y=0$ 剖面的温度分布

从以上两图可以看出，喷水后压力损失增加，但压力场更加均匀，是因为喷水带来流动损失增加，湍流度增加。在弯头处压力场特别不均匀，是速度急剧变化和内弯角度过大造成的，此处造成的压力损失最大。在此后对称位置喷水的计算中也出现了类似的情况。

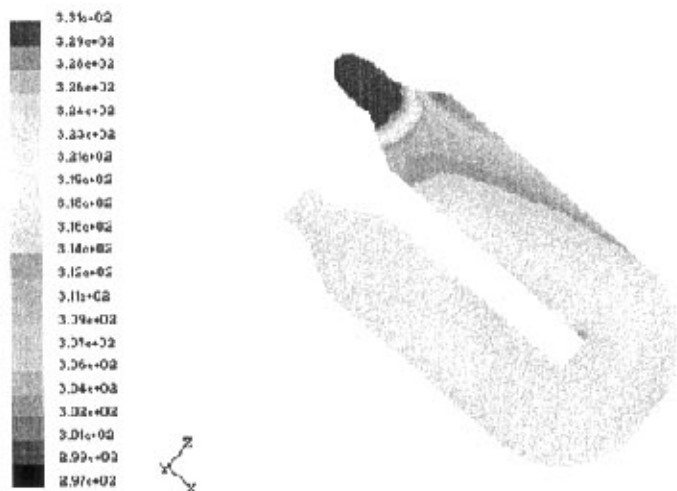


图 3.8 喷水后 $y=0$ 剖面的温度分布

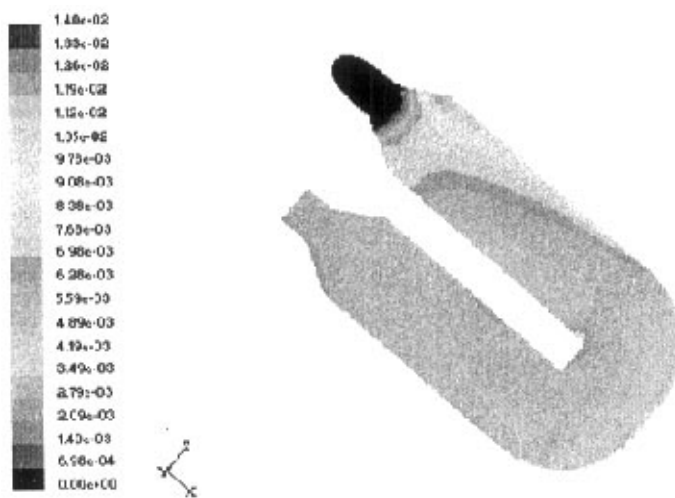


图 3.9 喷水后 $y=0$ 剖面的水质量分数分布

从图 3.7 和 3.8 温度分布图中可以明显看出，喷水后温度明显下降，

但下降得并不均匀。接近出口处温度与进口相比下降接近 15℃，这些基本上是水滴蒸发造成的。由于是取的一个剖面，并不能完整描述温度分布情况但具有代表性。从图 3.9 中可以看到水滴在气流中分布不均匀，这是造成温度下降不均的原因。在喷嘴位置后的壁面和弯头直角处水的质量分数较大很可能是壁面出现了积水，此分布能说明实验时会出现积水，实验方案中要考虑到怎样去除壁面积水，防止水膜被吹入下一级压气机，造成水蚀和腐蚀。

Fate	Number	Elapsed Time (s)		Avg	Std Dev
		Min	Max		
Escaped - Zone 10	60	9.410e-02	1.861e-01	1.270e-01	2.376e-02

(*)- Mass Transfer Summary -(*)

Fate	Mass Flow (kg/s)		
	Initial	Final	Change
Escaped - Zone 10	3.000e-03	8.706e-04	-2.129e-03

(*)- Energy Transfer Summary -(*)

Fate	Heat Content (W)		
	Initial	Final	Change
Escaped - Zone 10	-6.891e+03	-1.978e+03	4.914e+03

图 3.10 颗粒相的进出口比较参数信息

从图 3.10 中可以看出颗粒在管道中存留的时间、质量减少值、吸收热量的信息。其中质量的减少最受关注，蒸发量超过喷水量的 2/3，从而使空气温度下降，增加了质量流量，剩余水滴将进入后边的压气机并在压气机中蒸发从而形成中冷与湿压缩的综合效果。

3.3.2 不同位置喷水计算结果与分析

边界条件与节 3.3.1 的喷水计算相同，只有喷嘴的位置变化到其对称处，这个位置也已经加工到连接管道上了，可能用于喷水实验。

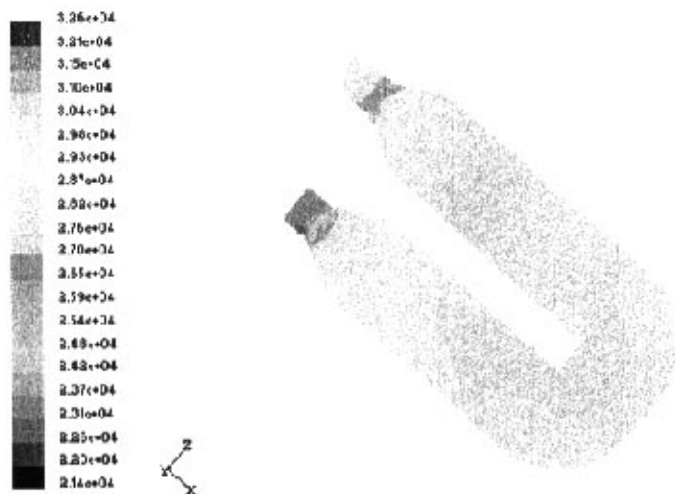


图 3.11 喷水后 $y=0$ 剖面的压力分布

与图 3.6 相比，图 3.11 中压力场没有前者均匀，压力损失微弱增加，可见其流动损失略大，从压力分布上看此喷水位置不如前者。

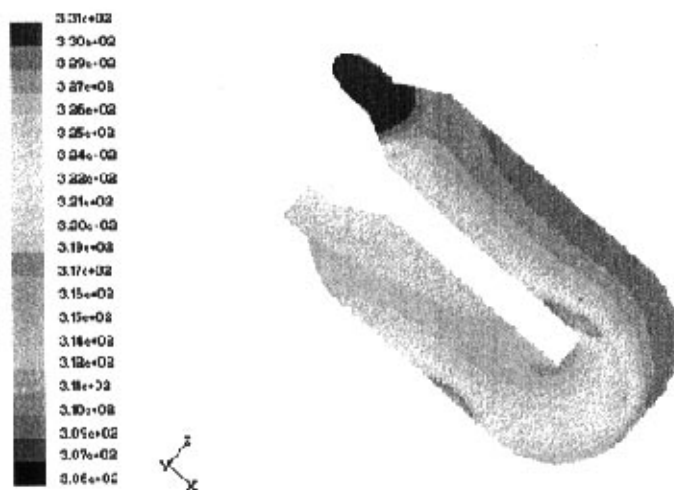


图 3.12 喷水后 $y=0$ 剖面的温度分布

与图 3.8 相比，图 3.12 中表现出来的温度分布更加不均匀，温度降低的也比较少仅 5°C 左右，这与后边蒸发水量的信息是相符合的。可见从温度场分布情况来看，这个位置也不如前者。且图 3.13 中有三处壁面出

现了水质分布比较集中的地方，积水问题也比前者严重。水质分布明显不如图 3.9 中那样均匀，分布范围也较窄。

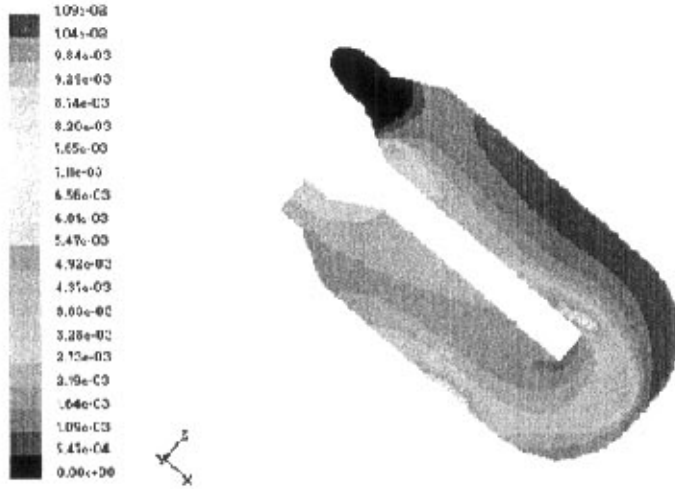


图 3.13 喷水后 $y=0$ 剖面的水质量分数分布

Fate	Number	Elapsed Time (s)		Avg	Std Dev
		Min	Max		
Escaped - Zone 10	60	5.211e-02	5.291e-02	5.252e-02	2.098e-01

(*)- Mass Transfer Summary -(*)

Fate	Mass Flow (kg/s)		
	Initial	Final	Change
Escaped - Zone 10	3.888e-03	1.847e-03	-1.153e-03

(*)- Energy Transfer Summary -(*)

Fate	Heat Content (W)		
	Initial	Final	Change
Escaped - Zone 10	-6.891e+03	-4.206e+03	2.686e+03

图 3.14 颗粒相的进出口比较参数信息

从图 3.14 可以看出水量仅蒸发了略多于 1/3，仅相当于节 3.3.1 中的一半，所以两个喷嘴位置的喷水效果是前者较优，即图 3.5 中的喷水位置。作者分析造成这个结果原因是由于两个位置虽然对称与管道轴心，但管道

在后边拐很大的弯造成了流场的变化不利于第二个喷嘴位置的喷出的水滴蒸发和在气流中的扩散。这从图 3.15 未喷水时的流场速度分布图中可以清晰地看到原因，内侧喷嘴喷出的水在内侧回流情况下，比外侧喷的水滴难于进入空气主流，且受直角拐弯的影响更大。

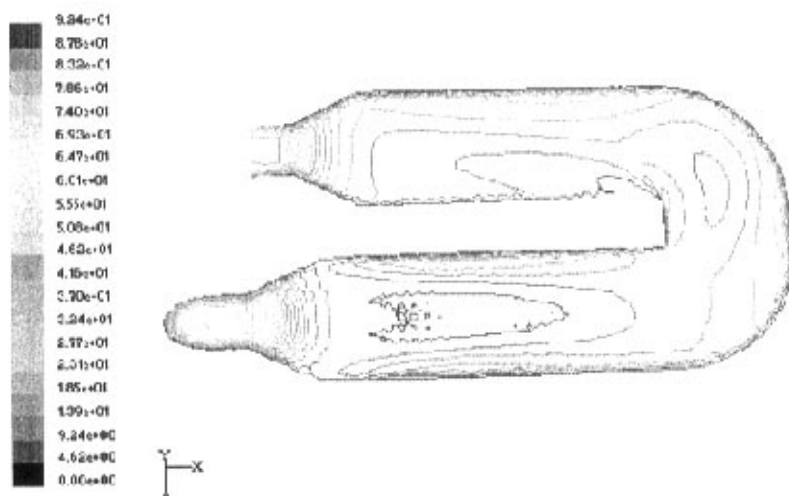


图 3.15 未喷水时 $y=0$ 截面的流场速度分布图

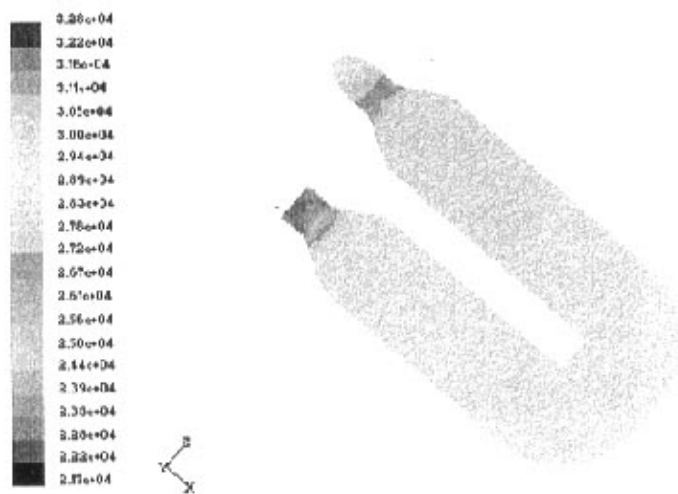


图 3.16 双喷嘴喷水后 $y=0$ 剖面的压力分布

3.3.3 单双喷嘴计算结果与分析

以相同的气流边界条件，但设置内外侧两个喷嘴同时向气流喷水，喷水量是单喷嘴的两倍即喷水质量比例接近 2%。

与图 3.6 和 3.11 相比，图 3.16 中的压力分布更加均匀，压损增加不多，单从压力分布上观察两个喷嘴同时喷水是可以接受的。从图 3.17 中可以观察到出口气流温度比进口降低了约 22℃，并没有双倍于单喷嘴的冷却效果，与外侧单喷嘴喷水相比优势不大。温度分布也不均匀，在接近出口的下壁面温度下降较多，可能出现了积水，这在图 3.18 中表现得更加明显，这样的结果是比较危险的，因为这些水很容易被吹到压气机中从而造成损害。

