



同濟大學

TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

离心式冷水机组数值模型
建立及在线修正

姓名：田柏秋

学号：1130988

所在院系：机械与能源工程学院

学科门类：土木工程

学科专业：供热、供燃气、通风及空调工程

指导教师：潘毅群 教授

二〇一四年三月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to
Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of Master of Philosophy

Development and On-line Tuning of Numerical Model for Centrifugal Chillers

Candidate: Baiqiu Tian

Student Number: 1130988

School/Department: College of Mechanical
Engineering

Discipline: Civil Engineering

Major: Heating, Ventilation and Air Conditioning

Supervisor: Prof. Yiqun Pan

March, 2014

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

摘 要

冷水机组能耗占空调系统总能耗的 60%~70%，离心式冷水机组作为空调、制冷领域中常见的机组形式，提高其效率对节能降耗有着举足轻重的作用。模拟仿真技术是实现冷水机组优化控制、故障诊断、能耗预测的重要工具。目前，关于如何建立准确性高、适用范围广、鲁棒性强的离心式冷水机组数值模型的研究已经相对成熟，但在模型投入使用后，随着机组老化、换热器性能下降，机组的性能发生衰退，既有模型是否依旧适用以及不适用时所带来的修正问题，都是缺乏且需要研究的重点。若将这些问题解决好，则有助于大幅提高冷机模型的准确性。

因此，本文在对多种现有冷水机组模型（DOE-2、Gordon-Ng、MP 模型）比较分析的基础上，提出采用二次齐次多项式回归模型（QHP Model）作为冷水机组性能系数（COP）关于冷冻水进出水温度、冷冻水流量、冷却水进出水温度、冷却水流量六个参数的回归经验关联式，并基于样本数据，采用最小二乘回归方法（LSE）进行参数估计，建立机组初始 QHP 模型。随后，本文对现场机组监测数据可能存在的误差进行分类和总结，建立规则库进行有效数据的筛选，采用一阶滞后滤波进行噪声数据的处理，并着重探讨了利用处理后的数据对当前模型进行误差判断的方法及模型在线修正策略。在此基础上，本文基于 C++ 语言开发了离心式冷水机组数值模型的建立及在线修正程序。该程序能够实现离心式冷水机组的初始模型建立、传感器数据的读取及预处理、模型误差判断、结果可视化以及模型的在线修正等功能。

最后，本文对某离心式冷水机组进行了实例验证，结果表明通过上述方法得到的离心式冷水机组模型能够准确地模拟机组的当前工况特性。

关键词：离心式冷水机组，模型建立，数据处理，在线修正

ABSTRACT

In general, chillers consume 60% to 70% of the total energy consumption of HVAC system. Among all the forms of chillers, centrifugal chiller is the most common one in air-conditioning and refrigeration industry. Hence, performance analysis and improvement of centrifugal chiller will contribute to the lower power consumption of chiller system. In fact, now system simulation technique has been involved in different aspects of chiller plant operation optimization: model predictive control (MPC), fault diagnosis and detection (FDD) and so on. Respectively, many efforts have been devoted to develop accurate, versatile and robust chiller plant model and many well-established models, such as DOE-2 model, Gordon-Ng model, were proposed. However, due to aging of components and fouling of heat exchanger, the performance of centrifugal chiller may degrade. Thus it is doubtful that if these models can still offer sufficiently accurate result.

To solve this problem, a quadratic homogeneous polynomial regression model (QHP), in which inlet/outlet cooling water temperatures, inlet/outlet cooled water temperatures, chilled water flow and condenser water flow, are chose as independent variables, is proposed in this study. The procedure to develop and tune this model is shown as follows: first, sample data is processed by the ordinary least squares estimate (LSE) method so that the initial QHP model can be obtained. Second, errors occur during on-site monitoring are categorized, based on which preprocessing rules are established to filter error data. Third, a simulation error control method and online tuning strategy are proposed, which will utilize the preprocessed data to automatically tune the regression coefficients so that updated information can be reflected in the chiller model. Besides, we also develop a C++ based software to fulfill the aforementioned function. This software can be employed to perform model developing, data preprocessing, error judging, result visualizing and online tuning.

Finally, experiment is also conducted to validate this procedure. The results show that the model after tuning can simulate the current operating conditions of centrifugal chillers accurately.

KEY WORDS:

centrifugal chiller; model development; data preprocess; online tuning

目录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	II
目录.....	III
主要符号表.....	V
第 1 章 绪论.....	1
1.1 课题背景.....	1
1.2 国内外研究现状.....	2
1.3 研究目的、意义与主要研究内容.....	6
1.3.1 研究目的及意义.....	6
1.3.2 研究主要内容.....	6
第 2 章 离心式冷水机组及其模型.....	10
2.1 离心式冷水机组的构造.....	10
2.2 离心式冷水机组的物理模型.....	11
2.3 离心式冷水机组经验及半经验模型.....	16
2.3.1 DOE-2 模型.....	20
2.3.2 Gordon-Ng 模型.....	21
2.3.3 多元多项式回归 (MP) 模型.....	22
2.3.4 二次齐次多项式回归 (QHP) 模型.....	23
2.4 各模型的比较分析.....	23
2.4.1 验证数据介绍.....	23
2.4.2 MP、Gordon 和 QHP 模型比较.....	25
2.4.3 DOE-2 和 QHP 模型比较.....	29
2.5 本章小结.....	35
第 3 章 离心式冷水机组数值模型建立.....	36
3.1 多元线性回归.....	36
3.2 最小二乘估计.....	37
3.3 模型验证及评价.....	37
3.3.1 拟合优度检验.....	37
3.3.2 回归方程的显著性检验.....	38
3.3.3 物理意义验证.....	39
3.4 模型建立案例.....	39
3.5 本章小结.....	42
第 4 章 运行数据的获取及数据预处理.....	43
4.1 机组的运行监测.....	43

4.2 有效数据的判别.....	44
4.2.1 格式错误数据的处理.....	45
4.2.2 不合理数据的处理.....	45
4.2.3 非稳态数据的处理.....	46
4.3 数字滤波处理.....	48
4.3.1 随机噪声产生的原因.....	48
4.3.2 数字滤波处理方法.....	49
4.4 本章小结.....	53
第 5 章 模型在线修正.....	54
5.1 在线修正方法概述.....	54
5.2 在线修正过程.....	55
5.2.1 误差控制.....	55
5.2.2 样本数据.....	57
5.2.3 模型修正.....	58
5.3 模型修正案例.....	58
5.4 本章小结.....	64
第 6 章 模型建立及在线修正工具开发.....	65
6.1 编程软件简介.....	65
6.2 智能在线修正工具介绍.....	65
6.2.1 程序的功能描述.....	68
6.2.2 程序的实现要点.....	68
6.3 实例与验证.....	72
6.4 本章小结.....	78
第 7 章 结论与展望.....	79
致谢.....	81
参考文献.....	82
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果.....	85

主要符号表

COP	冷水机组能效比	
COP_m	COP 测量值	
COP_p	COP 预测值	
$L1、L2、L3$	冷水机组三相电流	(A)
$L1\%、L2\%、L3\%$	三相电流百分比	
$L\%$	平均电流百分比	
PLR	冷水机组部分负荷率	
P	冷水机组功率	(kW)
Q_e	冷水机组制冷量	(kW)
Q_c	冷凝器侧散热量	(kW)
M_e	冷冻水流量	(m ³ /h)
M_c	冷却水流量	(m ³ /h)
T_{ei}	蒸发器进水温度	(°C)
T_{eo}	蒸发器出水温度	(°C)
ΔT_e	蒸发器进出水温差	(°C)
T_{ci}	冷凝器进水温度	(°C)
T_{co}	冷凝器出水温度	(°C)
ΔT_c	冷凝器进出水温差	(°C)
C	水的比热容	(kJ/(kg·°C))
ρ	水的密度	(kg/m ³)

第1章 绪论

1.1 课题背景

随着国民经济的高速发展,制冷空调产品已经成为国民经济各个部门和人民生活中不可缺少的部分。冷水机组作为最主要的制冷空调设备,其能耗占空调系统总能耗的 60%~70%^[1],其效率的提高对实现节能降耗尤为重要,因此它们的节能特性更应引起足够的关注。离心式冷水机组与各种类型的冷、热水机组相比较,具有单机制冷量大、能耗指标低(最高的能效比值)、冷量调节范围宽等优点。离心式制冷机组被广泛应用于需要中、大冷量的高层办公楼、宾馆、剧院、商场、医院等场所的舒适性集中(中央)空调,以及石油、化工、电子、核电站等工业部门的工业冷却和工艺流程中^[2]。

随着建筑性能模拟软件的发展,建筑及空调系统的模拟被越来越多的用于建筑节能研究中。空调、制冷系统的模拟通常基于系统各设备部件的模型建立,冷水机组,作为集中空调水系统中最关键的设备部件之一,对其性能的模拟是整个空调系统模拟中的重要环节。此外,模拟仿真也是实现冷水机组的性能预测(Performance Prediction)、性能调适(Commissioning)、故障诊断(Fault Detection and Diagnosis)的重要工具^[3,4,5]。目前关于冷水机组的在线优化控制的研究也越来越多,基于模型的优化控制(Model-based optimal control)方法也需要建立准确的机组模型来表征关键参数与机组性能的关系,机组冷冻水出水温度控制、冷却水供水温度控制更是关注这些参数对机组运行性能的影响。因此,加强离心式冷水机组的模型研究,必能开发机组的巨大节能潜力。

冷水机组的数学模型包括物理模型、半经验型模型和经验型模型^[6]。其中,半经验型和经验型模型使研究的焦点从关注模型的内部特征、复杂的热动力方程转移到直接考虑系统的输出表现上,它们通常采用的方法是将机组运行性能拟合成各影响因素的回归方程,这些方程计算速度快,对机组各工况性能的模拟十分简便。冷水机组的运行性能通常用 *COP* 作为评价指标,影响冷水机组 *COP* 的因素众多,冷水机组的性能不仅与所处的环境、机组类型、机组尺寸参数等有关,而且还与它的实际运行工况有关,比如机组负荷率、制冷量、冷冻侧温度、冷冻侧流量、冷却侧温度、冷却侧流量等。因此,有必要综合考虑这些因素的影响,选择既便于测量又对回归方程显著的参数,从而保证模型的准确性和鲁棒性。

经验模型的建立依赖于大量反映机组性能特性的样本数据,模型的准确性与

样本数据范围密切相关。在冷水机组投入运行后，由于换热器换热效果降低、压缩机耗损等原因，机组运行性能随之下降，当机组的运行工况超出样本数据范围时，模型可能不再适用，而机组的运行数据最能说明当前机组的运行性能，可以利用这些运行数据对模型进行修正。随着空调系统在线监测及传感器使用的普及，机组运行参数获取已经不再困难，但如何对这些数据进行处理，如何利用这些数据对初始模型进行在线修正是研究的难点。

目前关于离心式冷水机组的模型研究很多，本文将在前人研究的基础上，继续对离心式冷水机组模型的建立和修正方法展开研究。

1.2 国内外研究现状

由于离心式冷水机组的结构庞大，生产成本低，在开发过程中不适合做多次的样机试验，并且，机组的某些实际运行工况难以在实验室中模拟。随着计算机模拟仿真技术的发展，越来越多的实际工程问题通过计算机仿真技术来解决。在上世纪 90 年代，Gordon J M^[7]提出了基于机组模型的性能预测、故障诊断和评价方法，作者通过建立冷水机组的瞬态物理模型来实现。Peitsman H C^[8]通过建立冷水机组、水泵等各个部件的黑箱模型来实现对空调系统的故障诊断。2000 年，Wang S^[9]建立了离心式冷水机组物理模型，该模型作为整个空调系统中各设备部件模型之一，能够准确模拟空调系统运行的动态特性。2007 年，Namburu S M^[10]利用数据趋向型建模方法实现了冷水机组的优化控制与诊断。

目前有大量的文献提供了建立冷水机组模型的方法，在研究早期，由于机组实际运行数据缺乏，研究者常通过建立物理模型实现对机组的仿真。上世纪 80 年代，Braun J E^[11]等建立了变频离心式冷水机组模型，该模型可准确模拟机组制冷量、能耗及压缩机喘振等特性。Jackson L^[12]等建立了离心式冷水机组模型，能够模拟离心式压缩机的动态运行过程。上世纪 90 年代，Bourdouxhe J P^[13]等提出了 ASHRAE Primary Toolkit 物理模型，该模型建立了压缩机、经济器、膨胀阀、壳管式冷凝器以及满液式蒸发器等部件的变工况模型，整个系统的变工况性能需要反复迭代求解。Browne M W^[14,15]等对压缩式制冷机的实验研究和模拟研究进行了文献综述，总结了模拟压缩式制冷机组时的关键方法和步骤，并且将冷水机组的数学模型分为：物理模型、半经验模型和经验模型，分类总结了用于预测的不同机组模型。离心式冷水机组的物理模型一般基于传热学、热力学和动量传递等原理，建立机组各部件的模型，然后利用传热、动力方程联合求解。2001 年，Browne M W^[16]等采用 ϵ -NTU 法建立模型，该方法以离心式机组的基本热力循环为基础，并将换热器中的传热单元数法运用到蒸发器、冷凝器换热的热力性能计

算中。

随着空调系统监测技术的成熟, 机组运行数据获取越来越容易, 离心式冷水机组的半经验型和经验型模型相对于物理模型形式简便和计算快捷的优势更加体现, 关于他们的研究也越来越多。上世纪 80 年代, 建筑物能耗分析软件 DOE-2 中的机组模型^[17,18]采用三条曲线表示机组的运行性能。三条曲线分别是: 1、*CAPFT*: 制冷量关于蒸发器出水温度和冷凝器进水温度的曲线; 2、*EIRFT*: 全负荷效率关于蒸发器出水温度和冷凝器进水的曲线; 3、*EIRFPLR*: 效率关于部分负荷的曲线。这些曲线由设计条件的特性外推到制冷机非设计条件、部分负荷时的变工况性能, 但是这三条曲线均不包含流量对机组性能的影响。上世纪 90 年代, Gordon J M^[19,20,21]等人利用热力学第一定律和第二定律分析得到冷水机组性能系数 *COP* 的近似通用理论解, 提出了 Gordon-NG 理论模型, 该模型是 *COP* 关于制冷量、冷冻水进水温度、冷却水进水温度的函数, 该模型包含与具体设备相关的两个待定常数, 在性能预测时使用并不方便。1994 年, Beyene A^[22]等用 DOE-2 建立模型得出螺杆式、离心式、往复式制冷机典型的运行曲线, 并收集现场测量的各个制冷机的性能参数, 将模拟值和实测进行比较, 并将此模型用于主机选型中。2001 年, Swider D J^[23]等基于 GRBF 神经网络提出一种适用于压缩式制冷机的稳态模型, 此模型采用工程中方便测量的参数作为模型输入, 比如冷冻水进出水温度、冷却水进出水温度、制冷量等。此模型用两个实际机组验证, 误差在 $\pm 5\%$ 以内, 可以用来预测机组性能。2007 年, Yung-Chung Chang 等^[24]基于运行数据, 利用人工神经网络建立机组能耗与冷冻水温和冷却水温模型, 并应用于主机的最佳排序控制。此外, 半经验模型还有 Lee 简化模型^[25], 经验模型有 1、一次线性模型^[26], 2、二次线性模型^[27], 3、多元多项式模型^[28,29]等, 这些模型通常以机组 *COP* 作为模型输出, 冷冻水进出水温度、冷却水进出水温度、制冷量等作为输入, 常用于机组的性能预测、故障诊断中^[8,30]。

半经验型和经验型模型都需要大量反映冷机性能特性的样本或实测数据用于回归经验性关联式中的参数, 同时也用于验证模型对于不同类型机组的适用性。2002 年, Hydeman M^[31]等提出了一种新的制冷机模型, 并对三种传统制冷机模型进行了修正, 最后对这四个模型进行了验证。作者把 DOE-2 中的机组模型应用于冷却侧变流量机组、变频离心机组上并取得了很好的效果。作者对机组模型的要求作出总结: 1、保证机组在不同蒸发温度、冷凝温度、负荷下预测能耗的准确性; 2、能够反应冷却水流量、冷冻水流量对机组性能的影响; 3、使用的参数获取方式容易; 4、方便被其他软件调用; 5、能够对不同类型的冷水机组进行模拟; 6、能够准确地模拟变频离心式冷水机组。2003 年, Derk J^[32]等利用 2 组不同类型的冷水机组数据, 对 10 种冷水机组经验模型进行评价, 利用数据分类

