

武汉理工大学

(申请工学硕士学位论文)

质子交换膜燃料电池冷却流道
的设计与模拟

培养单位：汽车工程学院

学科专业：动力机械及工程

研究生：傅立运

指导教师：罗马吉 副教授

2011年5月

分类号_____

密 级_____

UDC_____

学校代码 10497

武汉理工大学

学 位 论 文

题 目 质子交换膜燃料电池冷却流道的设计与模拟

英文题目 Design and Simulation on the Cooling Flow Channel
of Proton Exchange Membrane Fuel Cell

研究生姓名 傅立运

指导教师 姓名 罗马吉 职称 副教授 学位 博士

单位名称 武汉理工大学 邮编 430070

申请学位级别 工学硕士 学科专业名称 动力机械及工程

论文提交日期 2011年4月 论文答辩日期 2011年5月

学位授予单位 武汉理工大学 学位授予日期 _____

答辩委员会主席 吴森 教授 评阅人 吴森 教授
魏明锐 教授

2011年5月

独创性声明

本人声明,所呈交的论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知,除了文中特别加以标注和致谢的地方外,论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果,也不包含为获得武汉理工大学或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

签名: 傅立运 日期: 2011.5.30

学位论文使用授权书

本人完全了解武汉理工大学有关保留、使用学位论文的规定,即学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版,允许论文被查阅和借阅。本人授权武汉理工大学可以将本学位论文的全部内容编入有关数据库进行检索,可以采用影印、缩印或其他复制手段保存或汇编本学位论文。同时授权经武汉理工大学认可的国家有关机构或论文数据库使用或收录本学位论文,并向社会公众提供信息服务。

(保密的论文在解密后应遵守此规定)

研究生(签名): 傅立运 导师(签名): 罗马吉 日期: 2011.5.30

摘 要

燃料电池具有清洁和高效的优点,使之最有可能成为内燃机的替代品,在众多类型的燃料电池中,质子交换膜燃料电池拥有更高的功率密度和更快的冷启动速度,成为当前开发的重点。质子交换膜的效率在40%~60%之间,内部约有40%~60%的能量耗散为热能需要通过冷却系统带走。如果整个系统的热管理不当,会使得电池内部的质子交换膜过干或局部出现“水淹”的现象,而使电池的性能下降。大功率燃料电池堆主要通过冷却循环水带走反应产生的热量来实现对电堆温度的控制。本文设计了蛇行和并行型式流道的冷却板,模拟了冷却板中的传热传质,分析和评价了几种冷却板的优劣;同时对U型和Z型冷却水分配道进行了模拟和优化。

首先,介绍了燃料电池中热量的来源和散发途径,并建立了燃料电池工作过程的数学模型,模型综合考虑了电池中质量守恒和电荷守恒,以及催化层中的电化学反应,计算了不同的电流密度下输出电压,过比较模型计算结果与试验结果验证模型。同时对燃料电池在工作电流密度为 $1\text{A}/\text{cm}^2$ 时产生的热量和所需的冷却水的流量进行了估计。

为了对电堆进行有效的热管理,设计了四种流道型式的冷却板,其中冷却板A和B的流道型式为并行,冷却板C和D的流道型式为蛇行,并且建立了CFD模型,验证了网格密度对计算结果的影响,确定每个模型所需的网格数目为37万,分析了冷却板表面的最高温度,平均温度、温度均匀因子和冷却水进出口压差。计算分析表明:(1)冷却水的流量越大,冷却板表面的温度均匀性越好,但是同时会使得冷却水进出口压降变大,水泵需要消耗更多的能量。(2)在相同的冷却水流量下,设计为蛇行流道的冷却板模型C和D的表面温度均匀性好于设计为并行流道的冷却板模型A和B。

然后,建立了三维电池堆的U型和Z型冷却分配道的CFD模型,分析了不同型式的分配道对冷却板中循环水分配均匀性的影响。为了节省计算成本,对模型作了简化,使用直流道代替实际真实的冷却流道,并且将直流道区域设置为多孔介质来模拟真实流道中的压降。计算结果表明:(1)冷却水的流量对分配道的分配均匀性影响很小;(2)在相同的流量下,U型分配道的分配均匀性更

好；(3) 在相同的流量下，增加分配道的宽度有利于提高其分配均匀性。

关键词：质子交换膜燃料电池，冷却板，分配道，计算流体力学

Abstract

Fuel cells have emerged as a potential replacement for the internal combustion engine in vehicles because the advantages of fuel cell are both environmental and economic. The proton exchange membrane (PEM) fuel cell is the focus of current development efforts because it is capable of higher power density and faster start-up than other fuel cells. Most (PEM) fuel cell systems produce electrical energy at high efficiency that may range from 40% to 60%, at the same time there are 40% to 60% energy being transferred into heat. Improper thermal management causes electrolyte drying (global or local) or electrode flooding which both lower the fuel cell performance. In the present study, the cooling performance of several serpentine and parallel channel designs was evaluated in through a numerical simulation of fluid flow and heat transfer within the cooling plates. Z-type and U-type coolant manifold are simulated and optimized.

Firstly of all, heat sources/sinks distribution and the way of heat dissipation was discussed in the cell. A steady-state mathematical model of PEMFC was developed with the characteristics of mass transfer and electrochemical. In the model, mass transportation and charge balance, as well as chemical reaction in the catalyst layers are considered. The voltage was calculated under different current densities, and results of simulation are compared with the experimental results. Heat flux and cooling water flow rate were predicted, when the current density is $1\text{A}/\text{cm}^2$.

Four cooling plates were designed with different channel configurations. Models A and B had typical parallel configurations and Models C and D had typical serpentine configurations. The performance of cooling plates with different coolant channel designs was evaluated by simulating the fluid flow and heat transfer using CFD. In addition, the effects of computational mesh of the results, and each model have 370000 cells. And then the following indices were calculated and compared, all of which are dependent on temperature distribution uniformity: the maximum temperature T_{max} , the average temperature T_{av} , the temperature uniformity index, U_t and Pressure drop. The results are as following: (1) a higher coolant flow rate in the cooling plates leads to better cooling performance in terms of temperature uniformity;

but, this also requires higher power consumption to pump the cooling fluid through the cooling plates more quickly. (2) Cooling performance of Models A and B was lower than that of Model C and D due to non-uniform temperature distributions when there was the same the coolant flow rate in the coolant plant.

Three-dimensional computational fluid dynamics stack model composed of 40 coolant plate is constructed to evaluate the flow distribution caused by channel flow resistance. In order to simplify this mode, the straight channels which are filled with porous media take the place of the real coolant channels. The results are as following : (1) Increasing or decreasing the cooling water flow affects the flow distribution in the manifold. (2) The flow distribution is more uniform in the U-type coolant manifold. (3) While manifold widths increase, a more uniform flow distribution will be achieved.

Key Word: PEMFC, Coolant Plate, Manifold, CFD

目录

| | |
|------------------------------|-----|
| 摘 要..... | I |
| Abstract..... | III |
| 第 1 章绪论..... | 1 |
| 1.1 引言..... | 1 |
| 1.2 燃料电池系统组成..... | 2 |
| 1.3 燃料电池热管理的意义..... | 4 |
| 1.4 燃料电池的冷却方式..... | 4 |
| 1.5 质子交换膜燃料电池水热管理研究进展..... | 5 |
| 1.5.1 电堆水热管理系统研究现状..... | 6 |
| 1.5.2 电堆内冷却流道的设计和模拟..... | 8 |
| 1.6 本文主要内容..... | 12 |
| 第 2 章 质子交换膜燃料电池热分析..... | 13 |
| 2.1 水冷质子交换膜燃料电池热管理的要求..... | 13 |
| 2.2 燃料电池热源分析..... | 13 |
| 2.3 燃料电池热量的散发..... | 17 |
| 2.4 燃料电池热平衡的计算..... | 18 |
| 2.4.1 模型的建立..... | 18 |
| 2.4.2 产生热量的计算..... | 23 |
| 2.4.3 冷却水流量的计算..... | 26 |
| 2.5 本章小结..... | 28 |
| 第 3 章 质子交换膜燃料电池冷却流道分析基础..... | 29 |
| 3.1 燃料电池冷却流道的模型..... | 29 |
| 3.1.1 冷却板中流道的几何模型..... | 29 |
| 3.1.2 冷却水分配道的几何模型..... | 30 |
| 3.1.3 设计要求..... | 31 |
| 3.2 基本流体力学模型..... | 32 |
| 3.2.1 质量守恒方程..... | 32 |
| 3.2.2 动量守恒方程..... | 33 |
| 3.2.3 能量守恒方程..... | 33 |
| 3.3 数值计算方法..... | 34 |
| 3.3.1 离散方法..... | 34 |

| | |
|--------------------------------------|----|
| 3.3.2 离散格式 | 34 |
| 3.3.3 求解方法 | 35 |
| 3.4 冷却板表面温度均匀性的判定 | 35 |
| 3.5 本章小结 | 36 |
| 第4章 冷却流道的 CFD 分析 | 37 |
| 4.1 边界条件及计算方案 | 37 |
| 4.1.1 边界条件及物性参数的确定 | 37 |
| 4.1.2 计算网格数的确定 | 38 |
| 4.2 流量对冷却效果的影响 | 41 |
| 4.2.1 进口流速对冷却板表面最高温度的影响 | 41 |
| 4.2.2 进口流速对冷却板表面最低温度的影响 | 43 |
| 4.2.3 进口流速对冷却板表面温度均匀性的影响 | 43 |
| 4.3 两种并行流道中流动均匀性的比较 | 46 |
| 4.4 进口流速对冷却水进出口压降的影响 | 49 |
| 4.5 冷却水进出口压降与冷却板表面温度均匀性的影响 | 50 |
| 4.6 本章小结 | 51 |
| 第5章 冷却水分配道的 CFD 分析与改进 | 53 |
| 5.1 边界条件及计算方案 | 53 |
| 5.1.1 边界条件 | 53 |
| 5.1.2 对于单片电池中冷却流道的近似处理 | 53 |
| 5.2 流动均匀性的判定方法 | 57 |
| 5.3 冷却分配道中流动均匀性的分析 | 58 |
| 5.3.1 Z 型分配道中不同流量对冷却水的流动均匀性的影响 | 58 |
| 5.3.2 U 型分配道中不同流量对冷却水的流动均匀性的影响 | 60 |
| 5.4 U 型分配道与 Z 型分配道对进出口压降的影响 | 62 |
| 5.5 冷却水分配道的改进 | 62 |
| 5.6 本章小结 | 65 |
| 第6章 总结与展望 | 66 |
| 6.1 总结 | 66 |
| 6.2 展望 | 67 |
| 参考文献 | 68 |
| 致 谢 | 72 |
| 攻读硕士学位期间发表的论文及参加的科研项目 | 73 |

第 1 章 绪论

1.1 引言

21 世纪人类对于能源的需求在不断增加,但是地球上所存在的传统的化石能源有限,并且每时每刻都在被消耗,在未来的几十年里人类需要找寻新的可替代能源来满足需求,而氢能将会成为人类最为重要的能源之一。现在高效率的制取氢气、合适的方法存储氢气,有效的使用氢气都是需要解决的几个关键问题。其中使用氢燃料电池发电是解决如何使用氢气的一种重要技术,并且被美国列入未来十大科技之一^[1]。

在 160 年前 William Grove 就已经发明了燃料电池,而在最近几十年内燃料电池才开始与传统的能源系统(比如内燃机)竞争。这是由于早期的燃料电池非常昂贵,并且工作寿命很短,所以只能用于卫星或者是空间站中。上世纪的五十年代,在质子交换膜燃料电池的电极上每平方厘米所需要的铂的质量达到 28 毫克,这使得质子交换膜燃料电池的成本过高。在当时燃料电池的寿命也极其有限,比如美国双子星计划中,燃料电池的使用寿命只有 500 小时。而现在质子交换膜燃料电池的电极中每平方厘米所需要铂的质量只需要原来的百分之一,燃料电池的成本主要来自于碳板的制造和系统所需的附属设备,这样使得整个燃料电池系统的制造成本被大大降低,并且在实际的测试中燃料电池堆的使用寿命已经达到数千小时,由于以上两个原因,燃料电池的商业化成为可能。

目前正在应用和开发的燃料电池有很多种,不同种类的燃料电池的差异主要体现在以下几个方面^[2]:(1)水和热的管理方法的差别;(2)各个单电池的连接方式;(3)对于反应物的使用;(4)工作压力的差别。常用的燃料电池主要有:质子交换膜燃料电池(PEMFC)、生物燃料电池(BFC)、锌空气燃料电池(ZAFC)、碱性燃料电池(PAFC)、直接甲醇燃料电池(DMFC)、质子陶瓷燃料电池(PCFC)等。现在低温质子交换膜燃料电池被认为是最具有潜力的一种动力电池,特别是使用纯氢作为燃料时,电池能够快速地在比较低的环境温度下启动,被预测是最有可能代替内燃机成为汽车的新的动力源。现在 PEMFC 工作温度普遍在 60 至 80℃ 之间,气体的工作压力在 0.3MPa 到 0.1MPa 之间,所以对于附属设备的要求不高,使得系统的可靠性更高。因为燃料电池堆是由许多单电池所组成,可以通过设计不同数量和大小的单电池使其满足 0.1W 到

100kW 之间的各种应用,而且其结构紧凑,重量轻。同时燃料电池最大的优势是其工作原理与蒸汽轮机、燃气轮机和内燃机基于热力学原理不同,其最大效率不受卡诺循环的限制,燃料电池堆的发电效率一般在 40%到 60%之间,燃料的转化效率高于其他的能量产生装置,如内燃机和燃气轮机。这个优点尤其体现在小功率的发电装置上,因为它的效率与体积成正比^[3,4]。

现在燃料电池受到很多国家很重视,投入了大量的经费用与其研发,同时许多跨国公司开始涉及燃料电池的研发设计和生产,比如 DuPont、Gore、SGL、3M 和 Johnson Matthey 等都为燃料电池提供相关的零部件。同时随着汽车数量的不断增加,尾气排放所造成的空气污染越来越受到人们的关注,与传统的内燃机相比燃料电池因为工作时不存在任何形式的燃烧过程,所以不会有氮氧化物等有害气体生成,它的产物只有电能、水和热能。在零排放汽车的研发需求的驱动下,通用、福特、丰田、日产等主要汽车生产制造公司参与到燃料电池在汽车的商业化中来,投入大量的资金对其进行研发。从 90 年代开始,燃料电池就被列为我国科技攻关的重点项目,在“863”、“973”项目中都投入了大量的资金对燃料电池进行研发。

当然低温质子交换膜燃料电池也有一些缺点,比如对于产生的废热无法进行有效地利用,以铂为基础的催化剂很容易因为中毒而失效;燃料电池必须在一个合适的温度下工作,因为其性能很大程度上受到温度的影响;如果燃料电池要应用在汽车上,那么它的寿命至少要达到 5000 小时,同时每千瓦的造价不能高于 45 美元^[5],这都是需要解决的问题。

总体来说燃料电池拥有很好的发展潜力,随着研究的不断深入,其技术也会越来越完善,在不久的将来,将成为解决能源危机的一个重要途径。

1.2 燃料电池系统组成

为了使燃料电池堆在任何时候都能够提供足够的动力,必须要有一个良好的系统使其能够稳定可靠的运行。一个完整的质子交换膜燃料电池的系统包括:由许多单电池组成的电堆、给阳极提供氢气的燃料供给系统、空气供给系统、电力电子控制系统、冷却和加湿系统。

燃料电池堆是整个系统的核心部件,它负责产生电能并且为其附属设备运行提供足够的动力。由于单个氢燃料电池在工作的时候所输出的电压不超过 1V,而在实际应用中有时需要上百伏特的电压,这时要将多个单电池串联起来组成

一个电堆。单个燃料电池的部件主要有：双极板、扩散层、催化层和质子交换膜。双极板的作用是引导反应气体进入扩散层，并且把反应后的产物带出电堆，同时还起着传导电流的作用。现在大多数双极板的材料主要是石墨，也有用铝、钢、钛和镍等金属制成的金属双极板。扩散层是由多孔材料构成，主要作用是传导电子以及连接气体通道和催化层。催化层也是由多孔材料组成，是催化剂的载体。质子交换膜的作用是隔绝空气和氢气并传导质子。在电堆的设计中需要考虑几个重要的因素^[6]：（1）电堆的制造成本不能过高；（2）各个双极板以及膜电极之间连接要合理，既要保证电堆的密封性又要降低电流通过时所产生的电压损失；（3）如果电堆的设计功率比较高，那么需要提供有效的冷却途径；（4）反应气体流过电堆时各个位置上单电池中的反应气体的流量应该尽量一致。

燃料供给系统和空气供给系统为电堆发电提供足够的氧化剂和还原剂，氢氧之间发生的电化学反应受到反应物浓度和反应气体压力的影响，这两个系统需要在电堆工作的任何时候都能够提供足够的反应气体以及压力满足其运行要求。

冷却系统的作用是将电化学反应中产生的多余的热量带走，质子交换膜燃料电池电堆的效率通常低于 50%，所以在发电的同时会有大量的废热产生。冷却系统既要及时的带走废热和使电堆内部的温度梯度不至于过大，同时不能使电堆的工作温度过低影响发电效率，所以其必须保证质子交换膜燃料电池工作的温度在 60℃到 80℃之间。冷却系统通常包括冷却风扇、水泵和散热器等设备。

在大多数情况下燃料电池发出的电力通过交流电机转化成动力，而通过电化学反应得到的是直流电，这时需要使用 DC/AC 转换器进行转换。在实际应用中提供对应的动力需要有一个稳定的电压，燃料电池运行过程中提供的电力稳定性还不高，因为它的电压与反应气体的温度和压力有着密切的关系，这时候使用 DC/DC 变换器进行升压和降压变换。另外还需要对电堆运行时各种参数（输出功率、堆内温度等）进行监控，需要各种传感器和控制器。

为了使燃料电池在高电流密度下能够稳定的工作需要使用加湿系统对阳极和阴极气体进行加湿，因为质子交换膜在缺水的情况下会产生很大的电阻而使其整个电堆的性能下降。对于高功率的燃料电池电堆一般采用外部加湿的方法对进气进行加湿，使用的加湿器的种类主要有：膜加湿器、焓轮增湿器和多孔碳板加湿器等几种。

1.3 燃料电池热管理的意义

为了保证质子交换膜燃料电池有比较高的效率和性能,合理的热管理是一个关键性问题。特别是对于车用燃料电池,其工作温度通常低于 100°C ,与传统内燃机相比需要冷却系统有更大的热容量,能够使多余的热更快的被带走^[7]。当电堆高负荷工作时不可逆的电化学反应和由电阻所产生的焦耳热是电堆生成废热的主要来源,而电池的性能很大程度上受到温度分布的影响,很多实验数据和模拟仿真结果都表明电堆的功率密度和温度都有着很密切的关系,Suleyman 等试验分析了电池温度、进气加湿温度、阴极和阳极进气流量、电池内气体的压力对电池性能的影响,试验表明当电池内气体压力为 5bar ,氢气和氧气之间的流量之比为 $1:2$,电池的温度保证在 75°C 并且气体加湿温度也为 75°C 时电池的功率密度能够达到最大的 $379.64\text{mW}/\text{cm}^2$ 。电池工作温度在 70°C 或 80°C 时其性能都会有不同程度的下降^[8]。因为温度的高低会引起水蒸气浓度的不同,同时也会影响气体的扩散特性。温度越高水蒸气所占的分压越大这在一定程度上使反应气体的浓度下降,要保证反应所需的气体的浓度需要提供更多的反应气体,这就增加了空气泵的功率。随着温度的增加在电极上发生的电化学反应的活性也会增加,从而提高电池的效率,较高的工作温度也能够改善废热的排出。但是如果质子交换膜燃料电池的局部温度过高会导致交换膜发生缺水现象而收缩甚至是破裂使整个电池损坏。当电堆中的反应温度过低时,电极内会发生很严重的极化导致电压损失过大,同时也可能在局部出现“水淹”的现象而使催化剂得不到充分的使用,使电池功率下降。所以水热管理直接影响到电池的性能。

热管理的目的不仅仅是指将电堆中的热量带出,更重要的是保证电堆内温度分布的一致性,减小电堆内的温度梯度和避免在局部有热点的产生。同时为电堆提供冷却水循环的水泵的功率应该尽可能的小,以保证整个电堆有较高的输出功率。热管理同时也会包括在较低的环境温度下对进气和整个电堆进行加热,使电堆能够尽快的启动。

1.4 燃料电池的冷却方式

一个典型的质子交换膜燃料电池堆的发电效率接近 50% ,这就意味着有 50% 的热量会被浪费,必须及时的将这些热量带走以便于保护质子交换膜。燃料电

池的冷却方式主要是由它的体积和功率所决定的^[9]，冷却方式有以下几种：

(1) 使用阴极气体进行冷却。小型燃料电池阴极的工作方式主要有两种，自呼吸式和强制送风方式，自呼吸式的燃料电池主要通过阴极的自然对流和水分蒸发来冷却，要求在阴极有比较大的开放结构，这样就会增加整个堆的体积。强制送风式能够更方便的带走电池堆内的废热，使得电堆的结构更加紧凑，同时也能增加冷却能力，当电池的功率不超过一百瓦时这种冷却方式就能够满足要求。

(2) 空气冷却。当电池功率增加时，产生的热量也会更多，增加反应气体是带走更多的热量的一种方法，但是过多的反应气体会使质子交换膜变得更加干燥。在这种情况下，燃料电池需要分开的反应气体供应系统和冷却系统，使用风扇向电池送风来达到冷却的目的。当电堆的功率低于 2kW 时，电堆使用空气冷却就能满足要求。

(3) 循环水冷却。当质子交换膜燃料电池的功率超过 10kW 时，由于空气的导热系数和比热很小，不能满足系统冷却的要求，这时候就需要使用循环水进行冷却，不过在使用水冷时需要对电堆进行更加复杂的设计。冷却水的温度和压力必须要监控，而且需要额外的动力使水泵来运转^[10]。在寒冷地区，冷启动时防止水结冰，才能够使电堆系统能够快速启动，必须在普通的冷却水中添加防冻剂。在 2kW 到 10kW 之间的燃料电池电堆冷却方式需要视情况而定。

1.5 质子交换膜燃料电池水热管理研究进展

燃料电池电堆良好的水热管理对保证其能够可靠稳定的工作起着重要的作用，现在主要通过实验和模拟的方法进行研究。而随着数值模拟技术的不断成熟，在工程设计中，模拟计算成为不可或缺的一个步骤。质子交换膜燃料电池发动机是由气体供给系统、冷却系统等多个系统组成，并且伴有复杂的化学反应，在对燃料电池的研究的过程中，如果仅仅依靠实验很难对电池的整体性能有一个全面的了解。同时电堆内的结构复杂，通过实验往往难以得到内部详细的工作状况，如电堆各个位置上温度的分布，反应气体浓度的分布，而借助模拟的手段可以得到这些信息，在较短的时间内为电堆系统和部件的设计提供有意义的参考数据。

1.5.1 电堆水热管理系统研究现状

对电堆水热系统研究主要是要弄清系统中相关工作条件（进气湿度和温度、冷却水的温度和流量等）改变时，电堆性能的变化，以及为优化水热管理系统中的各个部件（风扇、换热器等）提供参考依据，从而提高电堆的发电效率。

绝大多数的燃料电池堆都采用空气冷却和循环水冷却。对于小功率电堆来说空气冷却使系统组成更加简单可靠，所以有广泛的应用。J. Ramousse^[11]等研究了空气冷却的电堆中热管理的问题，作者设计的电堆的额定功率为 700W，由 65 片单电池组成，冷却空气由安装在电堆前端的风扇提供。并且建立了相应的三维瞬态电堆热管理模型，而电堆的总发热量和各个表面的换热系数由估算得来。作者研究了电堆运行 6000 秒内性能的变化，同时在实验的过程中监测电堆表面的温度变化并与计算结果相对比，电堆各个位置上的计算出的温度与实验结果之间的误差很小，证明了计算的可靠性。通过对计算和实验结果的对比分析，温度，过量空气系数和加湿度对电池电压的影响，得出结论只有合理设定电堆的所有相关参数才能使电堆达到最优的性能。K.P. Adzakpa^[12]等针对使用空气冷却的电堆建立了三维动态模型，同时在模型中考虑了自然对流和风扇转动引起的强制对流对电堆性能的影响。

当燃料电池堆的功率超过 5kW 时，必须采用循环水进行冷却，通过建立稳态和非稳态的模型能够为电池的热管理的设计提供有效的参考依据。Yangjun Zhang^[13]等建立了能够预测燃料电池堆性能的热管理系统模型。模型中包括：一个燃料电池堆、一个换热器、一个风扇、还有由水泵和水箱组成的冷却水循环系统。在该系统中从电堆带出热量的冷却水被进入电堆的空气冷却。作者模拟了在稳态的情况下，电堆的输出功率与冷却水流量、空气进气流量以及环境温度之间的相互关系，并且与实验结果相比较，表明计算结果可以对燃料电池不同工作状况下的性能有一个较为准确的预测。文中特别指出环境温度对电堆的效率有较大的影响，环境温度从 20℃ 上升到 30℃ 时电堆的效率有一个比较大的下降，环境温度对电堆效率的影响比冷却水流量的影响要大，这时候调整进气流量有利于减少这种影响。D. Picot^[14] 等通过实验分别研究了 1kW、5kW、10kW 电堆中加湿系统和不同的冷却对电堆性能的影响，结果表明冷却系统如果能够提供足够的冷却能力，电堆的整体性能将大幅上升。

J. Han 等^[15] 建立了一个 1kW 的质子交换膜燃料电池系统的动态模型，在

这个模型中由动态的燃料电堆子模型、动态的涡轮风机子模型、稳态的加湿子模型和动态的冷却系统子模型组成。模拟结果表明由于涡轮风机最低转速的限制，在低电流密度下涡轮风机消耗的功率对于整个系统有很大的影响；使用循环水冷却系统对电堆的温度进行有效地控制，在电堆稳定运行时水箱中的水温总保持在 65℃左右；在电堆运行半小时后冷却水与电堆之间的温度差趋于稳定在 5 到 7℃左右。

Cheng Bao 和 Minggao Ouyang^[16]设计了一种能够对质子交换膜燃料电池水热管理系统的进行分析的模型，这个模型是针对应用在公共汽车上的大功率燃料电堆系统。这套系统包括燃料电池堆，散热器、冷凝器、膜加湿器、水箱以及分别用于加湿和冷却的两个水泵。在模型中还考虑到了流体在管道中的压力损失，模拟了空气的化学计量比、阴极出口压力和对阳极气体不同的加湿方式（膜加湿、气体循环加湿和同时使用两种加湿方式）对电池性能的影响。研究表明空气的化学计量比在一定范围内的下降和增加阴极出口压力都有利于电堆系统效率的提升，升高电堆的工作温度可以改善电堆的性能，但是会增加冷凝器和散热器的负担，增加这部分电能的消耗。

陈潇^[17]使用软件 FLOWMAS-TER2 对 65kW 燃料电池堆进行模拟，分析了燃料电池堆输出功率和发热量对其系统的影响，仿真结果表明在不同负荷下要想使电堆温度保持恒定，必须有效的调节风扇的转速，电堆中冷却水进出口的温差需要通过水泵调节冷却水流量来进行控制。Fei Gao^[18]等使用软件 VHDL-AMS 建立了一种针对燃料电池堆的数学模型，对电堆中电荷传递，流体的质量传递和能量变化进行了仔细的模拟。模型中有 2500 个状态变量，只有极少数的参数是由极化曲线得到，所以这个模型可以对水冷的石墨双极板电堆或者是金属双极板电堆也能够有很好的预测，作者模拟了电堆在 2074 秒、1403 秒、1070 秒、1461 秒、1310 秒、521 秒六个时间段内的运行状况，最后用巴拉德公司的 1.2kW 的 NEXA 47 电堆进行实验并将测出的数据与计算结果相比较，两者的数据相差很小，表明模型有很高的准确度。