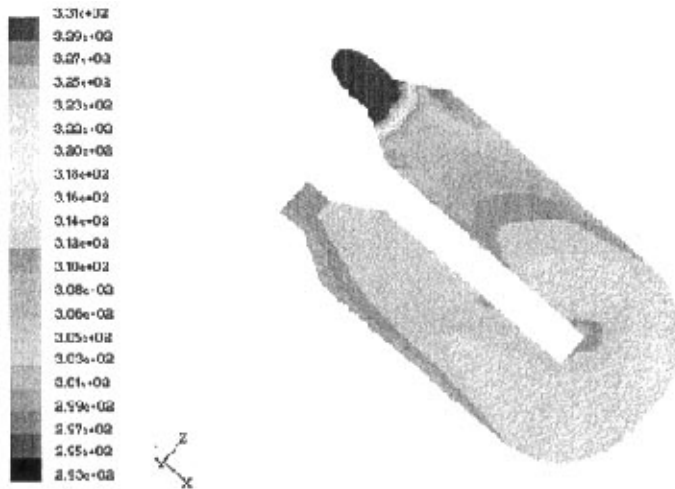


图 3.17 双喷嘴喷水后 $y=0$ 剖面的温度分布

从图 3.18 中的水质量分数分布不均匀，离开喷嘴处浓度最大，随着扩散和蒸发逐渐减少，但在拐角与外壁面处再次出现集中，原因是颗粒与气流的分离造成的。这必然导致出口温度场的不均匀，在温度场的观察中得到了证实，考虑到图片较多没有列入到本文中。

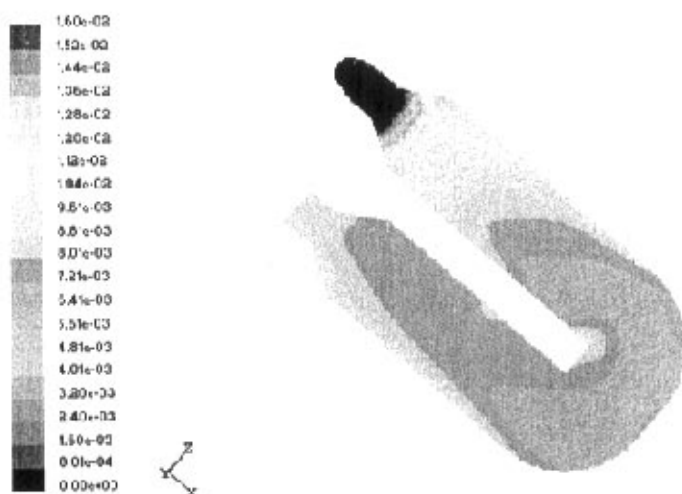


图 3.18 双喷嘴喷水后 $y=0$ 剖面的水质量分数分布

从图 3.19 报告出的信息中，可以看到颗粒在气流中存留的时间，在此管道中蒸发掉的水量，刚超过一半，剩余的部分将进入压气机，这个量是比较大的。同样意味着与外侧单个喷嘴相比进入压气机的颗粒直径也比较大，这可能是实验中不愿意看到的结果。所以双喷嘴实验可能达不到设计时的初衷，这些计算将在实验中检验，试验在今年晚些时候或者明年进行，反过来修正计算模型和边界条件的设定。

Fate	Number	Elapsed Time (s)		Avg	Std Dev
		Min	Max		
Escaped - Zone 10	120	8.116e-02	1.778e-01	1.085e-01	2.500e-02

(*)- Mass Transfer Summary -(*)

Fate	Mass Flow (kg/s)		
	Initial	Final	Change
Escaped - Zone 10	6.000e-03	2.757e-03	-3.243e-03

(*)- Energy Transfer Summary -(*)

Fate	Heat Content (W)		
	Initial	Final	Change
Escaped - Zone 10	-1.378e+04	-6.283e+03	7.500e+03

图 3.19 双喷嘴喷水颗粒相的进出口比较参数信息

3.4 流场的影响因素

本文从四个方面对流场进行了分析：空气量和压力、温度、重力和雾化液滴颗粒直径对蒸发冷却流场温度场和出口粒径分布的影响。因为在实验中流量和压力对应出现的，压力变化比例较小，仅分析流量的影响。

1. 空气量

在进口静温 331k，喷水质量流量 0.003 kg/s，液滴尺寸为 30 μm 情况下，空气量分别取：0.2291 kg/s、0.2924 kg/s、0.3544 kg/s，蒸发水量变化曲线如下表 3.1：

空气量与流速为线性关系且于水量的比值减小，故当空气量较小时，空气流速相对小，水滴在管道中存留的时间比较长，蒸发得比较均匀相对蒸发量较大。当流量增加时，流速增加水滴在管道中的存留时间减少，但由于空气与水量的比值较大、温差较大，蒸发的水量增加，但从表 3.1 中可以看出，蒸发水量的增加比例远小于空气量的增加比例。这是因为流速与温差的双重影响导致的，自最高点不论流量增加减少蒸发量都会减少。

表 3.1 不同流量压力下的蒸发量与出口平均粒径

流量 (kg/s)	出口压力 (帕)	蒸发量 (克)	出口平均粒径 (微米)
0.2291	110000	2.016	21
0.2924	116600	2.158	19.6
0.3544	119700	2.129	19.7

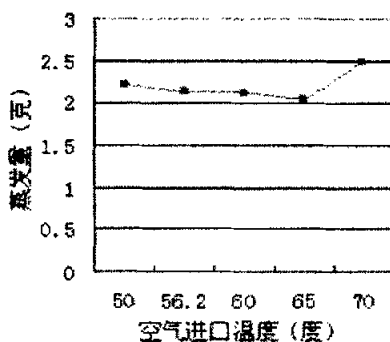


图 3.20 蒸发量随空气温度的变化趋势

2. 温度

在空气流量为 0.3544 kg/s，出口静压为 23300 帕，液滴尺寸为 30 μm 情况下，进气温度取 50°、56.2°、60°、65°、70°，在这种情况下，由于空气、喷水量和颗粒直径已定，故这时对蒸发量最重要的影响参数是空气温度。如图 3.20:

从图 3.20 中可以看出随着进口空气温度的增加，蒸发量先有所降低单幅值较小，然后有较大上升，这说明在此工况点附近喷水效果基本稳定，蒸发量保持在 2/3 以上。也说明喷水对于较高温度级间加湿中冷的因素大于湿压缩的因素，如果颗粒直径较小的情况下，可以加大喷水量来增加湿压缩的比重。

3. 重力

由于安装位置还没有确定，所以就没办法确定设定重力在计算中的方向与大小，现取比较可能的两个结果进行计算(x, y, z): (0, -4.9, -8.49), (0, -6.93, -6.93)。在重力影响下，水滴的流动与空气的掺混发生变化，主要表现在积水位置的变化和蒸发量的减少。从图 3.21 可以看出两种情况下蒸发量都有所减少，但减少值比较小，这说明安装位置对总的蒸发量影响不大，在实验方案中不用特别注意。

(*)- Mass Transfer Summary -(*)

Fate	Mass Flow (kg/s)		
	Initial	Final	Change
Escaped - Zone 10	3.000e-03	9.046e-04	-2.095e-03

(*)- Mass Transfer Summary -(*)

Fate	Mass Flow (kg/s)		
	Initial	Final	Change
Escaped - Zone 10	3.000e-03	9.383e-04	-2.062e-03

图 3.21 两种重力设置情况下的蒸发量数据

两种情况下，积水位置差别不大，所以只采用了一张水质量分数分布图。从图 3.22 中可以看到壁面积水位置在设定重力后都向重力方向移动，即-y, -z 方向。在下壁面积水较容易排除，所以重力的影响在这一点上是

有利的，所以确定安装位置后，应在最低点安置排水机构。

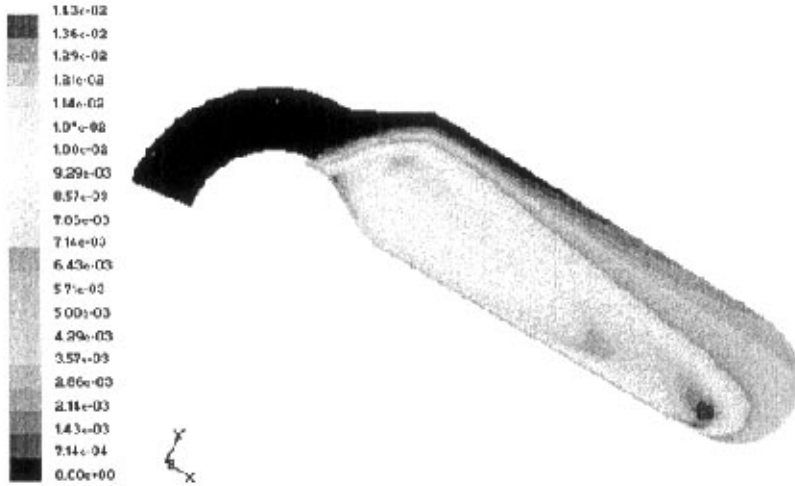


图 3.22 有重力情况下的水质量分数分布

4. 雾化液滴直径

在空气流量为 0.3544 kg/s 进口温度 331k ，喷水量 0.003 kg/s 进口温度 290k 的情况下，液滴尺寸取 20 、 25 、 $30 \mu\text{m}$ ，这时空气量和水量都一定，这时蒸发量、出口平均温度和出口颗粒平均直径与液滴雾化尺寸关系比较大。蒸发量、出口平均温度和出口平均颗粒直径随进口液滴颗粒直径变化曲线如图 3.23、图 3.24、图 3.25：

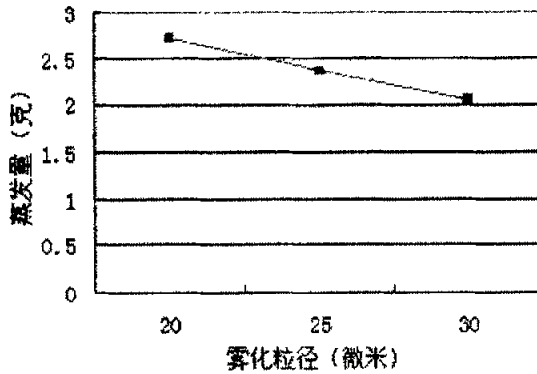


图 3.23 蒸发量随进口液滴颗粒直径的变化趋势

从图 3.23 中可以看出，蒸发量随雾化粒径的增大而减少，这是因为

喷水量相同，颗粒直径大就意味着颗粒数量少、与空气接触面积减少，且大颗粒比较容易与气流分离粘附在壁面上。

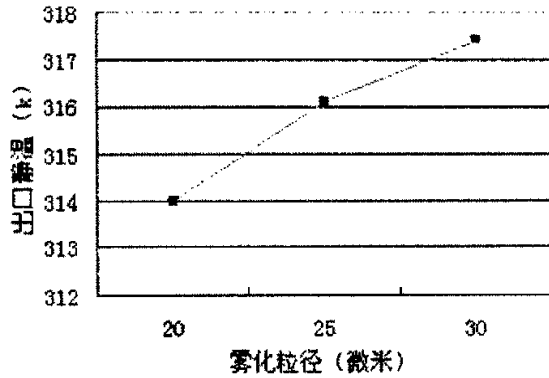


图 3.24 出口静温随雾化颗粒直径的变化趋势

从图 3.24 中可以看出随着颗粒直径的增加出口温度上升，这与蒸发量是相符的，蒸发的水量较少从空气中吸收的热量就较少，空气温度下降的就较少，所以出口温度比较高。从图 3.25 中可以看到随着雾化颗粒直径的增加，出口颗粒直径迅速增加，且增加的比例更大。因为蒸发相同的水量，由于颗粒的球形特点，小颗粒的直径减少更多，在颗粒直径较小情况下蒸发水量的增加更加剧了这种趋势。较小的颗粒水滴进入压气机是非常重要的，对影响压气机效率、腐蚀、水蚀等都有重要影响。

综合三图可以得到雾化颗粒直径对于喷水加湿影响非常大，是湿压缩技术的重点和难点，需要特别加以重点研究。

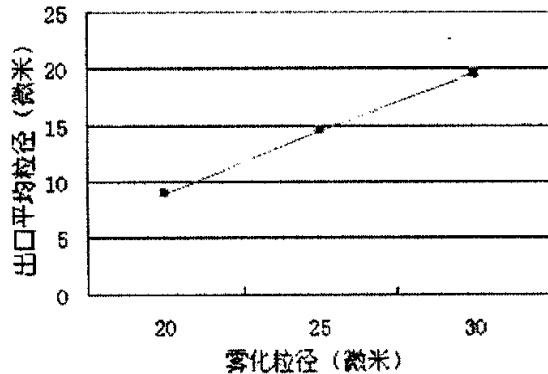


图 3.25 出口平均粒径随雾化液滴颗粒直径的变化趋势

3.5 本章小结

本章对两级压气机湿压缩实验台的级间连接管道的喷水蒸发冷却流场进行了数值模拟。首先,给出了级间连接管道的几何模型、网格划分、边界条件。使用 fluent 离散相模型计算得出了喷水引起的压力场、温度场的变化情况、得到了喷水后的水质量分数分布情况、颗粒相的进出口信息,对这些参数的分布进行了分析。比较了内外两个喷嘴位置雾化蒸发情况和单双喷嘴蒸发冷却情况,得到外喷嘴位置蒸发冷却效果较好和双喷嘴喷水蒸发冷却效果比单喷嘴增加不多的结论并对影响雾化蒸发的空气量、压力、温度、重力和雾化颗粒直径进行了计算分析。

第4章 湿压缩实验台硬件与测控软件改进设计研 究和实验结果

动力与核能工程学院热力涡轮机实验室自1995年就开展湿压缩理论研究,1999年搭建湿压缩实验台进行试验研究,做了大量的工作,取得了很多成果。但建立的湿压缩试验台仍不太理想,如转速达不到所用压气机的额定工况、不能直接测到压气机耗功、进口干球温度测量受水雾影响等。实验结果与理论计算值有一定的差距,并且出现了一级传动皮带轮打滑现象,使实验转速较低,远离了实验用压气机运行工况;齿轮箱壳体裂纹不断增大,也使实验人员不敢提高压气机工况,实验的危险性不断增大。2004年7月课题组决定改进设计湿压缩实验台,并由作者在实验室的老师指导下具体操作。作者设计了替代皮带轮的一级增速齿轮箱、二级增速齿轮箱钢板焊接壳体、进气温度测量装置和两级压气机连接中间管道与级间加湿方案等。重新优化布置了实验台,并在实验方法方面做出改进,通过大量的实验得到了重复性更好精度更高的实验结果。