对经验模型进行最小二乘拟合，各模型的准确性用均方根误差 R^2 和 RMSE（均方根误差）表示，结果表明径向基核函数（Radial Basis Function）神经网络模型具有最好的准确性，2010年，Lee T S^[33]等利用1000组从厂家样本和现场测量中得到的冷水机组数据，对6种冷水机组经验模型进行评价，作者首先把采集的数据进行分类：1、定冷却水、冷冻水流量；2、定冷却水流量、变冷冻水流量；3、变冷冻水、变冷却水流量。利用数据分类对经验模型进行最小二乘拟合，各模型的准确性用偏差系数 CV（Coefficient of variation of root-mean-square error）表示，结果表明双二次回归模型(CV=2.2%)和多变量多项式回归模型(CV=2.25%)具有最好的准确性。

半经验型和经验型模型的建立分为两个过程，第一步需确定模型结构，第二步是参数估计，模型结构确定后，需要统计学中的参数估计方法，对模型中的回归系数进行求解。1994年，Reddy T A^[34]指出，传统采用多元线性回归常遇到多重共线性的问题，多重共线性会使模型估计失真或难以估计准确，作者提出采用一种主成分分析方法（Principal component analysis）对回归模型进行分析，在尽可能少的加入新变量时，使得模型准确。2002年，Hydeman M^[35]等提出两种求解 DOE-2 模型的方法。第一种方法为最小二乘拟合法，作者利用机组样本数据和短期测量数据对表示机组运行性能的三个公式进行最小二乘拟合，求解出公式中的回归系数，使它适用当前机组的运行性能。第二种方法是曲线查找法，它适用于运行数据缺乏的情况，在一些现有的公式（系数确定）中找到与有限运行数据最相符的公式，作为当前机组的模型。研究指出模型的选择取决于模型关注的输入参数和模型的使用用途两个方面，且模型的运用需要在校验模型实际数据量和模型的可用范围之间权衡。Reddy T A^[28]评价了不同的反演方法在离线模型参数估计中的应用。在空调系数数据分析中，需要很多比最小二乘法（OLS）更加精细的参数估计技术，本文回顾了一些统计学上其他的参数估计方法，比如矩估计法（MME）、最大似然估计法（MLE），然后用现场实测的数据对这些方法进行了评价。在另一篇文章中，Reddy T A^[29]指出，传统采用多元线性回归常遇到多重共线性的问题，多重共线性会使模型估计失真或难以估计准确，作者提出采用一种主成分分析方法(Principal component analysis)对回归模型进行分析，在尽可能少的加入新变量时，使得模型准确。Andersen K K^[36]等对常规采用 OLS 方法产生过拟合、多重共线性等问题进行了详细阐述，并提出用 Durbin-Watson 检验来验证模型的过拟合度，用 VIF 值来检验解释变量间多重共线性。文章结合实际数据，采用岭回归（Ridge regression）对建立模型的方法进行了验证。

目前对机组现场监测数据处理的研究较少，1996年，Brandemuehl M J^[37]等介绍了冷水机组、风机、水泵等设备现场测量的步骤和方法，对现场数据测量

及采集的方法进行了简单的说明。Reddy T A^[38]等提出现场监测的数据主要用于 1、节能改造中测量和验证 (M&V), 2、自动故障诊断 (FDD), 3、能源管理系统中。但收集的数据量越大, 并不表示数据中包含的“信息量”越大, 文章利用数据分析的方法对现场监测数据包含的“信息量”进行分析, 并提出了一个用于检测样本数据“信息量”的方法。Wang S^[39]等提出了一种对离心式制冷机组传感器在线检测、诊断和验证策略, 文章利用统计学中 Q-Q 检验来监测传感器故障, 提出了一种基于预测误差平方最小的传感器误差的处理方法, 并采用实际建筑中的离心式制冷机组对这一方法进行了验证。

国内对冷水机组模型的研究起步较晚, 目前的研究主要集中在不同类型冷水机组不同模型的建立与适用性研究上, 模型的修正方法研究较少。

2005 年, 张国强^[40]等利用 ANN 方法得到吸收式溴化锂冷水机组系统的模型, 并结合遗传算法, 提出采用人工智能领域的技术来实现它的控制方案。文章还探讨了如何有效的实现这种结合, 并将其运用到实际的模拟控制中, 实现机组的最优化控制。同时, 作者分别就可能的最优化控制方案与标准控制方案进行比较, 并给出各种最优化控制方案的优点。

2005 年, 孟华^[41]等从基本的物理、流动和传热理论出发, 采用动态方法, 以 TRNSYS 为仿真平台, 建立了离心式冷水机组的数学模型, 对参数辨识进行讨论, 并对机组模型进行实验验证。结果表明, 该模型精度好, 准确性高, 适合于系统仿真研究。

同年, 杨承^[42]等分析了吸收式制冷机特性 DOE-2 模型的适用范围。作者为扩展吸收式制冷机组特性 DOE-2 模型的适用范围, 以双效蒸汽型溴化锂吸收式制冷机组为例, 对 DOE-2 模型中的能量消耗特性引入冷媒水温度进行修正。给出一个 DOE-2 模型的修正式, 并将实际数据和理论模型对比证明其有效性。在能源动力系统的应用案例中, 修正的 DOE-2 模型可用于快速分析吸收式制冷机组定水流量时的典型变工况特性, 对故障诊断、性能预测等具有理论意义, 也便于工程上初步进行系统优化配置和经济运行。

2008 年, 陈权^[43]等从离心式压缩机工作原理出发, 建立了采用入口导叶阀调节冷量的双级离心式压缩机的稳态灰箱模型, 确立电机转速和入口导叶阀开度对制冷剂流量的影响关系, 并利用此压缩机模型建立了其冷水机组的稳态模型, 并以一台 NART-I 型冷水机组为例, 模拟其应用于北京、上海两地典型办公建筑中的全年运行能耗和季节能效比, 验证了此数学模型能够应用于冷水机组设计、控制策略优化和能耗分析中。

2010 年, 赵云峰^[44]基于冷水机组实际运行数据建立了机组的多元二次回归模型, 作者指出, 传统的方法是将冷水机组的 COP 拟合成分负荷率的函数, 忽视

了影响冷水机组运行性能的其他因素。在实际的建筑空调系统下，运用多元二次回归的方法建立了离心式冷水机组 COP 与负荷率、蒸发温度和冷凝温度的回归模型，并对此模型进行了验证，结果表明该模型回归效果较好，并用该模型预测了冷水机组的制冷系数，对冷水机组的运行性能进行评价。

2012 年，徐新华^[45]等采用 2 个由热力学基本定理推导的灰箱模型模拟机组的运行性能，2 个模型分别为，制冷量关于进口导叶开度的模型和制冷机电功率关于制冷量的模型，作者用模型来评估单台机的最大制冷量、计算单台机的瞬时制冷量，以寻求制冷机台数的优化组合。

目前对不同类型的冷水机组的模型建立及模型的适用性研究较多，离心式冷水机组有变频、不变频，定流量变流量等不同形式，对不同类型的离心式冷水机组的模型适用性需要对比分析，特别是模型对于冷冻侧变流量、冷却侧变流量机组的适用性研究需进一步深入。利用机组样本数据建立模型目前有较成熟的方法，但在模型建立过程中，如何对模型的准确性进行验证需要全面的考虑。随着空调系统在线监测及传感器使用的普及，机组的运行参数监测已经不再困难，但数据在监测、传输、存储过程中存在不同类型的误差，如何对这些误差进行处理并且利用处理后的数据对模型进行修正也是本研究中的重点。

1.3 研究目的、意义与主要研究内容

1.3.1 研究目的及意义

本研究以建立适用于离心式冷水机组的数值模型为目标，并研究一套冷水机组模型在线修正的方法，开发离心式冷水机组模型建立及在线修正软件。该方法可用于以下用途：

1. 为离心式冷水机组性能分析、性能预测、控制优化、性能调适、故障诊断提供模型基础。
2. 与建筑管理系统 (BMS) 结合，对现场监测的机组数据进行有效性筛选，用于离心式冷水机组性能监测。
3. 与其他优化控制软件或能耗计算软件整合，用于冷水机组的性能和能耗计算。

1.3.2 研究主要内容

离心式冷水机组的种类繁多，按压缩机类型，有单级、双级和多级之分，有变频、不变频之分，按载冷剂侧定流量、变流量区分，有冷冻侧定流量、冷却侧

定流量，冷冻侧变流量、冷却侧定流量，冷冻侧变流量、冷却侧变流量等不同的情况。为了得到适合各类离心式机组的模型，需要对目前现有的模型进行准确性验证，并建立一种适用于不同类型离心式冷水机组的模型，然后对现场采集的运行数据进行预处理，制定数据筛选的规则库，然后通过误差控制器、样本数据容器、模型修正等几个模块对模型进行在线修正，最终利用 C++ 编程，开发出离心机组模型建立及在线修正工具。

本文的主要内容包括以下几个部分：

1. 第二章：研究离心式冷水机组的现有的数学模型及它们的适用性，对 DOE-2、Gordon-Ng、MP 模型进行验证及评价，总结了各模型的适用性及不足，并确定了二次齐次多项式回归模型用于离心式冷水机组性能模拟研究中（*COP* 关于冷冻水供回水温度、冷却水供回水温度、冷冻侧流量、冷却侧流量等的模型）。
2. 第三章：提出建立离心式冷水机组 QHP 模型的方法，本文采用最小二乘拟合求解回归模型中的系数，采用拟合优度检验和 F 检验对模型进行评价，并结合实际数据对模型建立方法进行验证。
3. 第四章：首先对机组现场监测的内容和采样周期给出了建议，然后针对现场监测数据可能存在的数据错误类型进行总结，分析错误产生的原因及错误数据发生的规律，结合统计学方法，建立数据筛选的规则库，并采用一阶滞后滤波算法进行噪声数据的处理；
4. 第五章：为实现模型的“在线修正”，需有效地判断修正的时机，选择合理的样本数据量进行参数估计，本文提出了误差控制器和数据容器来优化修正过程。最后以实际冷水机组为例，对在线修正方法进行了验证。
5. 第六章：开发离心式冷水机组数值模型建立及在线修正软件，利用样本数据建立初始模型，在线读取机组的监测数据，对读取的数据进行处理、分类、存储，利用处理后的监测数据对模型进行自动修正。最后，利用实测的离心式冷水机组的运行数据对软件的可靠性和准确性进行了测试和验证。

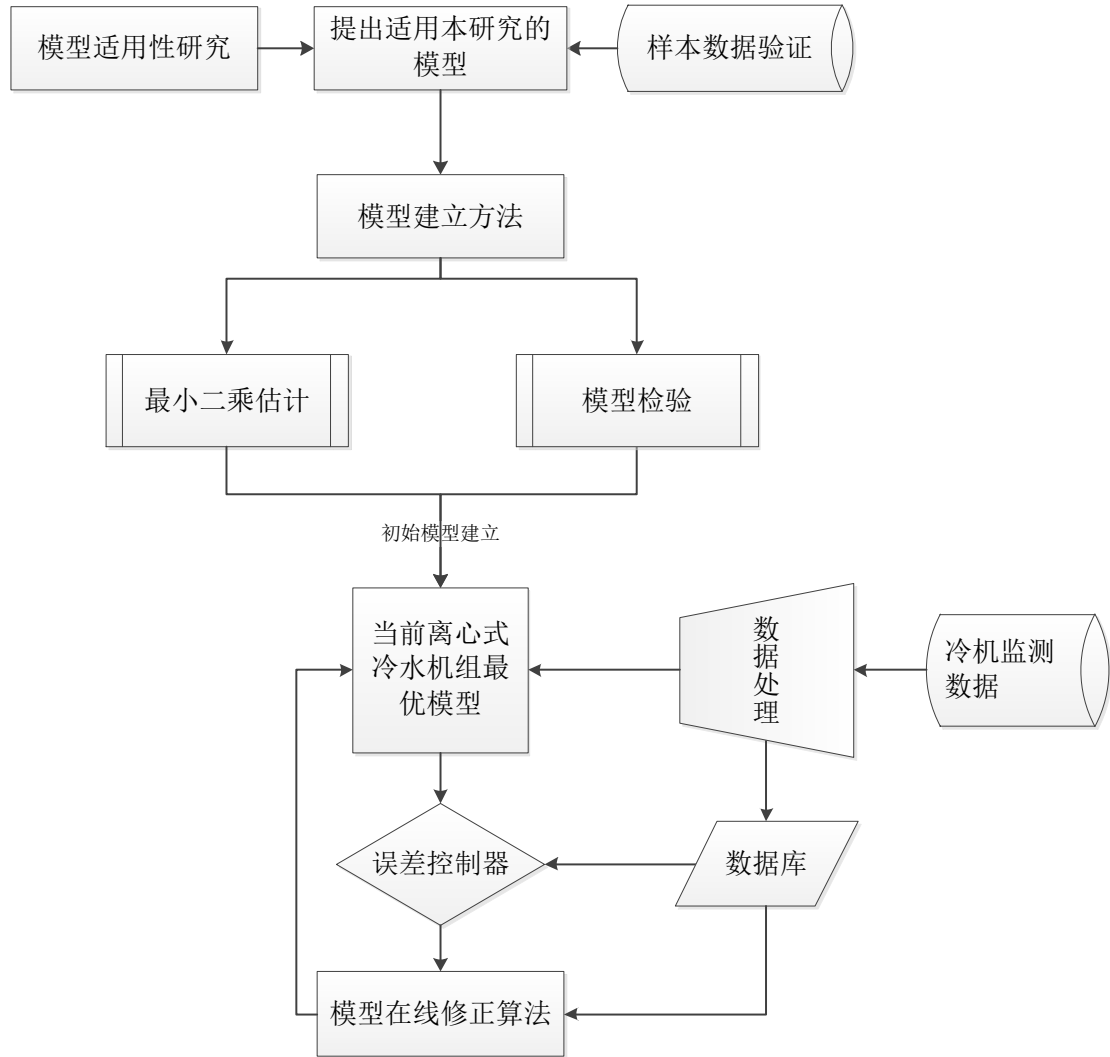


图 1.1 研究路线图

本课题研究路线图如图 1.1 所示。本课题结合数据处理，参数估计，误差控制，编程等手段搭建一个离心式冷水机组模型建立及在线修正软件。关键的步骤如下：

1. 了解离心式冷水机组的构造，常用类型，总结影响机组性能的关键参数。
2. 总结冷水机组模型的种类及各自的适用性。
3. 确定离心式冷水机组模型的输入参数。
4. 对冷水机组模型进行初步的验证，建立适用于本研究的离心式冷水机组模型。
5. 总结在线监测数据的类型及误差产生的原因，确定在线监测运行数据的筛选方法。
6. 总结模拟误差的分类，针对模型需要修正的情况，制定模型修正的误差判断规则。

7. 开发模型在线修正程序，并将模型建立方法、数据的预处理和模型修正方法在软件中实现。
8. 采用现场实测的冷水机组运行数据对软件进行验证。

第2章 离心式冷水机组及其模型

2.1 离心式冷水机组的构造

离心式冷水机组采用由蒸发、压缩、冷凝和节流四个热力过程所组成的蒸气压缩式制冷循环原理，这四个热力过程分别对应着机组的四大部件：蒸发器、离心式压缩机、冷凝器和节流机构。

离心式压缩机是离心式冷水机组最重要的部件，不同于容积式压缩机，其工作原理是靠高速旋转的叶轮对制冷剂气体做功，使其动能和压力能增加，从而保证整个制冷循环的完成。

目前，离心式制冷压缩机有单级、双级和多级等多种结构形式。常见的单级压缩离心式冷水机组如图 2.1 所示，主要由离心制冷压缩机、主电动机、蒸发器、冷凝器、节流装置、压缩机入口能量调节机构、抽气回收装置、润滑油系统、安全保护装置、主电动机喷液蒸发冷却系统等组成^[46,47,48]。