车用质子交换膜燃料电池堆在热管理系统的设计中必须要充分考虑到汽车不同工况下的散热要求。许思传^[19]等研究了应用在汽车中的燃料电池发动机散热系统，分析得出结论：汽车行驶速度为 100km/h 时，冷却水出堆温度达到 70℃，这时散热器的散热能力不够，需要进行改进。作者提出了解决方案，即合理布置散热器和冷凝器的位置关系、增大风扇的转速等措施来解决散热不足的问题。在高温环境下，燃料电池车中电堆散热量大于相同功率下的内燃机，这就

要求散热系统提供更大的散热量。李正秋^[20]等在原有的车用燃料电池堆的散热系统的基础上增加了喷水冷却方案，使用太阳能蓄能水箱，在电堆温度过高的时候对散热器进行喷水冷却，来达到加强散热的目的。

使用一维模型只能了解电堆在不同工况下的性能，而只有通过建立多维模型才能准确的了解电堆内部的状况。Pang-Chieh Suit^[21]提出了一种能够快速模拟燃料电池堆运行状况的方法，首先使用管道网络拓扑模型计算电堆中气体和冷却水流动的分布情况，然后使用有限元方法建立单电池的二维稳态流动非等温模型，以在管道网络拓扑模型中计算的结果作为其边界条件，计算燃料电池中电荷传递、热传导和冷却液流动，从而预测整个燃料电池堆的工作性能。L. Dumercy^[22]建立了一个三维网络节点模型来对功率为 150W 和 500W 的水冷燃料电池堆进行模拟，这两个电池分别由 6 片单电池和 20 片单电池组成，预测了不同电流密度下电堆内温度的分布。

1.5.2 电堆内冷却流道的设计和模拟

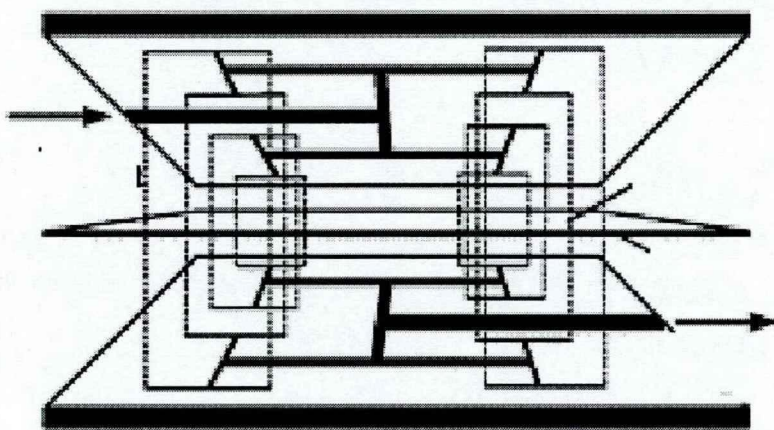
使用空气作为冷却剂的电堆中冷却道通常都会设计为直流道，可以增加单位时间的空气流量，提高散热能力。而对于使用大功率电堆必须采用循环水冷却，冷却水流道都是密封在电堆中，冷却水流道的设计对于控制电堆的温度起着非常重要的作用。

Yahia Lasbet^[23]等设计了三种形式的冷却流道如图 1-1 所示：直流道、C 型流道、Z 型流道。作者分析了三种流道中的努赛尔数、摩擦系数，以及截面上温度的分布，得出结论：C 型流道中由于水在流动时会发生旋流所以换热效果最好，直流道中冷却水的换热效果最差。



图 1-1 三种冷却流道^[23]

S.M. Senn^[24]等提出了一种新的燃料电池冷却流道（如图 1-2）。这种冷却流道呈树杈型分布，这种形式的流道曾广泛应用在电子器件的冷却上，作者根据燃料电池的功率和体积对这种形式的流道进行设计，使用商业计算流体软件 CFD-ACE 建立了冷却流道的三维模型，分析了冷却水在流道中的流动以及各个截面上温度的分布。这个模型中有六个分支的树杈型冷却流道，在相同的流量下冷却水进出口的压降只有相应的蛇形冷却流道的一半，散热效果要强于蛇形流道。在这种流道的分叉处，冷却水会形成二次混合流动，使得这些部位的努赛尔数变大而引起相应的传热系数也变大，所以加强了换热效果。

图 1-2 树杈状冷却流道示意图^[24]

Jongmin Choid^[25]等人设计了六种燃料电池的冷却流道，如图 1-3，其中包括三种蛇形流道和三种并行流道，设计的要求是要让冷却板表面的温度分布更加均匀。作者建立了计算流体力学模型，分析了冷却水通道中雷诺数与冷却板表面最高温度和进出口压降之间的关系，对电池不同发热量下的冷却板表面的温度进行了讨论。研究表明：蛇形流道有较好的散热性能，但是冷却水在板内的流动的压力损失过大，而冷却水在并行流道中的流动损失小，经过改进的冷却流道型式 f 有较好的散热性能，并且流动损失远小于型式 a、b、c。

Saeed Asghari^[26]等对一个 5kW 燃料电池堆的冷却流道中的传热过程进行了模拟，流道型式如图 1-4，用双极板上的温度的均匀性来评价冷却流道的好坏，通过改变冷却流道的数目来进行优化，并且分析了不同冷却水流量下电堆的冷却效果，结果表明：当冷却水流量超过一定值之后冷却效果没有明显的变化，同时作者建立了一套完整的实验装置，测试了电堆运行过程中电堆表面的温度，模拟结果很好的吻合了实验所测出的数据，为冷却流道的设计以及燃料电池堆冷却水流量的控制提供了依据。

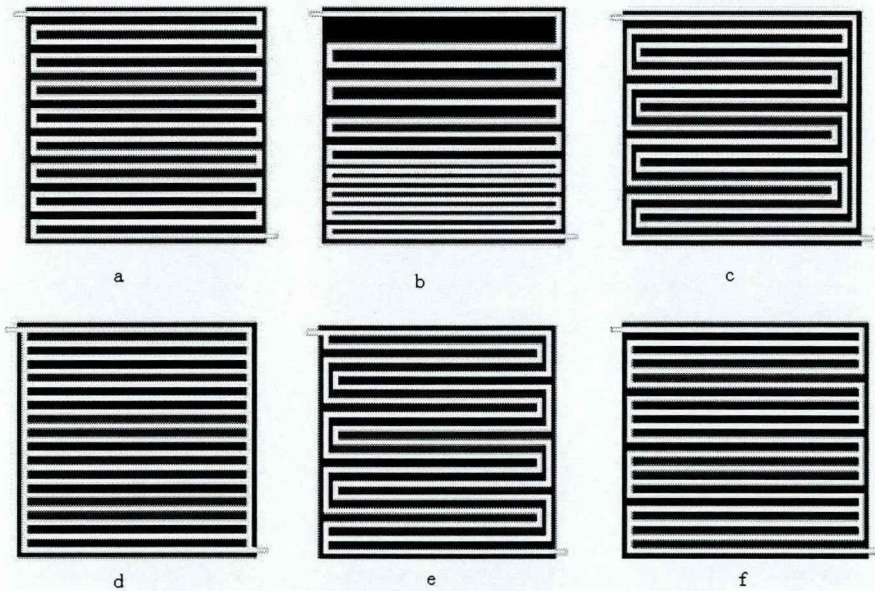


图 1-3 六种型式的冷却板流道示意图^[25]

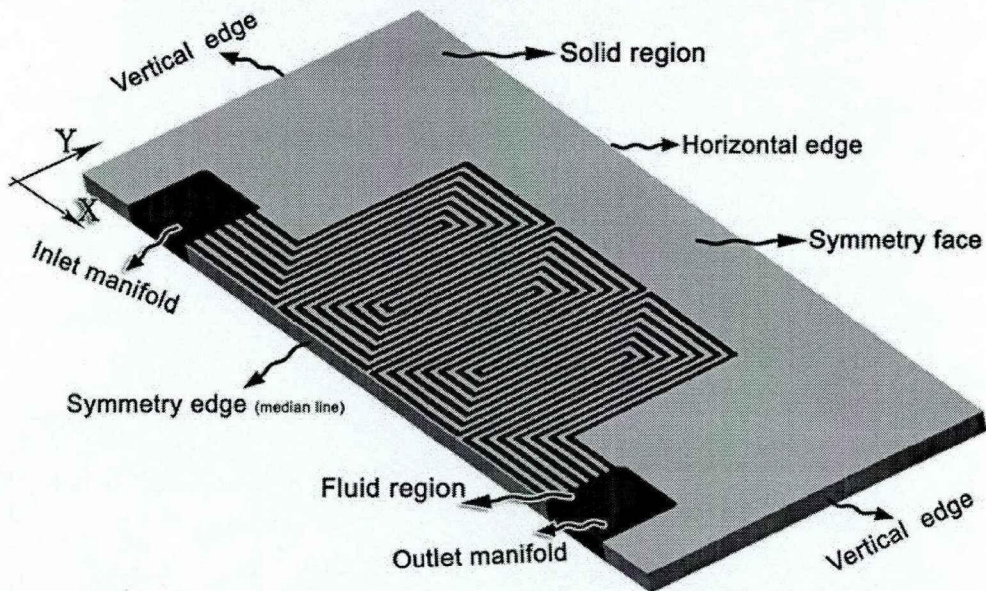


图 1-4 5kW 电堆冷却流道示意图^[26]

Seung Man Baek^[27]等针对高功率电堆设计了如图 1-5 所示的六种型式的冷却流道的冷却板, 其中冷却板的面积为 $18\text{cm}\times 18\text{cm}$, 作者使用 STAR-CD 软件建立了 CFD 模型, 分析在不同的冷却水流量下, 冷却板表面的温度分布和冷却水进出口压降, 得出结论是型式 D 具有最好的换热效果并且能够保证在一定的流量下冷却板表面温度分布均匀。

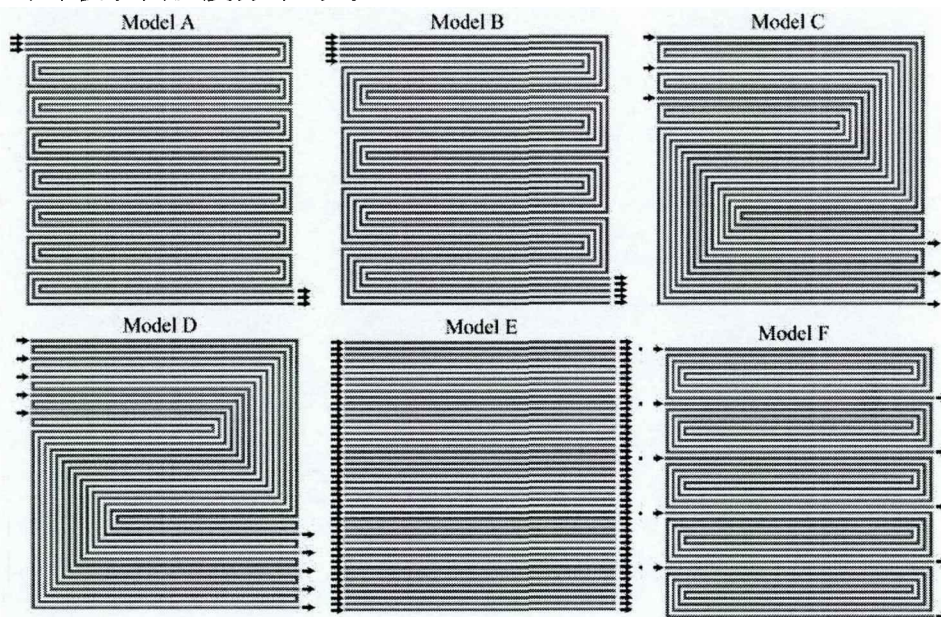


图 1-5 六种冷却流道设计示意图^[27]

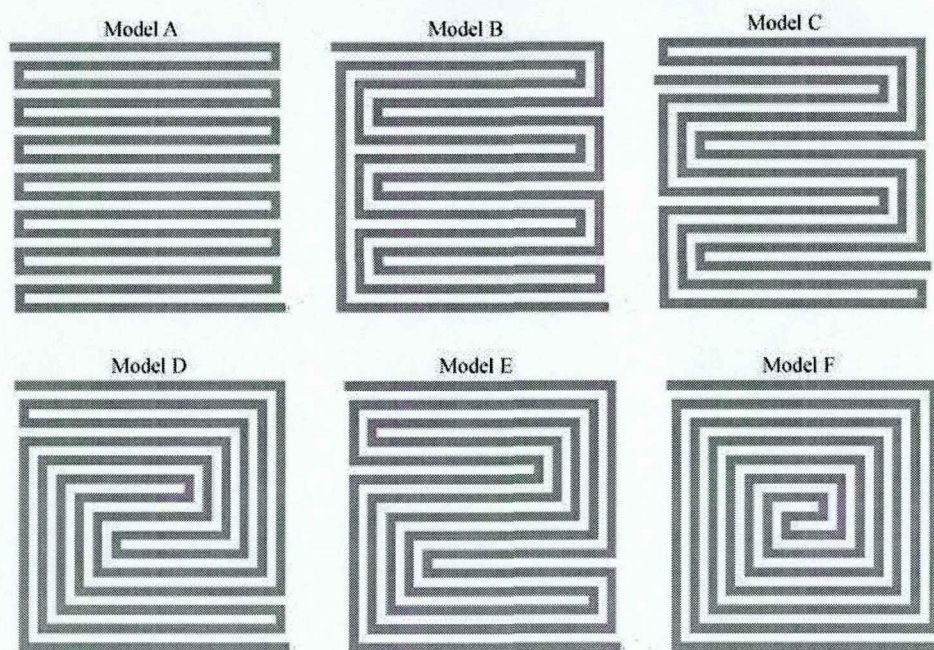


图 1-6 蛇形冷却流道设计示意图^[28]

如图 1-6, Seung Ho Yu^[28]等对六种蛇形流道型式的冷却板进行了 CFD 分析及对比, 其中型式 B、C、D、E 是作者设计的能够加强换热效果的冷却板, 型式 A、F 是传统的蛇形流道, 分析结果是新型流道形式的冷却板能够更好的利用流道之间的肋进行传热, 有利于使电堆内的温度分布更加均匀。

Mina^[29]建立一个准三维燃料电池模型, 在这个模型中考虑了燃料、空气和冷却水通道的, 模拟了冷却水流动与空气流动对电池内部温度分布和电池性能的影响, 得出结论是: 当冷却水和空气流动方向相同时, 电池内部温度梯度较小, 电池性能最好。余洪江^[30]使用 Fluent 软件中燃料电池模块建立了一个比较完整的电堆模型, 分析了冷却水流量对质子交换膜中温度的影响, 并且对冷却流道进行了优化设计, 模拟结果表明, 优化过的冷却流道能够使得膜中最高温度和最低温度之差保持在 3℃ 内。

1.6 本文主要内容

燃料电池的性能包括所能提供的最大功率、寿命和可靠性, 而在燃料电池的运行中其性能受到温度、进气湿度、气体过量系数和气体压力等多方面因素的影响, 所以只有对燃料电池堆的水、热、气进行合理的控制调节才能使其稳定可靠地工作。本文针对燃料电池中的冷却流道进行了设计与分析, 论文的主要工作如下:

- (1) 分析电池产生热量的来源, 通过建立的燃料电池工作的数学模型, 对电池在运行过程中产生的热量和所需的冷却水的流量进行估计, 为 CFD 计算提供恰当的边界条件。
- (2) 设计四种流道型式的冷却板, 使用 CFD 的方法模拟不同流量下冷却水在流道中的传热和流动, 分析不同流道形式的冷却板表面的温度分布和冷却水进出口压降与进口流速的关系。
- (3) 对燃料电池堆中冷却水分配道中循环水的流动进行了模拟计算, 分析了由于冷却板布置在分配道的不同位置而引起其中循环水流量的差异, 并且根据计算结果提出优化方案。

第 2 章 质子交换膜燃料电池热分析

2.1 水冷质子交换膜燃料电池热管理的要求

低温燃料电池电堆功率达到最高时效率通常在 40%到 50%之间,用于汽车的燃料电池电堆的功率通常在 30kW 以上,电堆运行时仅靠与周围空气的自然对流和反应气体流动来散热,远不能满足电堆的要求,所以这时电化学反应产生的大量的废热需要通过冷却水带走,其热管理系统需要达到以下要求:

(1) 首先要保证电堆的温度在最佳的工作温度范围内。在电堆功率较低时,发热量也随之减少,为了保证电池内的温度在正常工作范围内,冷却水不能带走过多的热量,使电堆温度过冷;在电堆满负荷工作时,冷却系统要提供足够的冷却能力,避免电堆整体过热。同时也要避免电堆工作时由于设计不合理有可能出现局部温度过高的情况,因为质子交换膜在超过 80℃时性能就会大幅下降,如果其温度超过 100℃,膜会因为含水量会急剧减小而受到损坏,这时发生氢氧窜气,严重时引起电堆爆炸^[31, 32]。

(2) 整个电堆内的温度分布应该尽量均匀,就是指内部的温度梯度要小^[33]^[34],各个单片电池的温度差和同一片电池上不同位置的之间的温度差都要小,电池才能有最好的性能。一般要求保证冷却流道进出口水的温度差在 10℃到 5℃之间。

(3) 电堆中的冷却流道和散热器要合理设计。在满足电堆的散热要求下,应该尽量减小冷却水流动时的阻力^[35];散热器要合理布置,使风扇和冷却系统中的水泵的运行所需的电能减少,因为这部分所需的电能均由电堆提供,如果消耗电能太多,会影响电堆输出的功率。

实际运行中电堆的热管理很复杂,需要根据电堆的运行状况合理调整水泵输出的冷却水的流量,调整散热器上风扇的转速改变冷却水进口温度,以及合理的设计冷却流道,这几个热管理所要考虑的因素要综合起来研究。

2.2 燃料电池热源分析

燃料电池堆工作时产生热量的大小与电堆输出的电压和电流有直接的关系,电化学反应产生的能量不是全部转化为电能,而是有很大一部分通过热量的形

式散发出去，图 2-1 阐明了电池运行时产生的热量和电压之间的关系

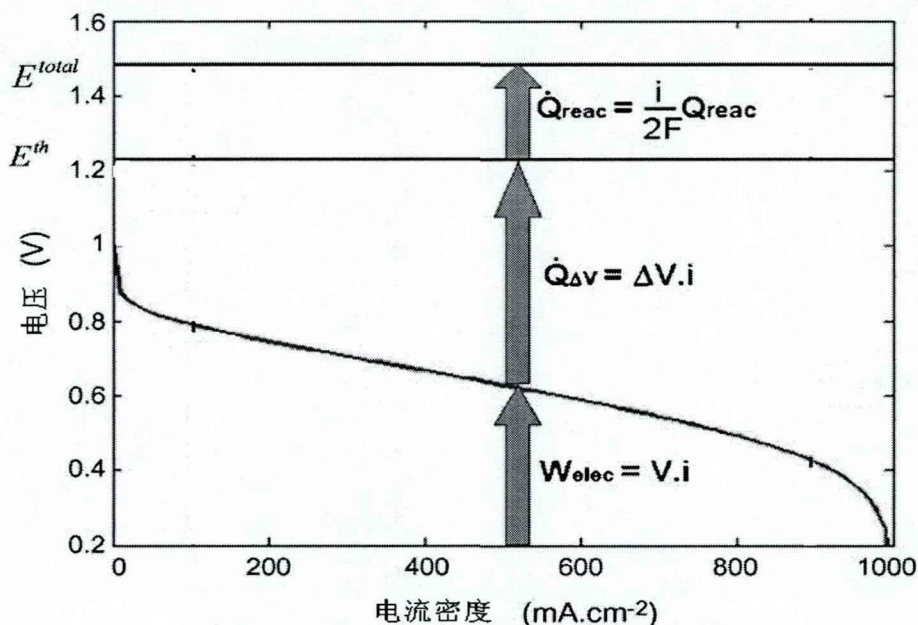
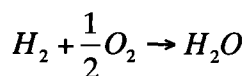


图 2-1 燃料电池极化曲线示意图^[36]

在电池中氢气、氧气分别在阳极和阴极发生电化学反应：



由这个反应可以计算得：

$$\Delta H = H_{H_2O} - H_{H_2} - \frac{1}{2}H_{O_2} \quad (2-1)$$

式中 ΔH 为气体压力为 101325Pa，温度为 25℃ 的标准状态下的焓变， H_{H_2O} 、 H_{H_2} 、 H_{O_2} 分别为在标准状态下水蒸气、氢气和氧气对应的焓。

电池的最大发电潜力，即化学能全部转化为电能时电池所能提供的电压为：

$$E^{tot} = \frac{\Delta H}{2F} \quad (2-2)$$

在标准状态下如果水以气态的形式存在，则 E^{tot} 为 1.25V，如果水以液态的形式存在，则 E^{tot} 为 1.48V，而即使是理想中的燃料电池也不可能达到这样的电压^[36]。在燃料电池的实际应用中，电池的输出电压都在 1V 以下，并且随负载的变化而变化，因为在电流流动的过程中会发生各种非可逆的损失。这种非可逆的损失会产生大量的热。

根据热力学第二定律，电能是由吉布斯能的变化产生的，吉布斯能的变化总是小于焓变，所以这个反应必然有热能的产生，因此电池的理论开路电压为：

$$E^{th} = \frac{\Delta G}{2F} \quad (2-3)$$

在标准状态下水以液态的形式存在时， E^{th} 为 1.229V。而在非标准状态下，理论最大电压的计算公式为：

$$E_r^{th} = E^{th} - \frac{RT}{2F} \ln \frac{a_{H_2O}}{a_{H_2} a_{O_2}^{1/2}} \quad (2-4)$$

式中 E_r^{th} 为电池实际运行状况下的理论最大电压， R 为通用气体常数， F 为法拉第常数， T 为绝对温度， a_{H_2O} 、 a_{H_2} 、 a_{O_2} 分别为水、氢气、氧气的活度。当电池工作温度为 80℃、阳极为纯氢气、阴极为空气时，电池的理论最大电压为：1.217V，实际上温度对理论电压的影响很小，这部分产生的热量为^[37]：

$$Q_{reac} = (E^{tot} - E_r^{th}) \times i \quad (2-5)$$

式中 i 为电流氢气和氧气在电化学反应过程中必须克服所需要的活化能，这时所造成的电压损失，叫活化极化。这种电压损失与电堆工作时的电流密度有关，在电池的阴极和阳极发生的氧化还原反应均可产生活化极化，其产生的热量计算公式为：

$$Q_{act}^a = \eta^a i \quad (2-6)$$

$$Q_{act}^c = \eta^c i \quad (2-7)$$

式中， Q_{act}^a 、 Q_{act}^c 分别为阳极和阴极产生的热量， η^a ， η^c 为阳极和阴极的活化电压损失， i 为此时电池的工作电流。一般氢氧燃料电池的活化极化的电压损失在 0.1V 到 0.2V 之间^[38]，这与所用催化剂和反应界面有关系。

电荷在导体内流动的时候，会有阻抗作用，燃料电池中电流在各个部件中流过时也同样会造成电压损失，这叫做欧姆极化。作为电解质的质子交换膜，由多孔介质组成的扩散层和催化层，双极板和这些组件之间的交界面都会产生这种电压损失，由此产生的热称为焦耳热^[39]。扩散层和催化层的主要化学成分是碳，双极板的材料用石墨或导电金属做成，它们的导电率很高，形成的电阻很小，所以产生的热量相对来说也很少^[40]。构成膜的材料性质和膜的厚度对电堆的总电阻有比较大的影响。质子从阳极穿过膜到达阴极时造成的电压损失为：

$$V_{ohm} = R_{ohm} i \quad (2-8)$$

式中 R_{ohm} 为膜中的电阻， i 为穿过膜的电流强度。而质子穿过膜的电阻 R_{ohm} 与膜中水含量有很大的关系，一般用以下公式根据温度 T 和水含量 λ 对电池中膜的导电率 σ 进行估计：

$$\sigma = (0.005139\lambda - 0.00326) \exp \left[1268 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{T} \right) \right] \quad (2-9)$$

电阻 R_{ohm} 的估算公式为：

$$R_{ohm} = \int_0^L \frac{1}{\sigma} dz \quad (2-10)$$

式中 L 为膜的厚度。可以看到如果能够减少膜的厚度，那么电池中的内阻将大幅下降。现在电池质子交换膜的厚度一般在 $50\mu\text{m}$ 左右。

对于大功率的电堆，接触电阻也是要考虑的。比如 30kW 的燃料电池堆一般都会有 300 片左右的单电池组成，如果电池各部分之间的装配不合理，各个部件的接触电阻会变得很大，电池在高电流密度下运行时产生大量的热。

电池反应生成的液态水在多孔电极上的吸附/脱附也会伴随有热量的改变。燃料电池中水的吸附现象主要发生在膜和催化层的交界面上，膜中的水以液态形式存在，而扩散层中水多以气态形式存在，气相和液相要保持一个平衡的过程就会有热量的产生和传递。水吸附时的焓变 ΔH_{sorp} 计算如下：

$$\Delta H_{sorp} = \Delta H_{H_2O_{ad}} + \Delta H_{H_2O_{gas}} \quad (2-11)$$

在膜与催化层的接触面上水的流量可以通过流过膜电极的水的流量进行估计，计算其交换的热量的公式为：

$$Q_{sorp}^a = \Delta H_{sorp} N_{H_2O}^a \quad (2-12)$$

$$Q_{sorp}^c = \Delta H_{sorp} N_{H_2O}^c \quad (2-13)$$

式中 Q_{sorp}^a 、 Q_{sorp}^c 分别为阳极和阴极水吸附放出的热， $N_{H_2O}^a$ 、 $N_{H_2O}^c$ 分别为阳极和阴极在膜与催化层界面上水的流量。

当水蒸气的分压力达到饱和蒸汽压力时就会凝结成液体，饱和蒸汽压与温度有很直接的关系，温度越高，水蒸气的饱和压力越高^[41]，在不同温度下的饱和蒸汽压可以由以下公式近似计算得来：

$$P_{sat} = P^0 \exp \left(13.669 - \frac{5096.23}{T} \right) \quad (2-14)$$

在电池催化层中发生电化学反应，质子从阳极通过膜传到阴极生成水，所以膜附近的水蒸气的分压力应该高于扩散层中水蒸气的分压力，因为电堆内温度分布的不均会使不同位置水的饱和蒸汽压不同，这意味着水蒸气凝结更容易发生在电池中温度比较低的位置。水凝结时所放出的热量计算如下^[42]：

$$L_v(T_r) = \Delta H_{liq} - \Delta H_{vap} \quad (2-15)$$

$L_v(T_r)$ 为在温度为 T_r 时凝结放出的热， ΔH_{liq} 、 ΔH_{vap} 分别为温度为 T_r 时液态水和气态水的焓，经过计算在 80°C 时水的凝结热为 41.6kJ/mol 。

电堆运行的过程中所输出的功率越大其效率就越低，其所释放出来的热量也就更多。在整个燃料电池工作中，活化极化所放出的热量是最多的，随着电流密度变大欧姆极化放出的热量也随之增大，其他因素所放的热只占很小的一部分。所以要提高电堆的效率，必须减少电阻和使用更好的催化剂。

2.3 燃料电池热量的散发

用于汽车的燃料电池堆的效率不会超过 50% ，运行时产生的热量必须通过各种途径排到环境中，这样才能保证电堆工作温度在一个合理的范围内。作为汽车动力源的电池堆散发热量的方式有以下几种：