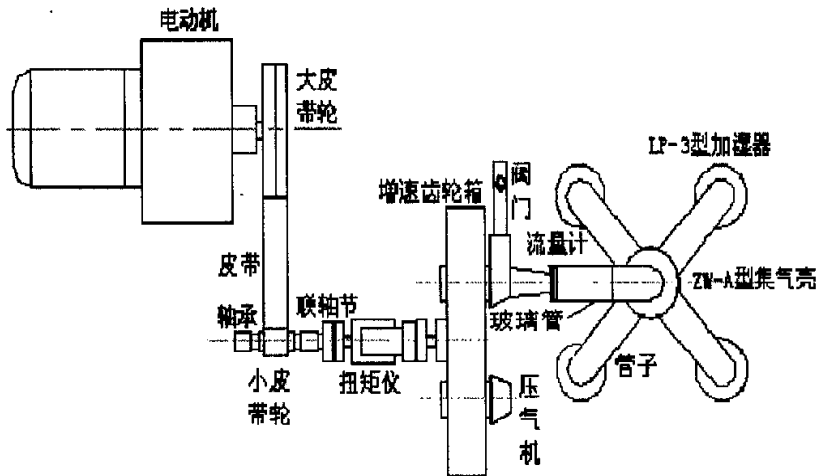


图 4.1 原压气机湿压缩实验台系统图

4.1 实验台硬件系统改进设计

图 4.1 所示的是原实验台系统，在上一届硕士生谭美苓的实验中，不断出现问题，包括压气机漏油工作不良、皮带轮打滑转速不稳定、扭矩仪信号紊乱等。但实验室克服重重困难，仍进行了大量的压气机实验，其结果体现在谭美苓硕士论文中。作者作为助手也参与了其大部分实验，从实验中学习了实验方法和数据处理。在 2004 年 7 月至 2005 年 3 月的时间里，作者改进设计了单级湿压缩实验台如图 4.2。

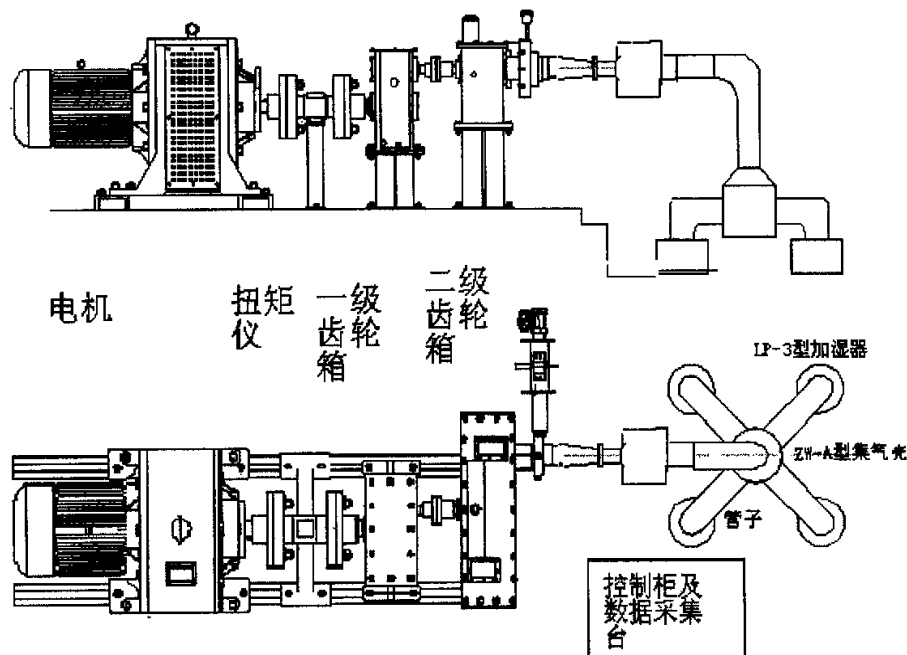


图 4.2 改进设计的单级湿压缩实验台系统图

如图 4.2 所示在研究湿压缩特性的实验台中，主要的硬件：电机、扭矩仪、一级齿轮箱、二级齿轮箱、压气机、加湿器、控制台和滑油系统等。下边将把实验台的硬件和所做的改进进行介绍。

1. 电动机：

如图 4.2 中所示的实验台的电磁调速电动机，其最大功率为 55 千瓦，最高转速为 1330r/min，由四级降压启动器启动。

2. 扭矩仪:

以前实验台用的是 ZJYW1 微机型转矩转速仪, 由于种种原因一直工作不良, 不能达到应用目的。此次试验台测量转矩采用的北京三鼎的 JN 338 型智能数字式转矩转速传感器, 其测量精度高、信号检出、处理均用数字技术, 抗干扰能力强且不用调零, 应用方便且在实验中得到肯定。

3. 一级齿轮箱:

因为用于一级增速的皮带轮, 工作不良, 虽几经修改仍打滑现象严重, 此次改进中以新设计的增速比同样为 4 的齿轮箱代替, 如图 4.2 中所示其齿轮采用上下布置以利于与扭矩仪和二级齿轮箱的连接安装, 其在实验中工作正常, 达到了替换目的。

4. 二级齿轮箱:

实验台原有增速比为 15 的齿轮箱壳体是铸造的, 在工作数年后由于壁薄和使用原因产生了较大的裂纹, 严重威胁到实验的安全。在保有仍然状况较好的齿轮情况下, 这次改用壁厚 20 毫米的钢板焊件壳体, 并改进了润滑管路减少了连接管道。实验中在高转速下, 齿轮箱工作稳定。

5. 压气机:

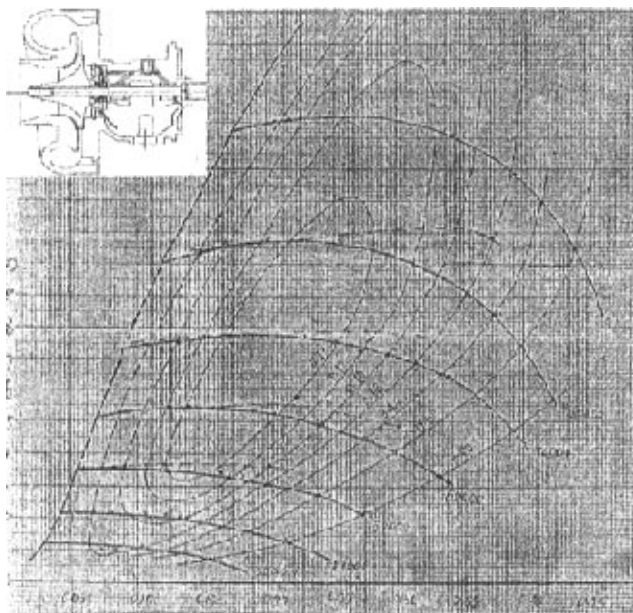


图 4.3 GJ80 压气机结构与厂家给的特性线

在进口加湿实验中采用的是辽宁东方增压器(集团)公司生产的GJ80, 主要技术参数为: 增压器最高转速 93500 r/min, 最高压比 2.3。在级间加湿实验中 GJ100 压气机为一级, GJ80 压气机为第二级, 在中间连接管道中喷水。

6. 加湿器:

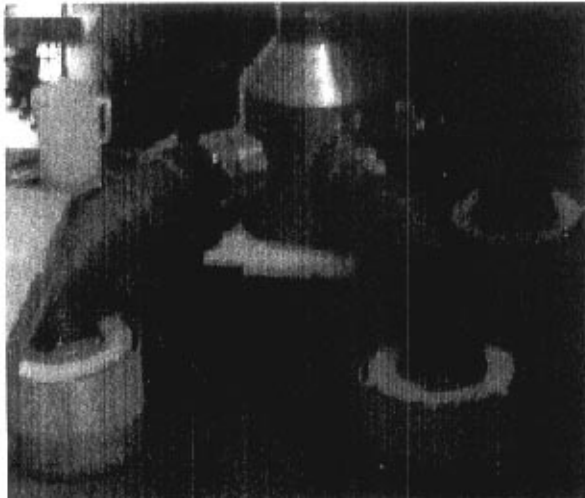


图 4.4 LP-III型加湿器布置图

进口加湿采用 LP-III型加湿器; 加工完毕的级间加湿管道段采用两个喷嘴进行加湿实验, 一个是直流闪蒸喷嘴, 孔径为 0.4 mm , 另一个是美国系统喷雾公司的 0.6 型喷嘴, 孔径为 0.41 mm , 双旋流道, 流量每小时 11.2 升。

LP-III型加湿器是湿压缩课题组设计的工业用超声波加湿器。它利用高频振荡产生超声波, 将水雾化成 $3\sim 8\mu\text{m}$ 的超微粒子, 在进气流道内均匀加湿空气。如图 4.4 所示加湿器有四个雾化罐和一个集气壳组成, 每个雾化罐又包括 13 个超声波加湿振子, 共计 52 个振子。整体设计每小时最大加湿量约为 5 升, 总功率为 1560 W 。假设蒸发量与开启振子数量接近成线性关系, 在保证各流量点加湿比例相同的情况下可以通过选择振子工作数量来达到对雾化量的大小控制。但是由于每个振子的雾化量较小, 所以实验中的加湿量一直较小, 在 0.3%左右。

图 4.5 是加湿器雾化颗粒的质量分布和颗粒直径分布的情况的情况,

颗粒平均直径 $SMD=6.46 \mu m$ ，测量结果表明：颗粒 29.18% 的质量和 11.89% 的数量集中在 $7.33-9.27 \mu m$ 之间，颗粒 48.07% 的质量和 39.07% 的数量集中在 $5.86-7.33 \mu m$ 之间。颗粒 99.83% 的质量和 99.97% 的数量在 $9.27 \mu m$ 以下。表明 LP-III 型加湿器的雾化效果非常好，只是在实际工作中，如果气流速度较大时雾化柱中间的大颗粒会随气流到达压气机。

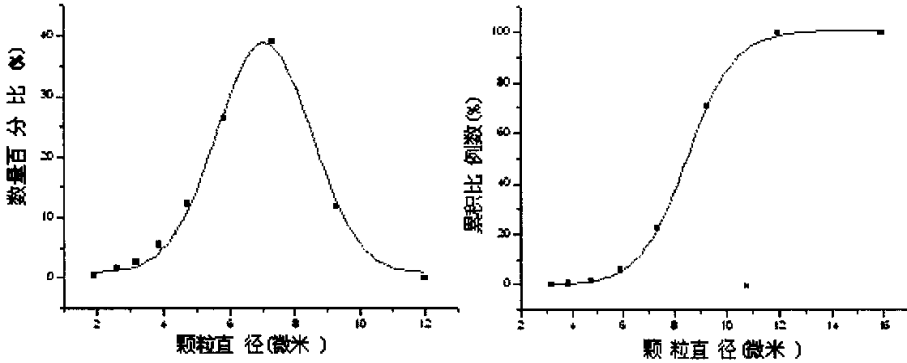


图 4.5 LP-III 型加湿器颗粒数量分布图与质量累积分布图

7. 滑油系统:

压气机要求 $2.5-4.0 \text{Kg/cm}^2$ 以上的滑油压力，才能保证浮动轴承和推力轴承正常工作。试验台的滑油系统在保证压气机正常工作的同时，还要给增速齿轮箱的齿轮和轴承供油，保证润滑和冷却。由于是与联合动力实验台共用滑油系统，导致系统复杂，容易造成人为操作失误，使滑油压力超出要求范围，每次实验前都要详细检查滑油管路。本实验中使用了 38.3L/min 和 18.3L/min 的齿轮箱油泵两台，以及 5.8L/min 和 18L/min 的齿轮器油泵两台，油箱容积较大，没有安装滑油冷却器。

4.2 测试控制系统改进设计

测试系统主要是围绕着压气机最重要的四个参数来测量：压气机的空气质量流量 $G \text{ Kg/s}$ ；压比 π_k ；压气机效率 η 的数值；工质温湿度。控制系统主要任务是保证实验中压气机的转速和流量稳定可控以及加湿比例不变。

流量测量与控制：双组线流量计与 U 型管水柱压力计，闸阀

空气温度测量：采用 PT100 热电阻温度计和刻度为 0.1 的水银温度计进行测量。

转速测量与控制：采用三精 JN 338 型智能数字式转矩转速传感器与工业控制计算机，电磁调速器。

空气压力的测量：静态压力采用 U 型管水柱和水银柱压力计，动态压力康宇工业压力变送器和采集电路。

加湿比例：与流量配合开启关闭工作振子数量。

相对湿度：天津气象仪器厂生产的 WHM5 型温湿度表

大气压力：ZB Y215-84 空盒气压表 DYM3 型

4.2.1 压气机流量的测量与控制

在实验中采用进口部分轮廓线的形状为双扭线的双扭线流量计，并将其置入 5 倍其直径的有机玻璃的圆柱腔中如图 4.6 中所示。双扭线段后直接接一直管，由于双扭线型能与直管段接合处匀滑过渡，能基本实现空气无分离流动，压力损失小。当加工精细、内表面光滑时，能保证在流量管出口（测量截面）直管段的流场很快均匀，使压力，速度分布比较均匀。