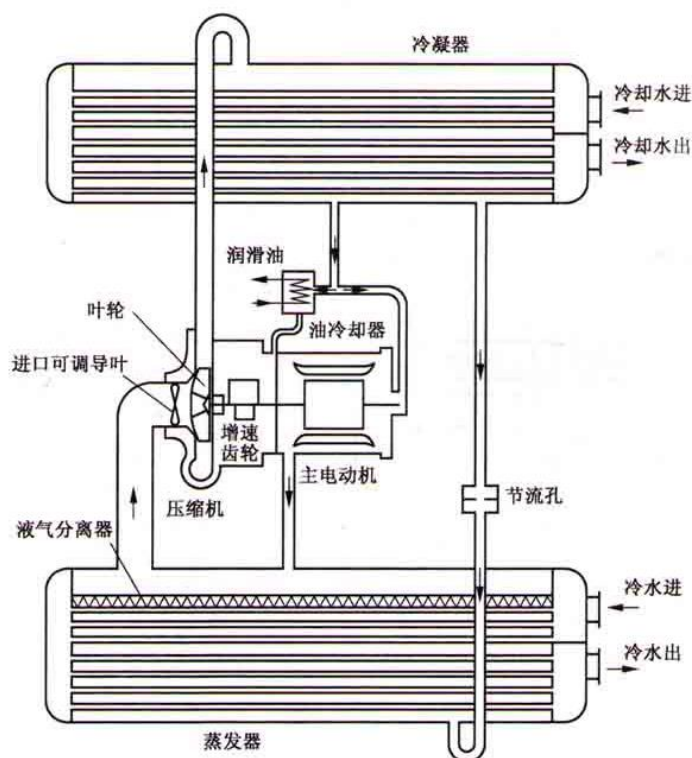


图 2.1 单级压缩离心式冷水机组构造

单级离心制冷压缩机由运动部件和固定部件组成，运动部件为叶轮，固定部件包括扩压器、蜗壳、弯道等。如图 2.2 所示，离心式冷水机组多为半封闭式结

构，压缩机、增速器与主电动机联为一体，同处于制冷剂环境中。

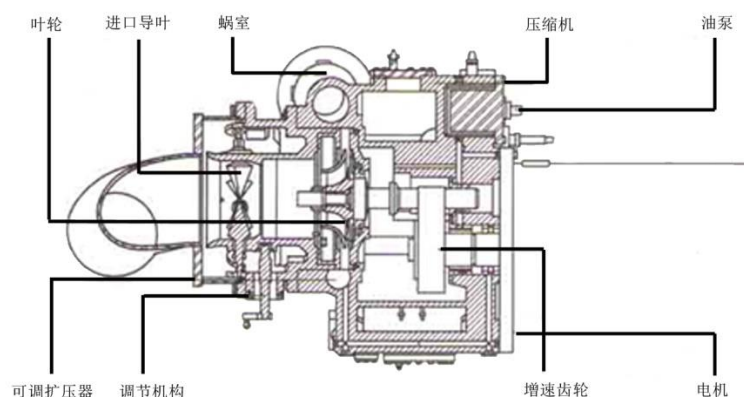


图 2.2 单级离心制冷压缩机构造

为适应冷负荷变化，离心式冷水机组的制冷量常采用以下 4 种调节方式^[49]进行调节。

1. 压缩机变速调节：通过更换增速器中的齿轮或者调节电源的频率，改变压缩机转速，增加或降低制冷量。

2. 入口导叶（Prerotation vanes）调节：通过调制冷剂气流进入导叶的角度，来使后级叶轮的入口三角形发生改变，从而改善性能曲线。虽然这种调节方式控制简单，能在 20%~100%间进行无级能量调节，但它增加了进口的撞击损失，从节能角度不如变速调节。

3. 压缩机吸入管道节流：通过改变蒸发器到压缩机吸入口之间管道上节流阀的开度实现，虽然节流产生能量损失，运转不经济，但装置简单。

4. 旁通调节法：从压缩机的出口引出部分冷剂气体，不经过冷凝器直接进入压缩机吸入口，这样，可减少蒸发器的制冷剂流量，从而减少制冷量，同时也不会使压缩机的排气量过小，防止喘振的发生。

当离心式制冷机组在较低负荷运行时，当制冷剂流量低于某一数值时，制冷剂通过叶轮流道的损失增大到一定程度，有效能头不断下降，使得叶轮不能正常排气，致使制冷剂气体倒流，倒流的气体补充了叶轮中的气量时，叶轮又开始工作，之后供气量仍然不足，又会出现倒流，这样周期重复进行，使压缩机产生剧烈的振动和噪声，从而产生喘振的现象。在调节压缩机制冷量时，可通过上述旁通调节法，防止压缩机喘振的发生。

2.2 离心式冷水机组的物理模型

离心式冷水机组的物理模型方法^[11-16]常通过建立各元件（如蒸发器、冷凝器、

压缩机、节流阀等)的变工况模型,基于热力学、传热传质和动量传递等原理,对实际制冷剂在机组中的循环热力过程进行理论推导,然后将几个部件的模型联合求解。

其中, ε -NTU 法^[16]是具有典型意义的方法, ε -NTU 法将换热器中的传热单元数引入冷水机组的模拟计算中,以离心式机组的基本热力循环为基础,并对压缩过程进行假设,简化了复杂的压缩机尺寸参数输入。如图 2.3 所示, 6-7 过程为蒸发器吸热过程, 1-2 为绝热压缩过程, 2-4 为冷凝器放热过程, 4-6 为膨胀阀节流过程。在进行理论推导过程中,对这四个过程进行如下假设: 1、蒸发器、冷凝器传热过程考虑有一定比例的压降; 2、4-6 膨胀阀节流过程假设为等焓过程; 3、压缩机热损失假定为制冷剂压缩前后焓差的百分比。

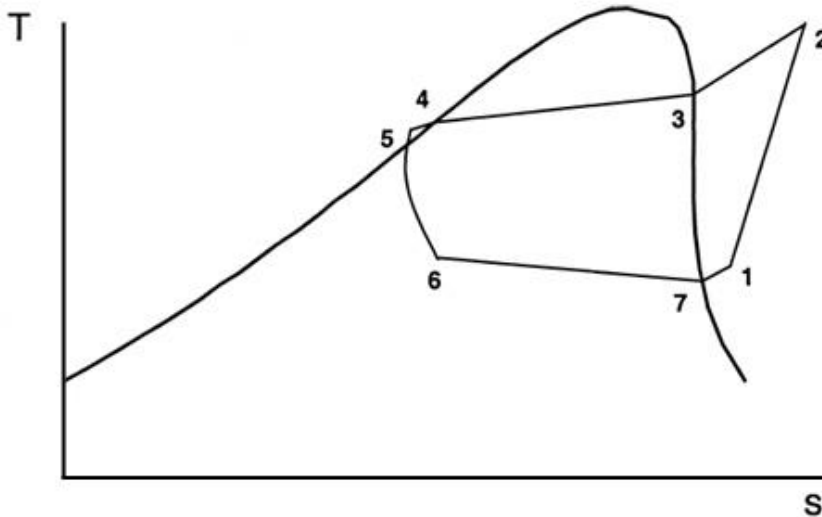


图 2.3 离心式机组基本热力循环

在冷凝器、蒸发器的换热计算中,将当前实际传热量与能够产生最大传热量的比定义为 ε ,即传热效率。换热过程在有能量差的两个流体中发生,传热效率 ε 是比热容量较小的流体的“进出口温度差”与“冷热流体进口温度差”之比。其反应了换热器里“冷热流体进口温度差”的利用率,传热效率 ε 可采用公式(2-1)计算:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{Q}{C_{min}(T_{hi}-T_{ci})} \quad (2-1)$$

式中:

Q ——实际传热量, W;

Q_{max} ——换热器能够产生的最大传热量, W;

C_{min} ——载冷剂和制冷剂比热容较小的一个,这里一般可以看作是载冷剂的比热,因为制冷剂在相变过程中的比热较大, $W \cdot K^{-1}$;

T_{hi} ——热流进口温度，K；

T_{ci} ：冷流进口温度，K；

实际制冷量采用下式计算：

$$Q_{act} = \varepsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2-2)$$

对于除交叉流之外的换热器， ε 可用下式计算：

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (2-3)$$

$$NTU = UA/C_{min} \quad (2-4)$$

式中：

U ——换热器综合传热系数， $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ；

A ——换热器表面面积， m^2 ；

NTU ——换热器换热单元的数量；

Q_{act} ——换热器实际制冷量，W。

对于制冷剂（无论单相多相）在交叉流换热下的壳管式换热器中， ε 可用下式计算：

$$\varepsilon = \frac{(1 - \exp(R(e^{-NTU} - 1)))}{R} \quad R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2-5)$$

当制冷剂的比热比载冷剂的比热小时， ε 用以下公式：

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{1 - e^{-RNTU}}{R}\right) \quad (2-6)$$

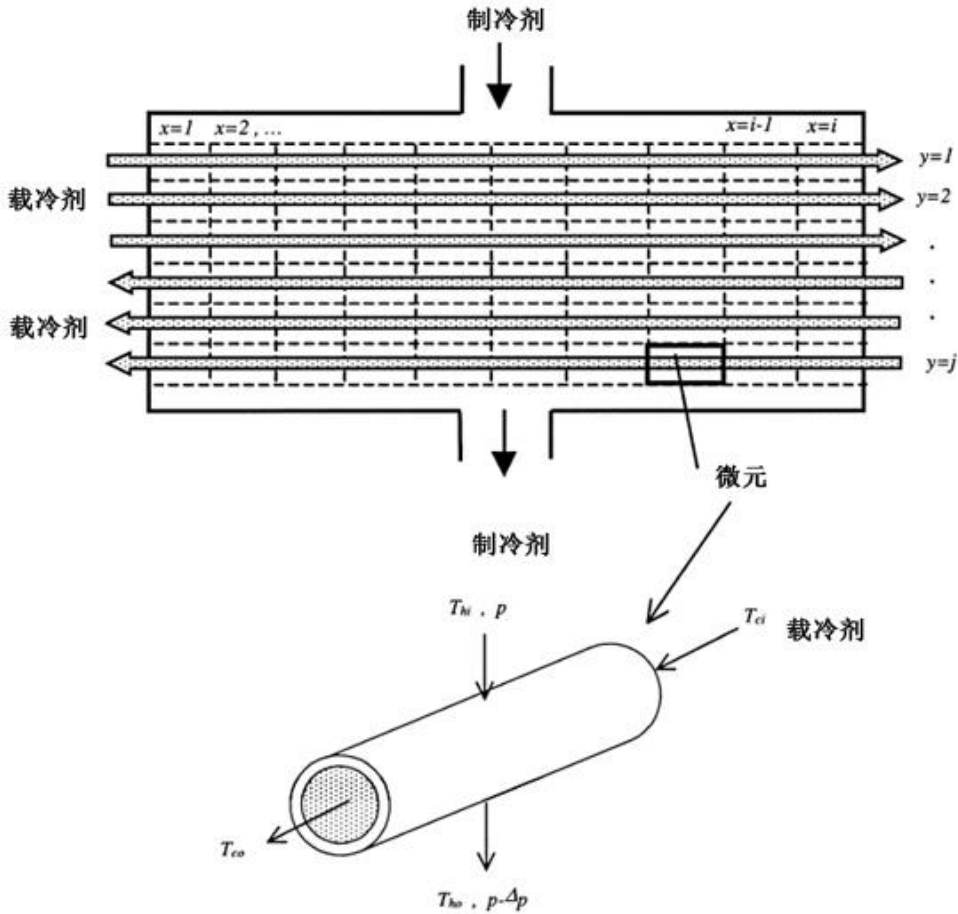


图 2.4 换热管微元的划分

在 ε 得到后，将换热管划分为若干微元，采用类似传热学的“有限单元法”，利用公式(2-2)对每个单元计算实际传热量，把换热管的长度划分为若干的单元（用 dx 表示），管束的数量用 dy 表示，如图 2.4 所示。制冷剂在换热器中流动时，因为阻力损失的影响，制冷剂饱和蒸汽压力发生改变，传热系数随之变化，因此将换热管划分为若干微元计算更为准确。

采用非稳态计算，第一个时间步长从冷凝器顶部（蒸发器底部）开始，计算第一排管传热，第一个 dx 的结果温度作为下一个 dx 的初始温度，然后从冷凝器顶部开始，计算第二排管传热，一直把所有的管束 dy 计算完。计算下一个时间步长时，每一个管束的初始入口温度为上一时间步长的所有管束出口温度的平均值，从而计算所有单元的换热量 Q_{total} 。

$$Q_{total} = \sum_1^a \sum_1^b \sum_1^c Q_{act_{abc}} \quad (2-7)$$

式中： a 是时间步长数， b 是管束数量 (dy)， c 是划分的单元数 (dx)。

每个管束内的压降通过假定的“一定比例的绝对蒸发压力”求得。

$$\Delta P = \frac{f_p p_{he}}{N} \quad (2-8)$$

式中：

f_p ——自定义的比例；

P_{he} ——换热器绝对压力；

N ——管束的数量。

通过压力降和换热器的进口压力（状态点 6、3）即可求得换热器出口（状态点 7、4）的压力。新的饱和温度则通过新的压力结合制冷剂饱和性质求得。

传统模拟换热器方法的难点是如何计算蒸汽过热的传热问题，而此划分单元的方法可以将此过程简化为单相传热过程（当管壁比蒸汽饱和温度高时，为干式传热，当管壁比蒸汽饱和温度低时，为湿式传热）。管壁温度可以通过每个单元的两种流体的温度、水侧传热系数、过热蒸汽侧传热系数求得。当计算的管壁温度比蒸汽饱和温度高时，则没有潜热传热，如果是湿式传热时，则可通过计算冷凝传热系数来计算。单相过程传热系数、两相过程传热系数可通过计算单相换热面积和两相换热面积所占总换热面积的比例得到。

根据载冷剂温度推测蒸发器出口、冷凝器出口制冷剂状态，4 和 7 状态点分别由蒸发器中的过热度 and 冷凝器中的过冷度求得。膨胀阀节流过程看作等焓过程，通过蒸发器、冷凝器压力损失系数可以得到状态点 2 和 6，压缩过程看作定熵过程。

确定各个状态点后，制冷剂流量 m_r 通过下式计算：

$$m_r = \frac{Q_{evap}}{(h_1 - h_6)} \quad (2-9)$$

式中： m_r ——制冷剂流量，kg/s；

Q_{evap} ——蒸发器换热量，W；

h_1 ——状态点 1 的焓值，kJ/kg；

h_6 ——状态点 6 的焓值，kJ/kg。

蒸发器传热量通过方程(2-1)~(2-7)求得，用求得的制冷量与额定制冷量比较，当误差超过规定范围，调整蒸发器出口温度，直到两者达误差标准。

冷凝器传热采用相同的方法，用计算的换热量和实际换热量 Q_{cond} 比较，实际换热量采用公式(2-10)计算，这里用实际换热量是为了满足能量守恒，当误差超过规定范围，调整冷凝器出口温度，直到两者达误差标准。