(1) 电堆周围的自然对流与辐射

电堆表面通过自然对流和辐射散失到周围环境中的热量 Q_{dis} 为：

$$Q_{dis} = \frac{T_s - T_0}{R_m} \quad (2-16)$$

式中 T_s 为电堆表面的温度， T_0 为周围环境的温度， R_m 为总的热阻，其计算公式如下：

$$R_m = \frac{1}{\frac{1}{R_c} + \frac{1}{R_r}} \quad (2-17)$$

式中 R_c 为对流换热引起的热阻， R_r 为辐射引起的热阻。在发动机仓中，电堆周围的空气几乎不流动所以 R_c 很大，对于计算 R_m 只用考虑 R_r 的值的大小。

$$R_r = \frac{1}{\sigma F A_s (T_s + T_0)(T_s^2 + T_0^2)} \quad (2-18)$$

式中 σ 为 Stefan-Boltzmann 常数 $[5.67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)]$, F 为形状因子, A_s 为电堆的外表面积。文献[43]对 25kW 的电堆的热辐射进行了估计, 大概只有 166.7W, 而电堆的发热量超过 25kW, 所以通过辐射传出的热量可以忽略。

(2) 电堆尾气出堆时带走的热量

反应气体进出口的温度差一般不大, 而进入电堆的空气比热只有 $1 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 所以带出的热量也很少, 可以忽略不计。文献[43] 估算了 25kW 电堆中阴极生成的水所带出的热量为 483W。

(3) 冷却循环水带走的热量

高功率电堆生成的热几乎都由冷却系统中的循环水带走, 一般是制作薄的冷却板插入单电池之间。冷却水从电堆中流过带走热量, 被加热的水在散热器中由冷却风扇吹风冷却, 被冷却的水重新进入电堆, 形成一个循环。通过对冷却水的流量和风扇的转速来调节电堆的温度。用以下公式对冷却水带走的热量 ΔQ 进行估计:

$$\Delta Q = N_{cool} A_w U \rho C_p (T_{cell} - T_{in}) \quad (2-19)$$

式中 N_{cool} 为冷却板的数目; A_w 为单个冷却板中进口的截面积; U 为水的流速; ρ 为水的密度; C_p 为水在电堆工作温度下的比热容; T_{cell} 为冷却水的出堆温度; T_{in} 为冷却水的进堆温度。

2.4 燃料电池热平衡的计算

2.4.1 模型的建立

为了能够对燃料电池堆运行时所需的冷却水的流量有一个正确的估计, 需要对其在工作过程中所产生的热量进行估算。这就需要建立一个简单的燃料电池的数学模型, 计算出不同电流密度下的电压。

燃料电池在不同功率下的电压计算公式如下^[44]:

$$V = E_{thermo} - \eta_{act} - \eta_{ohmic} - \eta_{conc} \quad (2-20)$$

式中 E_{thermo} 为热力学预测出的电压; η_{act} 为反应动力学所造成的电压损失; η_{ohmic} 为电流流过电堆各个组件产生的电阻; η_{conc} 为反应气体扩散层中传输时浓度造成的电压损失。

在燃料电池中发生的电化学反应满足一系列的平衡。电流密度、穿过电解

质膜的 H^+ 的流量、在阳极氢气消耗的流量、在阴极氧气消耗的流量都是相等的，其数学表达式为：

$$\frac{j}{2F} = \frac{J_{H^+}}{2} = J_{H_2}^A = 2J_{O_2}^C = S_{H_2O}^C \quad (2-21)$$

式中 j 为电堆工作时输出的电流密度； F 为法拉第常数； J_H 为质子的摩尔流量； $J_{H_2}^A$ 为阳极氢气消耗的摩尔流量； $J_{O_2}^C$ 为阴极氧气消耗的摩尔流量； $S_{H_2O}^C$ 为在阴极生成的水的摩尔流量。

在阳极的反应气体为氢气，因为质子传导过程需要水的参与，所以必须对阳极气体进行加湿，那么阳极气体为氢气和水蒸气的混合气体流量的计算表达式为：

$$J_{H_2}^A = \frac{-p^A D_{H_2, H_2O}^{eff}}{RT} \frac{dx_{H_2}}{dz} \quad (2-22)$$

$$J_{H_2O}^A = \frac{-p^A D_{H_2, H_2O}^{eff}}{RT} \frac{dx_{H_2O}}{dz} \quad (2-23)$$

式中 p^A 为阳极催化层中电极的气体压力； z 为阳极中任意一点到膜与催化层界面的距离； x_{H_2O} 、 x_{H_2} 分别为水蒸气和氢气的摩尔分数； D_{H_2, H_2O}^{eff} 为气体的有效扩散率； a 为阳极气体流道与扩散层的交界面。

上述方程的解为：

$$x_{H_2}(z) = x_{H_2} \Big|_a - z \frac{jRT}{2Fp^A D_{H_2, H_2O}^{eff}} \quad (2-24)$$

$$x_{H_2O}(z) = x_{H_2O} \Big|_a - z \frac{\alpha^* jRT}{2Fp^A D_{H_2, H_2O}^{eff}} \quad (2-25)$$

$$\alpha^* = \frac{J_{H_2O}^M}{j/(2F)} \quad (2-26)$$

在以上两个公式中 α^* 为水从阳极穿过膜到达阴极的水的流量与穿过膜的质子的流量之比。当 z 等于膜的厚度的时候，就可以解出阳极催化层与膜的界面上的氢气和水的摩尔浓度 $x_{H_2} \Big|_b$ 和 $x_{H_2O} \Big|_b$

$$x_{H_2} \Big|_b = x_{H_2} \Big|_a - t^A \frac{jRT}{2Fp^A D_{H_2, H_2O}^{eff}} \quad (2-27)$$

$$x_{H_2O} \Big|_b = x_{H_2O} \Big|_a - t^A \frac{\alpha^* jRT}{2Fp^A D_{H_2, H_2O}^{eff}} \quad (2-28)$$

同理可以得到在阴极催化层与膜的交界面 c 上氧气和水的摩尔浓度：

$$x_{O_2} \Big|_c = x_{O_2} \Big|_d - t^C \frac{jRT}{2Fp^A D_{O_2, H_2O}^{eff}} \quad (2-29)$$

$$x_{H_2O} \Big|_c = x_{H_2O} \Big|_d - t^C \frac{(1 + \alpha^*) jRT}{2Fp^A D_{O_2, H_2O}^{eff}} \quad (2-30)$$

式中 d 为阴极气体流道与扩散层的交界面。

为了能够简化计算模型，将空气中氮气的通量忽略。对于 PEMFC 的模型来说计算其工作过程中膜中的欧姆电阻是最为困难的，因为其电阻的大小与膜中水的分布有直接的关系，所以先要求出膜中水的分布。膜中水的通量 $J_{H_2O}^M$ 计算公式如下：

$$J_{H_2O}^M = 2n_{drag} \frac{j}{2F} \frac{\lambda}{22} - \frac{\rho_{dry}}{M_n} D_\lambda \frac{d\lambda}{dz} \quad (2-31)$$

式中 n_{drag} 为电渗拖曳系数，它表示水移动受到质子移动影响的程度； ρ_{dry} 为膜在干态下的密度； D_λ 在膜中水扩散的速率； M_n 为膜的等效质量； λ 为水分子的数目与 SO_3H^+ 的数目比。

对方程 (2-31) 进行求解可以得：

$$\lambda(z) = \frac{11\alpha^*}{n_{drag}^{SAT}} + C \exp\left(\frac{jM_n n_{drag}^{SAT}}{22F \rho_{dry} D_\lambda} z\right) \quad (2-32)$$

代入相关系数，可以求出阳极催化剂与膜的交界面 b 和阴极催化层与膜的交界面的水的含量：

$$\lambda \Big|_b = \lambda(0) = 4.4\alpha^* + C \quad (2-33)$$

$$\lambda \Big|_c = \lambda(t^m) = 4.4\alpha^* + C \exp\left(0.000598 \frac{j}{D_\lambda} t^m\right) \quad (2-34)$$

式中， t^m 表示膜的厚度。

在质子交换膜中，各个位置上水的含量 λ 由以下公式可得^[45]：

$$a_w = \frac{p_w}{p_{SAT}} \quad (2-35)$$

$$\lambda = 14a_w \quad 0 < a_w \leq 1 \quad (2-36)$$

$$\lambda = 14 + 1.4(a_w - 1) \quad 1 < a_w \leq 3 \quad (2-37)$$

式中 p_w 为反应气体中的水蒸气的分压； p_{SAT} 为在电堆工作温度下的饱和水蒸气压力； a_w 为计算出的电堆中水蒸气的活度；

联立方程 (2-28) 和方程 (2-36) 可以得到以下公式：

$$\lambda|_b = 14a_w|_b = 14 \frac{p^c}{p_{SAT}} \left(x_{H_2O}|_a - t^A \frac{\alpha^* jRT}{2Fp^A D_{H_2,H_2O}^{eff}} \right) \quad (2-38)$$

联立方程 (2-30) 和方程 (2-37) 可以得到以下公式：

$$\lambda|_c = 14 + 1.4(a_w - 1) = 14 + 1.4 \left[\frac{p^c}{p_{SAT}} \left(x_{H_2O}|_d - t^C \frac{(1 + \alpha^*) jRT}{2Fp^A D_{O_2,H_2O}^{eff}} \right) - 1 \right] \quad (2-39)$$

将表 2-1 中燃料电池的参数代入到方程 (2-38) 和方程 (2-39) 中去可以解出方程得到 α^* 和 C

根据已求出的 α^* 和 C 带入到以下公式可以求出膜中的电导率：

$$\sigma(z) = \left\{ 0.005193 \times \left[4.4\alpha + C \exp\left(\frac{0.000598 \times 0.5}{3.81 \times 10^{-10}} z\right) \right] - 0.00326 \right\} \times \exp\left[1268 \left(\frac{1}{303} - \frac{1}{T}\right)\right] \quad (2-40)$$

膜的电阻与其厚度有直接的关系，通过以下积分得：

$$R_m = \int_0^m \frac{dz}{\sigma(z)} \quad (2-41)$$

由于电池中各个部件产生的电压损失为：

$$\eta_{ohmic} = j \times (R_m + R_{other}) \quad (2-42)$$

式中 R_{other} 为电池中除膜之外其他原因产生的电阻。

在阴极氧气发生电化学反应总的电压损失计算如下：

$$\eta_{cathode} = \frac{RT}{4\alpha F} \ln \left\{ \frac{j}{j_0 p^c \left[x_{O_2}|_d - t^c \frac{jRT}{4Fp^c D_{O_2,H_2O}^{eff}} \right]} \right\} \quad (2-43)$$

上式中 $\eta_{cathode}$ 为同时计算出的在阴极由于活化极化和氧气浓差极化两个原因所产生的电压损失。最后可以得到电池所输出的电压：

$$V = E_{thermo} - \eta_{ohmic} - \eta_{cathode} \quad (2-44)$$

通过以上公式可以估算出不同电流密度下的电压。

表 2-1 相关物性参数

| 参数 | 符号 | 数值 | 计算单位 |
|---------|-----------------------|------------|-------------------|
| 电池运行温度 | T | 343 | K |
| 阴极气体压强 | p^c | 1.3 | bar |
| 阳极气体压强 | p^a | 1.3 | bar |
| 氢气摩尔分数 | x_{H_2} | 0.77 | — |
| 氧气摩尔分数 | x_{O_2} | 0.18 | — |
| 蒸汽包和压强 | p_{SAT} | 0.307 | bar |
| 阳极厚度 | t^A | 250 | μm |
| 阴极厚度 | t^C | 250 | μm |
| 膜的厚度 | t^m | 50 | μm |
| 氢气有效扩散率 | D_{H_2, H_2O}^{eff} | 0.149 | cm^2/s |
| 氧气有效扩散率 | D_{O_2, H_2O}^{eff} | 0.0295 | cm^2/s |
| 膜中水的扩散率 | D_λ | 0.00000381 | cm^2/s |
| 摩尔气体常数 | R | 8.3145 | J/(mol·K) |
| 交换电流密度 | j_0 | 0.0001 | A/cm ² |
| 法拉第常数 | F | 96487 | C/mol |

2.4.2 产生热量的计算

燃料电池堆在工作中产生电能和热能，假设电化学反应产生的水以液态的形式存在，则其产生热能的功率密度 q 计算如下^[1]：

$$q = (1.482 - V_{cell})j \quad (2-45)$$

式中 V_{cell} 为电池的片电压； j 为电池的电流密度。

整个电堆所产生的总的发热功率 Q_{gen} 计算如下：

$$Q_{gen} = q \times A_{active} \times n_{cell} \quad (2-46)$$

式中 A_{active} 为单片电池的活性面积， n_{cell} 为整个电堆的单电池总数。

燃料电池冷却通道中水的流量对整个电堆的温度起着直接控制的作用，在对燃料电池冷却系统的设计和进行试验之前对冷却水的流量有一个合理的估计是很有必要的。这就需要计算出电堆的发热量，通过 2.3.1 节建立的燃料电池模型可以算出不同电流密度下电堆的发热功率，为在试验中使用水泵输出冷却水的流量提供基本的依据，然后根据试验结果即实际测得的电堆运行的电压和电流密度，来校核电堆工作过程中需要的冷却水流量。

现在电堆的平均电流密度为 0.6 A/cm^2 左右，而在未来，电堆平均电流密度需要达到 1 A/cm^2 ，所以取电流密度分别为 0.1 A/cm^2 、 0.2 A/cm^2 、 0.3 A/cm^2 、 0.4 A/cm^2 、 0.5 A/cm^2 、 0.6 A/cm^2 、 0.7 A/cm^2 、 0.8 A/cm^2 、 0.9 A/cm^2 、 1 A/cm^2 ，计算出对应的电压值。

如图 2-2 是计算出的燃料电池的极化曲线，电流密度的增大电压逐渐下降，在 0.2 A/cm^2 到 1 A/cm^2 之间电压与电流密度成线性关系，因为这时候由于电池的电压损失主要是由于内部各个部分的内阻所造成的。在 1 A/cm^2 时功率密度达到了 0.55 W/cm^2 。

从图 2-3 中可以看到电流密度与电堆的发热功率和电堆的工作效率之间的关系。电流密度增加其发热功率密度增加的很快，在电流密度为 1 A/cm^2 电池的发热功率密度是 0.1 A/cm^2 时的 14 倍，而这时两个电流密度下功率密度只增加了 7 倍，这从电流密度与电堆工作效率的曲线中也可以看出，其工作效率随着电流密度增加而缓慢下降，所以功率密度越高，就越要注意对冷却水量的控制。

以上计算出的发热功率是根据理论模型求出来的，在实际的电堆中，电堆效率比理论算出的要低，发热效率也要高得多，图 2-4 是从一个 30 kW 的电堆

所测出来的极化曲线并且与计算值做了对比。其中电堆单片电池的电压用测出的总电压除以单电池的数目得到，这是一个平均的电压值。

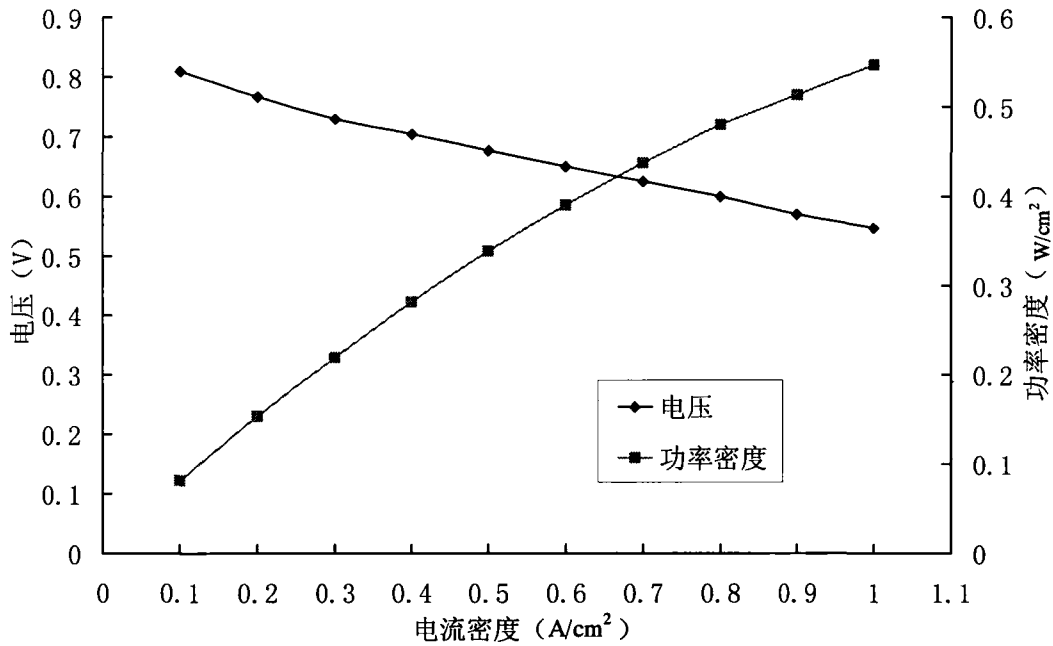


图 2-2 电流密度与电压和功率密度之间的关系

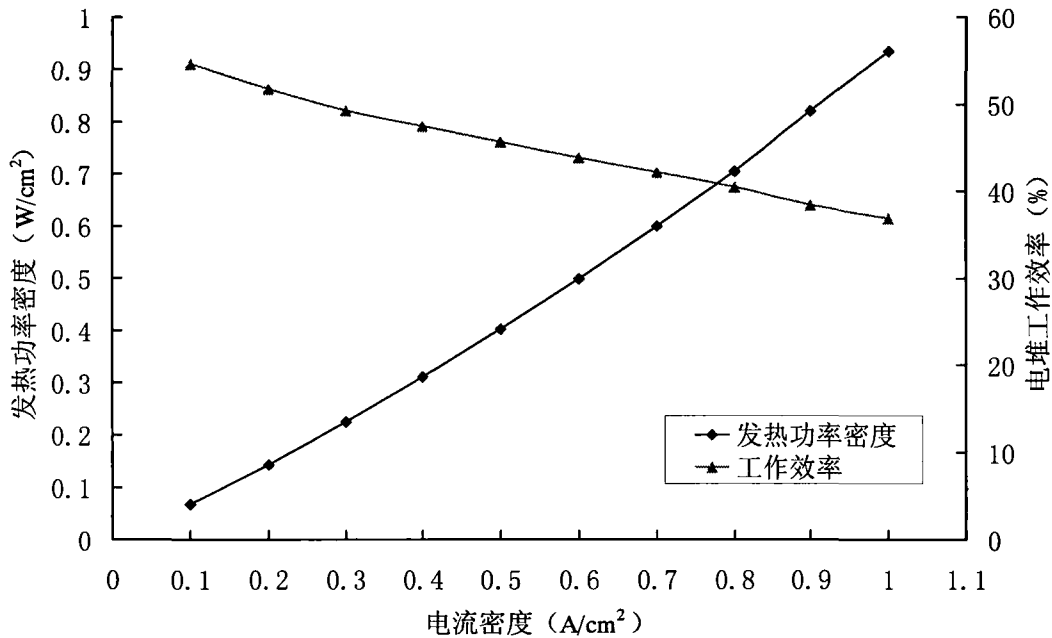


图 2-3 电流密度与工作效率和发热功率密度之间的关系

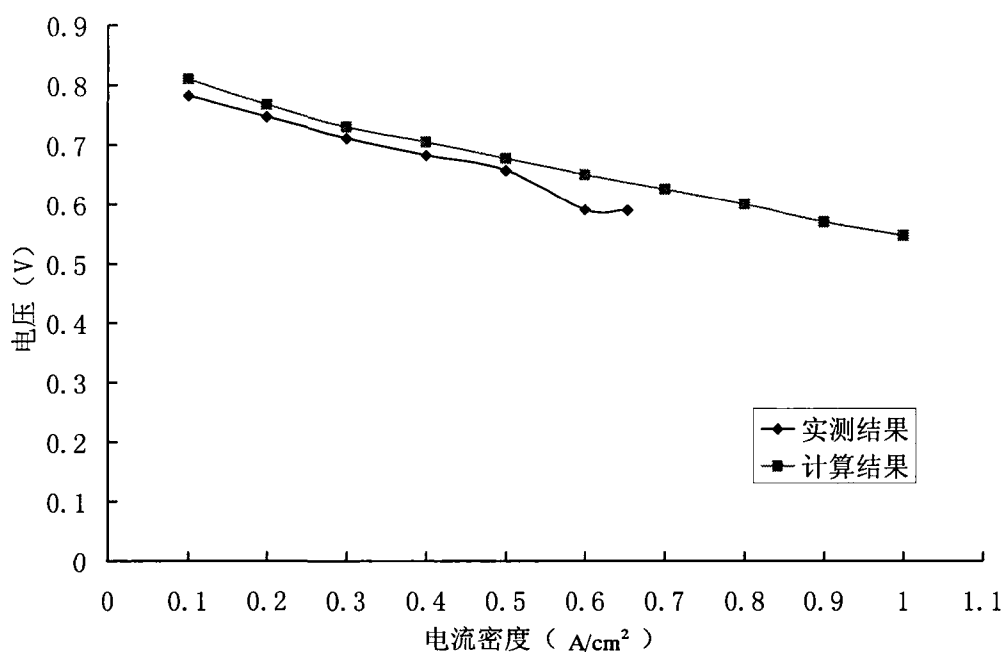


图 2-4 计算和实测结果的极化曲线对比

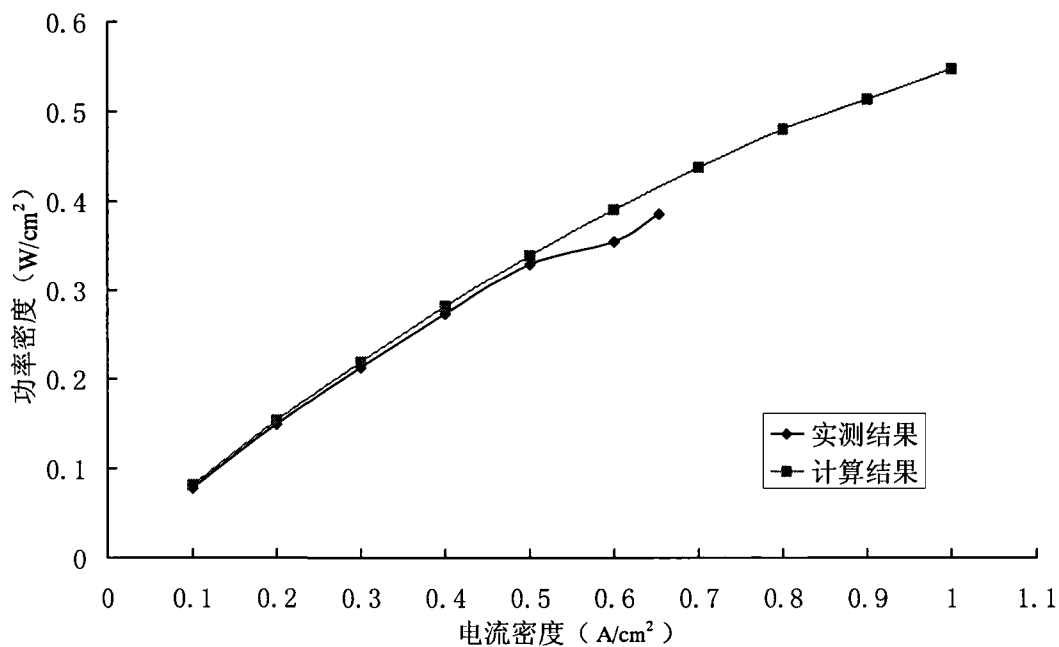


图 2-5 不同电流密度下计算和实测功率密度的对比

从图 2-5 可以看到在实验中电堆的最大电流密度只有 0.653 A/cm^2 ，因为在测试的时候由于个别单片性能不好出现负电压，如果这种情况继续下去，会使质子交换膜受到破坏使整个电堆不能运行。不过在电流密度小于 0.65 A/cm^2 时，

相同电流密度下实验测出的电压比计算得出的电压要低大概 0.1V，这是因为计算的过程中模型作了简化，对于燃料电池中流道的结构的原因使得局部可能反应气体浓度不够，产生更多的电压损失。从图 2-6 看出在低电流密度下，计算和试验电池输出的功率密度和发热功率密度很接近，随着电流密度的增加，之间的差值越来越大。

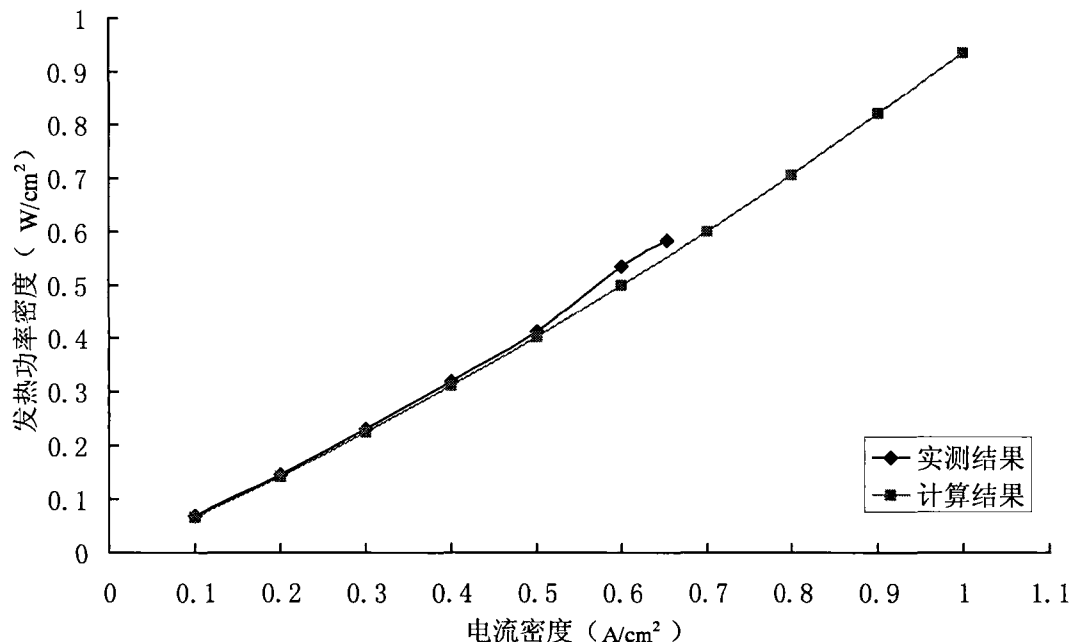


图 2-6 不同电流密度下计算和实测发热功率密度的对比

未来燃料电池堆的电流密度会达到 $1\text{A}/\text{cm}^2$ ，需要对这时候电堆所发出的热量进行估计。通过理论计算得到在电流密度 $1\text{A}/\text{cm}^2$ 时发热功率密度只有 $0.93\text{W}/\text{cm}^2$ ，这个值显然会低于电池堆实际的发热量，为了保证冷却水的流量满足电堆热管理的要求，估计实际的发热功率密度为：理论计算得出的发热功率密度值乘以系数 1.1，在电流密度为 $1\text{A}/\text{cm}^2$ 时发热功率密度得到值为 $1\text{W}/\text{cm}^2$ 。

2.4.3 冷却水流量的计算

由于燃料电池堆中产生的废热几乎都由冷却系统排除，这里假设冷却水带走了所有的热量，则需要的冷却水流量计算如下：

$$V_{\text{water}} = \frac{qA_{\text{active}}n_{\text{cell}}}{\rho C_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})} \quad (2-47)$$

式中 V_{water} 为整个电堆的冷却循环水的体积流量； ρ 为水的密度； C_p 为水的比热，因为水的比热随温度变化很小，这里取常数 $4.2\text{J/g}\cdot\text{K}$ ； T_{in} 和 T_{out} 分别为冷却水进出口的温度。

本文将对某一个电堆内冷却板中的冷却流道进行设计和模拟，此电堆中单片电池的活性面积 A_{active} 为 $6.2\text{cm}\times 11\text{cm}$ ，根据公式(2-28)，分别计算发热功率密度 q 为 $1\text{W}/\text{cm}^2$ 、 $0.8\text{W}/\text{cm}^2$ 、 $0.6\text{W}/\text{cm}^2$ 时所需的冷却水流量，进出口温差分别假设为 8°C 、 7°C 、 6°C 、 5°C 、 4°C 、 3°C 、 2°C ，此时 n_{cell} 取1。