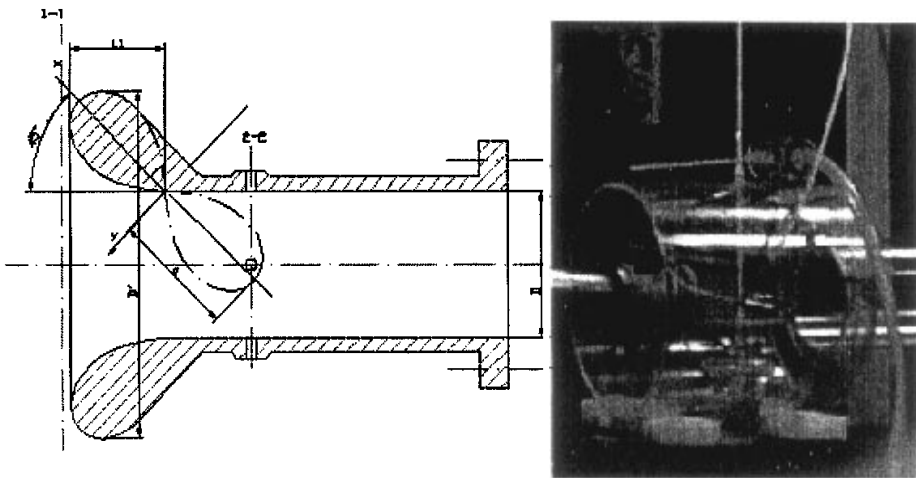


图 4.6 双扭线流量计剖面图与圆腔

在本实验中采用 U 型水柱压力计显示，以毫米水柱为单位，根据文献可知其流量计算方程为：

$$G = 3.479\alpha\epsilon D^2 \sqrt{\rho\Delta h} \quad (\text{Kg/s}) \quad (4-1)$$

式中系数 $3.479 = \frac{\pi}{4} \sqrt{2g}$

由式 4-1 可见, 流量与压差的平方根呈线性关系, 在以前的实验中忽视了这个问题, 在同一折合转速下每次都是以测量水柱差成 1、3/4、1/2、1/4 来确定流量也成这个比例, 而实际上流量比例是他们的平方根的比。在发现这个问题后的实验中, 每次实验都是保证流量比例 1、3/4、1/2、1/4, 即水柱差比例为 1、9/16、1/4、1/16。在读取出口阀门全开启时的水柱差后, 以此点为流量最大点, 并以比例计算出其余三个点的水柱差, 作为流量调整的目标。

过去没有考虑到进气管道压力损失对流量测量和控制的影响, 造成了一定的误差, 作者发现了这个问题, 并提出测量, 得到的结果实验室老师一致认为有较大影响。使用的是 U 型管水柱压力计, 不同流量时损失不同, 因为管道截面一定, 流量大时, 流速较高, 损失就比较大。况且作者采用的是出口阀门控制流量, 对这个测量也带来了一定的影响, 在流量最小时, 会出现无压损或者压损为负的不正常现象。建议以后的实验中作出相应的改进。

4.2.2 实验中温度的测量

实验台的温度测量主要包括:

1. 大气环境温度的测量: 采用刻度为 0.1 的水银温度计, 放在实验台进气附近测量实验的环境温度, 并且在实验过程中监测环境温度的变化。
2. 压气机进口干球温度的测量: 如何测量压气机进口的干湿球温度, 在实验台搭建以来一直困扰着实验人员。在几年来不断的改进, 试验了很多方法, 但都是不太理想。在调研时, 请教了几位专家学者, 也都没有较好的办法, 因为水滴打到测温包上蒸发会导致测量的温度低于实际的空气温度。雾化的水滴很小, 与气流分离困难, 且存在着分离时管道壁的水滴沾附蒸发。在实验室参与人员的共同努力下, 如图 4.6 中所示采用从有机玻璃圆柱腔中用真空泵抽取一定量的空气到装有水银温度计小圆管的方法。

抽取管道采用顺气流方向以减少水滴的影响,但在某些实验点仍会有水滴沾附在抽气管道上。

3. 压气机出口温度的测量: 将 PT100 热电阻温度计固定在压气机出口稳定段处进行测量。

4. 滑油温度的测量: 温度不高, 利用 PT100 热电阻温度计进行测量。

在实验中使用的温度计为保证精度, 特将温度计送到黑龙江省计量检定测试院进行了标定, 经检验, 温度计为二等标准温度计, 根据检验结果对实验中测量的温度值进行了修正。热电阻温度计是利用导体或半导体的电阻值随温度变化的特性而实现温度测量的, 热电阻温度计测量精度高、响应速度快, 能够满足实验的需要。

4.2.3 压气机转速和消耗功率的测量

采用在电动机与一级齿轮箱之间安装北京三晶的 JN 338 型智能数字式转矩转速传感器来测量电动机的转速、扭矩和功率, 由在 Lab VIEW 下开发的程序在工控机中进行采集、计算、显示和存储, 人机界面十分清晰和人性化。

JN 338 型智能数字式转矩转速传感器在旋转轴上安装着 60 条齿缝的测速轮, 在传感器外壳上安装的一只有发光二极管及光敏三极管组成的槽型光电开关架, 测速轮的每一个齿将发光二极管的光线遮挡住时, 光敏三极管就输出一个低电平, 旋转轴每转一圈就可的到 60 个脉冲, 因此, 每秒钟检测到的脉冲书恰好等于每分钟的转速值, 该装置的转速输出值为:

$$N = 60f / z \quad (4-2)$$

式中, N 为转速(r/min); f 为实测转速输出频率值(kHz); Z 为传感器测速齿数, Z 这里取 60。转矩值与输出频率值的对应曲线如下图所示

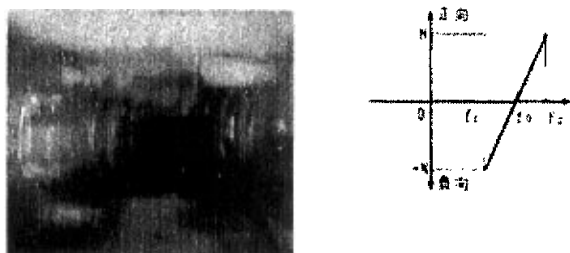


图 4.7 JN338 传感器外形和转矩值与输出频率对应曲线

扭矩仪输出信号到频率采集卡，然后由计算机中的程序采集、处理和储存，在下面将对他们进行详细的介绍。

功率可由转矩传感器输出的转矩及转速值经运算后得到，计算公式为：

$$P = MN / 9550 \quad (4-3)$$

式中，P 为输出功率 (kW)；M 为转矩 (N.M)；N 为转速 (r/min)。

虚拟仪器 (virtual instrument) 是基于计算机的仪器，即是将仪器装入计算机，以通用的计算机硬件和操作系统为依托，实现各种仪器功能。

虚拟仪器的主要特点有：

1. 尽可能采用通用的硬件，各种仪器的差异主要是软件。
2. 可充分发挥计算机的能力，有强大的数据处理功能，可以创造出功能强大的仪器。
3. 用户可根据自己的需要定义和制造各种仪器。

虚拟仪器实际上是一个按照仪器需求组织的数据采集系统，其研究中涉及的基础理论主要是数据采集和数字信号处理。目前在这一领域内，使用较为广泛的计算机语言和开发环境是美国 NI 公司的 Lab VIEW。Lab VIEW (laboratory virtual instrument engineering workbench) 是一种图形化的编程语言和开发环境，它广泛地被工业界，学术界和研究实验室所接受，被认为是标准的数据采集和仪器控制软件。以 Lab VIEW 为代表的图形化程序语言，又称“G”语言。使用这种语言编程时，基本上不需要编写程序

代码，而是“绘制”程序流程图。Lab VIEW 尽可能利用工程人员所熟悉的术语，图标和概念，因而它是一种面向最终用户的开发工具，可增强工作人员构建自己的科学和工程系统的能力，可为实现仪器编程和数据采集系统提供便捷途径。

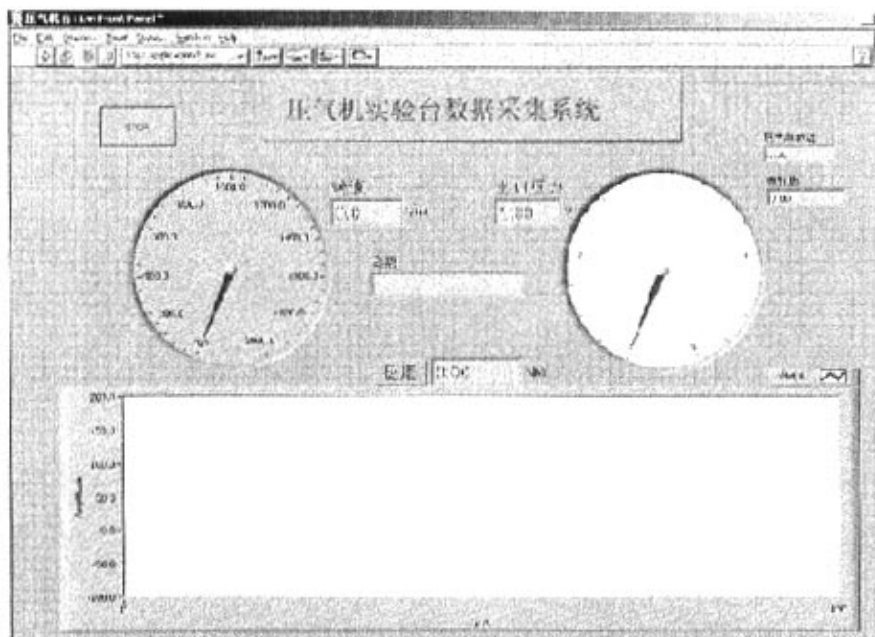


图 4.8 测试系统软件前面板

在简单学习了 Lab VIEW 的基本功能后，在糜杰同学的帮助下进行了硬件搭接和软件整体图的制作。图 4.8 所示为前面板，每次实验记录前点击左上角箭头标志，开始记录并填入保存文件名，保存的文件在电子表格 Excel 打开和处理。其左上角的 stop 按钮可以停止记录。显示的压气机转速是由电机转速乘以增速比 60 得到的，电机功率由公式 4-3 得到。两个圆形仪表盘可实时显示电机转速与压气机出口压力的数值。位于下部的方形图形模板则可以将扭矩随时间的实时变化显示成波形曲线。

4.2.4 空气压力的测量

空气压力测量包括环境压力 p_c ，流量计前后压差 Δp ，压气机进出口压力 p_1, p_2 的测量。每次实验前测定环境压力，并记录在数据记录表上，用于数据处理。环境空气压力采用长春气象仪器厂生产的空盒气压表 ZB Y215-84 DYM3 型测量，其工作原理是由随大气压力变化而产生轴向移动的空盒组作为感应元件，它通过拉杆和传动机构带动指针，指示出当时的大气压力值。在仪器刻度订正、温度变化订正和补充订正后误差不超过 200 帕。压气机进口静压由于压力较低，为减小读数的误差，用 U 形水柱管压力计测量。压气机的出口静压，空气压力较高，U 形管水银柱压力计。

压气机的出口动态压力，使用由康宇测控仪器仪表工程有限公司生产 KYB600 系列工业压力变送器，此系列压力变送器采用的是扩散硅隔离式敏感组件，通过高可靠、高稳定性的放大电路，将表压信号转换成 4~20mA DC 标准电信号。其部分指标，工作电压：24VDC \pm 5%；环境温度：-25~85；指示表精度：优于 \pm 2.5%。将其输出的电流信号用高精度电阻转换为，0~5 伏的电压信号，由研华公司生产的数据采集板卡采入计算机，在图 4-7 中的压力界面显示、存储。

4.3 级间加湿实验台设计

实验室对于级间加湿实验已经做了大量的准备工作，在当初齿轮箱的设计上、电机功率的选择上都已考虑到两级离心压气机串联实验，但由于种种原因直至今现在也没有做出一些实验结果，十分遗憾。在实验台进行改进设计后，在实验室老师的指导下，作者在做了相当大量的直流闪蒸和漩涡闪蒸实验的基础上设计了级间加湿实验台如图 4.9 所示。与进口加湿实验台相比，增加了 GJ100 离心压气机、连接两个压气机的中间管道、级间加湿器和压力温度测量等。这些新增设施已经加工完毕，由于实验室在八月份被拆除，也没有及时找到适当的地方重建实验台，无法完成当初的目标。

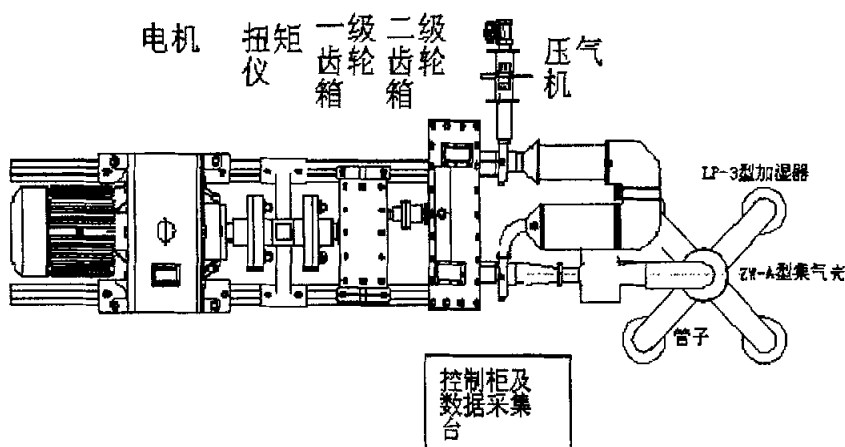


图 4.9 级间加湿实验台布置

按照设计，首先做两机串联的进口加湿实验，再做进口不加湿而在级间加湿实验，最后做进口与级间同时加湿的实验，得到各种加湿对压气机的影响数据和加湿的效果，并进行各方案加湿效果比较，得到最佳方案。

在级间加湿实验中，如图 4.9 所示在 GJ100 出口渐阔段安装了两个喷嘴，分别是实验室自己加工的孔径为 0.3 毫米的直流闪蒸喷嘴和美国系统喷雾公司的 0.6 型喷嘴。先做直流闪蒸加湿实验，再做 0.6 型喷嘴冷喷加湿和漩涡闪蒸加湿实验，在后边将介绍在静止大气环境下喷嘴的实验情况。