冷凝器侧实际换热量为：

$$Q_{cond} = m_r(h_2 - h_5) \quad (2-10)$$

式中： Q_{cond} ——蒸发器换热量，W；

h_2 ——状态点 2 的焓值，kJ/kg；

h_5 ——状态点 5 的焓值，kJ/kg；

所有计算及迭代过程如图 2.5 所示，经过蒸发器传热、冷凝器传热两步迭代，

即可求得机组各运行工况下的制冷量和能耗。

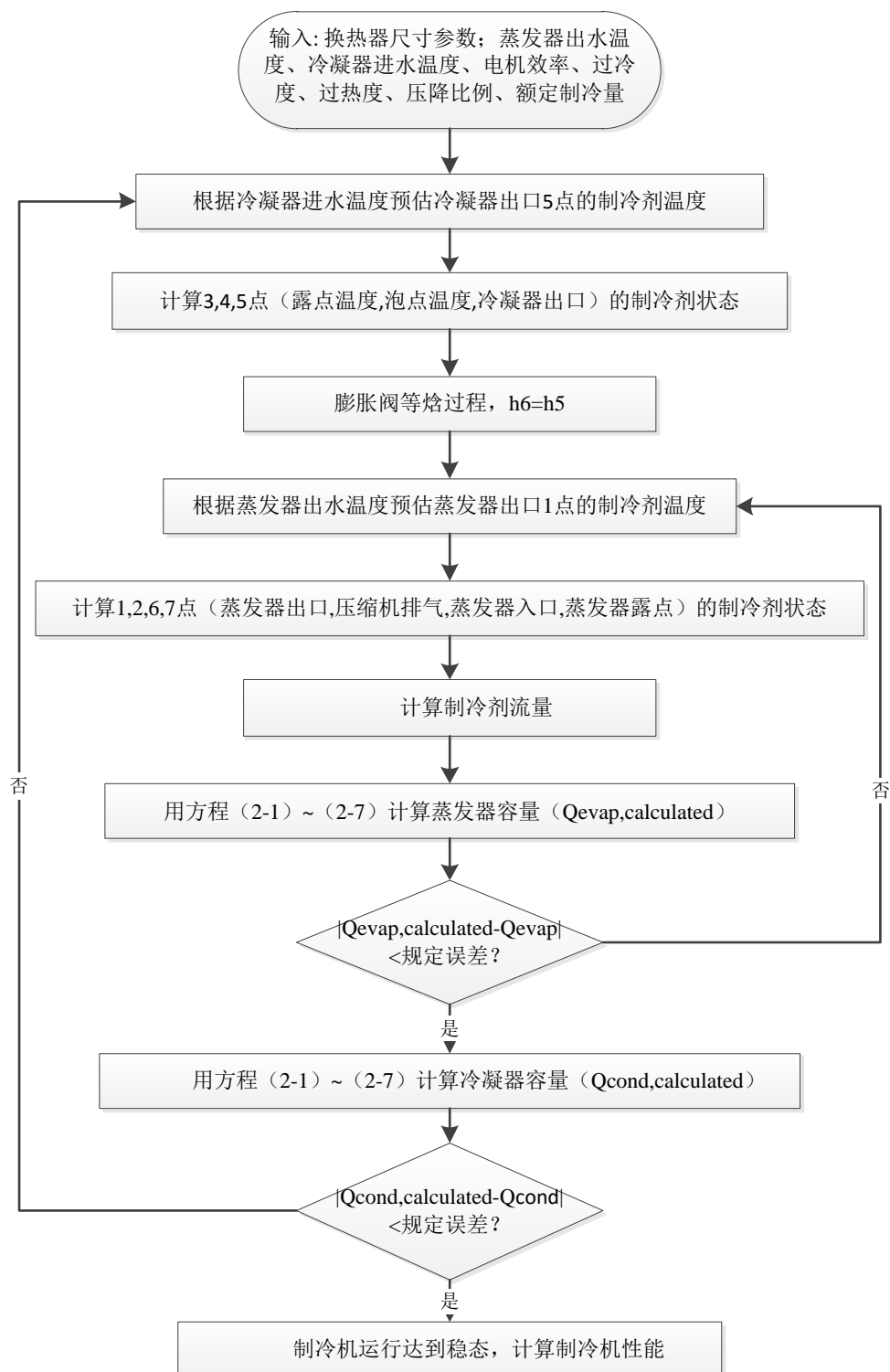


图 2.5 ϵ -NTU 方法迭代计算过程

2.3 离心式冷水机组经验及半经验模型

冷水机组的经验模型可分为经验（黑箱）模型和半经验（灰箱）模型。半经

验模型需要建立表达冷水机组的简化物理模型，然后用统计分析等方法确定各项物理参数。经验模型一般是机组 COP 与各项影响因子之间的回归经验关联式，它可以是单纯的统计模型，也可以基于一些基本物理意义建立。经验模型基于历史数据建立，参数辨识更加简单，但当模型的使用超出样本数据范围时，模型的可靠性较差。无论是经验模型还是半经验模型，模型的准确性、鲁棒性、适用性是评价模型的主要标准。

冷水机组的经验模型常采用机组运行性能参数作为模型的因变量，影响机组运行性能的参数作为自变量。表征机组运行性能的参数有机组 COP 、机组制冷量、机组功率等， COP 表示机组的运行效率，为制冷量与功耗的比值，离心式冷机常采用三相交流电源供电，机组功率通过计算每相的电压、电流及功率因数或直接测量得到，机组制冷量则通过载冷剂侧的运行数据计算得到。假如载冷剂为水，则当前机组制冷量为水的比热、供回水温差及水流量三者的乘积，当机组 COP 无法获取时，可用机组功率或者机组三相平均电流表示机组运行性能。

在实际中，影响上述机组运行性能的参数或者表征运行性能的参数有很多，针对离心式冷水机组筛选出所有影响机组运行效率的变量，如表 2.1 所示，将这些变量分为以下三种：

1. 物理参数。对于离心式制冷机组，一旦型号确定，参数就确定的变量，比如压缩机几何参数等。
2. 缓慢变化参数。在机组确定之后不变，但随着运行过程缓慢发生变化的变量，比如换热器污垢系数等。
3. 运行参数。机组在运行中，不断变化的参数，如蒸发器进出水温、制冷剂流量等。

表 2.1 离心式冷水机组的特性参数

	序号	参数名称		备注
物理参数	1	制冷剂特性	制冷剂各种状态时的比热	
			制冷剂饱和状态特性表	
			制冷剂压焓图	
	2	压缩机性能参数	压缩机开式、闭式	
			叶轮出口面积	
			β 叶片出口安装角	
			V_p 叶轮圆周速度	
	3	冷凝器\蒸发器类型	卧室、壳管式、满液式	
			翅片详细参数	
换热管（直径/长度/数量）				
缓慢变化参数	4	蒸发器\冷凝器总传热系数	污垢系数	
			总传热面积	

	5	压缩机电机效率		
	6	机组在出水温度最低时的负荷率		
	7	机组满负荷时的出水温度		
	8	压缩机热损失		
	9	过冷度	假定不变	
	10	过热度	假定不变	
	运行参数	11	制冷剂质量流量	
			当前制冷量	
			入口导叶角度	
		12	冷凝温度（与冷凝器进出水温的关系缓慢变化）	
13		冷凝压力（与冷凝器进出水温的关系缓慢变化）		
14		蒸发温度（与蒸发器进出水温的关系缓慢变化）		
15		冷凝器进出水温		
16		冷却水流量		
17	蒸发器进出水温			
18	冷冻水流量			

在上述 3 类参数中，物理参数在机组型号选定后保持不变，对于不同机组，这些参数决定了机组总制冷量、运行性能等。制冷剂状态特性在物理模型热力过程计算中常常采用，这些参数根据制冷剂类型即可确定。压缩机性能参数、压缩机的形式、叶轮出口面积、叶片出口安装角、叶轮圆周速度等压缩机的特性参数决定了压缩机对制冷剂流体做功的大小和流体经过压缩机过程中的流体损失。在建立物理模型时，这些参数常用于机组的“定性”，这些参数通常可以从部件的供应商处得到，但对于同一台机组建立经验模型，这些参数在运行过程中不发生改变，因此不必放入模型作为自变量。在缓慢变化的参数中，蒸发器/冷凝器总传热系数，往往是热传导、热对流、热辐射两种或三种传热方式组合作用的结果，与换热器定型参数有关，也与污垢热阻有关，随着机组使用时间的增加，这一参数也会缓慢变化，这些参数在实际工程中采用复杂的传热方程求得。电机效率由电机结构、电机散热决定，随着电机使用性能的下降也会发生改变。机组在出水温度最低时的负荷率和机组满负荷时的出水温度通常用于机组物理模型的参数识别。压缩机热损失、过冷度和过热度等参数与机组的运行工况相关，这些参数随着机组运行时间变长而缓慢变化且无法简便测量，所以不适用放入机组模型。

冷水机组的运行性能不但受自身因素的影响，还与其所处的运行条件有关。在运行参数中，离心式冷水机组的影响因素主要有：

1. 负荷率，负荷率与机组的运行效率密切相关，离心式冷水机组的效率一般随着负荷率的增大先变大后变小，通常在负荷率在 50%~80% 时，机组效率达到最高。负荷率常通过制冷量与额定制冷量相除求得，目前制冷量无法直接测量，一般通过冷冻侧进出水温差与冷冻水流量、水的比热相乘得到，但这种计算方法

在非稳态工况下并不一定准确。制冷剂质量流量、入口导叶角度这些参数一定程度上代表了主机当前制冷量的大小，但实际现场需加装传感器对这些数据进行监测。

2. 蒸发温度，也可以用蒸发压力表示。冷凝压力与蒸发压力之差越大，气态制冷剂被压缩时所需要的能量头也越大，因此，压缩机实际排气量都是随着冷凝温度的升高和蒸发温度的降低而减少，从而减少了压缩机的制冷量，同时也会降低机组的性能。当压缩机的转数和冷凝温度一定时，压缩机制冷量随蒸发温度的降低而下降，蒸发温度越低，制冷量下降的趋势越大。蒸发器进出水温随蒸发温度缓慢变化，工程上常用蒸发器出水温度表征蒸发温度。

3. 冷凝温度，也可以用冷凝压力表示。当蒸发温度和压缩机的转数一定，冷凝温度低于设计值时，冷凝温度对离心式制冷压缩机制冷量影响不明显；当冷凝温度高于设计值时，随冷凝温度升高，离心式制冷压缩机制冷量将急剧下降。对于蒸发温度、蒸发压力、冷凝温度、冷凝压力等参数，一般机组自身会设置传感器读取数据并在面板显示，如果主机提供接口，可与当地服务器建立通信读取数据。冷凝器进出水温随冷凝温度缓慢变化，工程上常用冷凝器进水温度表征冷凝温度。

4. 冷冻水侧流量、冷却水侧流量。冷冻水侧流量与冷冻水侧进出水温决定了机组制冷量，当冷冻水侧流量变化时，冷冻水流量影响着冷冻侧的换热量，影响着机组运行性能^[50]，同理，冷却水侧流量也影响着冷却侧的换热量。传统的模型很少将冷冻水流量和冷却水侧流量这两个参数考虑加入模型，但随着水泵变频技术应用的越来越多，且流量监测并不困难，所以考虑将这两个因素加入模型。

在实际项目中，冷水机组载冷剂侧的工况数据远比制冷剂侧的数据容易测量，载冷剂侧常用的工况数据为冷凝器进出水温、蒸发器进出水温、冷凝器水流量、蒸发器水流量、冷凝器水流量和制冷量，如图 2.6 所示。

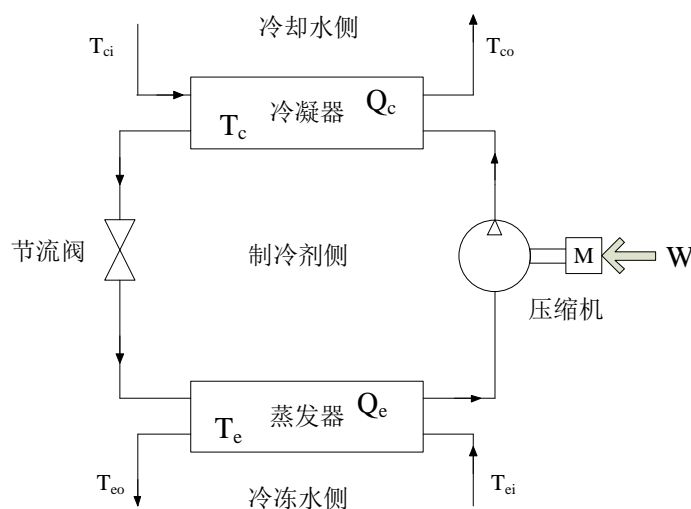


图 2.6 冷水机组运行状态参数

载冷剂侧常用的工况数据冷凝器进出水温、蒸发器进出水温、冷凝器水流量、蒸发器水流量、冷凝器水流量相对其他变量较容易获取，且常用于灰箱、黑箱模型中，比如，Gordon-NG 模型等灰箱模型，DOE-2 模型、SL 模型、BQ 模型、MP 模型等黑箱模型。这些模型均采用这些参数中的几项或参数的组合项来表征对机组运行性能的影响关系，这些模型结构原理如图 2.7 所示。

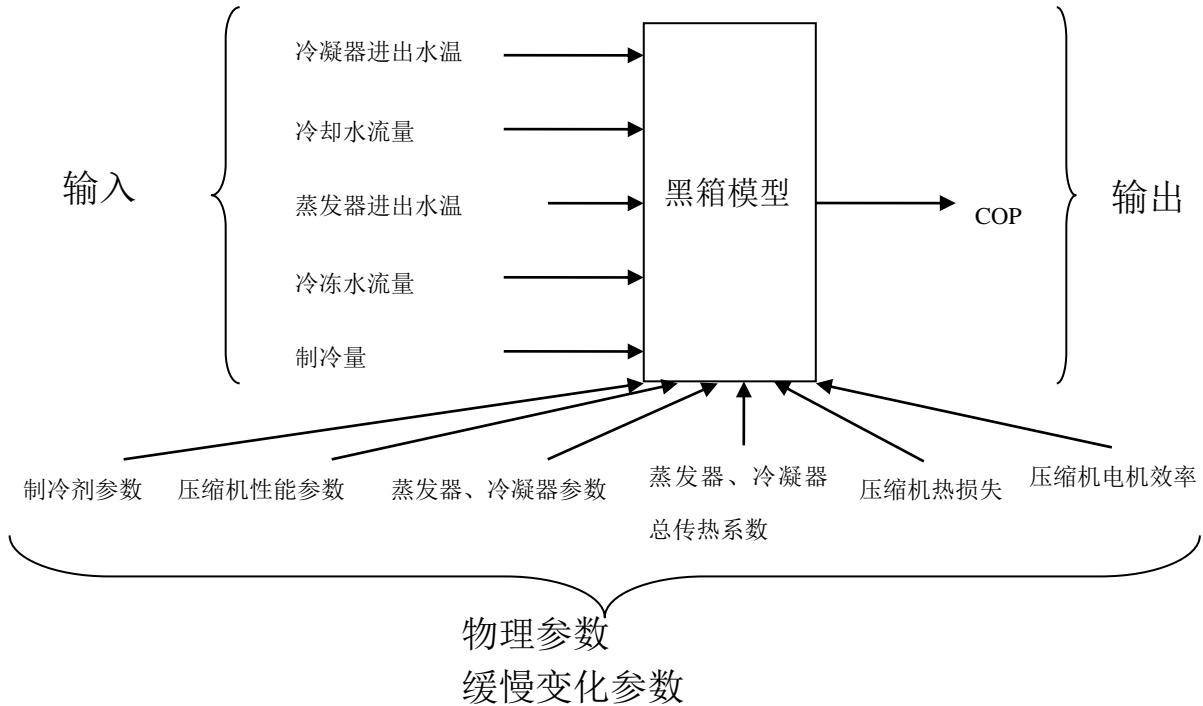


图 2.7 离心式冷水机组模型输入、输出变量

下面将简要介绍一下 DOE-2 模型、Gordon-NG 模型、MP 模型，并提出一种适用于各类离心式冷水机组的黑箱模型。

2.3.1 DOE-2 模型

DOE-2 模型^[17,18]因其在 DOE-2 模拟软件中使用而得名，DOE-2 模型使用三条性能曲线表征机组性能。三条性能曲线分别为 *ChillerCapFTemp*（制冷量关于温度的曲线），*ChillerEIRFTemp*（*EIR* 关于温度的曲线）和 *ChillerEIRFPLR*（*EIR* 关于部分负荷率的曲线），如公式(2-11)、(2-12)、(2-13)所示：

$$ChillerCapFTemp = a + b(T_{eo}) + c(T_{eo})^2 + d(T_{ci}) + e(T_{ci})^2 + f(T_{eo})(T_{ci}) \quad (2-11)$$

式中：*ChillerCapFTemp*——满负荷工况下制冷量；

T_{eo} ——蒸发器出水温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

T_{ci} ——冷凝器进水温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

$$ChillerEIRFTemp = a + b(T_{eo}) + c(T_{eo})^2 + d(T_{ci}) + e(T_{ci})^2 + f(T_{eo})(T_{ci}) \quad (2-12)$$

式中： $ChillerEIRFTemp$ ——满负荷工况下的 EIR ， COP 的倒数；

$$ChillerEIRFPLR = a + b(PLR) + c(PLR)^2 \quad (2-13)$$

对于压缩机变频的离心机组，DOE-2 软件后来对此条曲线进行了修正，采用另一个公式(2-14)，把 T_{eo} 、 T_{ci} 之差作为变量加入模型。

$$ChillerEIRFPLR = a + b(PLR) + c(dT) + d(PLR)^2 + e(dT)^2 + f(dT)(PLR) \quad (2-14)$$

式中： $ChillerEIRFPLR$ ——机组当前 EIR 与相应工况下机组满负荷时的 EIR 的比值，将对应 T_{eo} 、 T_{ci} 代入公式(2-12) 计算得到的值即为满负荷时的 EIR ；