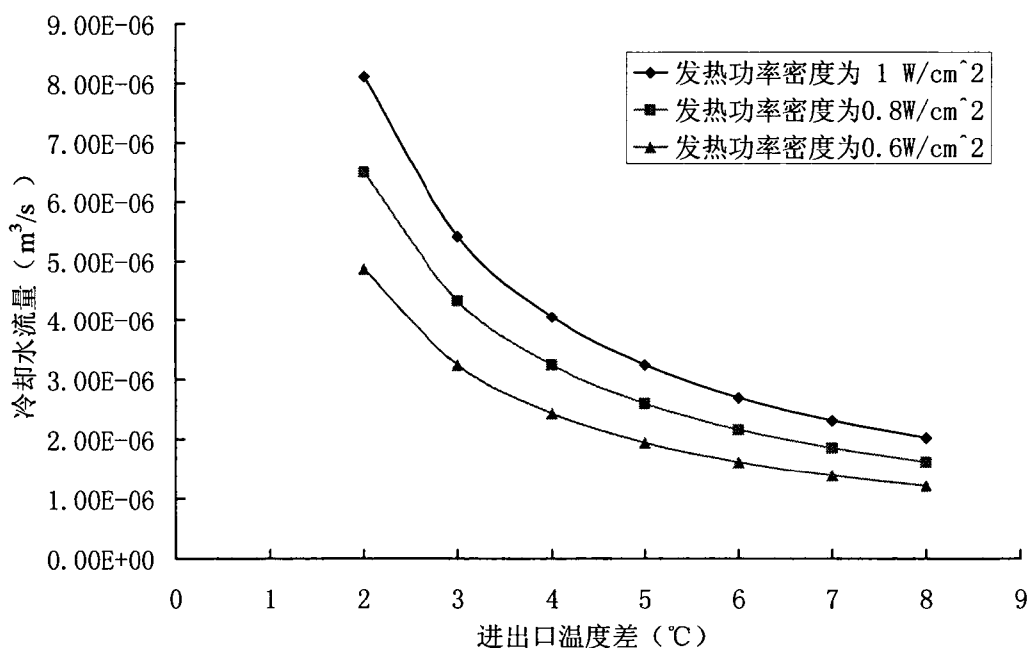


图 2-8 不同发热功率密度下冷却板进出口温差与冷却水流量的关系

如图 2-8 显示了在进出口温度差不同的情况下所需冷却水的流量，流道内冷却水进出口的温度差在一定程度上反应了电池内部温度梯度的大小，加大冷却水流量是使其内部温度分布更加均匀。在相同的进出口温差下，发热功率密度越大，所需的冷却水的流量也就越多。随着冷却水进出口温度差的减小，在此基础上再要减小其温差所要提供的冷却循环水的流量就会越多，在发热功率密度为 $1\text{W}/\text{cm}^2$ 时，温度差从 8°C 减小到 7°C ，只需增加 $2.9\times 10^{-7}\text{m}^3/\text{s}$ 的流量，而温度差从 3°C 降到 2°C 则需要增加 $2.7\times 10^{-6}\text{m}^3/\text{s}$ ，是从 8°C 减小到 7°C 时的 8.7 倍，此时水泵需要消耗的大量能量，在设计过程中需要充分考虑这一点。

2.5 本章小结

本章首先介绍了燃料电池堆在工作过程中的热管理要求，即必须保证电堆的工作温度在一定的范围之内，电堆内的温度分布应该均匀并且尽量减少散热系统的能量消耗。同时分析了电堆工作时产生热量的来源，包括以下几个方面：化学反应、活化极化、电堆内的欧姆极化、界面的吸附和脱附、水蒸气的凝结。然后介绍了电堆热量散发的途径，指出对于高功率电堆来说，热量主要通过冷却水带走。

建立了燃料电池工作数学模型，对电池工作过程中不同电流密度下的电压和散发的热量进行了计算，通过与实验结果对比，预测了在电池工作电流密度为 $1\text{A}/\text{cm}^2$ 时的发热功率密度，并且计算了不同发热功率密度时，在冷却水进出口不同温差下所需的水量，为 CFD 分析提供了边界条件。

第 3 章 质子交换膜燃料电池冷却流道分析基础

3.1 燃料电池冷却流道的模型

燃料电池电堆由多个单片电池组装而成，如图 3-1 为燃料电池堆的示意图，每一片单电池都布置在冷却流道之间，在膜电极上产生的热量通过碳板和气道中的反应气体传到冷却水中，随着冷却水在冷却系统中的循环，就能够尽快的将其产生的废热排出。

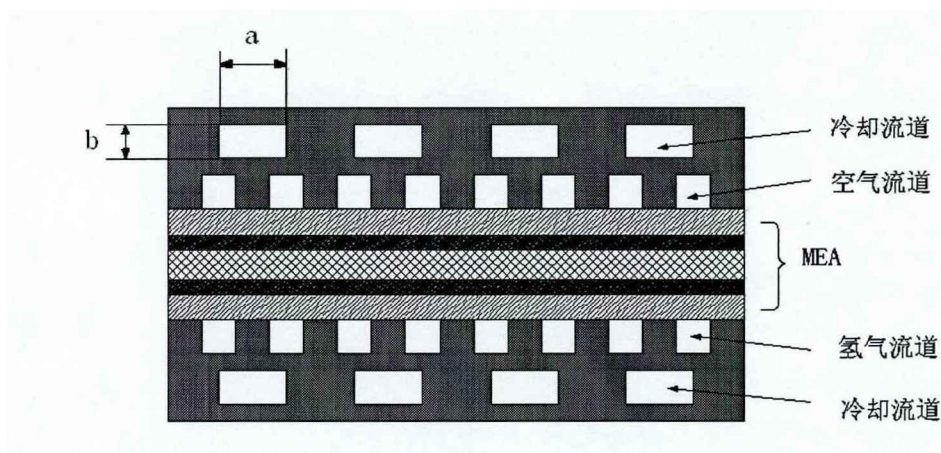


图 3-1 燃料电池堆结构示意图

3.1.1 冷却板中流道的几何模型

冷却水在冷却流道中的流动对于其换热有很重要的影响，所以合理的设计冷却水道有利于对电堆的温度进行有效的控制。图 3-2 是针对活性面积为 $6.2\text{cm}\times 11\text{cm}$ 的单片电池来设计的四种冷却流场板 A、B、C、D。其中冷却流场板 A、B 设计成并行流道，冷却流场板 C、D 设计成蛇形流道，如图 3-1 流道的高度 b 为 1mm ，流道的宽度为 2mm 。冷却流场板 A 和 B 的区别是：A 中的流道在进口处被分成三个支流道，然后每一个支又分为 5 个支流道，这 5 个流道都是并列排在一起的，而流道型式 B 进口处有一个分配流道，15 个直流道并列一排。冷却流场板 C、D 不同之处在与 C 中冷却水要经过更多的弯道才能从流

场板中流出。显然蛇形流道中冷却水从进口到出口需要经过更长的路径，所以在冷却板中有更大的换热面积，有利于换热，但是在相同的流量下其流动阻力更大。如果冷却水进出口的压力一定，那么并行流道可以有较大的水流量，所以下四种流场板的换热性能可以通过 CFD 模拟进行优劣的判断。

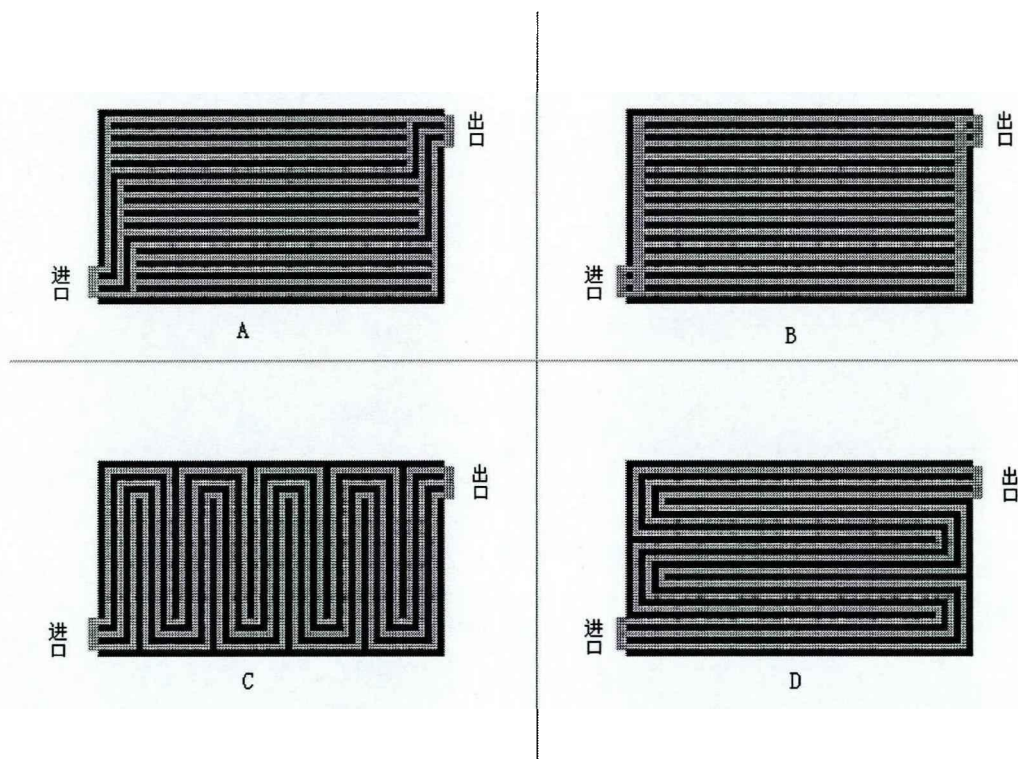


图 3-2 四种冷却流道几何模型

3.1.2 冷却水分配道的几何模型

冷却流场板的入口和出口与冷却水的分配道相连接图 3-3 和图 3-4，冷却循环水总是先进入冷却水分配道才能对电堆进行冷却，而从冷却板中流出的水从电堆另一端的分配道流出电堆。每个冷却流场板的位置不同，所以其进出口的压力也不同，这样会使得有的冷却流场板中水流量过多，而有的冷却流场板中水流量不足造成电堆冷却不够，增大电堆的温度梯度使其工作效率下降，所以合理的设计冷却水分配道能够更好的控制电堆温度。

冷却水分配道主要有 Z 型和 U 型两种，Z 型分配道的进口和出口分别在电堆的两端，如图 3-3 和图 3-4，U 型分配道的进口和出口在电堆的同一端，每个单片电池之间的冷却流道相隔距离 c 为 3mm，而分配道的宽度 d 是需要讨论优化的，本文针对有 40 片冷却流场板的电堆的分配道进行模拟，为了简化模型用直

流道代替冷却板中的流道，因为如果用 40 个真实冷却流道的几何模型，那么计算网格的数目将是巨大的，需要大型计算机进行模拟，并且会花费大量的时间，在文献[46]中作者模拟燃料电池堆气体分配道中气体的流动，将直流道假设为多孔介质代替实际的气体流道进行计算，对一个有 72 片单电池的堆中气体的流动进行了计算。本文也将中间的直流道假设成多孔介质来模拟水在冷却流场板中遇到的阻力，与阻力相关的参数由第四章的计算结果得到，这样既可以得到冷却水在分配道的流动情况以及每片冷却板中水的流量，也节约了时间和资源。

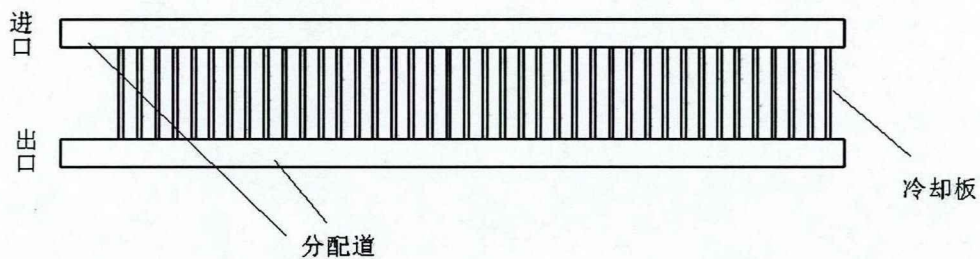


图 3-3U 型冷却水分配道示意图

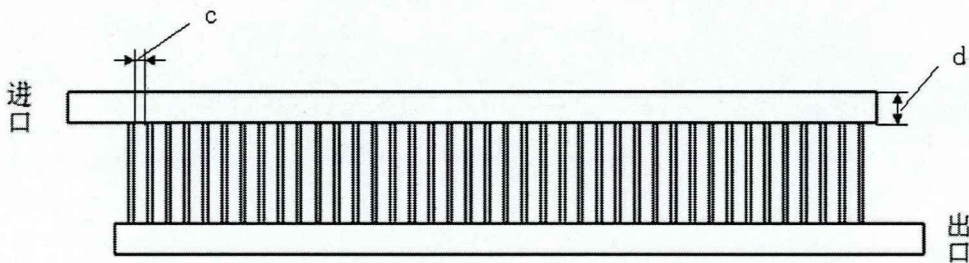


图 3-4 Z 型冷却水分配道示意图

3.1.3 设计要求

对电堆冷却板中的流道设计有以下要求：

- (1) 冷却水在流道内各个位置都能、进行传热，防止电池局部过热，即不能出现流动“死区”，也就是流道中的每个位置水都有一定的流速，在冷却板表面温度梯度要小，这样才能保证电堆的化学反应的区域的温度在合理的范围内；
- (2) 要保证冷却流道进出口的压降尽可能小，减少水泵的输出功率。

而对电堆中的冷却水分配道的设计要求有：

(1) 冷却水在其中的流动阻力要小，并且进入每个冷却流场板的水的流量要保持一致；

(2) 如图 3-5 分配道的尺寸 d 和 e 不能过大，如果分配道的宽度 d 过大就会增加整个电堆的体积和重量，冷却水的分配道与氢气和空气的分配道是并列在一排的，如果其高度 e 过大会影响反应气体的供应，因为在一定的压力下要保证燃料电池堆有充足的反应气体，气体分配道需要有尽量大的尺寸。

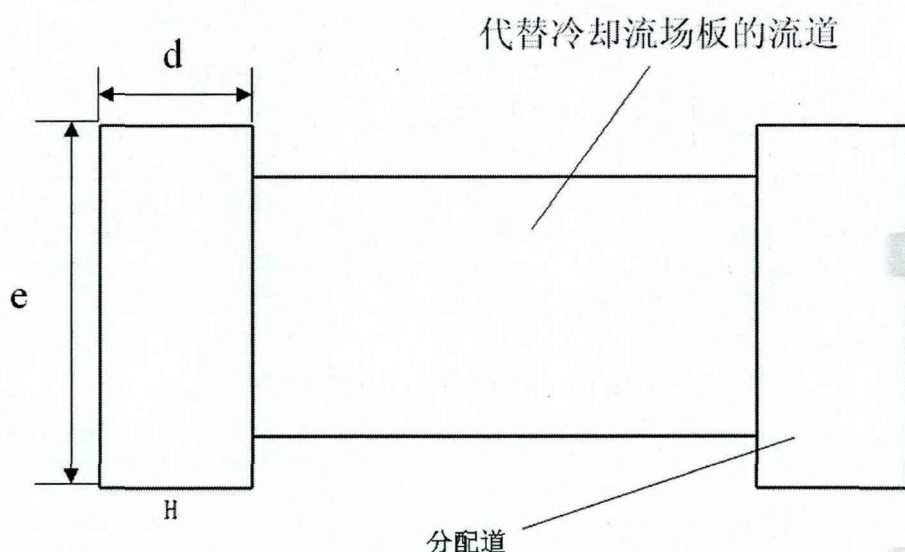


图 3-5 分配道模型侧面图

3.2 基本流体力学模型

宏观中的流动和传热现象受到三个守恒定律的支配：质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。由于单值性条件的不同，使得不同问题所表现出的现象不同，单值性条件是指：初始条件、物性参数和边界条件^[47]。

3.2.1 质量守恒方程

质量守恒定律的物理意义为：在单位时间内，空间中某一个微元容积质量的增加与流入这个微元容积的净质量相等，其数学方程为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3-1)$$

对于不可压缩流体:

$$\rho = \text{const} \quad (3-2)$$

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

3.2.2 动量守恒方程

动量守恒定律的物理意义为: 在某一个微元体内动量的增加率与作用在这个微元体上的各种力相等, 其数学方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial uu}{\partial x} + \frac{\partial uv}{\partial y} + \frac{\partial uw}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + F_x \\ \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial vu}{\partial x} + \frac{\partial vv}{\partial y} + \frac{\partial vw}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + F_y \\ \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial wu}{\partial x} + \frac{\partial wv}{\partial y} + \frac{\partial ww}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + F_z \end{aligned} \quad (3-4)$$

公式的左边描述的是微元体内动量的增加率, 公式的右边三项分别代表压力、粘性力和体积力。

3.2.3 能量守恒方程

能量守恒定律的物理意义为: 微元体内热力学能的增加率是通过流动与导热进入微元体内的净热流量和体积力与表面力对微元体所做的功率之和, 对于流体的对流换热, 其数学方程为:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \left(\frac{\partial (uT)}{\partial x} + \frac{\partial (vT)}{\partial y} + \frac{\partial (wT)}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + S \quad (3-5)$$

其中方程左边两项分别为微元体内能的增加率和由于流动被带出微元体的净功率, 右边为由于导热而进入微元体的净功率和源项生成的热。

对于固体来说仅仅只有导热过程, 其中 u 、 v 、 w 为 0, 则对其传热过程的描述方程为:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + S \quad (3-6)$$

3.3 数值计算方法

数值计算的思想是把在空间和时间坐标中速度场、温度场、浓度场等连续物理量的场，用有限个离散点上的值的集合来代替；按照一定的原则来建立这些离散点上变量值之间关系的方程；将这些含有未知量的方程联立求解来得到这些变量的近似解^[48]。

3.3.1 离散方法

将所描述物理问题的偏微分控制方程转化为各个节点上的线性代数方程组，该方程组中的每个方程都包含有该节点及邻近节点上所需要的函数值，这组方程就叫离散方程。建立离散方程的方法有：有限元法(Finite element method, FEM)、有限体积法(Finite volume method, FVM)、有限差分法(Finite difference method, FDM)、边界元法(Boundary element method, BEM)、谱分析法(Spectral method, SM)、Boltzmann 方法(Lattice-Boltzmann method, LBM)等；而绝大部分 CFD 商业软件都采用有限容积法进行离散，STAR-CD 就是基于这一方法进行计算的。

有限容积法从描述流动与传热问题的守恒方程出发，在需要求解的整个区域中划分出有限个控制容积，用一个节点表示一个控制容积，在控制容积中对相应的控制方程进行积分来得到线性代数方程，同时，边界上的值需要通过与其相邻的变量值差值得到。有限容积法的优点是：具有良好的守恒性，本身包含有几何信息，可以较好的处理复杂的网格，适合对有复杂外形的工程计算。缺点是：使用高阶的差分格式时，方程过于复杂，难以提高精度。

3.3.2 离散格式

使用有限容积法离散的过程中，实用插值的方法得到边界上物理量的值，这种差值方法就是离散格式。而对不同的物理问题进行计算时，离散格式对计算结果的准确性，有着十分重要的影响，比如说在对扩散项进行离散的时候，如果选用一阶格式就会使最后计算的结果包含假扩散误差，但是选用二阶截差就能够准确的反应流体扩散的特点。同时，离散格式对于计算过程的稳定性和经济性也有影响，在流速较高或者在计算区域划分的网格过粗，在界面上又使用线性的差分方法，很容易使数值解发生震荡。使用高阶的离散格式能够很准

确的得到结果，但是在求解方程的过程中需要计算机提供更多的内存，计算时间也更长，所以在选择时应该综合考虑。在 STAR-CD 中提供了多种离散格式进行选择，主要有：一阶迎风格式(UD)、中心差分格式(CD)、二阶迎风格式(LUD)、自适应中心格式(SFCD)、混合格式、QUICK 格式和 MARS 格式。在求解过程中动量采用 MARS 格式，密度采用 CD 格式^[49]。

3.3.3 求解方法

在 STAR-CD 中提供了 PISO、SIMPLE、SIMPLISO 三种数值算法。PISO 算法采用的是预估—校正法，主要适用于非稳态可压缩流动，SIMPLE 算法和 SIMPLISO 算法主要用于稳态计算，文本采用 SIMPLE 算法。SIMPLE 算法是 Patankar 和 Spalding 提出的，其基本思想是：给定一个压力场，这个压力场可以是上一次迭代计算后的结果，也可以是假设的一个值，求解动量方程，得到整个计算域的速度场。然后求解压力修正方程得到压力修正值，根据压力修正值改进速度，利用改进后的速度重新计算动量方程的系数，将改进后的压力场作为下一次迭代的初值^[50]。

3.4 冷却板表面温度均匀性的判定

冷却板表面温度的分布是衡量冷却流道设计优劣的一个重要的指标，其中包括表面的最高温度和最低温度，平均温度、温度分布的均匀性因子。

平均温度 T_{avg} 是指其表面相对于面积的平均温度，计算公式如下^[27]：

$$T_{avg} = \frac{\int_A T dA}{\int_A dA} \quad (3-7)$$

T_{avg} 即冷却板表面上每个微元的面积与其对应的温度之积的总和除以总的面积，在一定程度上反应了冷却流道的换热效果。

反应冷却板表面的温度梯度用冷却板表面温度分布均匀因子来衡量，温度分布的均匀性因子 U_t 计算如下^[27]：

$$U_t = \frac{\int_A |T - T_{avg}| dA}{\int_A dA} \quad (3-8)$$

3.5 本章小结

本章介绍了燃料电池堆的结构，设计了四种流道型式的冷却流场板，其中两种是并行流道，另外两种是蛇形流道。并对冷却水分配道的几何模型作了说明，计算电堆的冷却水分配道时假设分配道之间有 40 个冷却板，同时用直流道来代替实际冷却板中的流道以便于简化模型。然后对计算时所用到的质量、动量和能量守恒方程以及相应的离散方法、离散格式和求解方法进行了介绍。最后阐述了冷却板表面温度分布均匀性的评价指标。

第 4 章 冷却流道的 CFD 分析

4.1 边界条件及计算方案

4.1.1 边界条件及物性参数的确定

在第二章中已经计算得到保证冷却流道进出口的温度差在 $3^{\circ}\text{C}\sim 8^{\circ}\text{C}$ 之间所需的冷却水流量，冷却水流道进口的面积为 10mm^2 ，为了评价四种型式的冷却水流道在不同冷却水流量下的换热效果，设置了六种冷却水进口流速如表 4-1。电堆在工作时温度一般在 70°C 左右，被加热的冷却水从散热器中流出的温度一般不会低于 60°C ，所以冷却水进口的温度取 60°C 。

表 4-1 不同温差下冷却水的进口流速

| 进出口温度差 ($^{\circ}\text{C}$) | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 |
|----------------------------------|------|------|------|------|------|------|
| 冷却水流量 (cm^3/s) | 5.41 | 4.05 | 3.24 | 2.70 | 2.31 | 2.0 |
| 进口流速 (m/s) | 0.54 | 0.40 | 0.32 | 0.27 | 0.23 | 0.20 |

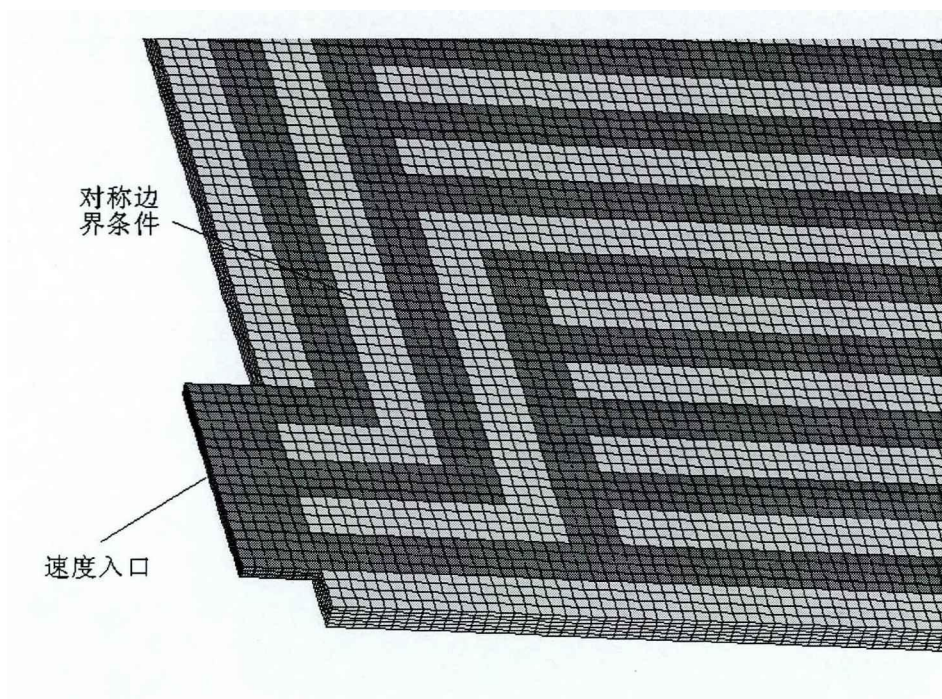


图 4-1 计算模型示意图

同时已估算出入电堆工作电流密度在 1 A/cm^2 时发热功率密度为 1 W/cm^2 , 冷却板的热量是从其上下两面流入的, 这里假设热流密度均匀, 则在每一面上的热流密度为 0.5 W/cm^2 。由于冷却板是一个对称结构, 在建立模型的时候可以只取一半, 中间截面设为对称边界条件如图 4-1。进出口温差最大为 8°C , 在整个计算域中, 各个部分温差对物性参数的影响很小, 假设水和冷却流场板的物性参数恒定, 冷却循环水和石墨碳板的物理参数如表 4-2

表 4-2 水和石墨碳板的物理参数

| 参数 | 符号 | 数值 | 计算单位 |
|--------|------------|----------|-------------------------------------|
| 水的密度 | ρ | 983.2 | kg/m^3 |
| 水的粘度 | μ | 0.000469 | $\text{Pa}\cdot\text{s}$ |
| 水的比热 | $C_{p, l}$ | 4181.72 | $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ |
| 水的导热系数 | k_l | 0.659 | $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ |
| 石墨导热系数 | k_s | 89 | $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ |
| 石墨比热 | $C_{p, s}$ | 691 | $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ |

4.1.2 计算网格数的确定

使用 CFD 的方法对流动和热传导进行计算时, 网格密度和形状对计算结果的准确性有一定的影响。在计算过程中, 六面体网格比四面体和多面体网格计算得更加准确快速, 而且本文所设计的流道形状规则, 所以使用六面体网格就能够很方便的划分计算区域。同时网格的数目也是要仔细考虑的, 如果网格数目过少, 那么将产生比较大的误差, 影响对计算结果的判断; 如果网格数目过多, 会使得计算成本过大, 这成本包括需要大量的时间进行计算, 需要高性能的计算机等, 为了减少这种不必要的成本浪费, 首先对型式 A 进行网格密度测试。边界条件设置为: 冷却水进口速度 0.2 m/s , 进口温度为 60°C , 边界上热流密度设为 0.5 W/cm^2 。所划分的网格数分别为: 1.4 万、11 万、16 万、25 万、37 万、49 万、66 万、87 万。

图 4-2 显示了是不同网格数量计算得到的下冷却水流道进出口压差, 可以看到当网格数只有 14 万时, 进出口压差仅只有 372 Pa , 随着网格数量的增多计算出的压差也更大, 因为冷却水流道中的网格数目越多会使得计算结果更加精确, 其中流道截面上的网格数量对压降影响最大。从图中看到当计算出的压差超过 500 Pa 时, 即 A 点, 此时一共有 37 万个六面体网格, 在这种情况下再增加网格