两台压气机是将不同型号的废气涡轮增压器去掉废气涡轮和涡壳改造而成的。GJ80 的最高压比为 2.3，GJ100 的为 3.4，根据特性曲线图，压气机串联后，压缩系统特性受到影响，下面将试验所用的两个压气机串联性能进行分析：

标准状况为：大气压力 750mmHg，大气温度 298K，两台压气机的物理转速为 80,000rpm 时，查 GJ100 压气机特性曲线表得：压比 $\pi_1 = 2.89$ ，效率 $\eta_1 = 74\%$ ，质量流量 0.288kg/s。则 GJ100 排气温度为：

$$T_{12} = T_{11} \left(\frac{\pi_1^{(k-1)/k} - 1}{\eta_1} + 1 \right) = 298 \left(\frac{2.89^{0.4/1.4} - 1}{0.77} + 1 \right) = 440.6\text{K}; \text{ 排气压力为:}$$

$$p_{12} = \pi_1 p_{11} = 2167.5\text{mmHg}, \text{ 即: 此时压气机 GJ80 的进气参数为:}$$

$$T_{21} = 440.6\text{K}, p_{21} = 2167.5\text{mmHg}. \text{ 因此, 压气机 GJ80 的折合转速为:}$$

$80000/\sqrt{T_{21}}=80000/\sqrt{440.6}=3811.3\text{rpm}$ ，而压气机 GJ100 的折合转速为：

$80000/\sqrt{T_{11}}=80000/\sqrt{298}=4634.3\text{rpm}$ 。因此，根据 $\frac{80000}{4634.3}=\frac{x}{3811.3}$ ，可以

得到： $x=65792.9\text{rpm}$ 。

以上各式中， k —压缩过程指数； T —温度； P —压力。下标中：11—第一级压气机进口，12—第一级压气机出口，21—第二级压气机进口，22—第二级压气机出口。

也就是说，当压气机 GJ100 进气参数为 750mmHg、298K，物理转速 $n=80,000\text{rpm}$ 时，压气机 GJ80 的进气参数为 2167.5mmHg、440.6K，物理转速也是 $n=80,000\text{rpm}$ ，这对应于压气机 GJ80 的进气参数为 750mmHg、298K，物理转速 $n=65792.4\text{rpm}$ 的情况。

在 GJ80 压气机特性曲线表中查得，其标准状况为 735.75mmHg、293K，在上述情况下，把压气机 GJ80 的进气参数换算到 735.75mmHg、293K 时，物理转速换算为 $n=66351.4\text{rpm}$ ，其折合流量范围时 0.122-0.245kg/s。而根据 GJ80 特性曲线查到的流量范围为 0.08-0.375kg/s，所以 GJ80 的实际流量范围就是根据 GJ100 特性换算得到的流量范围 0.122-0.245kg/s，由此可见，两台压气机串联后，稳定工作范围并没有缩小。

4.4 加湿器研究

级间加湿对水滴颗粒直径的要求更加严格，最好颗粒的 SMD 能小于 10 微米^[64]。所以在做级间加湿实验之前做了大量的加湿器实验，寻找能达到要求的加湿器。ALPHA POWER SYSTEM 公司将高压热水漩涡喷出后，利用闪蒸原理使水滴二次碎裂，尺寸可达到 5 μm 以下，是一种很有潜力的加湿技术^[65]。闪蒸技术在水滴颗粒雾化方面的应用刚刚开始，实验室就进行了大量研究，作者在实验室老师的指导下做了大量的实验。

4.4.1 直流闪蒸雾化器实验及结果

1. 雾化原理

水从直流喷嘴高压喷出后展成射流并获得与周围气体的相对运动。而扰动使射流产生变形，特别是在气动力和表面张力作用下，使得表面变形不断加剧以致射流产生分裂，形成液滴或不稳定的液带，后者随之也破裂成液滴，雾化形成。而闪蒸雾化原理是利用液体在加压（40-150bar）加温（约 200^oc）经喷嘴喷出一次雾化的基础上，水滴温度高于外界压力的沸点，液滴进入饱和区而开始汽化，剧烈沸腾，结果每个液滴爆炸成很多个小液滴，水滴平均直径大大下降^{[61][62]}。虽然小液滴温度较高，但由于水汽化潜热很大，其蒸发仍需从周围空气中吸收热量，从而使空气温度下降。两者的有效结合，就得到了直流喷嘴闪蒸装置的原理基础。

2. 设计改进的直流喷嘴闪蒸实验装置及测控系统

图 4.10 为准备用于级间加湿的直流喷嘴闪蒸实验装置及测控系统。其主要由 4 部分组成：直流喷嘴；给水与压力控制；加热与温度控制；粒度测量装置。铜制的直流喷嘴孔径为 0.3 mm,是实验室自制的，用螺线连接到高压水管道出口上。给水与压力控制包括水桶、过滤器、高压水泵、厚壁耐压容器、进回水管道和回流控制阀。足量的净化过的水放在水桶里，经过过滤器后由高压泵加压泵入厚壁耐压容器，通过改变回水阀的开度，利用进回水动态平衡原理调节到喷雾实验需要的压力。加热与温度控制包括 4 个电源开关控制的 12 段电加热器、耐高压铠装热电偶、补偿导线、冰水混合器和电位差计。在水量一定的情况下，热电偶测量到水温，传送电信号到电位差计读出后计算得到，并由此调节加热器数量保证厚壁容器中的水温。粒度测量装置是上海发电设备成套所生产的 LP1-2 型激光粒径测量仪系统。

在温度大致不变的情况下，调节压力来测得同一喷嘴雾化粒度随压力变化的特性线，从而得到喷嘴最佳雾化点，加湿时可调节喷嘴的工作数量来控制加湿量。

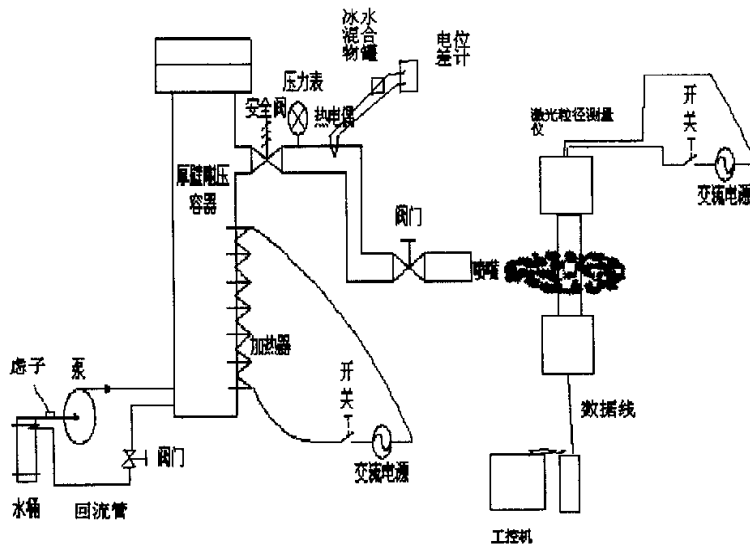


图 4.10 直流喷嘴闪蒸实验装置及测控系统

3. 雾滴谱的取样与结果分析

实验采用 LP1-2 型激光粒径测量仪测量加湿雾化水滴的粒度，该仪器用激光衍射法测量微粒的直径及其分布。激光技术和计算机自动数据处理的结合，使测量能在不干扰液雾流动的情况下，给出液滴的特征直径（SMD）以及液滴直径分布情况。由于采用焦距 330 mm 的透镜，测量范围 5-400 μm ，小于 5 μm 的液体颗粒记入 5.01-8.15 μm 段，虽然实验中存在小于 5 μm 的水滴，但在图 2 中没有得到体现。

在环境大气压为 101360Pa，温度 17 $^{\circ}\text{C}$ 的条件下，测得 5 组水温在 194-199 $^{\circ}\text{C}$ 各个压力下雾滴谱特征见图 4.11。由图中颗粒直径分布情况可见，(a) (b) 中 95% 以上的颗粒直径小于 20 μm ，特别是在 (a) 中超过 90% 的颗粒直径小于 10 μm ，雾化效果非常理想，比著名进口喷雾设备制造厂商 Meefog 公司在 ASME 会议上宣读论文中的撞针式喷嘴高压 (138bar) 雾化颗粒效果还要好 (SMD 15.18 μm)。这些水滴在适当蒸发后进入压气机将随气流一起运动不会对叶片造成水蚀和磨损，但仍有少量的水滴直径较大，是湿压缩实验中不允许进入压气机的，必须加滤网来除去，虽然它们的数量很少但所占质量较大，加湿时要在机匣下部安装积水抽除装置以保证压气机的安全；(c) (d) (e) 中的小颗粒水滴由于压力的下降减少较

多，只有约 70%颗粒直径小于 20 μm ，剩余的大颗粒所占比例较大，特别是大于 30 μm 的液滴数量明显增加，由于一个粒径 30 μm 的水滴质量是直径 10 μm 水滴质量的 27 倍，大颗粒水滴所占的质量分数超过了 80%，这是湿压缩实验台级间加湿所不能接受的。

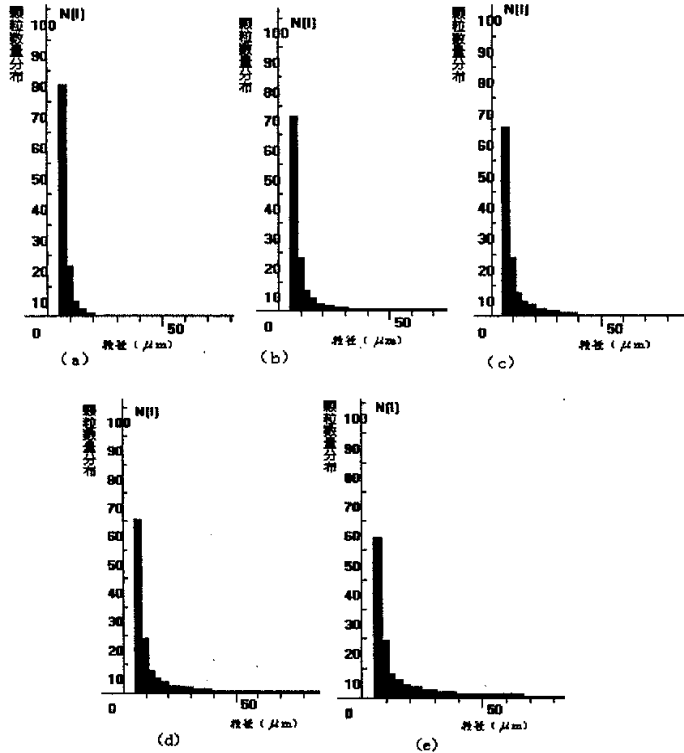


图 4.11 雾滴粒径分布图

图中水雾化温度、压力及得到的水滴特征直径 (SMD) 分别为：(a) 199 $^{\circ}\text{C}$, 6MPa, 10.54 μm ；(b) 198 $^{\circ}\text{C}$, 5.0MPa, 18.64 μm ；(c) 197 $^{\circ}\text{C}$, 4.0MPa, 31.86 μm (d) 196 $^{\circ}\text{C}$, 3.5MPa , 38.51 μm ；(e) 194 $^{\circ}\text{C}$, 3.0MPa, 53.92 μm

特征直径随压力变化的曲线图见图 4.12，从中可以得出随着压力的降低，雾滴特征直径迅速增大，开始下降时近似线性关系中的 k 值为 -1.25，后增加到 -0.3，可见压力对雾滴直径的显著影响。从图中可预测到随着压力的升高，水滴颗粒特征直径将缓慢下降，而压力的升高意味着能耗的增加，管道阀门等的性能要求增高，导致系统更加复杂，可靠性降低，在所得结果已满足要求的情况下，没有做更高压力的实验。随着压力的降低颗

粒特征直径增大主要是两方面因素影响：一是随着压力的降低喷嘴一次雾化性能变差，雾锥角度减小，颗粒直径增大，且颗粒空间分布密度增大，小颗粒水滴相撞结合成大颗粒几率增加；二是闪蒸程度下降，水滴的炸裂已不再明显，且炸裂后再次相撞结合的几率增大，闪蒸的技术优点得不到充分体现，图 4.11 中 (e) 时，已观测不到闪蒸现象。在应用此技术加湿时，喷嘴刚投入工作时不可避免要经过低压雾化不良区，加湿实验中可设置速开电磁阀使喷嘴尽快通过低压区达到高压稳定工作区，以得到较好的雾化效果。

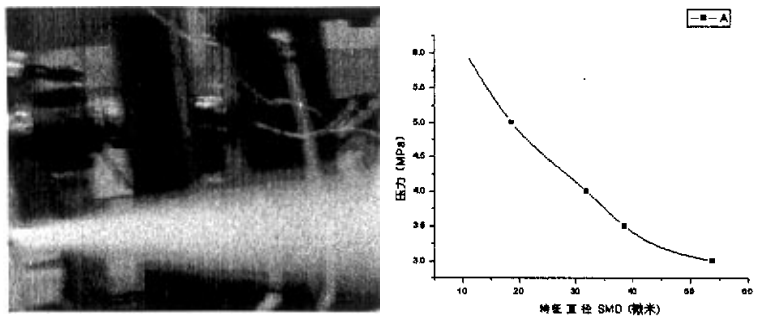


图 4.12 闪蒸照片与特征直径压力曲线图

4. 今后需要做的改进和结论

此次测量的位置只有一个，这对全面掌握喷嘴雾化情况不利，因为在距喷嘴不同距离，轴线各个高度点雾滴分布是不同的，进一步的实验将在相同压力温度条件下多个位置测几组数据加以比较。这样才能比较全面掌握喷嘴的雾化性能。