PLR ——部分负荷率， $PLR = ChillerCap_k / ChillerCapFTemp_k$ ，机组当前制冷量与相应工况下机组满负荷时的制冷量之比，满负荷时的制冷量可将对应 T_{eo} 、 T_{ci} 代入公式(2-11)计算得到；

dT ——蒸发器出水温度与冷凝器进水温度之差， $dT = T_{ci} - T_{eo}$ 。

模型首先通过满负荷工况下的数据拟合出公式(2-11)和(2-12)，将当前 T_{eo} 、 T_{ci} 代入公式(2-11)计算得到机组当前工况下所能达到的最大制冷量，再计算出 PLR ，利用计算出的 PLR 和满负荷、部分负荷各运行工况数据拟合出公式(2-14)，然后通过(2-15)式即可计算不同工况下的冷机 EIR 。

$$ChillerEIR = ChillerEIRFPLR * ChillerEIRFTemp \quad (2-15)$$

式中： $ChillerEIR$ ——各工况下运行时的 EIR 。

DOE-2 模型是目前工程中常用的用于分析机组典型变工况特性的经验模型，DOE-2 模型中的 $ChillerCapFTemp$ 和 $ChillerEIRFTemp$ 曲线从机组的设计工况出发，模拟了设计工况下机组制冷量和能效关于温度的关系特性，之后由曲线 $ChillerEIRFPLR$ 将机组特性外推到制冷机非设计条件、部分负荷时的变工况性能，作为一种通用的、典型的模型，DOE-2 的有效性已经过验证^[31]，并且 DOE-2 模型对吸收式制冷机、螺杆式制冷机、离心式制冷机均运用广泛，且准确性较高。

对于定频、定流量离心式冷水机组的性能模拟，DOE-2 模型的准确性较高，但对于离心式变频机组，由于冷机变频调节在部分负荷时对机组效率的提升尤为明显，DOE-2 模型的缺陷也随之体现。虽然后来 DOE-2 提出了对变频冷机的修正公式，其准确性需进一步验证。而且 DOE-2 对于冷冻侧变流量、冷却侧变流量机组模拟的准确性也并不理想^[35]，下文对 DOE-2 模型进一步验证。

2.3.2 Gordon-Ng 模型

Gordon-NG 模型^[19,20,21]基于热力学第一定律和第二定律，从熵的角度推导机组模型，并对某些传热过程进行简化得到。Gordon-NG 模型最初用于往复式和吸收式中，后来也提出了适用于离心机的模型。

冷水机组在运行时，有两个不可避免的损失：1、流体摩擦损失；2、传热损失。制冷量越大，流体摩擦损失和传热损失都将增大，即消耗的功也增大。

根据热力学第一定律，以机组为系统，有以下能量守恒方程：

$$Q_c + Q_c^{loss} - (Q_e + Q_e^{loss}) - (W - Q_w^{loss}) = 0 \quad (2-16)$$

式中：

Q_c ——冷凝器散热量（通过冷却水）；

Q_c^{loss} ——冷凝器环境散热量；

Q_e ——制冷量；

W ——压缩机耗电量。

以机组为系统，系统熵增为0，有：

$$\frac{Q_c + Q_c^{loss}}{T_c} - \frac{Q_e + Q_e^{loss}}{T_e} - \Delta S = 0 \quad (2-17)$$

式中：

ΔS ——压缩机不可逆压缩和流经膨胀阀产生的熵产，另外由于流体摩擦产生的熵产则可以忽略。

实际传热为非等温过程，制冷剂侧的温度可以用载冷剂的出水温度表示，而冷凝器和蒸发器的传热则可用载冷剂的焓变来计算。

$$Q_c = m_c(T_c - T_c^{in}) \quad (2-18)$$

式中， T_c^{in}, T_c ——冷凝器侧载冷剂进出水温

$$Q_e = m_e(T_e^{in} - T_e) \quad (2-19)$$

式中， T_e^{in}, T_e ——蒸发器载冷剂进出水温度

将公式(2-16)、(2-17)、(2-18)、(2-19)合并，且忽略热损失，约去 T_e, T_c ，得到 $1/COP$ 关于 $m_c, m_e, T_c^{in}, T_e^{in}, \Delta S, Q_c^{loss}, Q_e^{loss}, Q_w^{loss}$ 的模型

$$\frac{1}{COP} = \left\{ -1 + \frac{\frac{T_c^{in}}{Q_e}}{\frac{T_e^{in}}{Q_e} - 1} + \frac{1}{m_c \left(\frac{T_c^{in}}{Q_e} - \frac{1}{m_e} \right)} \right\} \left[1 - \frac{1}{m_c \left(\frac{T_c^{in}}{Q_e} - \frac{1}{m_e} \right)} \right]^{-1} \quad (2-20)$$

将 m_e 和 m_c 视为待定常数，将上式简化，根据简化的程度不同，Gordon模型有以下2种不同的形式：

$$\frac{T_e^{in}}{T_c^{in}} \left(1 + \frac{1}{COP} \right) - 1 = a \frac{T_e^{in}}{Q_e} + b \frac{T_c^{in} - T_e^{in}}{T_c^{in} Q_e} + c \frac{Q_e}{T_c^{in}} \left(1 + \frac{1}{COP} \right) \quad (2-21)$$

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{ci}}{T_{ei}} + \frac{1}{Q_e \left(-a + b * T_{ci} - c * \frac{T_{ci}}{T_{ei}} \right)} \quad (2-22)$$

2.3.3 多元多项式回归（MP）模型

多元多项式回归模型（MP model）^[28,29]属于黑箱模型，模型将制冷量 Q_e 、

冷凝器进水温度 T_{ci} 和蒸发器进水温度 T_{ei} 三个物理量考虑进去, 以 3 个物理量的一次项、二次项及两两相乘项作为自变量, 多元多项式回归模型曾经用在 DOE-2 中, 模型结构如公式(2-23)所示:

$$COP = \beta_0 + \beta_1 Q_e + \beta_2 T_{ei} + \beta_3 T_{ci} + \beta_4 Q_e^2 + \beta_5 T_{ei}^2 + \beta_6 T_{ci}^2 + \beta_7 Q_e T_{ei} + \beta_8 T_{ei} T_{ci} + \beta_9 Q_e T_{ci} \quad (2-23)$$

2.3.4 二次齐次多项式回归 (QHP) 模型

以上模型均采用冷凝器进水或出水温度表示冷凝温度, 蒸发器进水或出水温度表示蒸发温度, 且均未考虑冷水机组冷冻侧、冷却侧变流量的情况, 本文在这些模型的基础上, 提出二次齐次多项式回归模型 (QHP model)。QHP 模型依据数学方法中的二次齐次多项式建立, 将蒸发器进出水温度、冷冻侧流量、冷凝器进出水温度、冷却侧流量 6 个载冷剂测方便测量的物理量加入模型, 此模型为黑箱模型, 适用于冷冻侧变流量、冷却侧变流量的离心式冷水机组。

在实际工程中, 制冷量 Q_e 无法直接测量, 而直接测量得到的冷冻侧流量 M_e 、蒸发器进出水温度 T_{ei} 、 T_{eo} 可表示制冷量的大小, 同时 T_{ei} 、 T_{eo} 也表征了蒸发温度对 COP 的影响。此外将冷却侧流量 M_c 、冷凝器进出水温度 T_{ci} 、 T_{co} 加入模型, 把所有 6 个物理量的 1 次项、2 次项共 12 个自变量与 COP 进行线性回归, 此模型由于采用较多的自变量, 应采用一定数量的样本数据量, 如公式(2-24)所示:

$$COP = \beta_0 + \beta_1 T_{ei} + \beta_2 T_{eo} + \beta_3 T_{ci} + \beta_4 T_{co} + \beta_5 M_e + \beta_6 M_c + \beta_7 T_{ei}^2 + \beta_8 T_{eo}^2 + \beta_9 T_{ci}^2 + \beta_{10} T_{co}^2 + \beta_{11} M_e^2 + \beta_{12} M_c^2 \quad (2-24)$$

当冷水机组冷冻侧变流量, 冷却侧不变流量时, (2-24)式可简化为(2-25)式。

$$COP = \beta_0 + \beta_1 T_{ei} + \beta_2 T_{eo} + \beta_3 T_{ci} + \beta_4 T_{co} + \beta_5 M_e + \beta_6 T_{ei}^2 + \beta_7 T_{eo}^2 + \beta_8 T_{ci} + \beta_9 T_{co}^2 + \beta_{10} M_e^2 \quad (2-25)$$

当冷水机组冷冻侧、冷却侧均不变流量时, (2-24)式可简化为(2-26)式。

$$COP = \beta_0 + \beta_1 T_{ei} + \beta_2 T_{eo} + \beta_3 T_{ci} + \beta_4 T_{co} + \beta_5 T_{ei}^2 + \beta_6 T_{eo}^2 + \beta_7 T_{ci} + \beta_8 T_{co}^2 \quad (2-26)$$

2.4 各模型的比较分析

2.4.1 验证数据介绍

为验证各个模型的适用性, 采用 7 组不同离心式冷水机组数据分别对上述 DOE-2、Gordon-NG、MP、QHP4 个模型进行验证。

为验证各模型对不同形式冷水机组模拟的准确性, 将 7 个机组分为 4 种形式。

1. 形式 1——压缩机定频、水侧定流量

机组 A, 来源于厂家选型软件样本数据。

2. 形式2——压缩机变频、水侧定流量

机组 B, 来源于厂家选型软件样本数据, 机组 E, 来源于现场实测。

3. 形式3——压缩机变频、冷冻侧变流量、冷却侧定流量

机组 C, 来源于厂家选型软件样本数据, 机组 F、G, 来源于现场实测。

4. 形式4——压缩机变频、冷冻侧变流量、冷却侧变流量

机组 D, 来源于厂家选型软件样本数据。

各机组样本数据量如表 2.2。各机组额定运行参数, 包括制冷量、输入功率、额定冷冻水进出水温、额定冷却水进出水温、额定冷冻水流量、额定冷却水流量、额定 COP , 如表 2.3 所示。各机组样本数据中各物理量的范围如表 2.4 所示, 比如, 机组 A 为不变频不变流量, 样本数据量涵盖了负荷率从 15%~100% 的范围, 冷冻水出水温度范围为 6.67~11.7°C, 冷冻水供回水温差范围在 0.76~5.54°C, 冷却水进水温度在 18.33~36°C 范围内, 冷却水进出水温差范围在 0.76~5.13°C 范围内, 样本数据几乎涵盖了机组正常运行工况数据范畴。

表 2.2 样本数据描述

机组形式	Chiller	额定制冷量(kW)	制冷剂	机组是否变频	冷冻水侧变流量	冷却水侧变流量	数据量	数据来源
1	A	2110	134A	否	否	否	608	厂家样本
2	B	1582	134A	是	否	否	838	厂家样本
	E	3165	134A	是	否	否	3346	实测
3	C	2813.5	134A	是	是	否	2797	厂家样本
	F	3516	134A	是	是	否	617	实测
	G	2063	134A	是	是	否	1368	实测
4	D	1582	134A	是	是	是	280	厂家样本

表 2.3 各机组额定工况数据

Chiller	额定制冷量(kW)	输入功率(kW)	冷冻水进出水温 (°C)	冷却水进出水温 (°C)	冷冻水流量 (L/s)	冷却水流量 (L/s)	额定 COP
A	2110	330	6.67/12.2	29.44/34.6	90.9	113.6	6.394
B/D	1582	273	6/11.9	30/36.27	64	70	5.794
C	2813.5	567	6.67/15.5	29.44/37.9	75.7	94.6	4.96
E	3165	553	6/13	32/37	108	185	5.72
F	3516	674	6/11	32/37	136	203	5.22
G	2063	403	6/13	32/37	72	121	5.12

表 2.4 机组各物理量范围

Chiller	冷冻水出水	冷冻水进出水温差	冷却水进	冷却水进出水温差	负荷率	COP
---------	-------	----------	------	----------	-----	-------

	温 (°C)	(°C)	水温 (°C)	(°C)		
A	6.67~11.7	0.76~5.54	18.33~36	0.76~5.13	15%~100%	3.67~8.54
B	6~12.5	0.79~5.9	18.3~36.2	0.6~6.9	13%~100%	3.21~17.58
C	6.7~12.5	4.7~9	18.3~34	1.2~8.6	10%~100%	3.33~9.64
D	5.82~12.5	0.86~6	18.3~37	0.4~8.83	13%~100%	3.2~17.2
E	6.6~10.2	0.8~5.6	26.5~34.3	0.1~6.2	16%~99.7%	3.35~8.04
F	6.1~9.8	0.5~6.2	27.2~35.3	0.8~7.1	26%~99.7%	2.85~7.78
G	6.2~10.5	0.2~5.9	26.1~34.6	0.5~6.5	33%~99.7%	2.9~7.74

以机组 A 为例, 图 2.8 给出了部分样本数据冷冻水进出水温、冷却水进出水温的分布图。

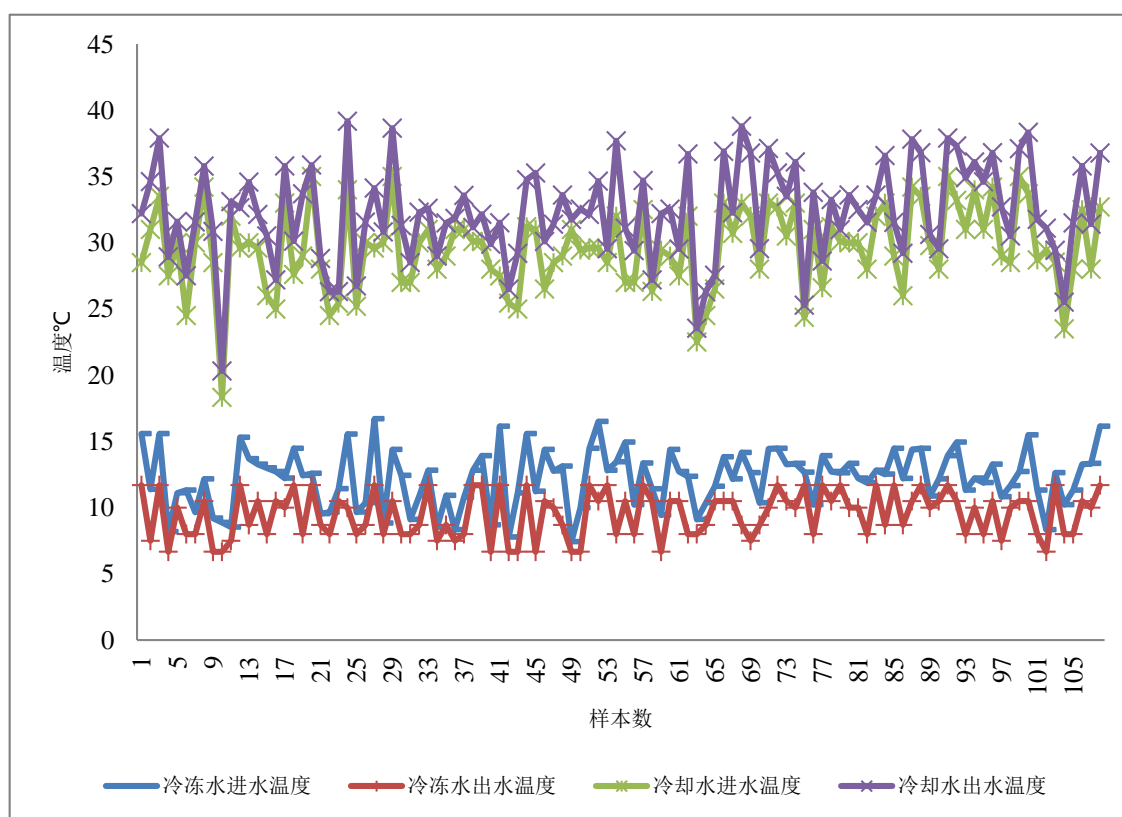


图 2.8 Chiller A 部分样本工况数据分布图

2.4.2 MP、Gordon 和 QHP 模型的比较

基于上述 7 种机组样本或实测数据, 对上述 MP、QHP、Gordon-NG、DOE-2 共 4 种模型进行回归分析, 回归方法采用最小二乘估计法, 模型准确性用 R^2 、 \bar{R}^2 、F 值进行评价。

各个模型的回归结果如表 2.5 所示, 在显著性水平 $\alpha=0.05$ 的基础上, 以下各模型均通过 F 检验, 表中给出 F 值作为参考。其中, QHP 模型, 根据冷冻侧、冷却侧是否变流量的情况, 机组 A、B、E 采用模型(2-26)形式, 机组 C、F、G

采用模型(2-25)形式，机组 D 采用模型(2-24)形式。

表 2.5 各模型回归结果

机组形式	Chiller		MP	Gordon	QHP
形式 1	A	R^2	0.95	0.76	0.95
		\bar{R}^2	0.95	0.76	0.95
		F 值	1211	637	1393
形式 2	B	R^2	0.98	0.76	0.98
		\bar{R}^2	0.98	0.76	0.98
		F 值	4458	900	5058
	E	R^2	0.73	0.81	0.94
		\bar{R}^2	0.72	0.8	0.94
		F 值	1008	4596	6534
形式 3	C	R^2	0.97	0.71	0.99
		\bar{R}^2	0.97	0.71	0.99
		F 值	10260	2298	27580
	F	R^2	0.83	0.87	0.91
		\bar{R}^2	0.83	0.87	0.9
		F 值	330	1383	612
	G	R^2	0.78	0.83	0.95
		\bar{R}^2	0.77	0.83	0.94
		F 值	547	2301	2610
形式 4	D	R^2	0.83	0.67	0.94
		\bar{R}^2	0.82	0.67	0.94
		F 值	146	190	350