数目对计算结果影响很小。

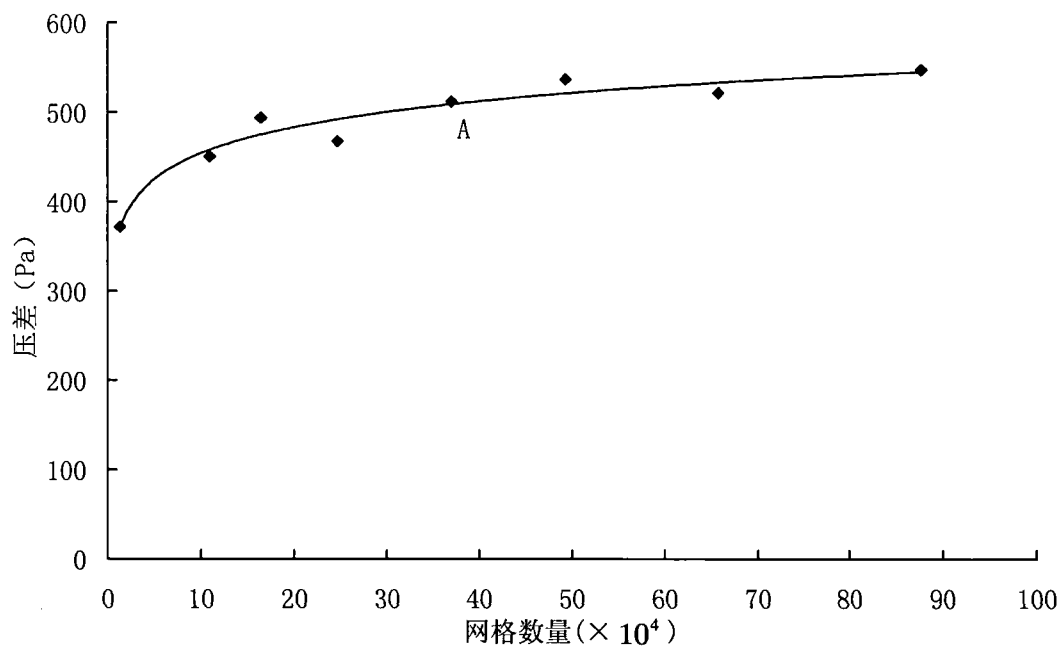


图 4-2 网格数量对冷却水进出口压降计算值的影响

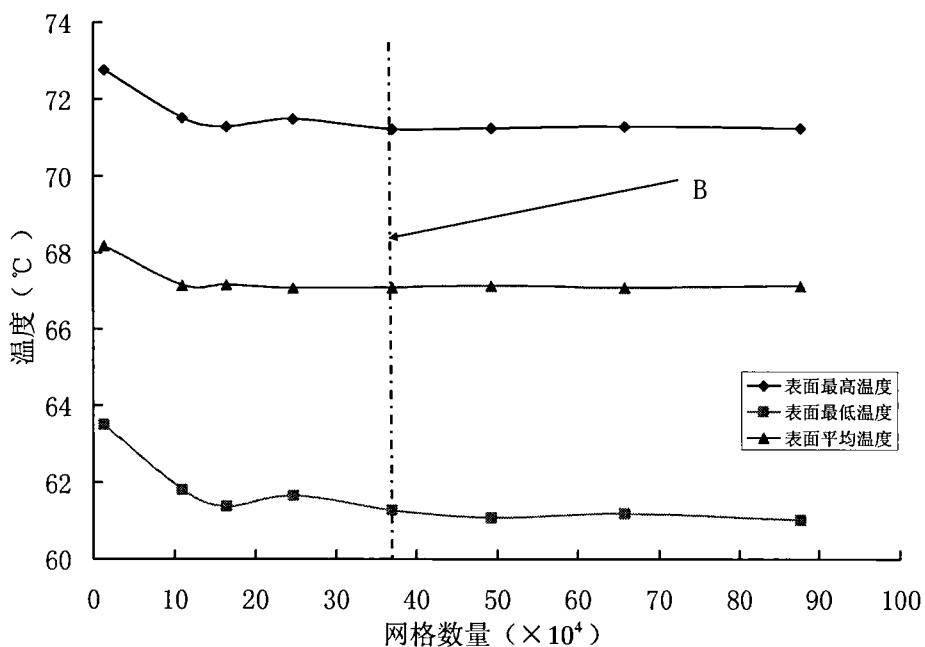


图 4-3 网格数量与冷却板表面最高温度、最低温度平均温度之间的关系

图 4-3 中分别表示的是计算出的冷却板表面最高温度，最低温度以及平均温度随着网格数目变化的关系，可以看到网格数目越多计算出的温度值越低，当

网格只有 1.4 万时冷却板表面的最高温度和最低温度比其它的情况明显要高，最高温度为 72.8℃，最低温度为 63.5℃；当测试的网格数为 87 万时计算出的最高温度和最低温度分别只有 71.2℃和 61.0℃，与网格数目为 1.4 万时计算的结果分别相差了 1.6℃和 2.5℃。从图中可以看到在在线 B 处以后网格数目增加，这两个温度的变化不大，在 B 处网格数为 37 万，计算出的冷却板表面的最高温度和最低温度分别为 71.2℃和 61.2℃，可以认为此时网格密度已经满足要求。

图 4-4 表示的是冷却板表面温度均匀性因子 U_t 与网格数目的关系，网格数为 13700 时 U_t 的值最小，随着网格数目的增多， U_t 的值也在增加，当网格数目超过 16 万时即在 C 点以后，此处 U_t 的值为 2.41，而网格数为 87 万时， U_t 只有 2.47， U_t 的变化小于 0.1，可以认为网格数目对其没有影响。

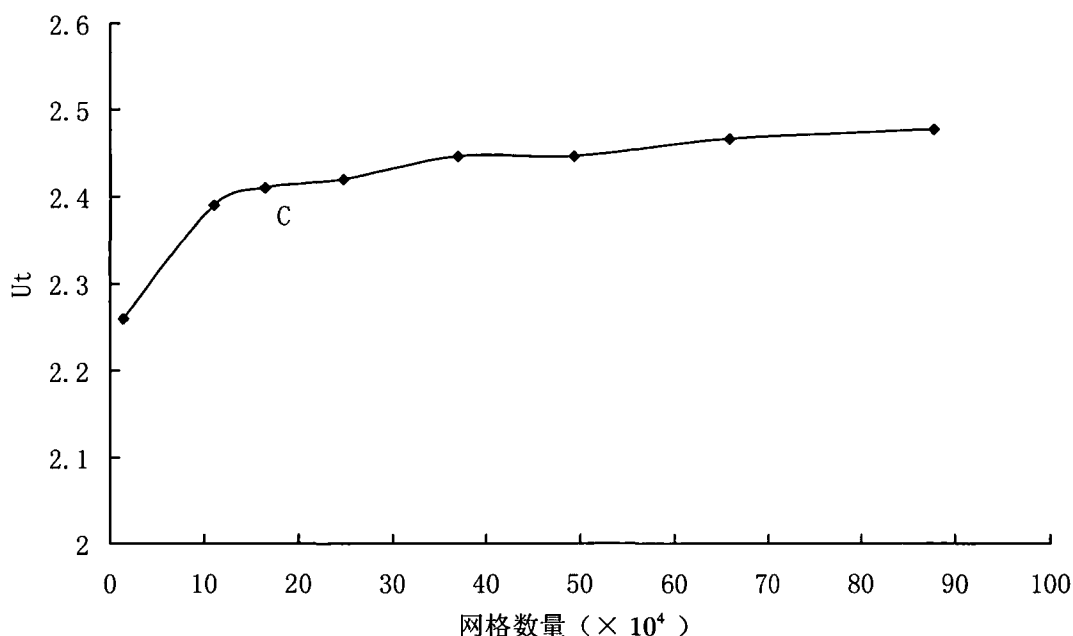


图 4-4 网格数量与冷却板表面温度均匀性因子的关系

图 4-5 中是在不同网格数目下所计算出冷却板表面温度分布的云图，冷却水的进口在板的左下端，出口在右上端，可以看到不同网格数目下在低温区出现在进口附近，高温区出现在远离进口和出口的右下端，网格数目尽管差别很大，但是计算出的温度分布趋势还是相似的。网格数目增加，低温区域的面积也随之增加，高温区域面积减小，当网格数目大于 37 万时，在增加网格温度分布基本上没有变化。

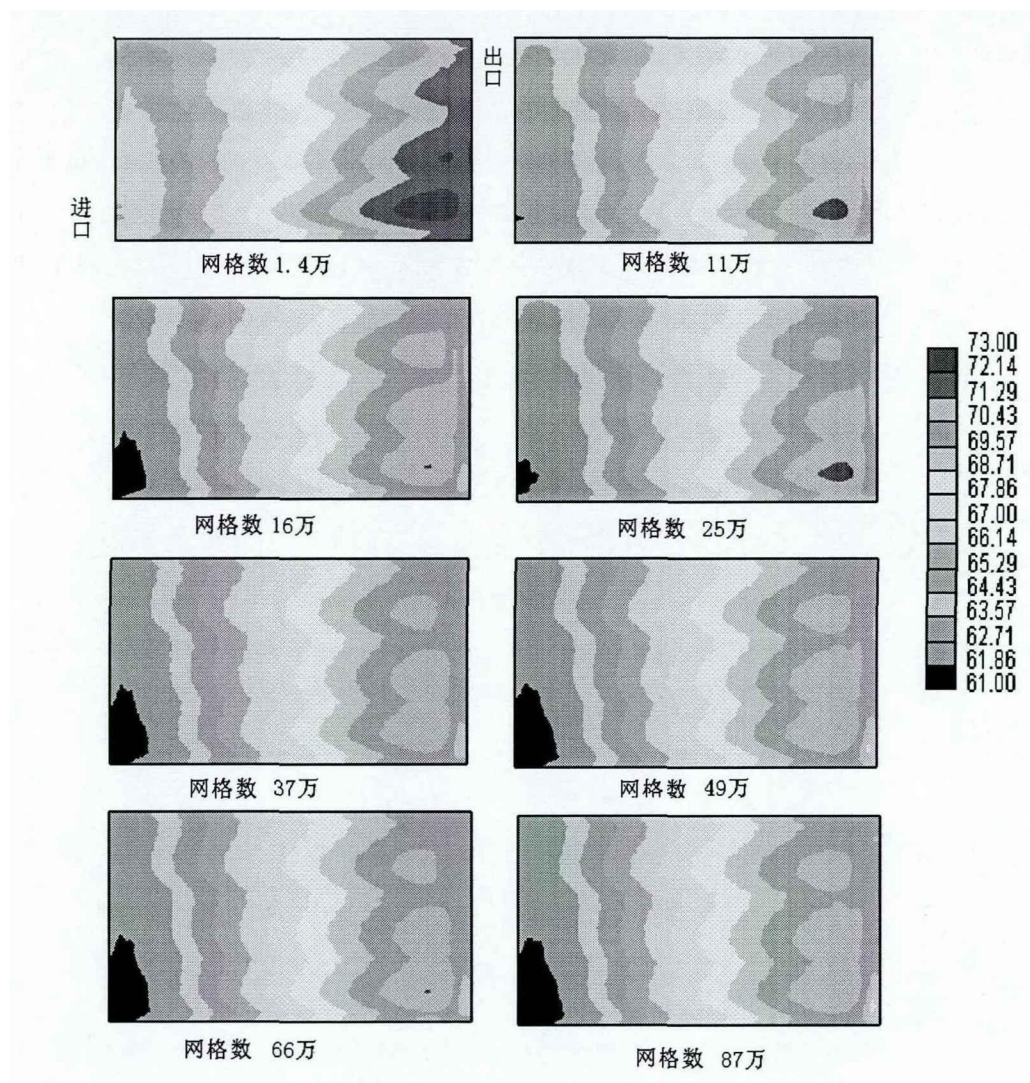


图 4-5 不同网格数下计算出的冷却板表面温度分布

根据以上结果的判断，可以认为网格数目达到 37 万时，计算出的流体压力和冷却板表面温度是比较准确的，再增大网格数目会增加计算时间，提高计算成本，所以对四种模型进行网格划分时网格数目控制在 37 万左右，这样就能满足计算成本和计算精度的需要。

4.2 流量对冷却效果的影响

4.2.1 进口流速对冷却板表面最高温度的影响

在不同的流道中，冷却水流速的改变，会改变整个冷却板中的温度分布，从而对燃料电池堆的热管理产生很重要的影响。

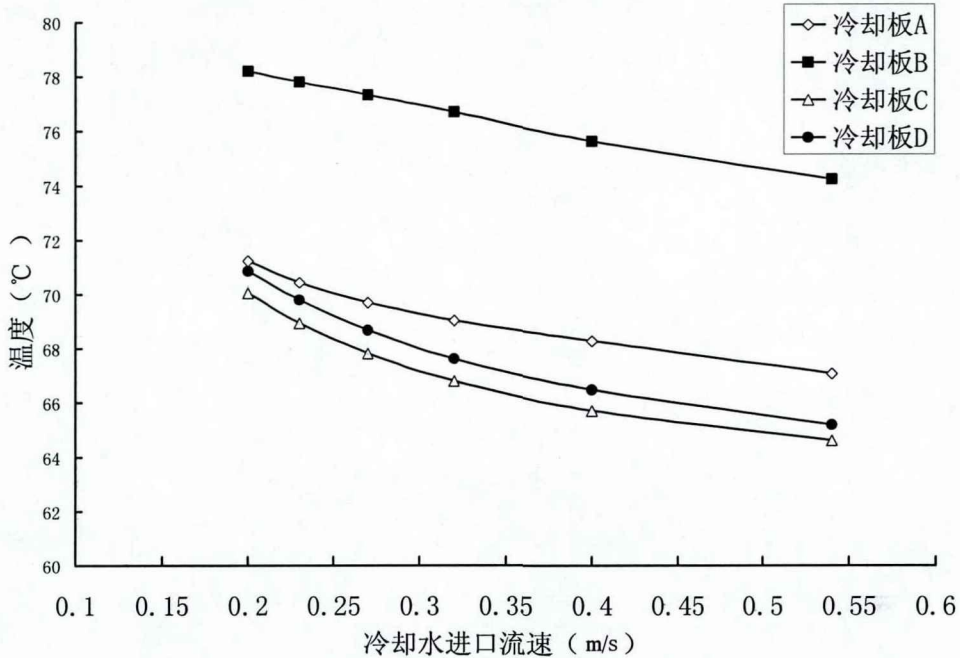


图 4-6 冷却板表面的最高温度与冷却水进口流速之间的关系

图 4-6 中显示了在不同的流速下，四种冷却板表面的最高温度。从图中可以看到随着进口流速的增加，其表面的最高温度随之下降，其中冷却板 D 的表面温度随流速增加下降的最快，当流速从 0.2 m/s 增加到 0.54 m/s 时，最高温度下降了 5.7℃，而冷却板 B 表面的最高温度下降的最少只有 4℃。在相同的进口流速下，对比冷却板 C 和 D 可以看到，这两种设计成蛇形流道的冷却板在不同流速下表面最高温度之差不超过 1℃，而 A 和 B 两种并行流道冷却板的表面最高温度相差比较大，表面最高温度从高到低依次为：冷却板 B、冷却板 A，冷却板 D 和冷却板 C。冷却板 A 在进口流速为 0.2 m/s 时表面最高温度达到了 78.2℃，即使进口流速达到 0.54 m/s 时最高温度也达到了 74.2℃，而其他三种冷却板在进口流速超过 0.27m/s 时的表面最高温度都低于 70℃，冷却板 C 在进口流速为 0.54m/s 时表面最高温度只有 64.4℃。冷却板 C 在进口流速为 0.27 m/s 时表面的最高温度要为 67.8℃，冷却板 D 要达到这一水平进口流速必须达到 0.32 m/s，而冷却板 A 的冷却水进口流速需要超过 0.4 m/s。在相同的冷却水进口流速下冷却板 C 最容易降低其表面的最高温度，避免燃料电池堆中出现“热点”，导致局部过热。

4.2.2 进口流速对冷却板表面最低温度的影响

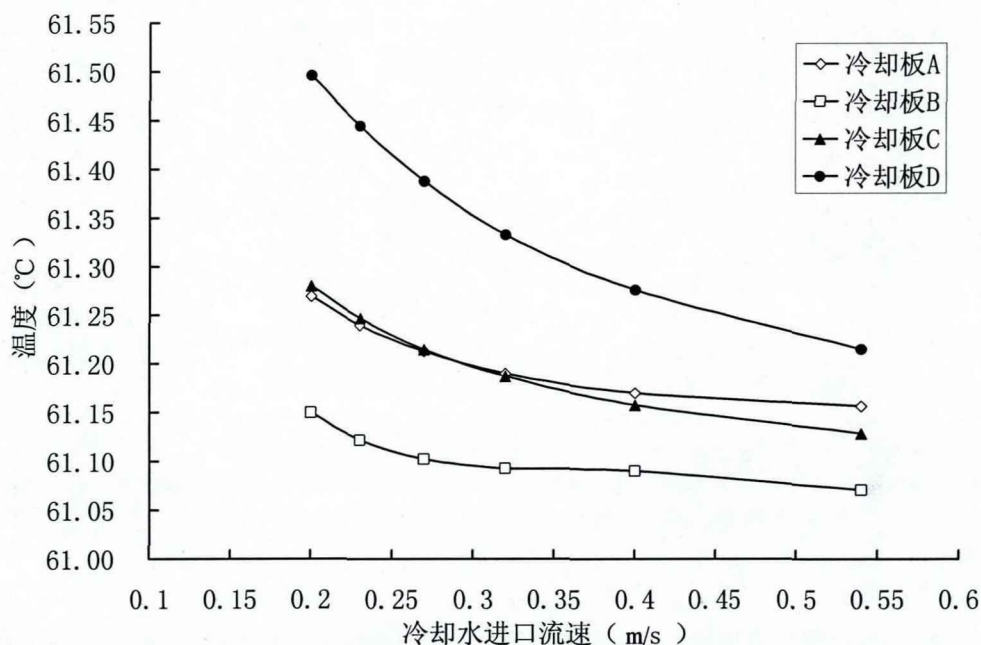


图 4-7 冷却板表面的最低温度与冷却水进口流速之间的关系

图 4-7 中 可以看到不同进口流速下冷却板表面的最低温度，其中在相同的进口流速下冷却板 D 的表面最低温度均低于另外三种形式的冷却板，冷却板 B 的表面最低温度是最小的，冷却水的流速增大最低温度也随之减小，不过变化并不明显，冷却板 D 的表面最低温度随冷却水流速变化最大，当流速从 0.2m/s 增加到 0.54m/s 时，最低温度从 61.5℃ 下降到 61.2℃，只下降了 0.3℃。在计算的所有情况中，四种形式的冷却板表面最低温度均低于 62℃，仅稍稍高于冷却水进口的温度 60℃。在相同流速下冷却板 C 和 A 的这一温度几乎一样。冷却水的流速对于冷却板表面的最低温度影响很小。

4.2.3 进口流速对冷却板表面温度均匀性的影响

图 4-8 中看到冷却板表面的平均温度会随着冷却水进口流速的增大而减小，在相同的流速下冷却板表面平均温度依次从高到低分别为：冷却板 B、冷却板 A，冷却板 D 和冷却板 C。这说明冷却板 C 的换热性能最好，因为水在冷却板 C 的蛇形流道中流动的距离最长，增加了相同的冷却水流量下的换热面积，使得板

表面的平均温度下降，而冷却板 D 和 A 的平均温度比 C 稍高一些，只有冷却板 B 即使进口的流速达到 0.54m/s，平均温度仍然有 66.8℃，而此时冷却板 C 的表面平均温度只有 62.8℃。

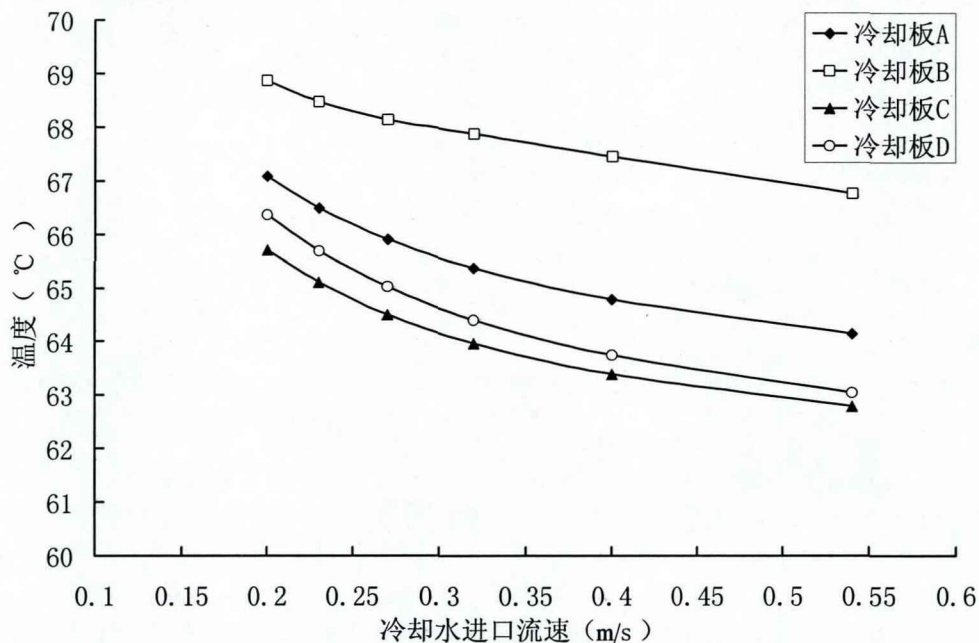


图 4-8 冷却板表面的平均温度与冷却水进口流速之间的关系

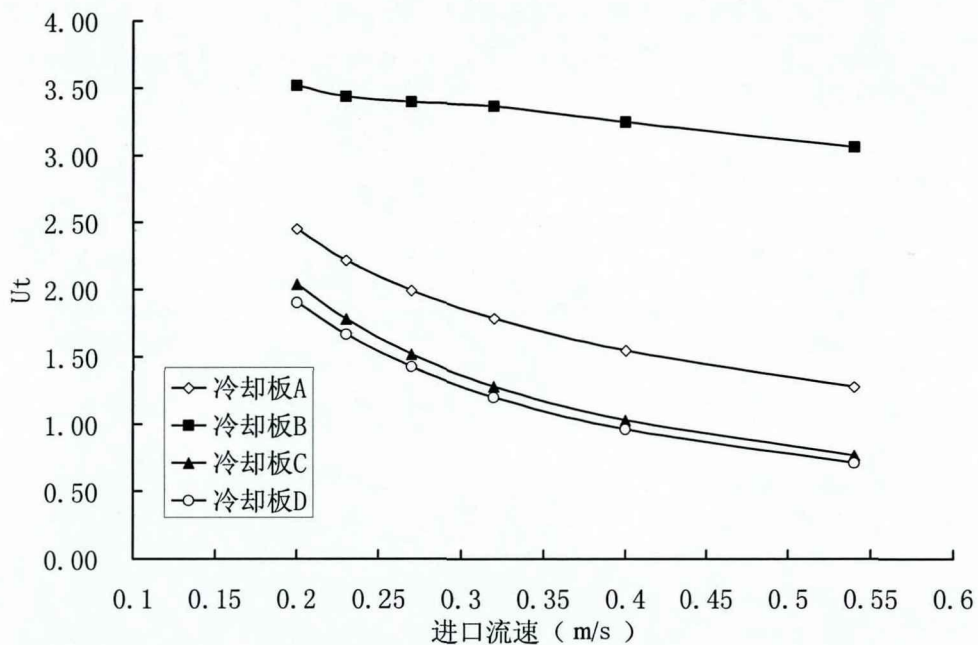


图 4-9 冷却板表面的温度均匀性因子与冷却水进口流速之间的关系

图 4-9 中表示了冷却水流速与冷却板表面的温度均匀因子的关系，温度均

均匀因子越小说明冷却板表面温度梯度就越小，其温度分布就越均匀。其中冷却板 B 的温度均匀因子的值远远高于其他三种冷却板，在进口流速为 0.2m/s 时最大达到 3.5，随着流速的增大温度均匀因子的变化也很小，即使流速达到 0.54m/s，温度均匀因子也有 3。对比四种冷却板的表面温度均匀因子冷却板 D 表面温度均匀因子的值最小，冷却板 C 表面的温度均匀因子在相同进口流速下稍高于冷却板 D 的值，冷却板 C 和 D 在流速为 0.2m/s 时温度均匀因子的值分别为 2 和 1.9，在流速为 0.54m/s 时分别只有 0.77 和 0.7。冷却板 A 的温度均匀因子的值介于冷却板 B 和 C 之间。这说明设计为蛇形流道的冷却板 C 和 D 表面温度分布的均匀性要好于设计成并行流道的冷却板 C 和 D。

图 4-10 是在进口流速为 0.2m/s 时冷却板表面的温度分布的云图，冷却水进口的温度为 60℃，进入冷却板后迅速的带走热量，同时冷却水的温度升高，使换热能力下降，能够带走的热量逐渐减小，使得冷却板表面温度分布出现不均匀的现象，可以看到最低温度都出现在冷却水的进口附近，冷却板 A 的最高温度在靠近出口的一侧，并且远离出口，它与进口处的温度差在 10℃左右，冷却板 B 在靠近出口的中间区域出现了大面积的高温区，而冷却板 C 和 D 的高温区出都现在出口附近。与图中的温度均匀性因子做对比，看到温度均匀因子为 3.5 的冷却板 B 的温度分布极为不均，而相对来说冷却板 C 和 D 的温度分布更加合理。

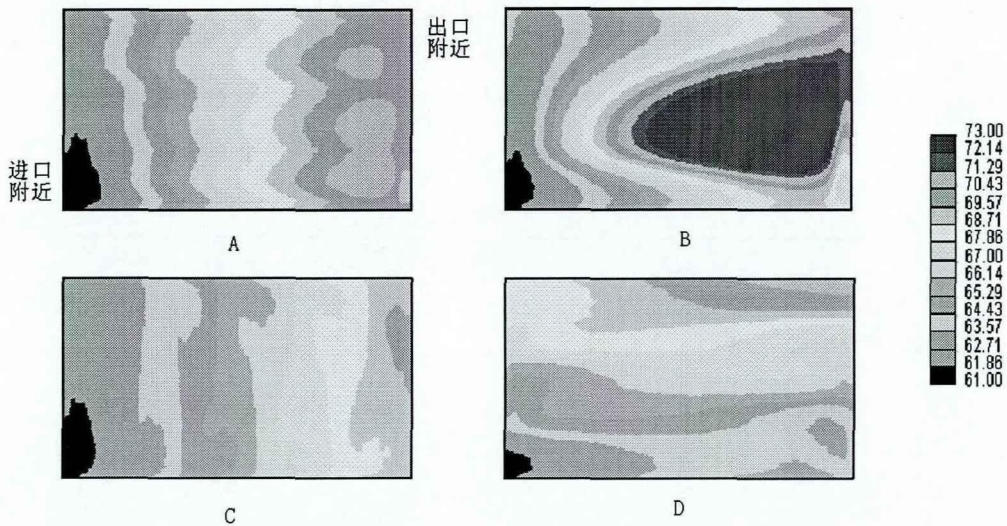


图 4-10 四种冷却板表面温度分布（进口流速为 0.2m/s）

从图 4-11 中看到在进口速度为 0.54m/s 的时候四种冷却板表面温度明显比图

4-10 中显示的进口速度为 0.2m/s 时冷却板表面温度的分布更加均匀，并且温度较低的区域面积明显有所扩大，冷却板 C 和 D 表面的高温区域几乎没有，在冷却板 B 的中间区域还有大片区域的温度超过了 73℃，不过比在进口流速为 0.2m/s 时小。四种冷却板在表面各个区域上的温度都低于流速为 0.2m/s，冷却水的进口流速增加对改善其表面的温度分布有很大的作用。