此实验的结论是：在水温度为 199°C ，压力为 6MPa 时雾化效果最好，满足湿压缩实验台对加湿的雾化要求，但须加滤网以除去大颗粒；在喷嘴刚开始喷射时雾化状况较差，在加湿实验中需采取措施避免这种状况或缩短这种状况的时间；闪蒸技术应用在雾化装置中具有实用价值。

4.4.2 漩涡闪蒸实验

实验室选用了美国系统喷雾公司的 0.6 型喷嘴作漩涡实验，其在正常工作压力下 (70Bar)，流量为 11L/h ，颗粒特征直径 SMD 为 27 微米。作者拆开观察了喷嘴的内部结构，它的旋流与柴油雾化喷嘴不同，是靠喷嘴不

锈钢芯的两个锥面紧配合，内锥面有两条旋流槽道，只有大部分水历经槽道时才会旋流，这为漩涡闪蒸实验造成了困难。在加热的情况下，配合面没有冷态时紧密，旋流不太明显。在冷态下做了 0.6 型喷嘴的流量压力特性，并拍照。使用图 4.9 中的装置，其中的改变有直喷喷嘴换为 0.6 型旋流喷嘴、水桶换为小型容器并放置在电子秤上、使用秒表计时等。电子秤的精度 1 克，秒表的为 1 秒。

表 4.1 0.6 型喷嘴的压力流量特性

压力	1min(kg/min)	2min(kg/min)	3min(kg/min)	平均(kg/h)
20bar	0.1067			6.4
40bar	0.14	0.26	0.4	8.07
60bar	0.17	0.325	0.485	9.88
80bar	0.175	0.35	0.53	10.53
100bar	0.195	0.39	0.194	11.68
120bar	0.215	0.42		12.7

测量的结果与厂家所提供的略有不同，但在实验中可以使用。由于 LP1-2 型激光粒径测量仪损坏，换用 703 所的更先进型号的粒径仪之后，调试了很长时间，也没有得到其测的粒径可靠的结果，就放弃了使用粒径以测量雾化粒径情况。而实验室也没有其它的仪器能进行粒径测量，所以无法测到 0.6 型喷嘴冷喷雾化粒径情况，实验进行得十分欠缺。在此情况下仍然进行了数次漩涡闪蒸实验，并用显微镜观察采集到的水滴颗粒情况，以数码相机拍摄显微镜中的图像对颗粒雾化情况有所大致的了解。

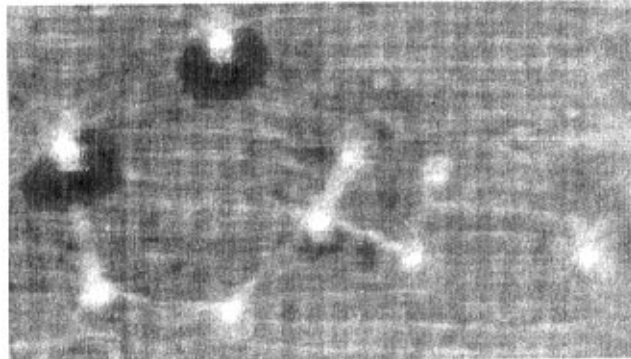


图 4.13 显微镜中的水滴颗粒

图 4.13 时在显微镜中观察到的颗粒情况，这种方法对于稍大一些的

颗粒比较有效,小颗粒在从采集到观察的这段时间中会迅速蒸发掉,只会留下一些印痕。这样测量的可信性不高,存在着只能在雾化边缘处采集颗粒、颗粒的碰撞和合并、凡士林油中的杂质干扰等。仅可对雾化有个感性的了解。图 4.13 中方格的边长为 5 微米,借此作者们判断颗粒直径的大小,可以大略知道采集到的每个颗粒的直径。再用统计学的方法就可知道颗粒的分布情况,但这种测量方法不但耗时费力,最后的结果往往也不太可信,有时颗粒太密,根本分不开各个之间的边界。作者们作过颗粒直径统计分布图,但几次的结果都是其 SMD 值大于 50 微米,作者认为此值过于偏大,就没有纳入论文中。

4.5 进口加湿实验结果与分析

4.5.1 实验步骤中重要参数调节说明

在湿压缩实验台上进行了大量的实验,为使实验结果具有较好的可重复性,每次实验都按照定好的实验步骤进行,下边仅列实验步骤中的几个重要操作的具体设定如下:

1. 转速

转速的变化对实验中的流量、压比、终温都有很大的影响,要把不同时间作的实验结果加以比较就必须把实验工况确定为唯一,因此在实验中固定每次实验的换算标准转速(标准大气条件 $T_0 = 288\text{k}$, $p_0 = 101325$ 帕下的转速),每次实验的时候,测量当时大气的温度和压力,根据公式

$$\frac{n}{\sqrt{T_1}} = \frac{n_{np}}{\sqrt{288}}$$

(n 为实验中的转速, T_1 实验当时的大气温度, n_{np} 为换算标准转速)计算出实验中压气机的物理转速 n 。

2. 通过调节阀控制流量,改变工况点。

在实验中先把阀门开至最大,读取最大流量对应的压差(水柱或水银柱高度),计算出流量分别为 3/4、1/2、1/4 时的压差,并以此来调节阀门,虽然最后不能完全达到计算值,但应差别很小($\pm 2\text{mm}$ 水柱)。

在实验结果的处理过程中，把质量流量转换成换算流量。

$$\text{根据公式} \quad G_{np} = G \frac{101325}{P_1} \sqrt{\frac{T_1}{288}} \quad (4-4)$$

其中： G 为实验当时大气条件下的质量流量； P_1 为实验当时的大气压力；

T_1 为实验当时的进气温度； G_{np} 为换算流量；

求出标准大气压下的换算流量

3. 通过改变加湿器工作振子的个数控制加水量和保持加湿比例不变。

按照 0.3%的加湿比例以干压缩流量为计算基础，得到所有实验点的工作振子数量，如果不是整数就取近似值。然后实验过程中按此数值在每个实验点加湿。振子数大约在四个雾化罐中均分，以保证气流的均匀加湿。

4.5.2 原始数据与数据处理结果

1. 干压缩实验数据及处理结果

虽然有生产厂家给的压气机特性线，但同一型号的压气机由于装配等原因，特性线有一定量的变化，所以在做湿压缩实验之前要先做干压缩实验，以便于比较得到变化值。为检验实验的可重复性，先做了三次干压缩实验，做出特性线进行比较。

表 4.2 三次实验的折合流量 (kg/s) 与压比

折合 转速	次 数	流量 1	压比	流量 3/4	压比	流量 1/2	压比	流量 1/4	压比
30000	1	0.1511	1.0455	0.1132	1.0869	0.0752	1.1137	0.0382	1.1257
	2	0.1523	1.0439	0.1143	1.0851	0.0762	1.1083	0.0387	1.1196
	3	0.1413	1.0467	0.1059	1.0961	0.0712	1.1142	0.0356	1.1208
40000	1	0.2038	1.0829	0.1527	1.1618	0.1011	1.206	0.0510	1.2207
	2	0.2040	1.0797	0.1531	1.1581	0.1023	1.2033	0.0510	1.2180
	3	0.2041	1.0801	0.1531	1.1656	0.1022	1.2049	0.0508	1.2203
50000	1	0.2586	1.1271	0.1939	1.2729	0.1292	1.3371	0.0644	1.3531

	2	0.2574	1.1236	0.1930	1.2505	0.1287	1.3183	0.0643	1.3455
	3	0.2645	1.1255	0.1983	1.2503	0.1322	1.3178	0.0659	1.3445
55000	2	0.2896	1.1508	0.2124	1.3203	0.1485	1.3934	0.0743	1.4266
60000	3	0.3186	1.1742	0.2590	1.3505	0.1588	1.4906	0.0804	1.4987

表 4.3 干压缩实验数据

折合转速 r/m	流量 (%)	进口干球温度 $^{\circ}C$	进口湿球温度 $^{\circ}C$	进口水柱差 mm		出口水银柱差 mm	出口温度 $^{\circ}C$
30000	100	14.05	11.65	1	500	34	24.1
	75	13.75	11.35	9/16	281	65	24.9
	50	13.65	11.10	4/16	124	85	25.4
	25	13.90	11.10	1/16	32	94	26.3
40000	100	14.13	11.85	1	910	62	32.8
	75	13.85	11.65	9/16	511	121	34.2
	50	14.25	11.8	4/16	224	154	35.1
	25	14.45	11.6	1/16	570	165	37.1
50000	100	14.10	11.90	1	1465	95	46.8
	75	14.55	12.30	9/16	824	204	48.0
	50	14.65	12.20	4/16	366	252	48.6
	25	14.68	11.95	1/16	91	264	51.2
环境压力: 99.68 kPa		环境温度: 18 $^{\circ}C$			环境湿度: 38.5%		
30000	100	15.95	13.65	1	517	33	25.2
	75	16.15	13.95	9/16	289	64	26.5
	50	16.35	13.80	4/16	129.5	81.5	27.1
	25	16.45	13.60	1/16	33.3	90	27.9
40000	100	16.95	15.00	1	927	60	35.1
	75	17.25	15.10	9/16	512	119	36.5
	50	17.35	15.05	4/16	233	153	37.5
	25	17.40	14.75	1/16	58	164	39.1
50000	100	17.75	15.60	1	1470	93	47.8
	75	18.15	16.30	9/16	830	188.5	49.1
	50	18.15	16.05	4/16	369	239.5	49.9
	25	18.05	15.55	1/16	92	260	52.4
55000	100	18.05	16.20	1	1868	113.5	55.5
	75	18.45	16.60	9/16	1005	241	57.0
	50	18.65	16.70	4/16	491	296	57.8
	25	18.75	16.25	1/16	123	321	60.8
环境压力: 100.32 kPa		环境温度: 16.9 $^{\circ}C$			环境湿度: 46%		
30000	100	16.45	12.70	1	441	34	23.8
	75	16.65	12.45	9/16	248	72	25.2
	50	15.20	12.30	4/16	112	85.5	26.1

	25	15.25	12.15	1/16	28	90.5	26.9
40000	100	15.65	13.50	1	921	60	34.4
	75	15.90	13.70	9/16	518	124	35.7
	50	16.05	13.06	4/16	231	153.5	36.4
	25	15.95	13.05	1/16	57	165	37.9
50000	100	16.05	14.10	1	1546	94	46.8
	75	16.85	14.90	9/16	869	187.5	48.0
	50	16.60	14.30	4/16	386	298	48.6
	25	16.65	13.95	1/16	96	258	51.2
60000	100	16.85	14.85	1	2244	130.5	61.8
	75	16.70	15.20	9/16	1492	262.5	63.3
	50	17.25	15.05	4/16	561	367.5	64.8
	25	17.20	14.50	1/16	140	373.5	70.4
环境压力: 99.86 kPa		环境温度: 16.5 °C			环境湿度: 32.5%		

表 4.3 是在实验台刚刚搭建完成后连续三天干压缩实验的数据, 由于实验台的震动等还在测试, 为安全起见第一次折合转速只做到了五万转每分, 在观察到实验台比较正常后, 第二次转速上升至五万五千转每分, 第三次升转速至六万转每分。在往七万转升速过程中, 实验台震动增加很快, 所以在以后的实验中实验台转速限制在六万五千转以下。每次实验前先测了环境温度、压力、湿度, 并附在实验结果后边, 根据前边介绍的公式在处理得到的折合流量和压比特性线如图 4.14。

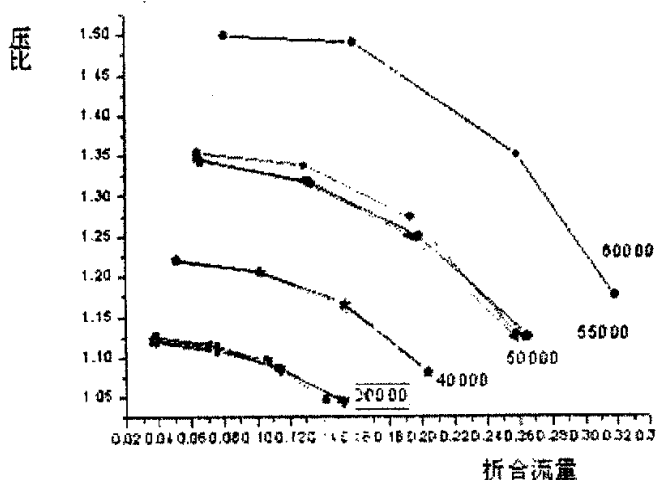


图 4.14 三次干压缩特性线比较

从图 4.14 中低转速的三条特性线的比较中可以看出实验的重复性是比较好的, 虽然也有一些数据点相差多一些。由于一条特性线上只做了四个点, 所以曲线不太平滑, 也考虑过多做几个点, 在四万和五万的线上做了六个点如图 4.15 所示, 效果挺好的, 但实验做了接近三个小时, 因为每个点都要等到流量稳定、温度稳定, 实验中噪声很大, 时间不宜过长。