由表 2.5 可以看出，QHP 的模拟准确性最高，特别是对于变频、冷冻侧变流量的冷水机组 C， R^2 达到 0.99，分析其原因，一方面机组 C 来源于厂家样本，另一方面模型 QHP 采用的自变量最多，考虑的物理量较多，即模型包含机组性能的影响因子较多，所以拟合的效果最好。其次是 MP 模型，MP 模型类似 QHP 模型，相对于 QHP 模型，采用较少的自变量，但模拟准确性接近 QHP 模型，但对于实测数据，MP 模型的准确性有所下降。Gordon-NG 模型基于严格的物理意义建立，用机组样本数据验证时，模拟的准确性并不高，但对于实际监测的数据准确性有所提高。

图 2.9 给出了各个模型在厂家样本数据下的 R^2 值，图 2.10 给出了各个模型在实测数据下的 R^2 值，图 2.11 给出了各个模型在四种不同机组形式下 R^2 平均值，来进行不同模型的准确性和适用性分析。

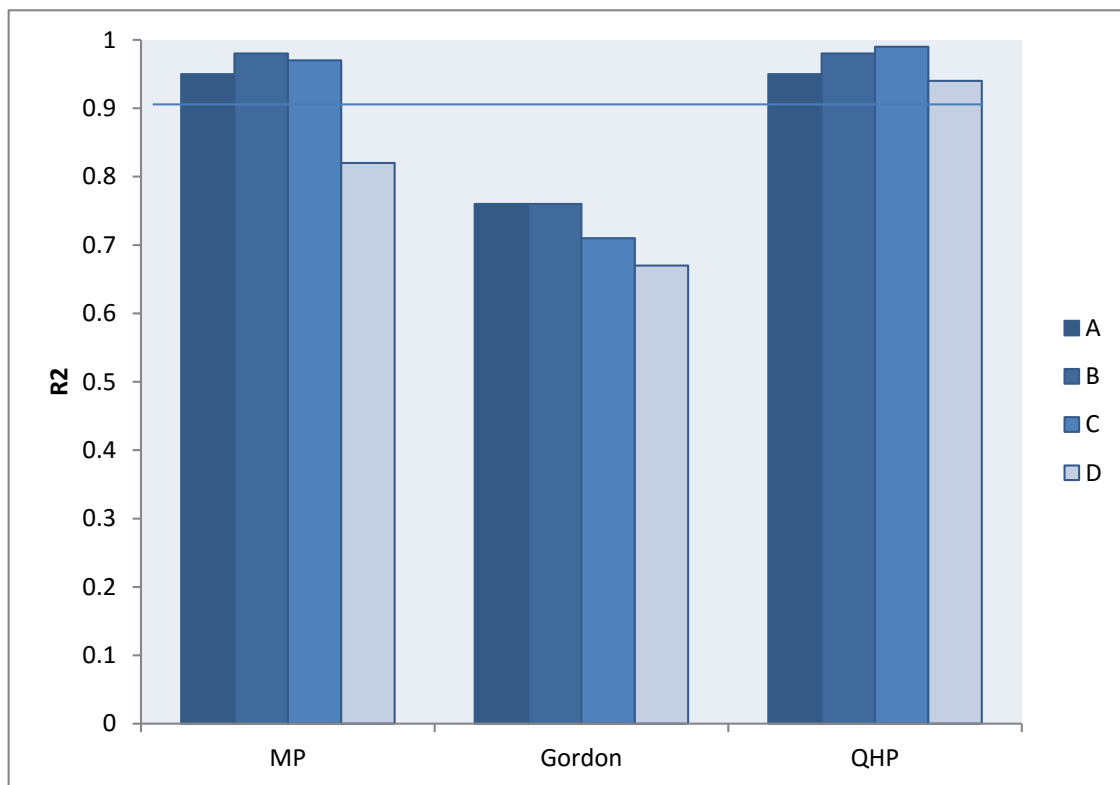


图 2.9 各模型结果比较（厂家样本数据）

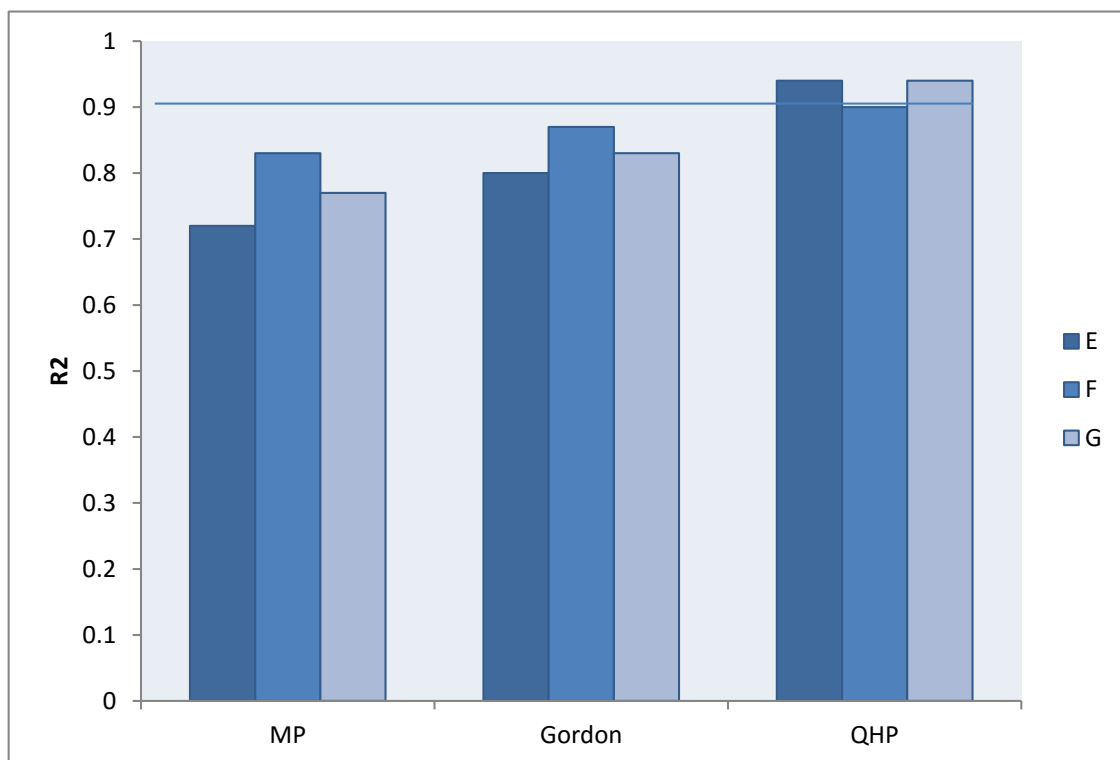


图 2.10 各模型结果比较（实测数据）

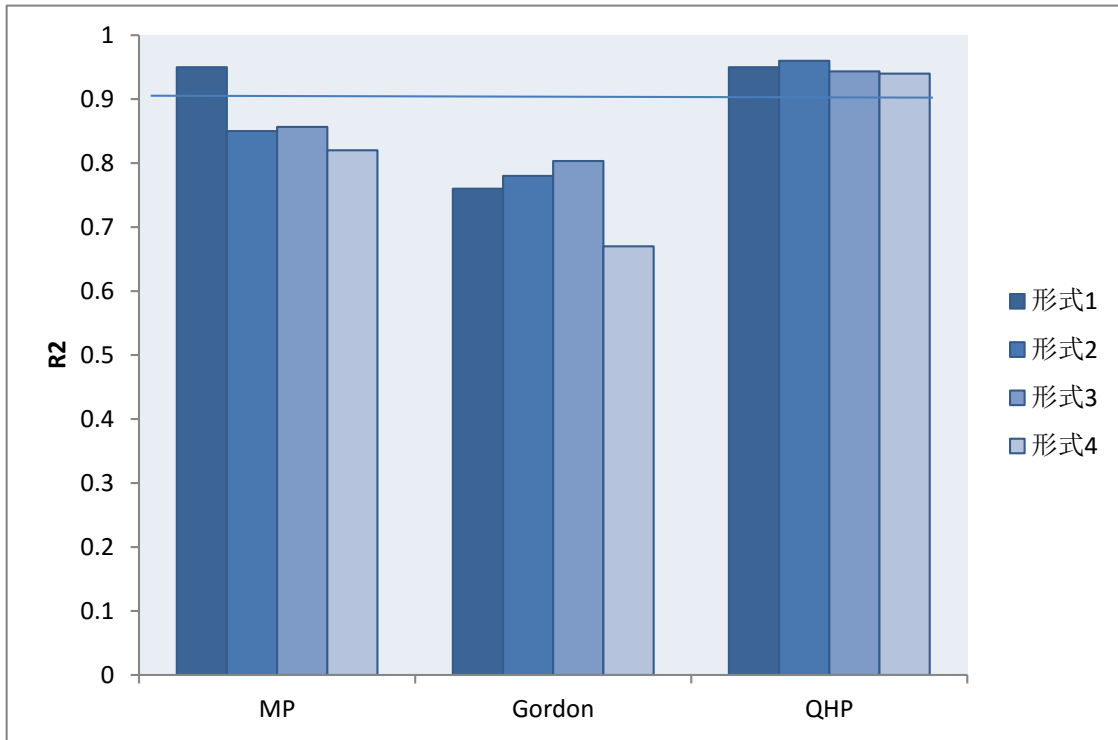


图 2.11 各模型结果比较 (不同机组形式平均值)

由图 2.9 可知, 对于 4 组厂家样本数据, QHP 模型和 MP 模型的拟合效果均较理想, R^2 均大于 0.9, Gordon-NG 模型基于严格的物理意义, 但用机组样本数据验证时, 模拟的准确性并不高。由图 2.10 可知, 对于 3 组现场实测数据, QHP 模拟准确性依然最高, Gordon 模型的准确性相对厂家样本数据有所提高, MP 模型的准确性则最差。由图 2.9 与 2.10 比较可以发现, 数据的来源对模型的适用性也有一定影响。由图 2.11 可以发现, 机组形式的不同, 对模型 MP、Gordon 的准确性影响较大, 变流量机组明显比不变流量机组的模拟准确性低, 且两个模型对变频、冷冻侧变流量、冷却侧变流量的机组的模拟准确性均最低。而 QHP 模型考虑的变量较多, 对于不同形式的冷机的模拟准确性差异较小, 且在所有的机组形式中, 模拟准确性均最高。

针对机组 A, 将 3 组模型的预测值与模拟对比如图 2.12 所示, 图中以 m 为下标的表示实际值, 以 p 为下标的表示模拟值, 由图中也可以发现 MP 模型与 QHP 模型预测模型效果理想, 且两者的预测结果分布极其相似, 这也与两者模型结构相似的条件吻合。

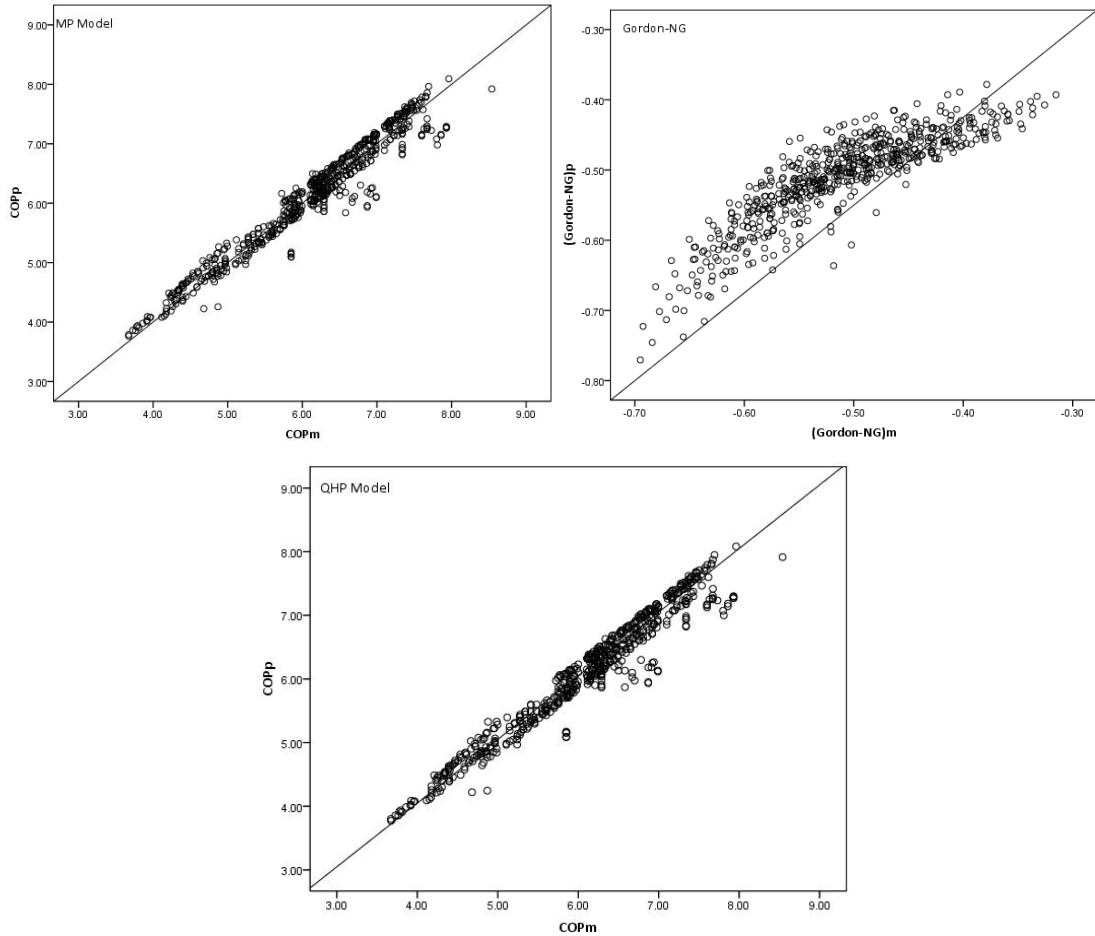


图 2.12 机组 A 各个模型模拟值与实际值比较

对于各种模型的适用性,可通过对比同种模型不同机组的模拟准确性进行分析,当某模型对某机组数据的模拟准确性 R^2 达 0.8 以上时,则可认为该模型适用该机组类型。MP 模型对于水侧不变流量的机组(机组 A、B、F)比变流量的(机组 D、G)拟合效果好,Gordon-NG 模型对于冷冻侧变流量的机组模拟准确性依然较高,但对于冷却侧变流量的机组准确性明显降低。QHP 模型对于不变频、不变流量的机组模拟准确性与 MP 模型相差较小,从 QHP 与 MP 模型比较中,可以发现,对于变频、变流量机组,两种模型的准确性有较大差别,QHP 将冷冻侧流量、冷却侧流量等均加入模型后,模拟准确性相对 MP 模型有较大提升,说明冷冻水流量、冷却水流量对变流量机组的性能有较大影响。综上所述,QHP 模型对于所有机组的 R^2 均达到 0.9,对于 4 种不同形式的离心式冷水机组,拟合效果在所有比较的 3 种模型中均为最准确,说明 QHP 模型相对 MP、Gordon 模型更适用于离心式冷水机组的性能模拟。

2.4.3 DOE-2 和 QHP 模型比较

对于 DOE-2 模型,需要将机组满负荷与部分负荷数据区分,建模过程相对

繁琐，对其进行单独验证。采用现场机组 E、F、G 的实测数据对其验证，对于现场实测数据，可根据机组电流百分比判断机组满负荷状态，将机组电流百分比大于 95% 时的数据作为满负荷数据，其他作为部分负荷数据，划分后的数据情况如表 2.6 所示。

表 2.6 机组 E、F、G 满负荷、部分负荷数据统计

Chiller		电流百分比	蒸发器出水 温度(°C)	冷凝器进水 温度(°C)	数据量
E	满负荷数据	95%~100%	6.8~9.9	28.4~32.4	156
	部分负荷数据	16%~95%	6.6~10.2	26.5~34.3	3190
F	满负荷数据	95%~100%	6.5~9	29.1~33.6	38
	部分负荷数据	26%~95%	6.1~9.8	27.2~35.3	579
G	满负荷数据	95%~100%	6.7~10.1	27.8~32.5	72
	部分负荷数据	33%~95%	6.2~10.5	26.1~34.6	1296