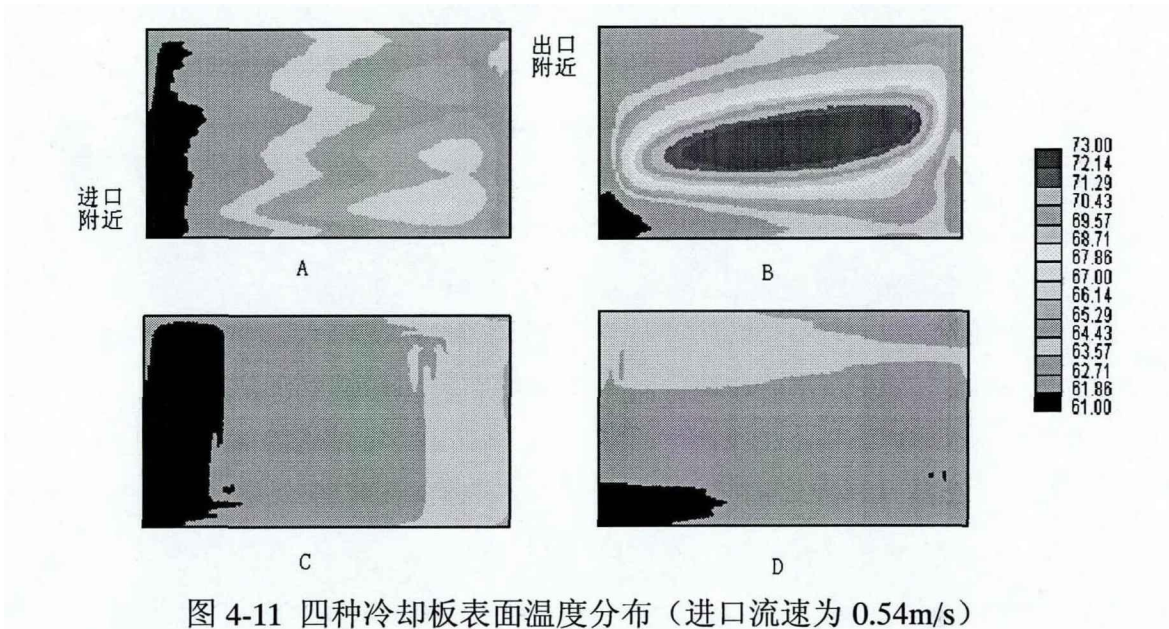


图 4-11 四种冷却板表面温度分布（进口流速为 0.54m/s）

4.3 两种并行流道中流动均匀性的比较

从上一节的分析可以看到，设计为蛇形流道的冷却板的温度分布比设计为并行流道的冷却板表面的温度更加均匀，同时表面局部也不会出现过高温，这是由于并行流道中各个分支流道中的冷却水流动的均匀性不好，并不是每一个分支流道中的冷却水流量都是一致的，图 4-12 对冷却水流道进行编号，从冷却板的下端各分支流道依次编为 1 到 15 号，图 4-13 和图 4-14 显是了冷却板 A 和 B 中相应编号的流道中流量随冷却水进口流速的变化关系，

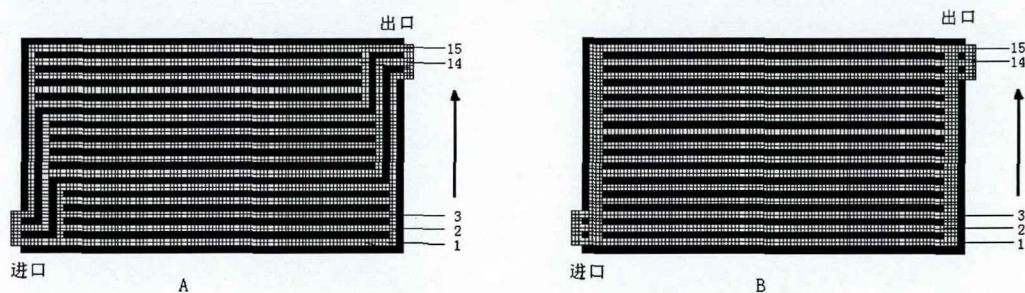


图 4-12 冷却板 A 和 B 分支流道编号示意图

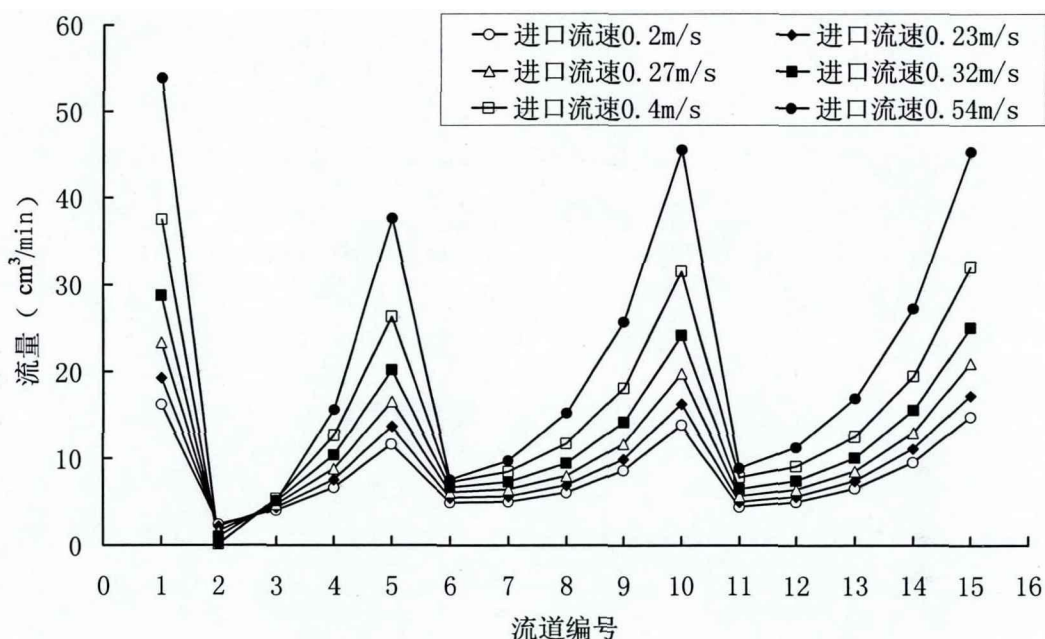


图 4-13 冷却板 A 各分支流道与进口流速的关系

如图 4-13，其中横坐标是对应的流道的编号，纵坐标是该流道的在不同的进口流速下对应的流量，对于冷却板 A，可以看到进口流速增大编号为 2 的流道中冷却水的流量始终很小，其他的分支流道随着进口流速增大而流量也随之增大；如图 4-14 显示了冷却板 B 中各个分支流道的流量，在冷却水的进口和出口附近的分支流道中水的流量比较大，在位于板的中部的分支流道水流量很小，当进口流速增加时，在板的中部的分支流道中水流量增加并不明显，而水的流量的增加主要发生在靠近板出口和进口的分支流道中。与图 4-10 和图 4-11 中冷却板表面的温度云图相对比，冷却板 A 的 2 号流道附近以及冷却板 B 中部所对应的流道附近的板的表面温度过高，流道中冷却水局部的流量的过小会使板表面的局部出现过热的区域，不利于电池的运行。

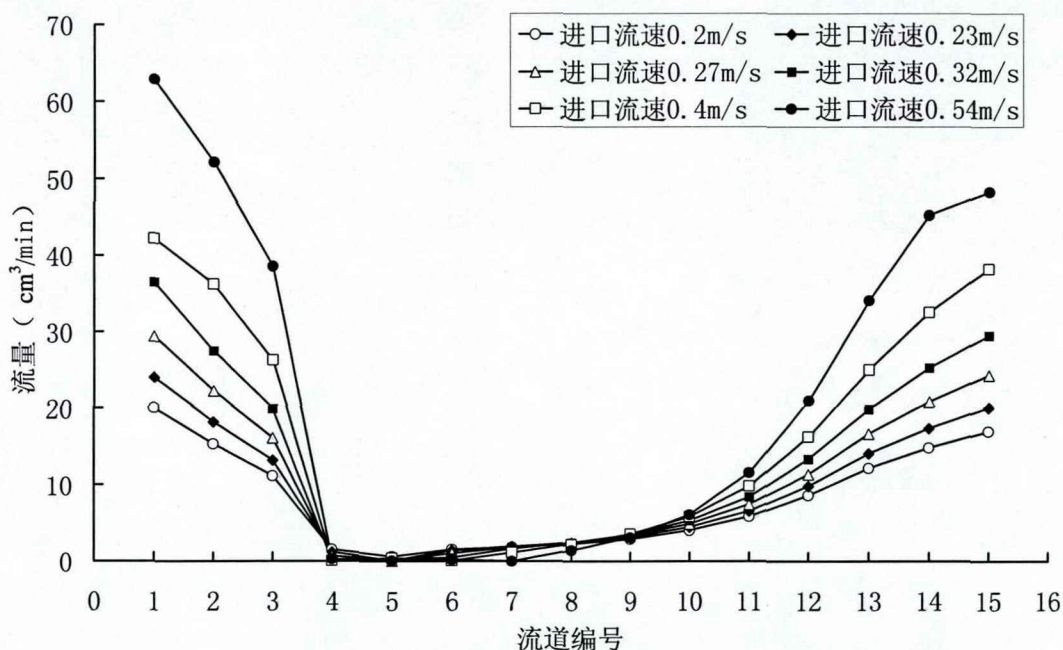


图 4-14 冷却板 B 各分支流道与进口流速的关系

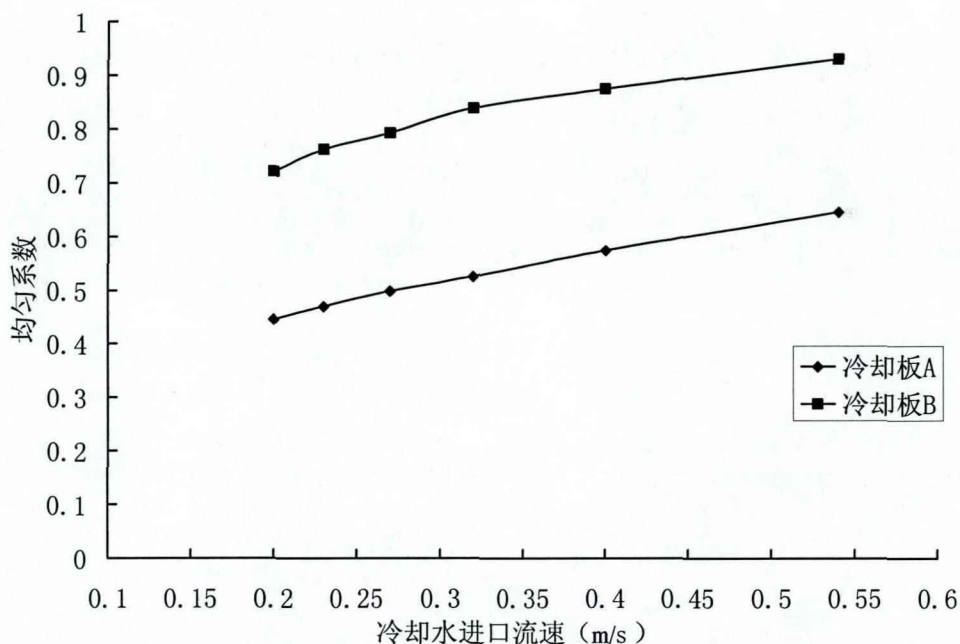


图 4-15 冷却板 A 和 B 分支流道中流动均匀系数的对比

图 4-15 表示的是冷却板 A 和 B 的各个流道中流量均匀性随冷却水进口流速的变化关系，其中均匀系数 U_m 的计算公式如下：

$$M_{av} = \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{n} \quad (4-1)$$

$$Um = \frac{\sum_{i=1}^n |M_i - M_{av}|}{nM_{tot}} \quad (4-2)$$

式中 M_i 是对应的分支流道中冷却水的流量， n 为分支流道的数目。

流动均匀系数越小说明流道中冷水流动的均匀性越好。随着进口的流速增大，则流动均匀系数越大，流动的均匀性就越差，这与流速的大小呈线性关系，冷却板 A 的流动均匀性要比冷却板 B 更差，这从一方面解释了增加相同的冷却水进口流速可以改善冷却板表面的温度分布，但是由于流道设计的不够合理，使流动均匀性下降，改善的效果并不相同，如冷却板 A 表面的温度均匀性因子随流速增加减小的比冷却板 B 要大。

4.4 进口流速对冷却水进出口压降的影响

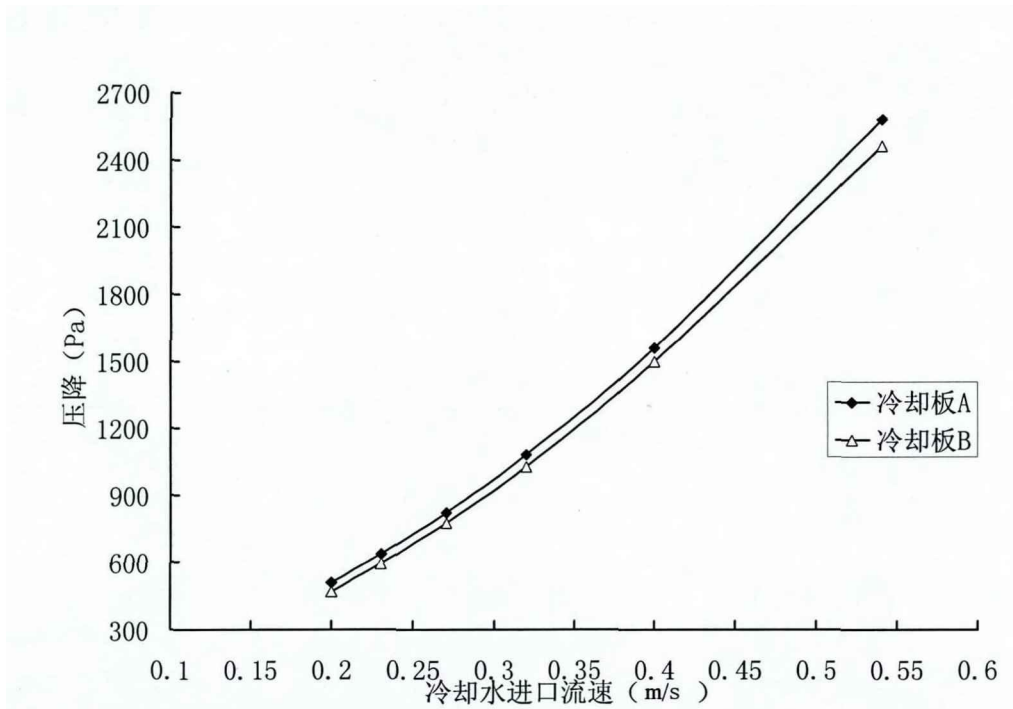


图 4-16 冷却板 A 和 B 不同流速下进出口压降与流速的关系

图 4-16 和图 4-17 是四种冷却板中冷却水进口流速与进出口压降之间的关系，可以看到，随着进口流速的增加，进出口的压降逐渐增加，在相同的进口

流速下，对于并行流道冷却板 A 的进出口压降稍高于冷却板 B，而对于蛇形流道冷却板 C 的压降比冷却板 D 的压降高。当冷却水进口的流速为 0.2m/s 时，设计为并行流道的冷却板 A 和 B 的进出口压降不到 600Pa，而此时设计为蛇形流道的冷却板 C 和 D 的进出口压降分别达到 3074Pa 和 2200Pa。而当流速达到 0.54m/s 时，冷却板 C 的进出口压降有 13800Pa 之多，同时，冷却板 D 的进出口压降也有 9200Pa，并行流道的压降在相同的流速下蛇形流道所产生的压降是并行流道产生的压降的四到五倍。蛇形流道进出口的压降要比并行流道的进出口的压降大是因为冷却水在蛇形流道中流动的距离更长，沿程阻力更大，冷却板 C 中冷却水从进口到出口流动的距离为 518cm，在冷却板 D 中冷却水的流动距离为 548cm，在相同的流速下，冷却板 D 中的压降反而要小是因为其中冷却流动的拐角更少只有四个，而冷却板 D 中的拐角有 15 个，在拐角处流体的流动阻力很大，从而增大了冷却板进出口的压降。

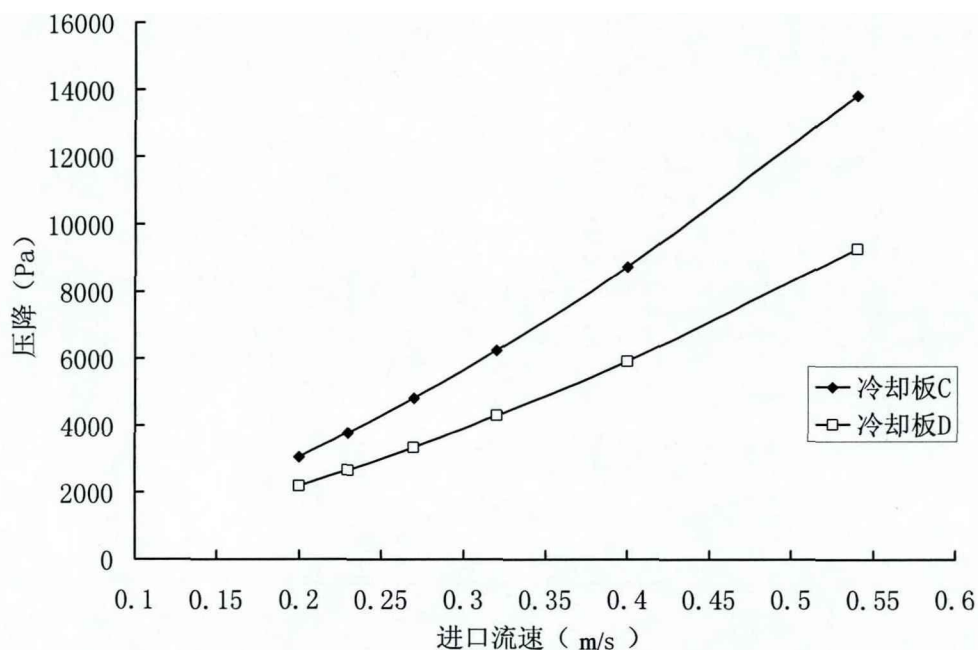


图 4-17 冷却板 C 和 D 不同流速下进出口压降与流速的关系

4.5 冷却水进出口压降与冷却板表面温度均匀性的影响

燃料电池冷却水道进出口的压力过大会使得水泵消耗过多的能量，从而减少整个电堆的发电效率，图 4-18 中显示了四种冷却板表面的温度均匀因子与冷

水进出口压降之间的关系，压降增大，温度均匀因子就越小。在压降基本一致的情况下，即线 F 附近，冷却板 A 表面的温度均匀性最好，冷却板 B 表面的温度均匀性最差。对于蛇形流道来说，随着压降增大，温度均匀因子下降的就越慢，对于冷却板 C 当压降从 8741Pa 增大到 13800Pa，温度均匀因子只下降了 0.26，而从 3070Pa 上升到 3780Pa 时温度均匀因子也下降了 0.26，说明在进口流速已经很高时，需要提供更大的压降来改善冷却板表面的温度分布。

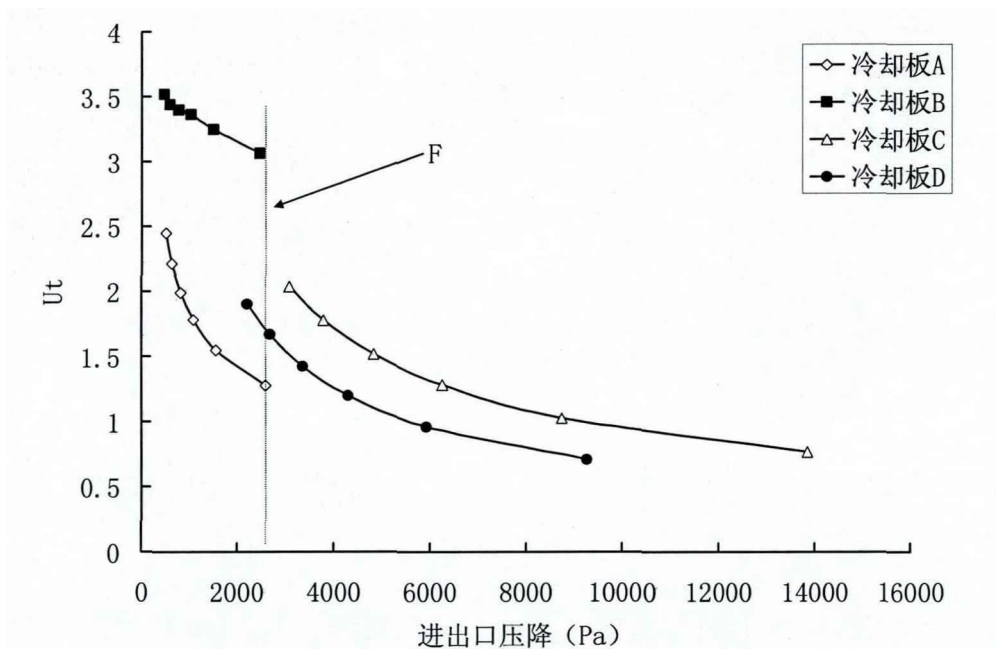


图 4-18 冷却板中温度均匀因子与进出口压降的关系

4.6 本章小结

本章主要是对四种不同流道的冷却板中的传热传质进行了模拟计算和对比分析，主要工作有以下几点：

(1) 根据前面的计算结果确定了相应的边界条件，进口速度分别设为 0.54 m/s、0.40 m/s、0.32 m/s、0.27 m/s、0.23 m/s、0.20 m/s，冷却板壁面两侧为均匀热流。

(2) 进行了网格依赖性的研究，对冷却板 A 的几何模型划分了不同数目的网格，对比了在不同网格密度下冷却水进出口压降，冷却板表面的最高和最低温度以及温度均匀因子的差别，随着网格数目的增多，这种差别就越小。最后

根据计算结果可以确定当网格数目超过 369900 时, 计算结果受网格影响很小, 对其他条件下的计算采用相同的网格密度。

(3) 对不同冷却水流速下四种冷却板表面的最高温度、最低温度、表面平均温度、温度均匀性因子, 冷却水进出口压降进行了对比分析, 同时分析了设计为并行流道的冷却板 A 和 B 中各个支流道中的流量均匀性。结果是在相同的流速下设计为蛇形流道的冷却板 C 和 D 表面温度分布更加均匀, 但是进出口压降比冷却板 A 和 B 中的压降要大。并行流道中冷却板 A 和 B 有冷却水进出口压降相差很小, 但是冷却板 A 表面温度更均匀; 蛇形流道中冷却板 C 和 D 表面温度分布都远好于冷却板 A 和 B, 冷却板 D 冷却水进出口的压降更小。

第 5 章 冷却水分配道的 CFD 分析与改进

5.1 边界条件及计算方案

5.1.1 边界条件

本文对有 40 个冷却板的电堆进行 CFD 分析, 在第四章中分析了冷却板中冷却水进口流速分别为 0.2m/s、0.23 m/s、0.27 m/s、0.32 m/s、0.4 m/s、0.54 m/s 时冷却板表面的温度分布, 要保证每个冷却板入口的平均流速分别达到以上的要求, 在宽度 d 为 6mm 时则设定进口流速分别为 0.952 m/s、1.095 m/s、1.286 m/s、1.524 m/s、1.9 m/s、2.571 m/s, 所对应的冷却水分配道中总的冷却水的流量为: 4.8L/min、5.52 L/min、6.48 L/min、7.68 L/min、9.6 L/min、12.96 L/min 如图 3-5 为电堆冷却水分配道侧面示意图。

5.1.2 对于单片电池中冷却流道的近似处理

第四章中对冷却流道几何模型中一半区域划分网格的数目为 37 万, 其中流体部分的网格数目为 9 万, 如果在分析分配流道中冷却水流动情况时将实际冷却板中流道几何模型加进去, 那么对冷却流道划分的网格就达到 725 万, 不仅需要高性能的计算机并且计算时间将会大大的延长, 为了能够快速准确的得到有用的计算结果, 本文使用设定为多孔介质的直流道来模拟冷却板中流道冷却水进出口的压降。

从第四章的分析中可以知道, 流道型式为并行的冷却板 A 和 B 中 A 的设计更为合理, 流道为蛇形的冷却板 C 和 D 中 D 的设计更为合理, 所以针对冷却板 A 和 D 对冷却水分配道进行模拟。

STAR-CD 中在不考虑传热的情况下对于多孔介质的处理是: 在动量方程中加入一个适当的源项。在多孔介质中流体的速度和压降之间的关系是:

$$-K_i v_i = \frac{\partial p}{\partial \xi_i} \quad (5-1)$$

$$K_i = \alpha_i |v| + \beta_i \quad (5-2)$$

式中 $i=1、2、3$ 分别代表 $x、y、z$ 三个方向； K_i 由多孔介质造成的阻力系数并且与流体的速度成线性关系； v_i 为 i 方向上的速度， $\alpha_i、\beta_i$ 是相对应的速度方向上的系数，可以有实验得到，也可以通过相关的参数计算所得。

在稳态的情况下，动量平衡方程在网格 p 中的形式为：

$$A_p V_p = \sum_m (A_m V_m) + S_1 \tag{5-3}$$

$$A_p = \sum_m (A_m) + S_2 \tag{5-4}$$

m 表示相邻的网格， A 是相对应的系数。源项的完整的形式为：

$$S_v = S_1 - S_2 V_p \tag{5-5}$$

为了使计算更容易得到收敛的结果，将 S_1 和 S_2 负分别设定为：

$$S_1 = 0 \tag{5-6}$$

$$S_2 = \alpha |v| + \beta \tag{5-7}$$

由以上分析可以知道主要通过对 α 和 β 的设置来模拟冷却流道中的压降，用以下公式可以对 α 和 β 的值进行估算：

$$\frac{\Delta P}{L} = \alpha v^2 + \beta v \tag{5-8}$$

ΔP 是冷却板中进出口的压降， v 为进口的流动速度， L 为所假设分配流道模型中直流道的长度。表 5-1 是冷却板 A 和 D 在对应的进口流速下的 $\Delta P/L$ 的值。

表 5-1 冷却板 A 和 D 在不同进口流速下 $\Delta P/L$ 的值

| 速度 (m/s) | 0.2 | 0.23 | 0.27 | 0.32 | 0.4 | 0.54 |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $\Delta P/L$ (Pa/m) | | | | | | |
| 冷却板 A | 25550 | 31850 | 41100 | 54100 | 78000 | 129050 |
| 冷却板 D | 110200 | 133750 | 167600 | 214800 | 296000 | 463450 |

图 5-1 和图 5-2 显示了 $\Delta P/L$ 和速度 v 之间的关系，并使用二次拟合的方法求出的相应的模拟冷却板 A 和 D 所需要的 α 和 β 。公式中 y 是 $\Delta P/L$ 的值， x 代表进口速度，将截距设为 0，则求出冷却板 A 的 α 和 β 的值为 322879 和 64988，冷却板 D 相应的 α 和 β 为 883405 和 382968。