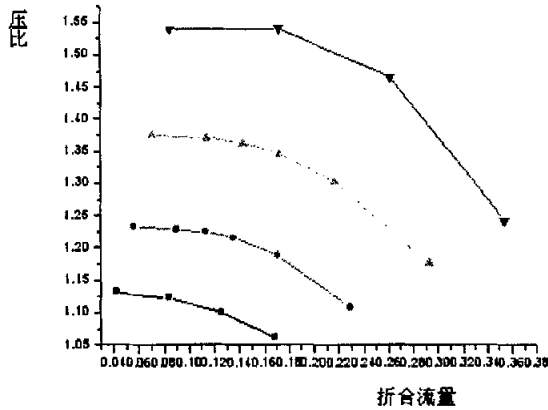


图 4.15 单条特性线上测六个点的干压缩特性线

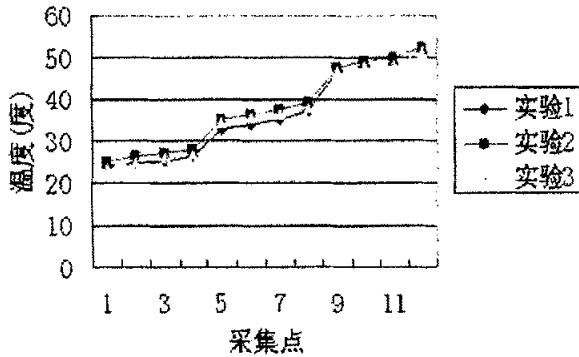


图 4.16 三次干压缩出口温度比较

图 4.16 是三个低转速下的出口温度比较, 这三次实验进口温度相差不多, 从表 4.3 中可看出相对应的温度也相差不多, 可见实验的温度测量是比较可信的, 可重复的。

在这三次实验之后,又做了很多次干压缩实验,但由于篇幅的原因就不在这里全部列出。第三次干压缩试验工控机采集的数据绘制的压气机出口压力图如下,从图 4.17 可以看到出口压力的变化情况,与 U 形管的测量值符合,在每一个等转速下上有四个压力集中点,动态压力的波动较大。

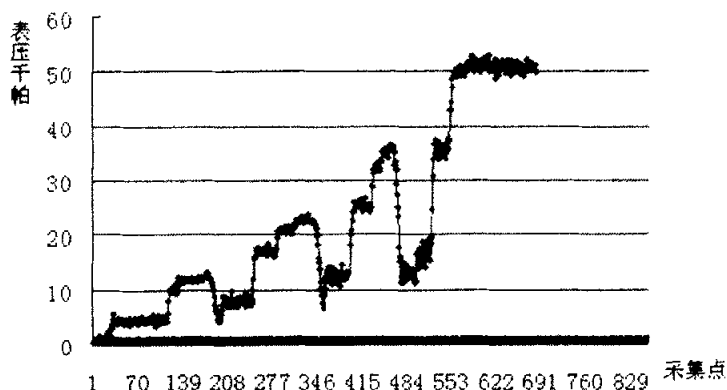


图 4.17 出口压力变化曲线

2. 湿压缩实验数据及与干压缩的比较

在做了干压缩实验之后紧接着作了湿压缩实验,保持加湿质量比例为 0.3%。表 4.4 是在第三次干压缩实验后的第二天做的实验,环境条件相较小易于比较。湿压缩实验也做了很多次,但由于时间太长,后来的试验都是分开四条特性线两次做,所以拿这次实验结果与干压缩实验结果进行比较更合适,易于各条特性线的变化值之间比较。

表 4.4 湿压缩实验数据

折合转速 r/m	流量 (%)	进口干球温度 $^{\circ}C$	进口湿球温度 $^{\circ}C$	进口水柱差 mm		出口水银柱差 mm	出口温度 $^{\circ}C$	开启振子数
30000	100	11.25	10.30	1	573	34	23.03	6+6; 6+6
	75	10.40	10.05	9/16	310.5	62.5	22.9	5+5; 4+4
	50	9.75	9.65	4/16	143	85.5	23.0	3+3; 3+3
	25	8.35	9.30	1/16	35.5	96.5	24.5	1+1; 2+2
40000	100	12.15	10.85	1	1042	64	33.7	8+8; 8+9
	75	11.75	10.50	9/16	591	124.5	33.7	6+6; 6+7
	50	10.80	10.35	4/16	262	158.5	33.7	4+4; 4+5

	25	11.50	10.30	1/16	65	152	37.8	2+2; 2+2
50000	100	12.95	11.35	1	1716	100	47.4	10+10; 11+11
	75	12.65	11.05	9/16	955	204	47.1	8+8; 8+8
	50	12.15	10.70	4/16	424	256	47.2	5+5; 5+6
	25	10.50	10.30	1/16	106	272	50.8	2+3; 3+3
60000	100	14.70	12.95	1	2502	137	63.8	13+13; 13+13
	75	13.85	12.05	9/16	1537	296.5	63.2	10+10; 10+9
	50	13.15	11.40	4/16	626	389	64.3	6+6; 7+7
	25	11.50	10.45	1/16	163	405.2	69.9	4+3; 3+3
环境压力: 100.27 kPa			环境温度: 15.2° C			环境湿度: 34%		

注 1: 振子的数量写法表示在四个工作腔中的分布

表 4.5 湿压缩实验的折合流量 (kg/s) 与压比

折合 转速	流量 1	压比	流量 3/4	压比	流量 1/2	压比	流量 1/4	压比
30000	0.1584	1.0452	0.1166	1.0831	0.0791	1.1137	0.0394	1.1283
40000	0.2150	1.0851	0.1609	1.1655	0.1071	1.2107	0.0533	1.2287
50000	0.2749	1.1330	0.2045	1.2712	0.1363	1.3404	0.0681	1.3617
60000	0.3310	1.1822	0.2600	1.3942	0.1655	1.5172	0.0845	1.5352

把表 4.3 和表 4.5 中的折合流量与压比画在一张图上进行比较得到图 4.18, 从图中可以看出进口喷水后, 相同数据采集点的压力、流量增大, 等转速线向右上方移动, 同样可以推出喘振线也向右上方移动, 如果整机工作线仍按设计线计算, 计算得到的喘振裕度就减小了, 如参考文献[16]中论述的那样。如图所示低转速流量增加加多, 压比增加较少; 在高转速下特性线移动比较多, 流量增加较少, 压比增加较多, 定量比较见表 4.6。

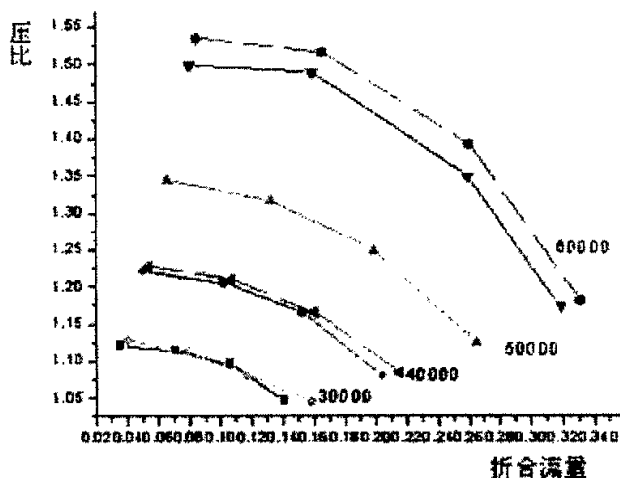


图 4.18 湿压缩与干压缩特性线比较

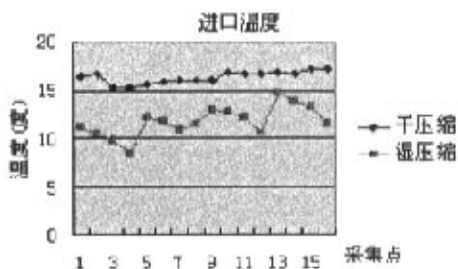


图 4.19 湿压缩与干压缩压气机进口温度比较

图 4.19 是压气机进口温度加湿后的变化，降低了 2 到 4^oC，说明部分水滴在进气管道中蒸发，冷却了进气。但不同流量下，温度降低的幅值并不相同，在同一转速下流量越小降温越多，流量最大点温降最小。

由工控机采集的功率绘图如下，因为采集数据点非常密集，在画图时删除了一些数据点，但余下的数据点仍然呈团状，加上功率有一定量的波动，所以效果并不是太好。图 4.20 是第三次干压缩的功率变化情况，图

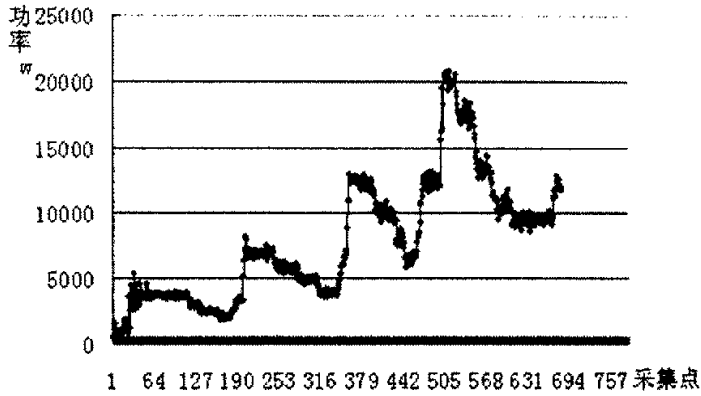


图 4.20 功率变化曲线

图 4.21 是湿压缩的功率变化情况。从两个图中可以清晰地看出，每个等转速下有四个功率集中点，依次降低，这是流量减小的结果。随着转速的升高，各功率集中点的差增大。五万与六万之间的采集集中点，是在换进口流量测量的 U 型水管为 U 型水银管的时间。湿压缩各对应点与干压缩相比，大都功率增加，只有两个点的功率没有增加，这与作者的理论分析和国内外的论文资料并不吻合。功率增加，这是实验前所没有预料到的，有些点的增加比例很大，有的较小，没有规律性。对此作者们的解释是流量的增加、进气损失的增加、流动损失的增加、压比的增大等因素使功率增大。但对于燃气轮机流量和压比造成的耗功增加将在涡轮中加倍补偿过来，所以对于整台燃机，输出功率是增加的。

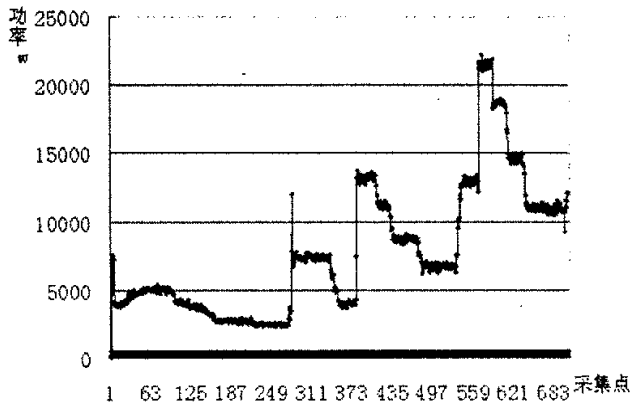


图 4.21 湿压缩的功率变化线

下表是定量比较，在所有测量点流量都增大，较高转速的三条线增加比例接近，最低转速增加较多；测量功率点仅有四万转速时增加较少，这是的流量和压比都有增加，符合理论分析的结果，而其余三条线功率增加较多；压比在低转速下增加较少甚至出现减小，高转速下增加较多。

表 4.6 湿压缩与干压缩相比参数的增值

折合转速 (r/min)	折合流量增加百分比 (%)			
	30000	12.1019	10.1039	11.0955
40000	5.3405	5.0947	4.7945	4.9213
50000	3.9319	3.1266	3.1014	3.3384
60000	3.8920	0.3861	4.2191	5.0995
折合转速 (r/min)	功率增加百分比 (%)			
	30000	25.6	15.2	-4
40000	1.4	1.7	0	0
50000	2.8	7.1	3	2.0
60000	5	5.7	9.7	12.8
折合转速 (r/min)	压比增加百分比 (%)			
	30000	-0.1433	-1.1860	-0.0449
40000	0.4629	-0.0086	0.4814	0.6884
50000	0.6664	1.6716	1.7150	1.2793
60000	0.6813	3.2358	1.7845	2.4354

3. 蒸发水量的计算

稍后的湿压缩试验使用 WHM5 型温湿度表（误差 2%）测量了加湿器进口和压气机出口稍远处空气的温湿度。根据测得的进出口空气的温度和相对湿度，通过查取对应温度下的绝对含湿量，乘以相对湿度和流量计算得到空气中的含水量，进出口空气中的含水量之差就是在进气管道与压气机中蒸发水量的和。根据压气机进口测得的干球温度，与进气温度，以能量平衡方程算出雾化器到压气机之间的管道的蒸发量

$$G * C_p * T_1 + x * 10^{-3} * h_1 = G * C_p * T_2 + (x * 10^{-3} * m) * h_2 + m * r \quad (4-5)$$

式中： G 空气流量， C_p 空气定压比热， T_1 进气温度， x 空气含湿量， h_1 水蒸汽焓值， T_2 压气机进口温度， h_2 水蒸汽焓值， m 管

道中蒸发水量, r 汽化潜热。

表 4.7 温湿度、流量与蒸发水量

折合转速 (r/min)	进口温度 $^{\circ}\text{C}$	进口相对湿度 %	出口温度 $^{\circ}\text{C}$	出口相对湿度 %	空气流量 (kg/s)	总的蒸发量 (g/s)	雾化器到压气机之间的管道的蒸发量 (g/s)	压气机的蒸发量 (g/s)	压气机中蒸发的水量所占百分比 %
40000	26.3	64	32.7	53	0.2041	0.66	0.2788	0.3812	57.8
	26.5	62.7	30.9	55	0.1517	0.26	0.2073	0.053	20
	27.0	62.7	30.8	55	0.1009	0.16	0.1376	0.022	13.8
	26.3	62	32.5	55	0.0503	0.15	0.0682	0.082	54.6
50000	26.7	61.5	34.5	47	0.2533	0.81	0.2636	0.5464	67.5
	27.0	61.2	33.5	49	0.1916	0.52	0.2201	0.2999	57.7
	27.2	61.5	32.5	51	0.1270	0.27	0.1597	0.1103	40.9
	27.2	61.7	32.2	52	0.0641	0.13	0.0792	0.0508	39
60000	25.1	58	36.5	44	0.3083	1.923	0.5134	1.4096	73.3
	25.5	58	34	47	0.2313	1.034	0.3590	0.675	65.3
	25.8	58	33.5	48	0.1542	0.63	0.2833	0.3467	55
	26.5	57	32.5	49.5	0.0810	0.27	0.159	0.111	41.1