图 2.13 给出了机组 E、F、G 的 COP 与 PLR 的关系曲线，这里的 PLR 为机组当前制冷量与额定制冷量的比值。

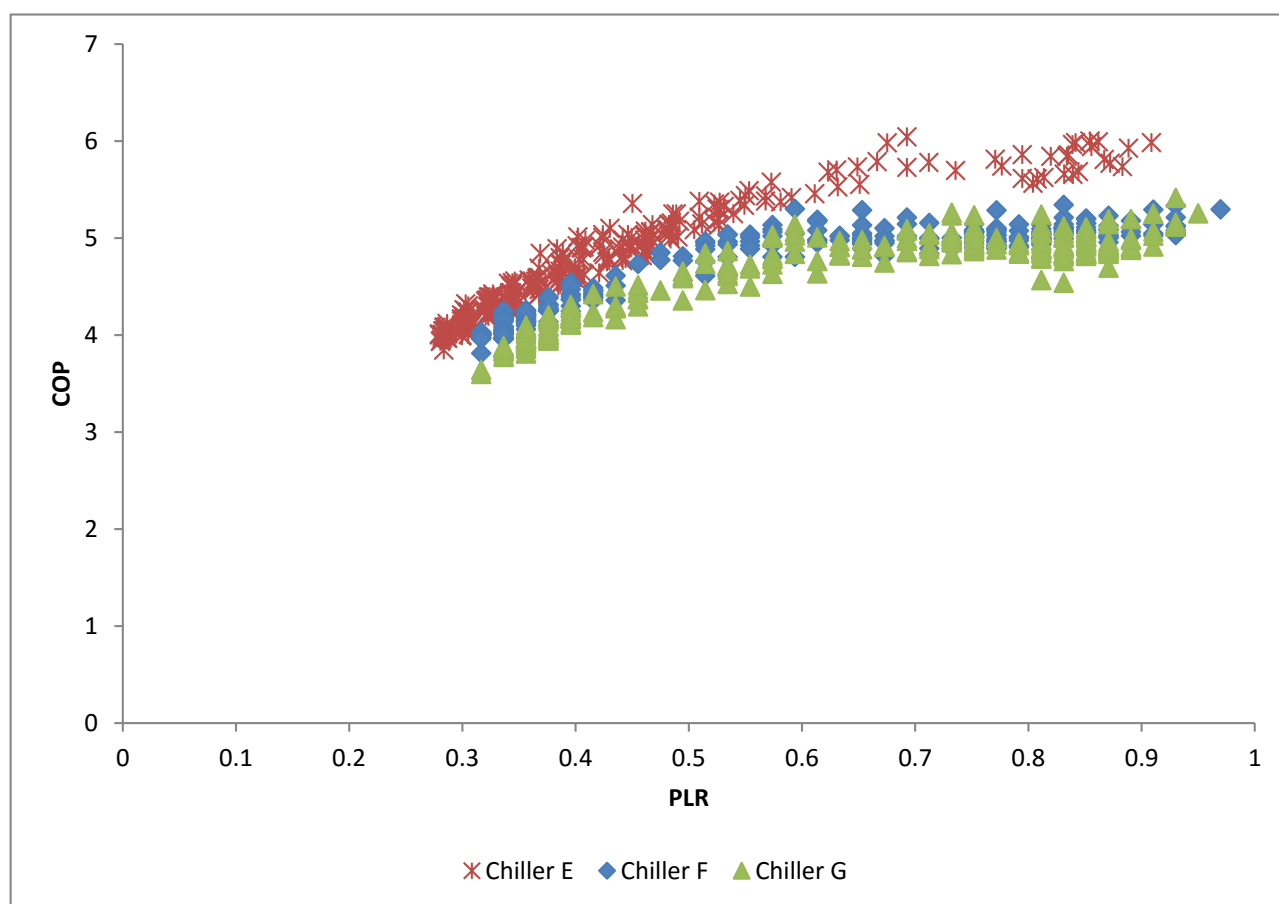


图 2.13 机组 E、F、G 负荷率随 COP 的变化曲线

首先根据满负荷数据求解出 DOE-2 模型中 $ChillerCapFTemp$ 和 $ChillerEIRFTemp$ 两条曲线，然后将所有负荷率下的蒸发器出水温度 T_{eo} 、冷凝器进水温度 T_{ci} 分别代入已求得的两条曲线中，求得当前工况下的满负荷时的制冷量和 EIR ，机组当前制冷量与当前工况下机组满负荷时的制冷量之比即为 PLR ，机组当前 EIR 与相应工况下机组满负荷时的 EIR 的比值即为 $ChillerEIRFPLR$ 。另外，对于变频离心式冷水机组，需考虑另一变量 dT （冷凝器进水温度 T_{ci} 与蒸发器出水温度 T_{eo} 之差）的影响，利用求得的 $ChillerEIRFPLR$ 和 PLR 、 dT 即可拟合出第三条曲线 $ChillerEIRFPLR$ 。最终利用公式(2-14)计算出模拟的机组能效比 EIR 。

机组 E、F、G 拟合出的 3 条曲线的准确性及最终 EIR 的模拟准确性如表 2.7 所示。

表 2.7 QHP、DOE-2 模型模拟结果

Chiller	$ChillerCapFTemp$	$ChillerEIRFTemp$	$ChillerEIRFPLR$	DOE-2	QHP
E(R^2)	0.66	0.704	0.965	0.954	0.94
F(R^2)	0.47	0.432	0.855	0.86	0.91
G(R^2)	0.48	0.512	0.863	0.87	0.95

图 2.14 给出了 QHP 与 DOE-2 模型的模拟结果，由图可以发现，DOE-2 对于冷冻侧变流量的机组 E 的模拟准确性比 QHP 模型高， R^2 达 0.954，而对于冷冻侧变流量的机组 F 和 G，DOE-2 模型的准确性降低， R^2 降为 0.86 和 0.87，没有 QHP 模型准确。

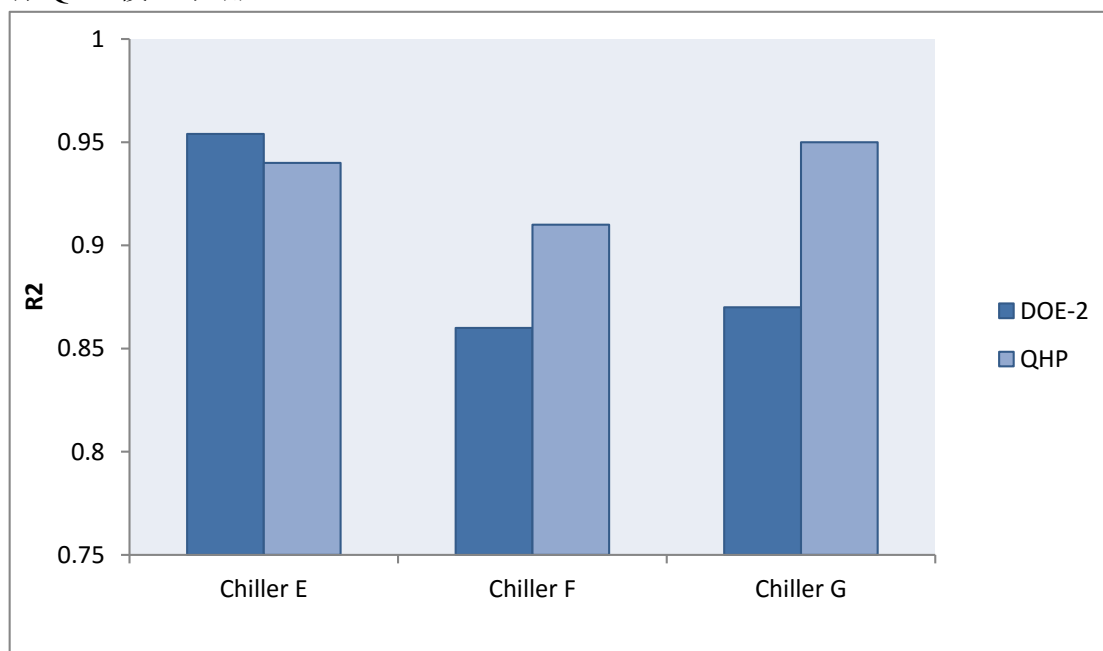


图 2.14 QHP 与 DOE-2 模型结果对比

以机组 F 为例，图 2.15，图 2.16 分别给出了 QHP 和 DOE-2 模型模拟值与

实测值的对比图，以 m 为下标的表示实际值，以 p 为下标的表示模拟值。

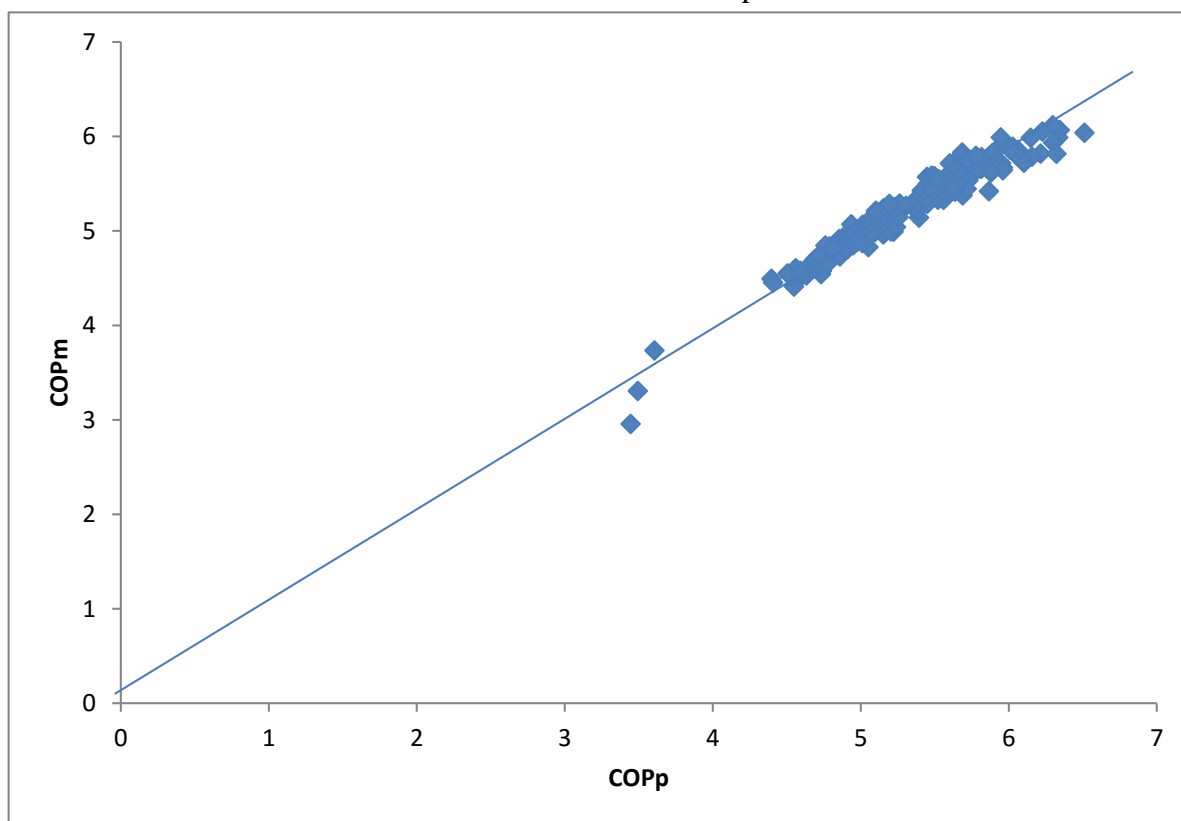


图 2.15 QHP 模型模拟值与实测值散点图

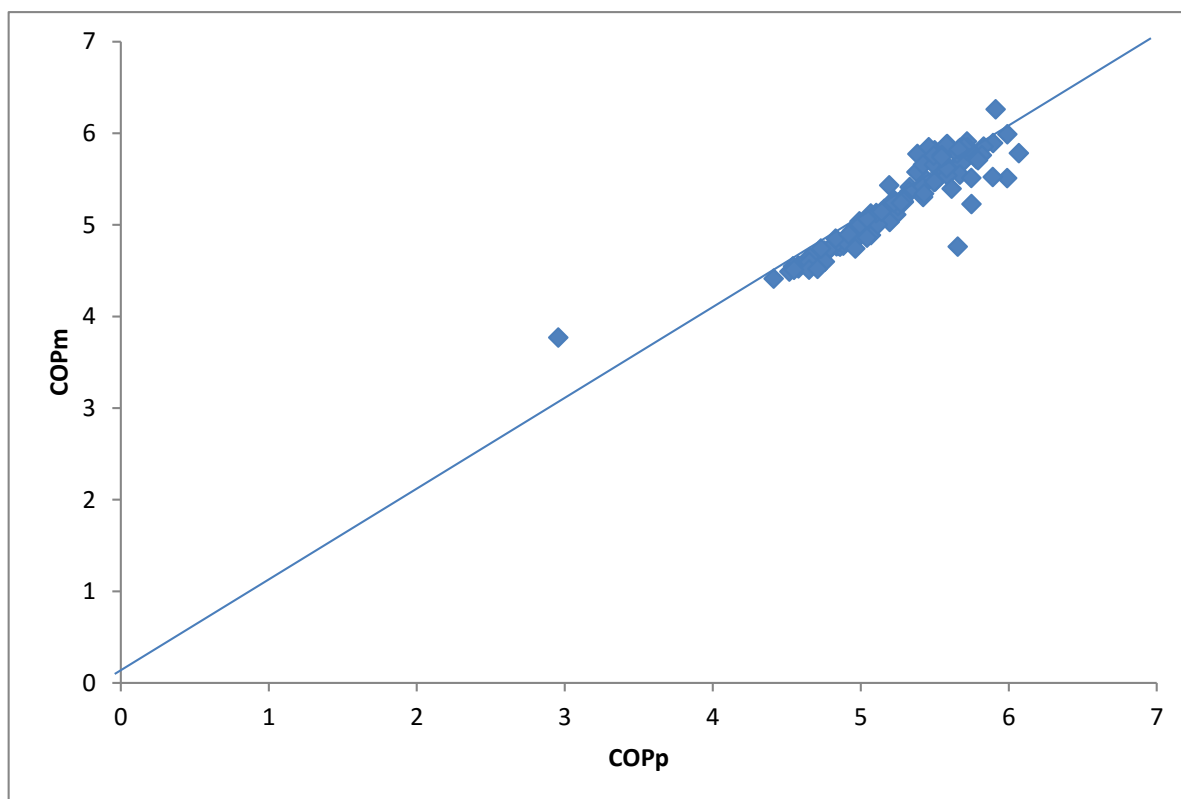


图 2.16 DOE-2 模型模拟值与实测值散点图

DOE-2 模型作为目前工程中、模拟分析中常用的机组模型，对离心式冷水机组（特别是对于冷冻侧不变流量的机组）模拟的准确性较优，但由于 DOE-2 模型只考虑了蒸发器出水温度、冷凝器进水温度和负荷率三个变量。这其中，蒸发器出水温度和冷凝器进水温度分别代表了机组蒸发温度和冷凝温度，但对于实际中冷水机组实际变温差、变流量运行的特性，蒸发器进水温度、冷凝器出水温度、冷冻水侧流量对机组的运行性能也有着较大的影响：

1. 蒸发器进水温度、冷冻水流量

如图 2.17 所示，当载冷剂侧变流量时，载冷剂侧进出水温、载冷剂流量代表了建筑侧负荷，制冷剂蒸发温度、制冷剂流量则表示了机组当前制冷量。在运行中，机组制冷量与建筑负荷间的实际处于动态平衡中，载冷剂的进出水温、水流量与制冷剂温度、制冷剂流量之间有着复杂的、耦合的传热关系，机组实际处于变温差、变出水温度、变流量工况下运行，蒸发器进水温度、蒸发器出水温度、冷冻水流量均处在动态变化中，且这些变化均与制冷剂蒸发温度、机组制冷量密切相关。DOE-2 模型忽略了蒸发器进水温度及冷冻水流量的影响，这是导致模型不准确的重要原因之一。