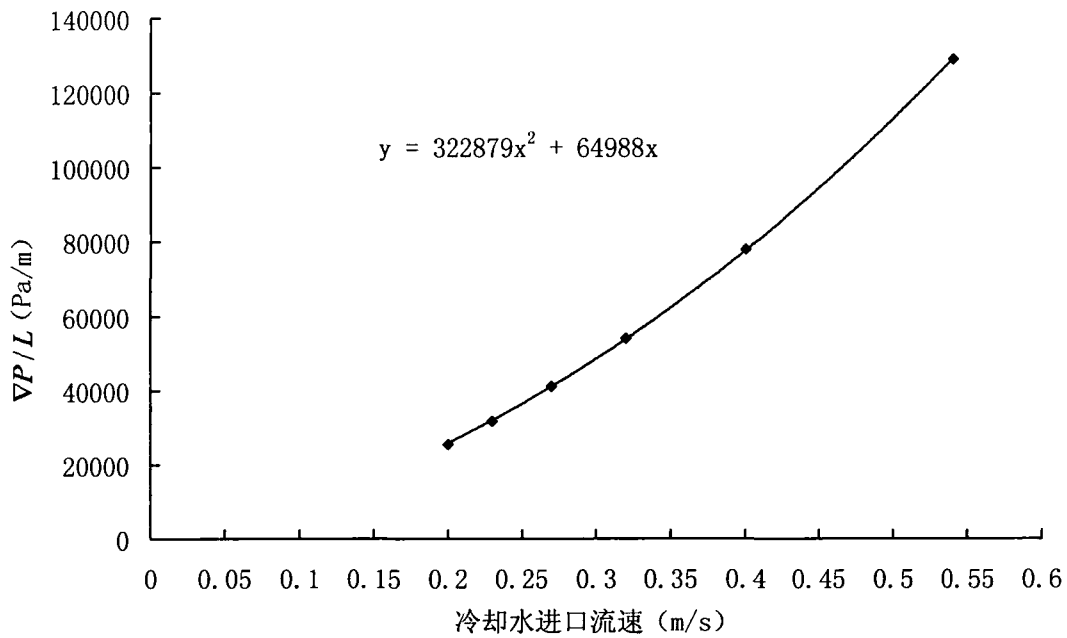


图 5-1 冷却板 A 的 $\Delta P/L$ 的值与流速只间的关系

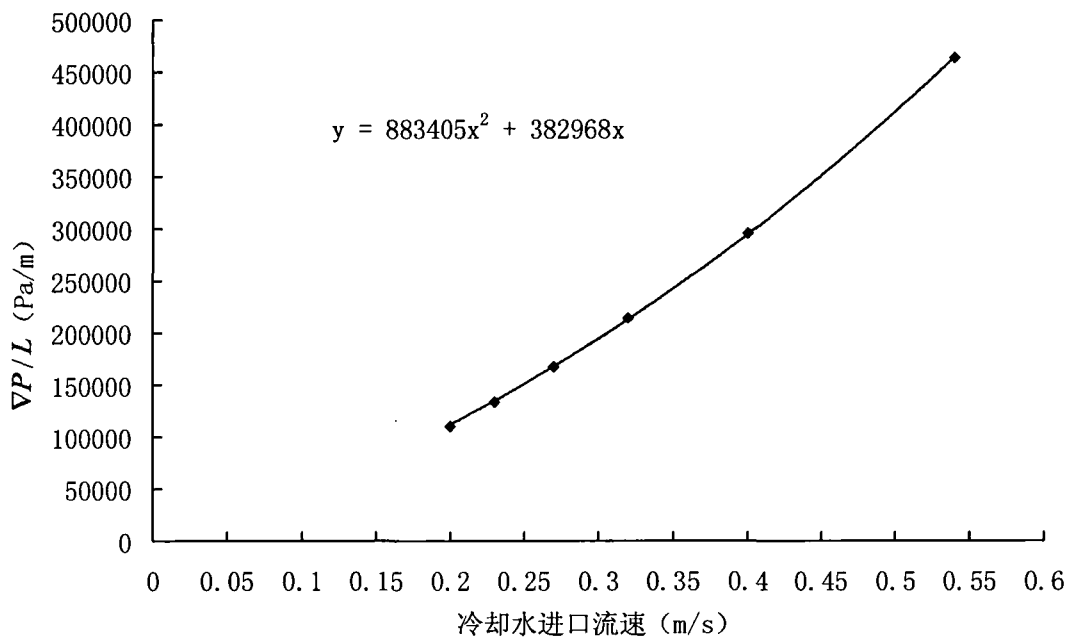


图 5-2 冷却板 D 的 $\Delta P/L$ 的值与流速之间的关系

为了验证所设定的 α 和 β 值的正确性，建立一个直流道的模型，如图 5-3 流道高 a 为 10mm，宽 b 为 1mm，长度 L 为 20mm。进口速度分别设为 0.2m/s、0.23 m/s、0.27 m/s、0.32 m/s、0.4 m/s、0.54 m/s，并且将其按照以上计算出的冷却板 A 和 D 的 α 和 β 设为多孔介质。

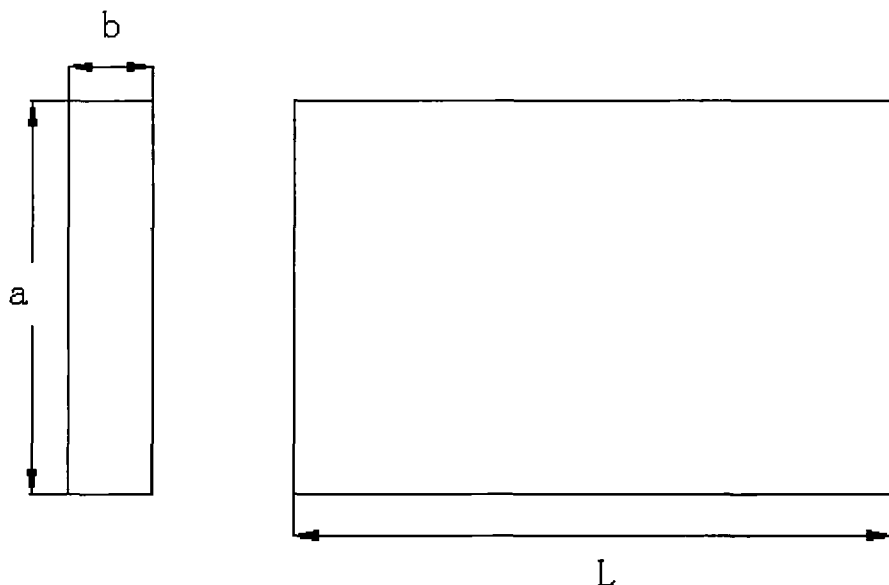


图 5-3 多孔介质直流道示意图

表 5-2 冷却板 A 的实际流道与多孔介质直流道的进出口压降的比较

| 冷却水进口速度 (m/s) | 0.2 | 0.23 | 0.27 | 0.32 | 0.4 | 0.54 |
|------------------|-----|------|------|------|------|------|
| 直流道中计算出的压降 (Pa) | 518 | 641 | 822 | 1077 | 1553 | 2585 |
| 实际流道中计算出的压降 (Pa) | 511 | 637 | 822 | 1082 | 1560 | 2581 |

表 5-3 冷却板 D 的实际流道与多孔介质直流道的进出口压降的比较

| 冷却水进口速度 (m/s) | 0.2 | 0.23 | 0.27 | 0.32 | 0.4 | 0.54 |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|
| 直流道中计算出的压 (Pa) | 2239 | 2697 | 3356 | 4261 | 5891 | 9288 |
| 实际流道中计算出的压 (Pa) | 2204 | 2675 | 3352 | 4296 | 5920 | 9269 |

表 5-4 冷却板 A 和 D 的实际流道与多孔介质直流道的进出口压降偏差

| 速度 (m/s) \ η (%) | 速度 (m/s) | | | | | |
|-----------------------|----------|------|------|------|------|------|
| | 0.2 | 0.23 | 0.27 | 0.32 | 0.4 | 0.54 |
| 冷却板 A | 1.37 | 0.63 | 0 | 0.46 | 0.48 | 0.16 |
| 冷却板 D | 1.59 | 0.82 | 0.11 | 0.81 | 0.49 | 0.21 |

从表 5-4 可以看到误差最大出现在对冷却板 D 的模拟上, 在进口速度为 0.2m/s 时有 1.57%, 其次是冷却板 A 在流速为 0.2m/s 时误差为 1.37%, 其他情况下误

差都小于 1%，可以看到这种近似的假设是合理的。

5.2 流动均匀性的判定方法

冷却水从分配道进入到各个冷却板中的水的流量不一定是相同的，而水流量多的冷却板散热性能好，如果某些冷却板中水流量过少会使电堆在局部产生高温区，不利于热管理，为了方便分析每个冷却板中水的流量，按图 5-4 和图 5-5 的方法对冷却板进行编号。

每个冷却板中水的流量偏差系数定义为：

$$\lambda = \frac{|F_i - F_{av}|}{F_{av}} \quad (5-10)$$

式中 F_i 为每个冷却板中的水流量， F_{av} 为冷却板中平均水流量；

用平均流量偏差系数来衡量冷却板中水的流量分配均匀性， λ 值越小，流动均匀性就越好。

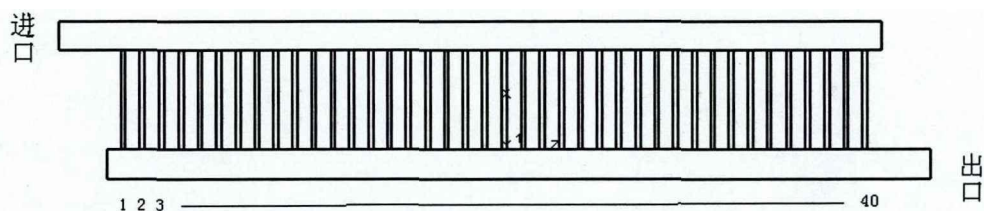


图 5-4 Z 型分配道冷却板编号示意图

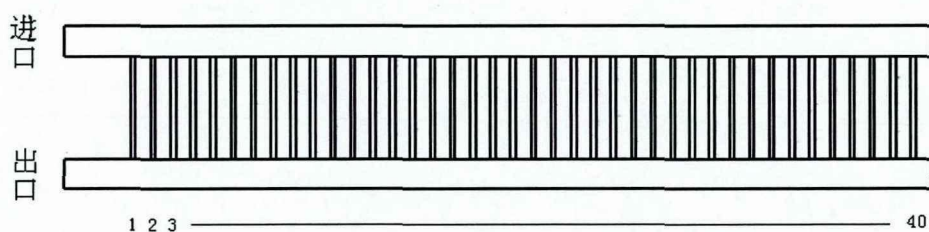


图 5-5 U 型分配道冷却板编号示意图

5.3 冷却分配道中流动均匀性的分析

5.3.1 Z型分配道中不同流量对冷却水的流动均匀性的影响

图 5-6 显示的是针对冷却板 A，分配道型式为 Z 型时，各个位置上冷却通道中水的流量的分布，在分配道进口有相同的流量下，靠近进口附近的冷却板中水的流量最小，靠近出口处的冷却板中有最大的流量，并且随着总的进口流量的增加，各个冷却板流量的差异也在变大。总流量为 4.8L 时，每个冷却板的平均流量应该为 0.12L/min，而只有相应的编号在 24 和 40 的冷却板中的冷却水的流量才超过这一数值，也就是说大部分的冷却板中没有足够的水对电堆进行冷却，而离出口最近的冷却板中的水流量达到 0.22L/min，这是离进口最近的冷却板中的水的流量 0.067L/min 的 3 倍多。随着分配道中总的水流量增加，这一差别更大。这使得要避免电堆内出现局部过热就需要提高冷却水的流量。

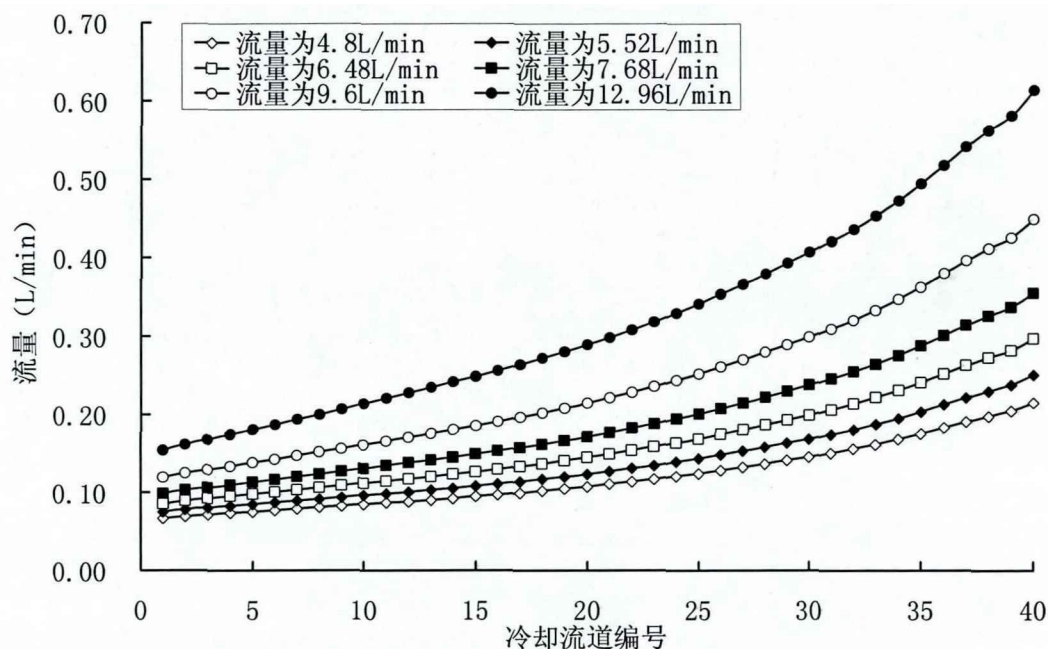


图 5-6 Z型分配道中不同位置上冷却板中的流量分布（冷却板型式为 A）

图 5-7 是针对冷却板 D，同样分配道为 Z 型时，不同位置上冷却板中流量的分布，同样在进口附近的冷却板的流量要小，靠近出口的冷却板中有较大的水流量，当分配道的总流量为 4.8 L/min 时，冷却板最低也有 0.1 L/min 的水流过，最高流量出现在离出口最近的冷却板中，流量为 0.15 L/min，这个流量的差别比使用冷却板 A 要小。随着总流量的增大，冷却板中的流量的差异也更大。

从图 5-8 可以看到，在相同的流量下使用冷却板 D 时的流量偏差系数要远小于使用冷却板 A 时的值，不过随着分配道总的流量的上升，这个系数缓慢上升，当流量从 4.8L/min 上升到 12.96L/min 时使用冷却板 A 和 D 的流量偏差系数分别上升了 0.043 和 0.041 说明分配均匀性在变差。

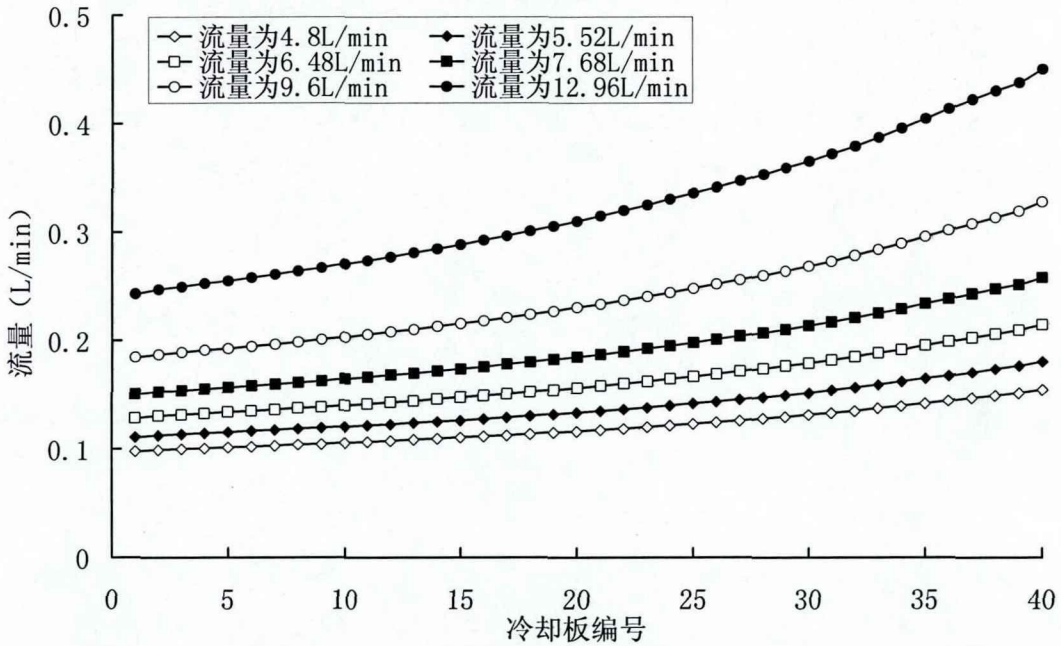


图 5-7 Z 型分配道中不同位置上冷却板中的流量 (冷却板型式为 D)

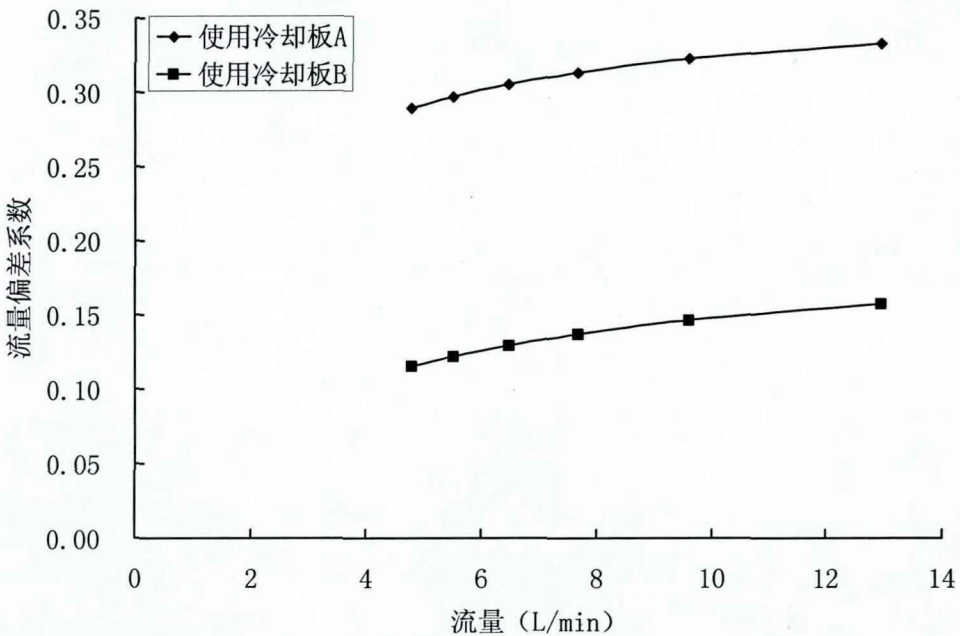


图 5-8 Z 型分配道冷却板 A 和 D 流量偏差系数与流量的关系

5.3.2 U型分配道中不同流量对冷却水的流动均匀性的影响

图 5-9 是针对冷却板 A, 并且分配道 U 型时, 可以看到靠近进口附近的冷却板中水的流量最大, 随着远离进口, 流量也随之减小, 编号在 30 到 35 之间的冷却板流量最小。当分配道的进口流量为 4.8L/min 时, 各个冷却板中最小的水流量为 0.104L/min, 最大的水流量为 0.15L/min。不过在分配道的总流量达到 12.96L/min 时, 最小流量为 0.28L/min, 而最大流量为 0.42L/min, 相差了 0.13L/min。

图 5-10 是针对冷却板 D, 并且分配道 U 型时, 可以看到靠近进口附近的冷却板中水的流量最大, 随着远离进口, 流量也随之减小, 不过在不同位置上冷却板流量变化很小。当分配道的进口流量为 4.8L/min 时, 各个冷却板中最小的水流量为 0.114L/min, 而最大的水流量只有 0.132L/min, 即使总流量为 12.96 L/min 时, 最低流量与最高流量的差异也只有 0.06 L/min。从图 5-11 中看到流量偏差系数随着流量的增加几乎没有变化, 这说明总的流量的增加不影响分配道对各个冷却板进口水流量的分配。

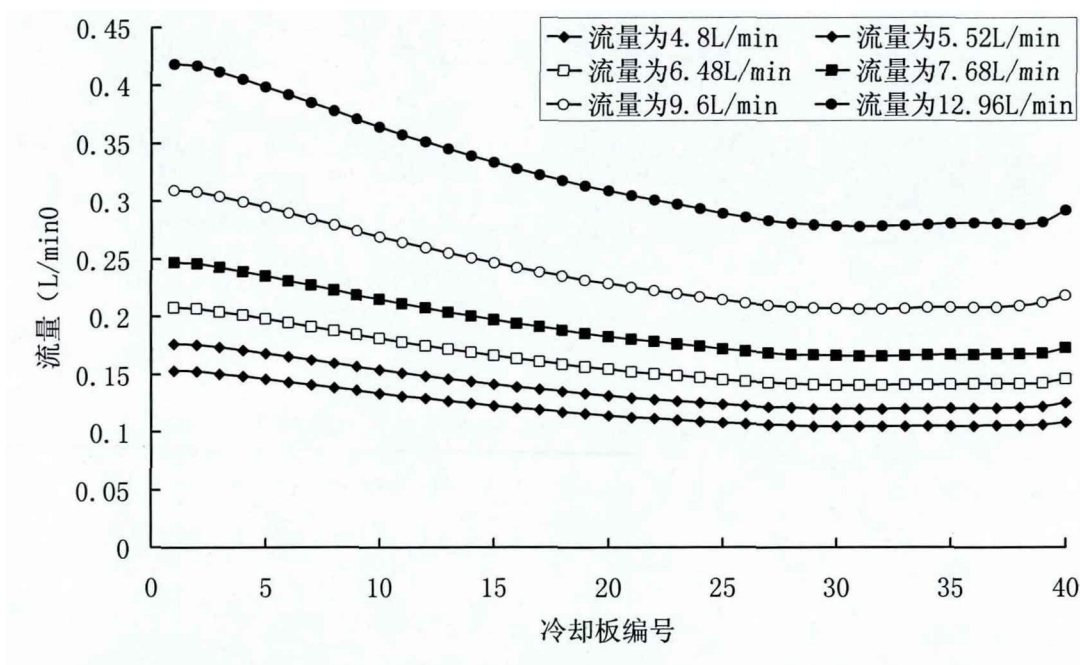


图 5-9 U 型分配道中不同位置上冷却板中的流量 (冷却板型式为 A)

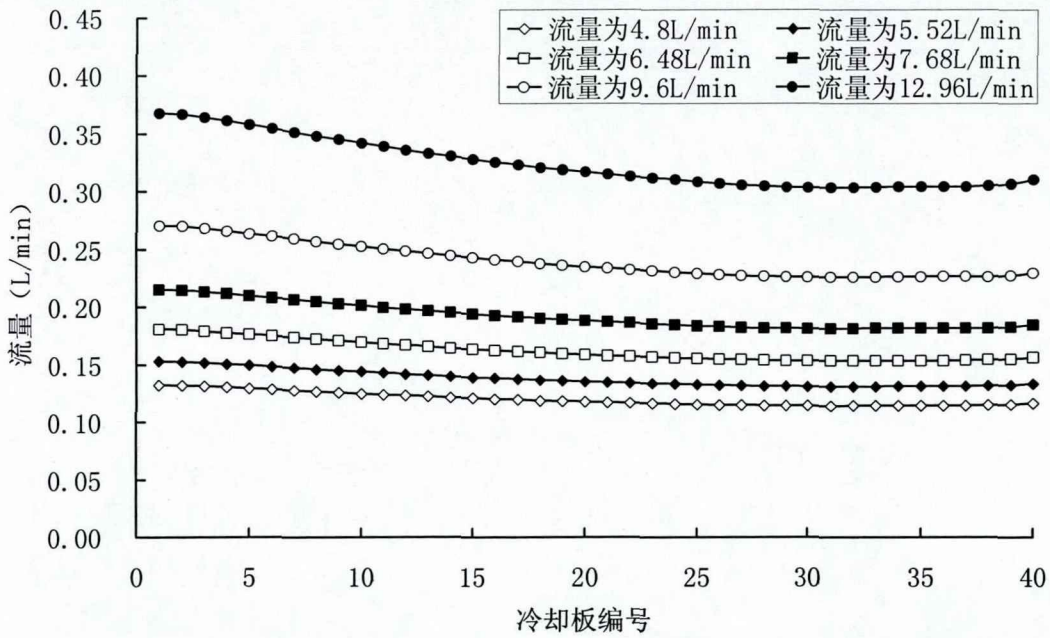


图 5-10 U 型分配道中不同位置上冷却板中的流量 (冷却板型式为 D)

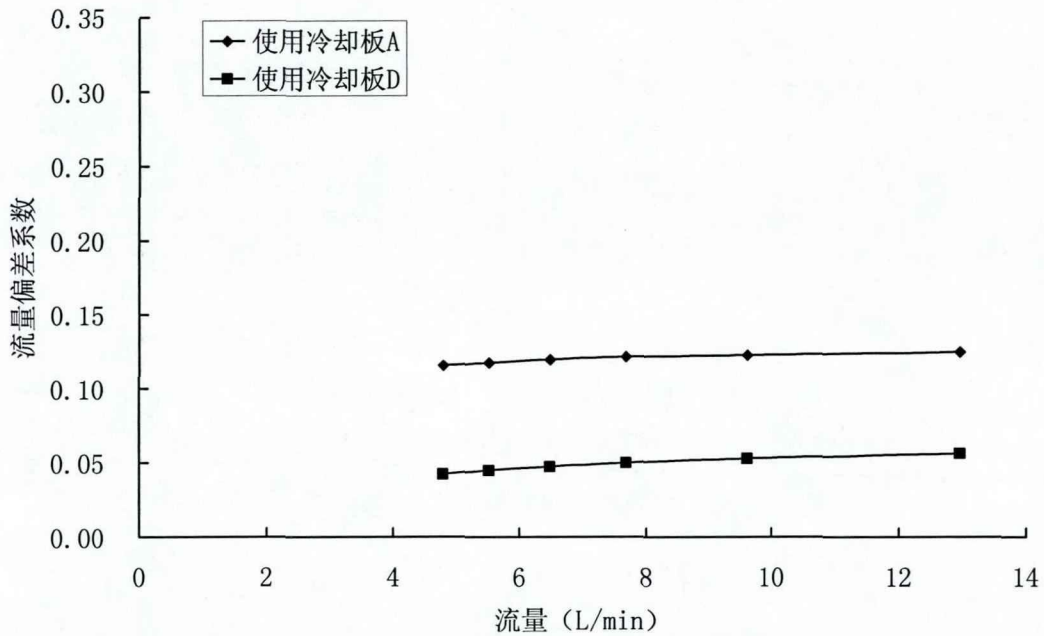


图 5-11 U 型分配道中冷却板 A 和 D 流量偏差系数与流量的关系

5.4 U型分配道与Z型分配道对进出口压降的影响

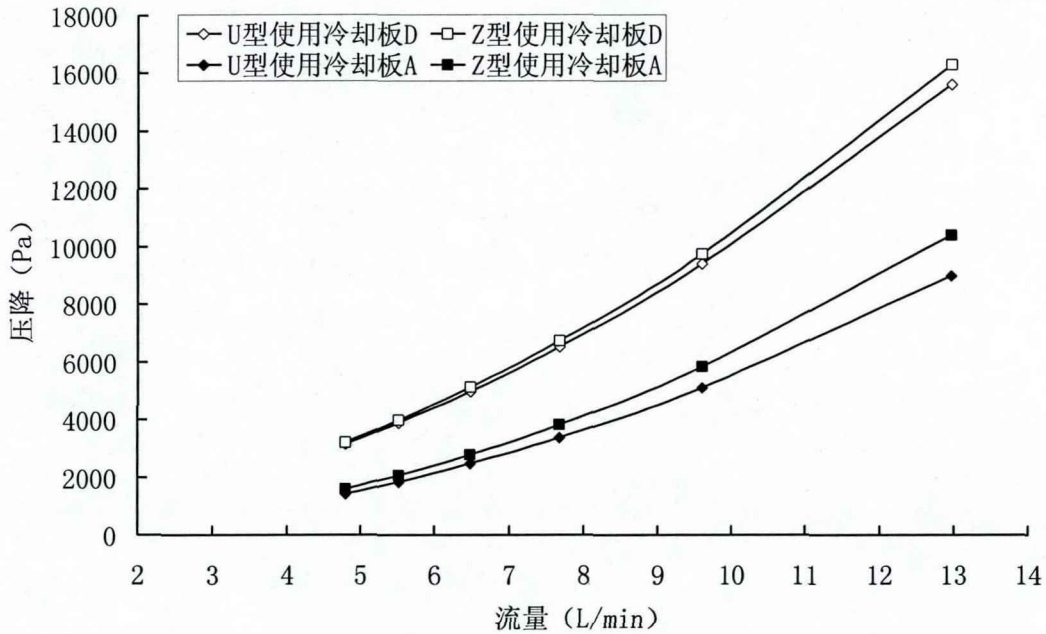


图 5-12 分配道进出口压降与流量的关系

从图 5-12 中可以看到随着流量的增加分配道进出口的压降也随之增加，在相同的流量下使用冷却板 D 的分配道中的压降要高于使用冷却板 A 中的压降，这是因为冷却水流过设计为蛇形流道的冷却板 D 时会产生更大的压降。U 型分配道中的进出口压降略低于 Z 型分配道中的这个值，在总流量为 4.8L/min 时，使用冷却板 A，U 型分配道中进出口压降为 1436Pa，Z 型为 1594Pa，当流量增大到 12.96L/min 时，U 型分配道中进出口压降为 9005Pa，Z 型为 10405Pa，相差了 1000 多帕。使用冷却板 D 时，同样 U 型和 Z 型分配道的进出口压降也是随着流量增大而差异就越大。