从表中可以看到在每一个转速下,随着流量的减少,总的蒸发水量减少,压气机中蒸发的水量所占的百分比减少。原因是随着流量减少,空气流速变慢,携带的水滴数量减少;水滴在进气管道中滞留时间增加,管道长度是压气机的十几倍,所以在压气机中表现不明显。仅有一个点例外,视为奇异点,可能是测量错误等造成的。随着转速的增加,总的蒸发量与分蒸蒸发量都增加,因为流量大幅增加。

4.6 误差分析

通过分析发现实验中有以下的误差:

1. 试验中有所用电机转速有一定的波动,因此压气机的转速波动是电机波动的 60 倍,就更大一些,约正负 250 转,相当于最低工作转速三万的正负 0.83%。
2. 试验中参数(进出口温湿度,转速,压力,流量)测量所用的设备都存在系统误差,而且读取数值时也有人为误差。

3. 试验过程中，由于装置散热，环境温度以及相对湿度都会有不同程度的变化，这改变了压气机的进口条件，从而影响压气机的工作状态。

4.7 本章小结

改进设计的湿压缩试验台各系统工作情况良好，雾化试验取得了一定的结果，在进口喷水试验中发现：

打开加湿器时，进口温度下降明显，某些数据点干球温度与湿球温度相同。试验环境的相对湿度对试验影响较大，每次试验都开门通风，但室内温度仍有所上升。

压气机特性线在加湿后向右上方移动，折合流量与压比都升高，但流量增加较大而压比增幅较小，有些数据点压比还出现了负增长。在同一条折合转速线上流量增加比例很接近，随着转速的增加流量增加比例减少，但后三条转速线的增加比例相近。在同一条折合转速线上压比增幅相近，随着转速的增大压比增幅加大。

功率在部分数据点出现明显比干压缩的值大，部分是流量增大和压比上升以及损失增加的原因，及压缩湿空气需功率较大，但对于燃气轮机流量和压比造成的耗功增加将在涡轮中加倍补偿过来，所以对于整台燃机，输出功率是增加的。

结 论

本论文对湿压缩技术的理论和数值模拟进行了研究,同时改进设计了湿压缩实验台并对压气机进口喷水湿压缩技术进行了大量实验研究。此技术可以有效改善压气机以及燃气轮机的性能,主要结论如下:

首先,根据热力学分析,给出了理想湿压缩的定义和湿压缩效率。并对湿压缩过程中的传质过程进行分析,确定应用浓度差为驱动力,以此确定湿压缩中的液滴蒸发模型和液滴蒸发速率。

其次,在学习使用 fluent 离散相模型基础上计算得出了喷水引起的两级湿压缩试验台连接管道中压力损失增加、温度降低、喷水后的水质量分数分布、颗粒相的进出口信息。比较了内外两个喷嘴位置雾化蒸发情况和单双喷嘴蒸发冷却情况,得到外喷嘴位置蒸发冷却效果较好和双喷嘴喷水蒸发冷却效果比单喷嘴增加不多的结论。

第三,作者改进设计的湿压缩试验台各系统工作情况良好,完成了两级湿压缩实验台的设计制造,雾化试验取得了适宜湿压缩试验台使用的结果。在湿压缩试验台上进行了进口喷水加湿试验,试验结果表明:打开加湿器时,进口温度下降明显,某些数据点干球温度与湿球温度相同。试验环境的相对湿度对试验影响较大,每次试验都打开大门通风,但室内温度仍有所上升。压气机特性线在加湿后向右上方移动,折合流量与压比都升高,但流量增加较大而压比增幅较小,有些数据点压比还出现了负增长。在同一条折合转速线上流量增加比例很接近,随着转速的增加流量增加比例减少,但后三条转速线的增加比例相近。在同一条折合转速线上压比增幅相近,随着转速的增大压比增幅加大。功率在大部分数据点出现明显比干压缩的值大,部分是流量增大和压比上升以及损失增加的原因,以及压缩湿空气需功率较大,但对于燃气轮机流量和压比造成的耗功增加将在涡轮中加倍补偿过来,所以对于整台燃机,输出功率是增加的。

在搭建的两级湿压缩试验台上将会取得进口喷水与级间喷水的比较结果,但在实验中要加强测试与控制的准确性。

参考文献

- [1] 吕太, 孙锐. 张学荣. 燃气轮机进气冷区技术发展现状及前景分析. 燃气轮机技术. 2004 (4): 18-22 页
- [2] 林汝谋, 金红光. 燃气轮机发电动力装置及应用. 北京: 中国电力出版社, 2004: 13 页
- [3] Kleinschmidt R.V. Value of Wet Compression in Gas-Turbine Cycles. Mechanical Engineering. 1947,69:115-116 P
- [4] Shao-Lee Soo. Wet -Compression in an Axial-Flow Compressor. Transactions of the ASME. 1952,(4):879-890 P
- [5] Hamrick J T ,Beede W L. Some Investigations with Wet Compression. Transactions of the ASME. 1954,(2): 94-95 P
- [6] Contant J G. Water or Steam Injected in Gas Turbine Cycle Provides Unique Performance. Power Engineering .1959, 9(1): 4-95 P
- [7] J.G. Coutant. Water or Steam Injected in Gas Turbine Cycle Provides Unique Performance. Power Engineering 1959,1:94-95 P
- [8] Irwin Stambler. Spray Cooling Inlet & Compressor flow Increase hot day plant rating . Gas Turbine World. 1997, May-June:47-41 P
- [9] Water Mist Inter Cooler Increase LM6000 Hot Day Output 205. Gas Turbine World 1998, Sep-Out:28 P
- [10] Mcheely M. Inter Cooling for LM6000 Gas Turbines . Diesel & Gas Turbine World Wide. 1998, July-August:42-45 P
- [11] LM6000 Sprint in Service with British REC. Turbo Machinery Interational. 1998, Sept-Out:24-28 P
- [12] LM6000 Sprint Design Enhanced to Increase Power and Efficiency. Gas Turbine World: July-August 2000, 16-19 P
- [13] Turbine Inlet Cooling. Gas Turbine World 2003 GTW Handbook, VOLUME 23:167-175 P
- [14] Turbine Inlet Cooling. Gas Turbine World 2004-05 GTW Handbook, VOLUME 24:115-118 P

- [15] Michael D, Bernard D T, Niko C, Christiaan B, Sigrid G, 2005, "Results of The First Application of The Swirlflash Wet Compression System on A 150MW Heavy-Duty Gas Turbine", ASME paper GT2005-68726
- [16] Klaus Brun, Rainer Kurz, Harold R. Simmons, 2005, "Aerodynamic Instability and Life Limiting Effects of Inlet and Interstage Water Injection into Gas Turbines", ASME paper GT2005-68007
- [17] 陈大燮. 动力循环分析. 上海: 上海科技出版社, 1981: 37-47 页
- [18] 李敏. 活塞式压缩机喷水内冷却的实验研究. 流体工程. 1994 (6): 10-14 页
- [19] 石华鑫, 杨绍侃. 活塞式压缩机喷水蒸发冷却中液滴雾化的研究. 流体工程. 1994 (7): 10-14 页
- [20] 林莘, 赵冠春. 活塞式压缩机喷水蒸发内冷却过程的热力学研究. 中国工程热物理学会第五届年会. 1985 (10): 85-102 页
- [21] 薛莉. 喷水螺杆压缩机的研究. 流体工程. 1998 (6): 11-15 页
- [22] 林枫. 改善进气条件提高燃气轮机性能的新技术研究. 中国舰船研究院博士学位论文. 1999. 9
- [23] 王永青, 刘铭, 严家驩, 何健勇, 廉乐明. 燃气轮机装置中湿压缩过程的数学模型[A]. 热能与动力工程. 2001 (4): 129-142 页
- [24] 王永青, 刘铭, 廉乐明, 严家驩. 湿压缩过程的热力学指标及湿压缩循环燃机循环性能分析. 热能与动力工程. 2002 (5): 249-254 页
- [25] 李淑英. 改进的双工质平行符合循环燃气轮机循环分析. 船舶工程. 1997 (2): 12-14 页
- [26] 李淑英. 压缩过程喷水蒸发内冷燃气轮机循环分析. 船舶工程. 1998 (4): 46-47 页
- [27] 孙聿峰, 郑群, 王国学, 李淑英. 改进的双工质平行复合循环燃机装置热力学设计的一些考虑. 燃气轮机技术. 1997 (2): 20-22 页
- [28] 陈中伟. 燃气轮机湿压缩技术研究. 哈尔滨工程大学硕士学位论文. 1999. 3
- [29] 李淑英. 压气机级间喷水湿压缩燃气轮机原理研究. 哈尔滨工程大

- 学博士学位论文. 1999. 9
- [30] 孙聿峰, 周杰. 试论级间喷水湿压缩技术的应用. 哈尔滨工程大学学报. 1999 (4): 85 页
- [31] 周杰. 单轴燃气轮机级间湿压缩技术研究. 哈尔滨工程大学硕士学位论文. 2000. 3
- [32] 李淑英, 戴景明. 湿压缩燃气轮机热力循环的特点与机理分析. 燃气轮机技术. 2001 (4): 282-286 页
- [33] 马同铃. 增压柴油机进口加湿技术研究. 哈尔滨工程大学硕士学位论文. 2002. 3
- [34] 卢伟. 燃气轮机进口加湿技术研究. 哈尔滨工程大学硕士学位论文. 2002. 3
- [35] Yunhui Wang, Guoxue Wang, Shuying Li and Yufeng Sun. "Analysis on Effects of Wet Compression on Surge Margin of a Small Gas Turbine". ASME International Joint Power Generation Conference 2002, Phoenix, Arizona, USA. IJPGC2002-26042
- [36] Qun Zhen, Yufeng Sun, Shuying Li and Yunhui Wang. "Thermodynamic Analyses of Wet Compression Process in the Compressor of a Gas Turbine". ASME paper GT-2002-30590
- [37] 王云辉, 刘敏, 孙聿峰. 湿压缩对压缩系统失速后瞬态响应的影响分析. 热能动力工程. 2002 (2): 143-146 页
- [38] 王云辉. 湿压缩及湿压缩系统性能研究. 哈尔滨工程大学博士学位论文. 2002. 7
- [39] 李萍. 增压柴油机进气加湿技术研究. 哈尔滨工程大学硕士学位论文. 2003. 3
- [40] 张伟. 单级增压器的湿压缩系统性能研究. 哈尔滨工程大学硕士学位论文. 2004. 3
- [41] 李淑英. 湿压缩压气机性能研究. 哈尔滨工业大学博士后研究报告. 2004. 5
- [42] 谭美苓. 小型离心式压气机湿压缩特性研究. 哈尔滨工程大学硕士

- 论文. 2005. 3
- [43] Qun Zhen, and Minghong Li ,2004, “WET COMPRESSION SYSTEM STABILITY ANALYSIS,Part II Simulations and Bifurcation Analysis”. ASME paper GT2004-54020
- [44] Mustapha Chaker, Cyrus B. Meher-Homji, Thomas Mee III 2004 , “Inlet Fogging of Gas Turbine Engines-Part III: Fog Behavior in Inlet Ducts,Computational Fluid Dynamics Analysis, and Wind tunnel Experiments”, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, JULY 2004, VOL.126 / 559-570 P
- [45] 刘建成, 闻雪友, 李婕. 燃气轮机喷水冷湿压缩过程的数值模拟. Fluent 第一届中国用户大会
- [46] 贾绍义, 柴诚敬. 化工传质与分离过程. 北京: 化学工业出版社, 2000
- [47] 戴干策, 任德呈, 范自晖. 传递现象导论. 北京: 化学工业出版社, 1996
- [48] A. Adeniji Fashola and C.P.Chen.“ Modeling of confined turbulent fluid Particle flows using Eulerian and Lagrangian schemes”.
- [49] 周力行著. 气粒两相流动和燃烧的理论及数值模拟. 北京: 科学技术出版社, 1994
- [50] Hot Water for Power Augmentation. Diesel & Gas Turbine Worldwide, June 2001: 74-75P
- [51] 胡滨海, 闪蒸技术在余热发电中的应用. 电站系统工程. 2004
- [52] 吴楚, 魏建勤, 许沧粟, 傅维毓. 闪蒸喷雾的试验研究. 浙江大学学报. 2002

攻读硕士学位期间发表的论文和取得的科研成果

- [1] 王新年, 由雪琴, 孙聿峰, 李淑英. 直流闪蒸技术在湿压缩实验装置中的适用性研究. 燃气轮机技术, 2005 (4) :47-50 页
- [2] 王新年, 由雪琴, 孙聿峰, 李淑英. 两级离心式压气机湿压缩实验台系统改进与实验研究. 热力透平 (已录用)

致 谢

本篇论文是在孙聿峰教授的精心指导和关怀下完成的。导师渊博的学识、严谨的科研作风、勤恳踏实的工作态度、孜孜以求的钻研精神深深影响着学生，永远是学生做人的楷模。在论文写作之时，导师给了我无微不至的关怀，值此论文成文之际，学生我向导师致以最由衷的感谢和最崇高的敬意！

衷心感谢父亲、母亲、哥哥、嫂子、姐姐等家人给予我的无私关怀和支持！是他们给与我的精神力量让我完成了学业！

衷心感谢李淑英、郑洪涛、谢春玲、张政一、谭智勇等老师对我的教育和培养！

感谢祝剑虹、卫星云、谭美苓等师兄师姐给予我的热心帮助！

感谢寝室同学李义进、孙卫明、明平剑对我的大力关怀和帮助！

最后衷心感谢张晓云、糜杰、由雪琴、杨凡、黄亮等同学的帮助和支持。