5.5 冷却水分配道的改进

从上一小节的分析中可以看出，如果使用冷却板 A 来进行冷却电堆，U 型分配道的分配均匀性要好于 Z 性分配道，但是在各个不同位置上的冷却板中水的流量仍然存在着不小的差异，当在使用冷却板 D 时，也存在这种现象。为了减小这种分配不均匀的现象，如图 3-5，将分配道的宽度变 d 为 10mm 进行分

析。这时为了保证冷却水的总流量保持不变，则相对应的进口速度设为：0.571 m/s、0.657 m/s、0.771 m/s、0.914 m/s、1.143 m/s、1.543 m/s。

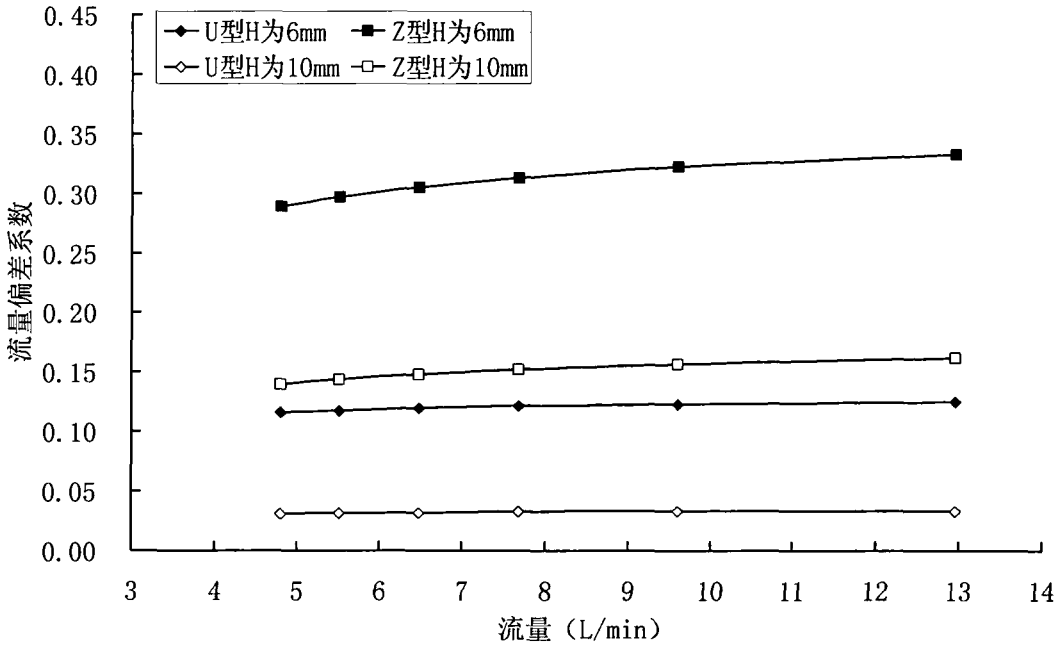


图 5-13 U 型和 Z 型分配道中的流量偏差系数（冷却板型式为 A）

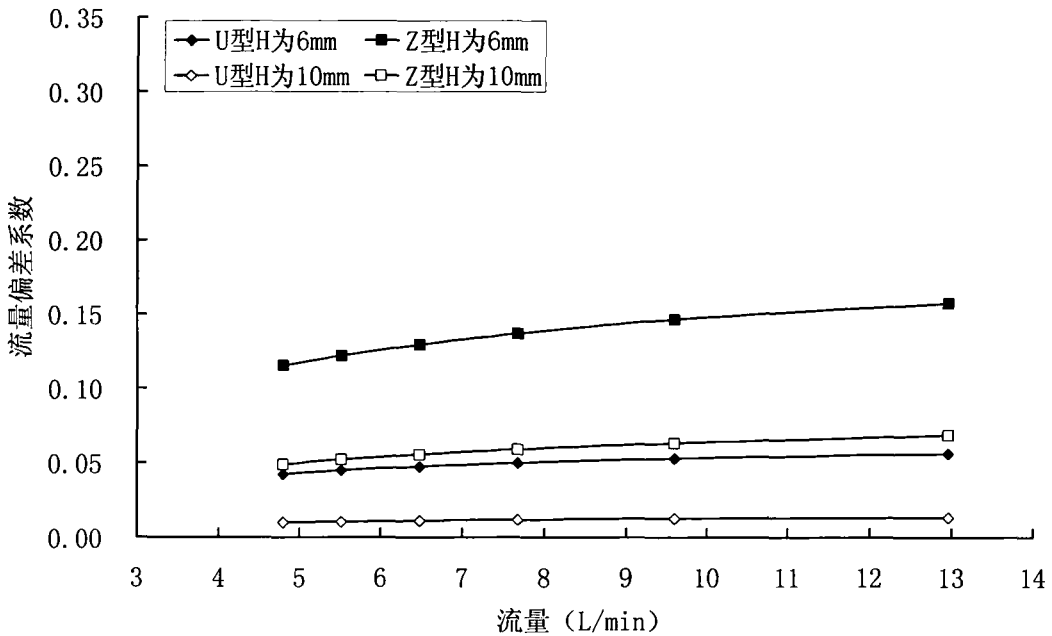


图 5-14 U 型和 Z 型分配道中的流量偏差系数（冷却板型式为 D）

图 5-13 和图 5-14 分别对比了使用冷却板 A 和 D 在不同的冷却分配道中的流量偏差系数, 总体来说使用 U 型的分配道冷却板中流量偏差系数要小, 当分配道的宽度 H 加大到 10mm, 此时不管是 U 型还是 Z 型分配道都能使流量偏差系数大幅减小。分配道中总的流量的增加和减小对流量偏差系数的影响较小。经过对比可以看到在使用冷却板 A 和 D 时, 分配道采用 U 型, 且宽度设计为 10mm, 流量偏差系数都小于 0.05, 这意味着分配道能够将冷却水均匀的送到各个不同位置的冷却板中。从以上结果可以得出的结论是, 增大分配道的尺寸和增加冷却板中冷却水流动的阻力, 都会有利于提高分配道中的冷却水分配均匀性。

图 5-15 和图 5-16 分别对比了使用冷却板 A 和 D 的不同冷却分配道中进出口的压降, 从图中可以看到将分配道的宽度增加, 进出口压降有很大程度的下降。当总的流量为 12.96L/min 时, U 型分配道的宽度从 6mm 增加到 10mm, 进出口压降从 9005Pa 下降到只有 5500Pa, 有 3500Pa 的下降, 即使在进口流量较低为 4.8L/min 的情况下, 压降也从 1436Pa 下降到 932Pa。如果使用冷却板 D, 在最高流量下进出口压降也从 15600Pa 下降到 12200Pa。可见增大流道的宽度, 可以使水泵在输出相同的冷却水的流量下, 消耗较少的能量。

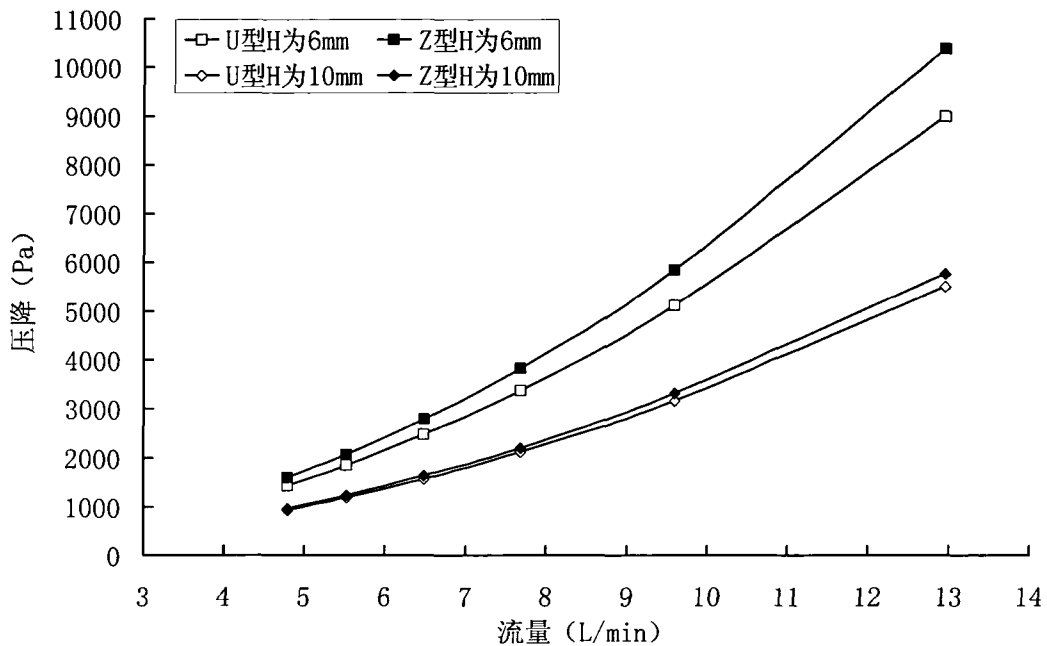


图 5-15 U 型和 Z 型分配道中的压降与流量的关系 (冷却板型式为 A)

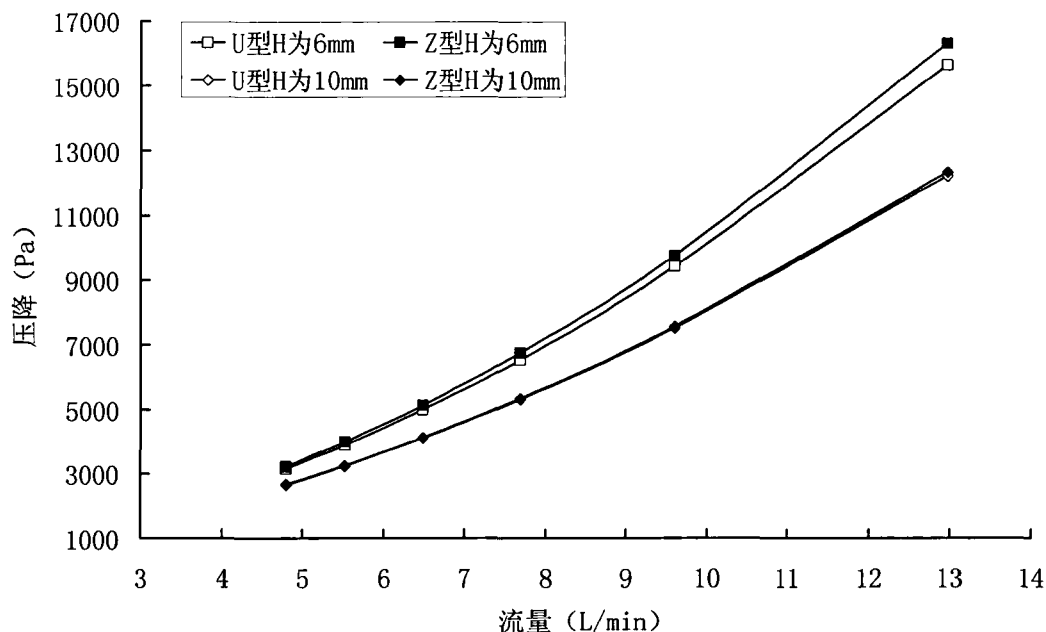


图 5-16 U 型和 Z 型分配道中的压降与流量的关系（冷却板型式为 D）

5.6 本章小结

本章主要是针对电堆中的冷却水分配道进行分析和优化，分配道之间的冷却板分别为 A 和 D，主要工作有以下几点：

(1) 将冷却板中的流道假设成直流，并设置为多孔介质来模拟冷却水流过冷去板中的实际流道产生的压降，相关参数 α 和 β 通过二次拟合得到。

(2) 分析了 U 型和 Z 型分配道在不同流量下冷却板中的流动情况，并用流量偏差系数来衡量冷却板中流量偏差的情况，流量偏差系数越小各个位置上冷却板之间的流量差越小。结果表明 U 型分配道中不同位置上冷却板之间的流量偏差系数要小，流量增大和减小对流量偏差系数没有影响，使用冷却板 D 的分配道比使用冷却板 A 的分配道的流量偏差系数要小。

(3) 将分配道的宽度从 6mm 变为 10mm，流量偏差系数变小，同时分配道进出口的压降也大幅下降，有利于减少水泵的功率消耗。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

质子交换膜燃料电池中的氢氧之间的电化学反应受到温度和气体湿度的影响，气体湿度同时又与电堆内的温度有关，一个可靠的热管理系统才能够保证整个燃料电池堆高效、稳定的工作。对于功率超过 5kW 的燃料电池发动机，一般都会采用水进行冷却，合理的设计冷却水通道才能有效地保证电堆在合理的温度下工作。由于燃料电池堆结构复杂，通过实验很难了解内部冷却水流动的情况和电堆内温度的分布，所以本文建立 CFD 模型，对燃料电池堆内不同型式的冷却板和冷却水分配道进行分析，为冷却系统的设计提供参考依据。研究工作总结如下：

(1) 建立燃料电池的模型，通过与实验结果相对比，估算出燃料电池在电流密度为 $1\text{A}/\text{cm}^2$ 时的发热功率，然后计算出保证冷却水进出口温差为 8°C 、 7°C 、 6°C 、 5°C 、 4°C 、 3°C 时所需的冷却水的流量，为 CFD 计算提供相应的边界条件。

(2) 在对冷却板模拟之前，研究了计算网格对计算结果的影响，对相应的计算域划分不同密度的网格，比较了在不同的网格数目下，冷却板表面的最高温度、最低温度、温度均匀因子和冷却水进出口的压降的变化，确定了对冷却板及流道进行模拟时所需要的网格数目。

(3) 对四种流道的冷却板表面的温度分布和冷却水的进出口压降进行了对比分析，其中冷却板 A 和 B 的流道设计为并行，冷却板 C 和 D 的流道设计为蛇形。蛇形流道中的冷却板表面的温度比并行流道表面的温度分布更加均匀，但是冷却水进出口的压降也更大，这就需要更多的消耗燃料电池所发出的电能。通过对冷却板表面的最高温度，最低温度和温度均匀因子的分析，可以看到并行流道中，冷却板 A 的性能好于 B，蛇形流道中，冷却板 D 的性能好于 C。

(4) 针对使用冷却板 A 和 D 的 U 型和 Z 型冷却水分配道进行了模拟计算，用流量偏差系数来判断整个电堆内各个冷却板中水水流量的一致性，并且提出改进意见。为了简化模型，在计算的模型的建立中，使用多孔介质的直流道模拟冷却水流过冷却板 A 和 D 中的流道产生的压降，软件中多孔介质的参数 α 和 β 通过二次拟合的方法得到。模拟结果是：U 型分配道中每个冷却板中的流量偏

差系数小于 Z 型分配道, 使用冷却板 D 的分配道中的流量偏差系数小于使用冷却板 A 的分配道。在相同的流量下将分配道的宽度从 6mm 变为 10mm, 可以使流量偏差系数大幅减小。

6.2 展望

本文对燃料电池堆中冷却板中的传热传质以及冷却水分配道中的流动情况进行了 CFD 分析和设计, 为了能够对燃料电池堆进行热管理系统的设计提出更有用的参考意见, 还有很多工作需要完善。

(1) 对冷却板模拟计算时, 边界条件中壁面设置的是均匀热流, 而在实际情况中, 电堆内不同位置上温度和气体的湿度、浓度都会对电化学反应产生影响, 从而使热流量并不均匀, 同时由于气体流道的结构的不同, 也会影响催化层中产生的热量的传递, 所以要准确的模拟冷却水道对电堆内部温度分布的影响, 需要建立一个完整的模型, 这个模型要包括整个双极板、扩散层、催化层和质子交换膜, 并且考虑各种因素对电化学反应的影响。在计算燃料电池散热时, 假设所有的热量通过冷却水带走, 忽略了电堆表面的热传导散热和电堆的辐射散热。

(2) 本文只模拟了电流密度为 $1\text{A}/\text{cm}^2$ 时的冷却板中的换热情况, 实际上, 在燃料电池的正常工作的情况下, 电流密度是变化的, 也需要考虑在变负荷下即电流密度变化时, 不同冷却板对电堆温度分布的影响。本文将冷却水进口的温度设为 60°C , 冷却水进口温度的变化对电堆温度的影响需要进一步影响。

(3) 对冷却水分配道的改进只是将宽度 H 增大, 分配道截面的形状仍然为长方形, 没有考虑其他截面形状的分配道对流量偏差系数的影响。同时如果能够在模拟分析之后进行相关的实验, 得到分配道中不同位置上水的流速与计算结果相互比较, 那么将更有利于对分配道的设计进行指导。

(4) 本文单独分析了冷却板中的传热传质和分配道中水的流动, 如果能够同时对整个电堆的冷却水通道(包括冷却板和分配道)进行模拟和热分析, 这样才能从整体上优化整个电堆的热管理系统, 提高电堆的发电效率和可靠性。

参考文献

- [1] Collen S Spiegel. Designing and building Fuel Cells[M].America : McGraw-Hill Companies , 2008.
- [2] Schin Bajracharya. Modeling and Simulation of PEM Fuel cell stack[D]. Lamar University,2007.
- [3] Amir Faghri, Zhen Guo. Challenges and opportunities of thermal management issues related to fuel cell technology and modeling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48:3891-3920.
- [4] G Satish, J Kandlikar. Thermal management issues in a PEMFC stack – A brief review of current status. Applied Thermal Engineering [J]. 2009, 29: 1276-1280.
- [5] S M Lukic, Jian Cao, R C Bansal, F Rodriguez. Energy storage systems for automotive applications[J].IEEE Trans. Ind. Electron. 2008, 55:2258–2267.
- [6] R Madhusudana. Design Optimization and Dynamic Studies of Proton Exchange Membrane Fuel Cells Using Detailed Model [D]. Clarkson University, 2006.
- [7] M H Fronk, D L Wetter, D A Masten. PEM Fuel Cell System Solution for Transportation [J]. SAE Paper No. 2000-01-0373.
- [8] Suleyman Kaytakoglu, Levent Akyalcin. Optimization of parametric performance of a PEMFC [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2007, 32: 4418 – 4423.
- [9] Hahn M Krumm, H Reichl. Thermal management of portable micro fuel cell stacks [J]. In: 19th IEEE SEMI-THERM Symposium, 2003, 31: 1218 – 1223.
- [10] J Larminie, A Dicks. Fuel Cell Systems Explained[M].America :John Wiley,2002.
- [11] J Ramousse. Analysis Through 3D Stack Thermal Modeling [J]. Journal of Fuel Cell Science and Technology, 2010, 7: 318 –323.
- [12] K P Adzakpa, J Ramousse, Y Dubé, H Akremi, K Agbossou. Transient air cooling thermal modeling of a PEM fuel cell[J]. Journal of Power Sources, 2008, 179: 164–176.
- [13] Yangjun Zhang, Mingguo Ouyang. A model predicting performance of proton exchange membrane fuel cell stacks thermal systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24: 501–513.
- [14] D Picot. Impact of the water symmetry factor on humidification and cooling strategies for

- PEM fuel cell stacks [J]. *Journal of Power Sources*, 1998,75: 251–260.
- [15] S Yu, J Han. A Dynamic Model of PEMFC System for the Simulation of Residential Power Generation [J]. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, 2010,7: 1218-1225.
- [16] Cheng Bao, Minggao Ouyana, Baolian Yi. Analysis of the water and thermal management in proton exchange membrane fuel cell systems [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2006,31: 1040 – 1057.
- [17] 陈潇,汪茂海,张扬军,张钊. 车用燃料电池发动机热管理系统研究[J]. *车用发动机*, 2006, 6: 12-15.
- [18] Fei Gao. A Multiphysic Dynamic 1-D Model of a Proton-Exchange-Membrane Fuel-Cell Stack for Real-Time Simulation [J]. *Transactions on Industrial Electronics*, 2010, 57: 2040 – 2056.
- [19] 许思传,夏明智,赵建洪,乐伟,陈建利. 燃料电池汽车散热试验研究[J]. *汽车工程*, 2008,30: 388-340.
- [20] 李正秋,赵辉,路华鹏,窦国伟,蒋燕青. 燃料电池汽车蓄能式喷水冷却系统方案研究[J]. *上海汽车*, 2009,10:2-5.
- [21] Pang-Chieh, Sui Søren K. Development of A rapid simulation tool for PEM Fuel Cell stacks [J]. *Engineering and Technology*, 2008, 16: 3240 – 3256.
- [22] L Dumercy, R Glises, H Louahlia-Gualous. Thermal management of a PEMFC stack by 3D nodal modeling [J]. *Journal of Power Sources*, 2006, 156:78–84.
- [23] Yahia Lasbet, Bruno Auvity. A chaotic heat-exchanger for PEMFC cooling applications [J]. *Journal of Power Sources*, 2006, 156:114–118.
- [24] S M Senn, D Poulidakos. Laminar mixing heat transfer and pressure drop in tree-like microchannel nets and their application for thermal management in polymer electrolyte fuel cells [J]. *Journal of Power Sources*, 2004, 130:178–191.
- [25] Jongmin Choi, Yoon-Ho Kim, Yongtaek Lee, Kyu-Jung Lee, Yongchan Kim. Numerical analysis on the performance of cooling plates in a PEFC [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2008, 22:1417-1425.
- [26] Saeed Asghari, Hooman Akhgar, Bagher Faghieh Imani. Design of thermal management subsystem for a 5kW polymer electrolyte membrane fuel cell system [J]. *Journal of Power Sources*, 2010, 196: 3141-3148.
- [27] Seung Man Baek, Seung Ho Yu. A numerical study on uniform cooling of large-scale PEMFCs with different coolant flow field designs [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011,

- 31: 1427-1434.
- [28]Seung Ho Yu, Sangho Sohn. Numerical study to examine the performance of multi-pass serpentine flow-fields for cooling plates in polymer electrolyte membrane fuel cells [J]. *Journal of Power Sources*, 2009,194: 697–703.
- [29] Sanggyu Kang, Kyoungdoug Min. Configuration effects of air, fuel, and coolant inlets on the performance of a proton exchange membrane fuel cell for automotive applications [J]. *Internatinal Journal of Hydrog Enenergy*, 2009,34: 6749 – 6764.
- [30] 余洪江. 质子交换膜燃料电池堆的热模拟及优化[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2006.
- [31] S Pandiyan, K Jayakumar, N Rajalakshmi. Thermal and electrical energy management in a PEMFC[J].*International Journal of Heat and Mass Transfer* ,2008,51: 469–473.
- [32]W Yan, F Chen, H Wu, C Soong. Analysis of thermal and water management with temperature-dependent diffusion effects in membrane of proton exchange membrane fuel cells[J]. *Journal of Power Sources*, 2004, 129: 127–137.
- [33]Yi Zong, Biao Zhou. Water and thermal management in a single PEM fuel cell with non-uniform stack temperature [J]. *Journal of Power Sources*, 2006, 161: 143–159.
- [34]Mosdale S Srinivasan. Analysis of performance and of water and thermal management in proton exchange membrane fuel cells [J]. *Efectrorhimtca Acta*. 1995,54: 413-421.
- [35]Yiding Cao, Zhen Guo. Performance evaluation of an energy recovery system for fuel reforming of PEM fuel cell power plants [J]. *Journal of Power Sources*, 2002, 109: 287–293.
- [36]Julien Ramousse, Olivier Lottin Sophie Didierjeanb, Denis Maillat. Heat sources in proton exchange membrane (PEM) fuel cells [J]. *Journal of Power Sources*, 2009, 192: 435–441.
- [37] M Eikerling. Electrochemical impedance of the cathode catalyst layer in polymer electrolyte fuel cells[J]. *Journal of Electroanalytical Chemistry*, 1999, 475:107–123.
- [38] J Ramousse, J Deseure, O Lottin. Modelling of heat, mass and charge transfer in a PEMFC single cell[J]. *Journal of Power Sources*, 2005, 145: 416–427.
- [39]G F Naterer, C D Tokarz. Fuel cell entropy production with ohmic heating and diffusive polarization [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49: 2673–2683.
- [40] Tuomas Mennola, Mikko Mikkola . Measurement of ohmic voltage losses in individual Cells of a PEMFC stack [J]. *Journal of Power Sources*, 2002, 112:261–272.
- [41]Andrew Rowe, Xianguo Li. Mathematical modeling of proton exchange membrane fuel cells [J]. *Journal of Power Sources*, 2001, 102: 82-96.
- [42] 傅献彩.物理化学[M].北京: 高等教育出版社, 2006.
- [43] 肖合林, 侯献军, 颜伏伍. 燃料电池发动机系统计算分析[J]. 武汉理工大学学报.

2004,26: 63-67.

- [44] Mann R F, John C. Amphlett. Development and application of a generalised steady-state electrochemical model for a PEM fuel cell [J]. *Journal of Power Sources*, 2000.86:173-180.
- [45] Galip H Guvelioglu, Harvey G Stenger. Computational fluid dynamics modeling of polymer Electrolyte membrane fuel cells [J]. *Journal of Power Sources*, 2005, 147: 95-106.
- [46] Chung Hsien Chen, Shiauh Ping Jung, Shi-Chern Yen. Flow distribution in the manifold of PEM fuel cell stack [J]. *Journal of Power Sources*, 2007.173:249-263.
- [47] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安 西安交通大学出版社, 2001.
- [48] 王福军. 计算流体动力学分析—CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
- [49] CD Adapco Group. STAR-CD methodology. Computational Dynamics Limited, 2007.
- [50] Suhas V. Patankar. Numerical heat transfer and fluid flow [M]. Washington, Chemosphere Publishing Corp, 1980.

致 谢

本文的研究工作是在我的导师罗马吉副教授的精心指导下完成的。学高为师，身正为范，罗老师渊博的学识、严谨的治学态度、求真务实的工作作风，不仅使我受益匪浅，而且也是我在今后的学习和工作中所效仿的楷模，衷心感谢三年来罗老师在学习和生活上的关怀!

此外，在科研工具 STAR-CD 的学习中得到文醉师兄的大力帮助和 CDAJ 公司的叶良春、涂海涛、唐连伟、钟修林、张杰及王坤等工程师的耐心指导；感谢王国正，向梁山、王琦、姚聪，以及师弟和师妹在论文阶段给予的帮助。

最后，我还要感谢家人和朋友，是他们的理解和支持给了我无限的动力，他们是我奋发向上、努力拼搏的精神支柱和力量源泉。

傅立运

2011年4月6日

攻读硕士学位期间发表的论文及参加的科研项目

1 罗马吉, 傅立运, 詹志刚. 质子交换膜燃料电池冷却流道的设计与分析, 武汉理工大学学报(信息与工程版) (已录用)

参加项目

2 国家“863”重大项目“燃料电池电堆及关键材料的研制开发”
(2008AA11A106)