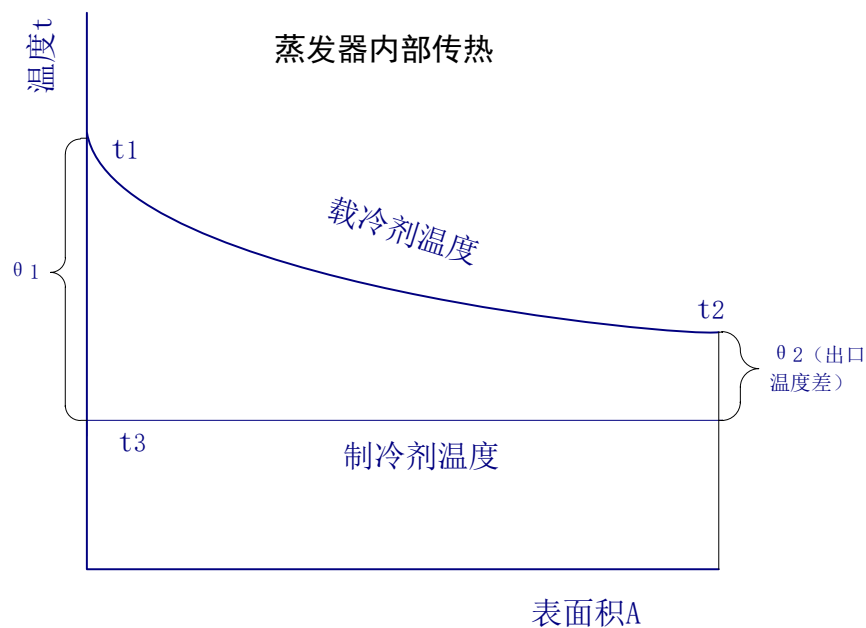


图 2.17 蒸发器换热过程

2. 冷凝器出水温度

冷凝压力与蒸发压力之差决定了气态制冷剂被压缩时所需要的能量头，冷凝压力与蒸发压力也可以体现在制冷剂的冷凝温度与蒸发温度上。如图 2.18 所示，冷凝器载冷剂进出水温与制冷剂冷凝温度也有着复杂的、耦合的传热关系，冷凝器进水温度、冷凝器出水温度在机组运行时均处在动态变化中，所以同时考虑两

者对冷凝温度的影响，将两者均作为变量加入模型，有助于提高模型的准确性。

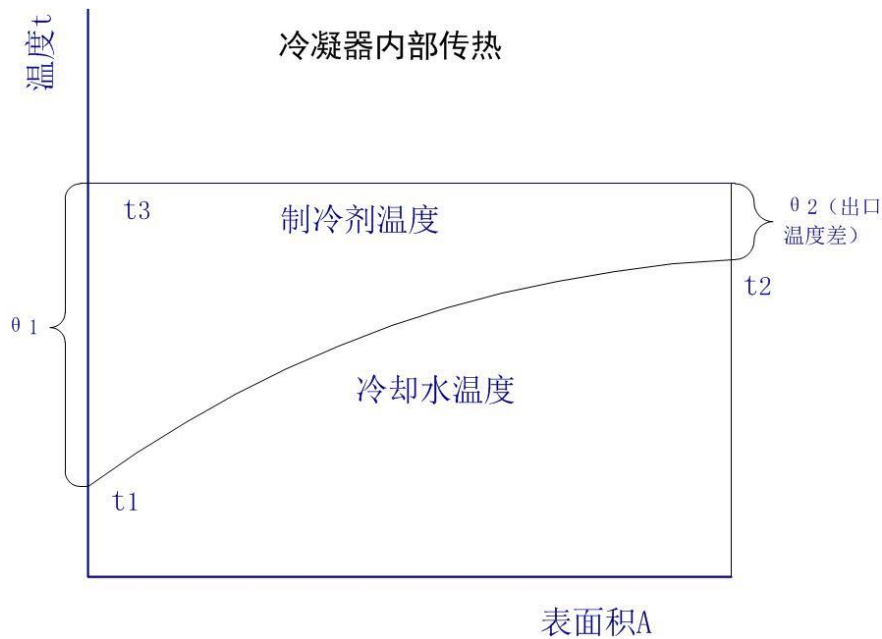


图 2.18 冷凝器换热过程

对于冷冻侧变流量机组，QHP 模型相对 DOE-2 模型加入了蒸发器进水温度、冷凝器出水温度、冷冻侧流量三个变量，多考虑了这三者对机组性能的影响，这是 QHP 模型相对 DOE-2 模型模拟冷冻侧变流量机组时更准确的主要原因。

所以，QHP 模型相对 DOE-2 模型有如下优点。

1. 不用区分满负荷与部分负荷数据

DOE-2 模型需要将现有数据分为满负荷与部分负荷。实际中，满负荷工况不是指机组当前运行制冷量达到额定制冷量的工况，而是指在一定（冷凝器、蒸发器进出水温一定）的工况下，机组所能达到的最大制冷量，即压缩机负载达到最大时的制冷量。满负荷数据需要根据机组当前负载或压缩机电流进行判断得到，而且机组处于满负荷状态运行的时间并不多，所以实际满负荷数据获取较麻烦。而 QHP 模型无需将现有数据分类，直接由机组已有运行工况数据外推，随着运行工况范围越来越广，模型的准确性也会越来越高。

2. 冷冻侧变流量机组模拟更准确

经过实例验证，DOE-2 模型对冷冻侧变流量机组模拟的准确性比 QHP 模型差，DOE-2 模型只考虑了蒸发器出水温度、冷凝器进水温度的影响，显然这是造成模型不准确的主要原因。QHP 相对 DOE-2 模型考虑了更多因素对机组性能的影响，对于冷冻侧变流量、变温差的机组，模拟准确性更高。

2.5 本章小结

本章首先介绍了离心式冷水机组的构造,然后介绍了 ε -NTU 物理模型方法。在物理模型的基础上,简化影响机组运行性能的参数,选择对机组性能影响显著且方便测量的参数作为经验模型的输入参数,然后介绍了常见的一些经验、半经验模型。在此基础上,本文提出了一种适用于各种离心式冷水机组的模型——QHP 模型,并利用厂家样本数据对各模型的准确性、适用性进行分析比较,结果发现 QHP 模型对于 7 种不同的离心式冷水机组,模拟准确性相对 Gordon-Ng、MP 模型均最好, R^2 均在 0.9 以上,此外, QHP 模型相对 DOE-2 模型建模更加简便,适用范围更广,可用于各类离心式冷水机组的性能模拟。

第3章 离心式冷水机组数值模型建立

机组的经验模型建立包括两个过程，一是确定模型结构形式，二是参数估计。在 2.4 节模型比较分析中，QHP 模型相对于其他模型对于各类离心式冷水机组模拟更适用，所以选择 QHP 模型作为本文采用的离心式冷水机组数值模型结构形式。本章主要讲述如何利用已经选择的模型结构形式，采用实测或厂家样本数据进行参数估计，从而确定最终模型，本文采用最小二乘法求解回归系数，并采用拟合优度检验、F 检验以及物理意义验证对模型进行验证。

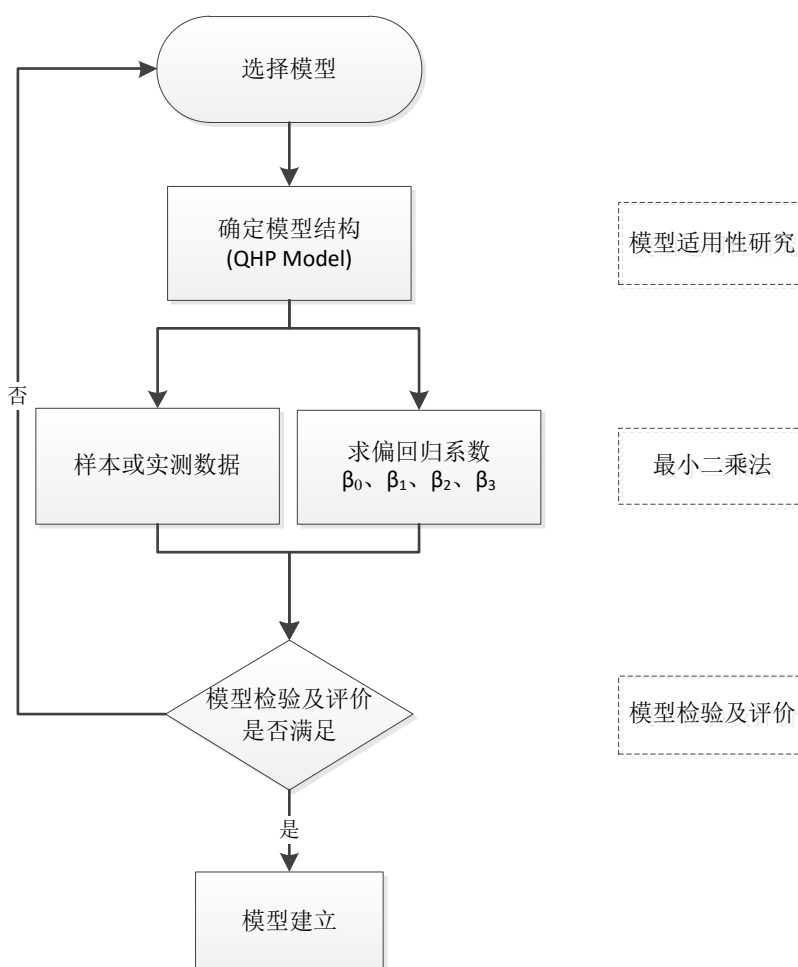


图 3.1 模型建立流程图

3.1 多元线性回归

在大多数的实际问题中，影响因变量的因素不是一个而是多个，我们称这类问题为多元回归分析^[51]。多元线性回归模型一般形式为：

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \dots + \beta_m x_m \quad (3-1)$$

在本研究中采用的二次齐次多项式回归模型 (QHP model), 可表示为:

$$\begin{aligned} COP = & \beta_0 + \beta_1 T_{ei} + \beta_2 T_{eo} + \beta_3 T_{ci} + \beta_4 T_{co} + \beta_5 M_e + \beta_6 M_c + \beta_7 T_{ei}^2 + \beta_8 T_{eo}^2 \\ & + \beta_9 T_{ci}^2 + \beta_{10} T_{co}^2 + \beta_{11} M_e^2 + \beta_{12} M_c^2 \end{aligned} \quad (3-2)$$

上式表示数据中因变量 COP 可以近似地表示为冷冻侧流量 M_e 、冷却侧流量 M_c 、冷凝器进出水温度 T_{ci} 、 T_{co} 、蒸发器进出水温度 T_{ei} 、 T_{eo} 6 个物理量及 6 个物理量的 2 次项共 12 个解释变量 (自变量) 的线性函数。本多元线性回归模型包含 12 个自变量, 12 个自变量同时对因变量发生作用, 若要考察其中一个自变量对的影响就必须假设其它自变量保持不变来进行分析。因此 β_0 、 β_1 、 β_2 、 β_3 等为多元线性回归模型中的偏回归系数, 即反映了当模型中的其它变量不变时, 其中一个自变量对因变量的均值的影响。

3.2 最小二乘估计

最小二乘法(OLS)^[51]是线性回归中最常用的方法, 最小二乘法求解在残差为最小的条件下计算测量估值或参数估值, 对(3-1)式, 设 $b_0, b_1, b_2, \dots, b_m$ 分别为 $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_m$ 的最小二乘估计值, 最小二乘法的矩阵求解为以下公式。

$$X'X b_{OLS} = X'Y \text{ 或者 } b_{OLS} = (X'X)^{-1} X'Y \quad (3-3)$$

式中: b_{OLS} ——为最小二乘估计值

X ——为 $n \times m$ 自变量矩阵, 其中 m 为自变量种类, n 为样本数, 对于
 Y ——为 $n \times 1$ 因变量矩阵。

对于(3-2)式中的 QHP 模型, b_{OLS} 、 X 、 Y 分别采用以下公式计算。

$$b_{OLS} = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \dots \\ \beta_{12} \end{bmatrix}, X = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 \\ T_{ei1} & T_{ei2} & \dots & T_{ein} \\ T_{eol} & T_{eol} & \dots & T_{eon} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ M_{c1}^2 & M_{c2}^2 & \dots & M_{cn}^2 \end{bmatrix}, Y = \begin{bmatrix} COP_1 \\ COP_2 \\ COP_3 \\ \dots \\ COP_n \end{bmatrix} \quad (3-4)$$

3.3 模型验证及评价

3.3.1 拟合优度检验

拟合优度^[52]从对被解释变量 y 取值变化的成因分析入手。被解释变量 y 的变化可由两部分解释: 第一, 有 m 个解释变量 x 的变化引起的 y 的变化部分, 称

为回归平方和 ESS ；第二，由其他随机因素引起的 y 的变化部分，称为剩余平方和 RSS 。 TSS 称为总离差平方和，其中有 $TSS=ESS+RSS$ 。

回归方程的拟合优度检验是检验样本的数据点聚集在回归线周围的密集程度，从而评价回归方程对样本数据的代表程度。回归方程的拟合优度一般用 R^2 表示， R^2 也称为复相关系数。 R^2 反映了回归方程所能解释的变差的比例，计算公式如下所(3-5)示。

$$R^2 = \frac{ESS}{TSS} = 1 - \frac{RSS}{TSS}, ESS = \sum_{i=1}^n (\check{y}_i - \bar{y}_i)^2, RSS = \sum_{i=1}^n (y_i - \check{y}_i)^2,$$

$$TSS = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2 \quad (3-5)$$

y_i , \bar{y}_i 分别为因变量的实际值，实际平均值， \check{y}_i 为求得的模型的模拟值。

在应用过程中发现，如果在模型中增加一个解释变量， R^2 往往增大，对于半经验模型中的多元多项式回归模型和本文采用的二次齐次多项式回归模型 (QHP model)，由于解释变量的增加， R^2 应该增大，但现实情况往往是，由增加解释变量个数引起的 R^2 的增大与拟合好坏无关， R^2 需调整。

在样本容量一定的情况下，增加解释变量必定使得自由度减少，所以调整的思路是：将残差平方和与总离差平方和分别除以各自的自由度，以剔除变量个数对拟合优度的影响，调整的复相关系数计算如(3-6)所示。

$$\bar{R}^2 = 1 - \frac{RSS/(n-m-1)}{TSS/(n-1)} \quad (3-6)$$

式中： \bar{R}^2 ——调整复相关系数；

n ——样本数的个数；

m ——自变量的个数。

3.3.2 回归方程的显著性检验

显著性检验^[52]是检验被解释变量与所有解释变量之间的线性关系是否显著的一种方法， F 检验是平均多元线性回归效果的重要标准。 F 检验提出如下原假设与备择假设：

$$H_0: \beta_0 = \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_m = 0$$

$$H_1: \beta_j \text{ 不全为 } 0$$

在原假设 H_0 成立的条件下，统计量

$$F = \frac{ESS/m}{RSS/(n-m-1)} \quad (3-7)$$

服从自由度为 $(k, n-m-1)$ 的 F 分布，对于给定显著性水平 α ，可得到临界值 $F_\alpha(k, n-k-1)$ ，由样本求出统计量 F 的数值，通过 $F > F_\alpha(k, n-k-1)$ 或 $F \leq F_\alpha(k, n-k-1)$ ，

来拒绝或接受原假设 H_0 ，以判定原方程总体上的线性关系是否显著成立。

由于回归平方和 ESS 是解释变量 X 的联合体对被解释变量 Y 的线性作用的结果， ESS 与 RSS 的比值即说明了 X 的联合体对 Y 的解释程度，当 F 值较大时，即可认为总体存在线性关系，反之总体上可能不存在线性关系。对于同一模型，当 F 值越大时， X 的联合体对 Y 的解释程度越高，模型总体线性关系越好。

此外，由 F 值和 R^2 各自的计算公式可以发现， F 值与 R^2 有如下关系：

$$F = \frac{R^2}{1-R^2} \frac{(n-m-1)}{m} \quad (3-8)$$

调整复相关系数 R^2 和 F 检验均表达了解释变量和被解释变量之间的线性相关程度，本文中，所采用的回归模型应满足如表 3.1 的要求。

表 3.1 回归模型不确定性判断标准

模型验证	检验指标
拟合优度检验	$R^2 \geq 0.8$
F 检验	F 值 ≥ 100 , Sig < 0.05

3.3.3 物理意义验证

可以通过判断机组运行性能随某些自变量变化而变化的趋势来简单验证模型的准确性，冷却水进出水温、冷冻水进出水温对机组运行性能有着定性的影响，冷却水进水温度与机组的冷凝温度直接有关，在其它条件相同时，冷却水进水温度越高，冷凝温度、冷凝压力越高，机组的能耗也越高，机组的效率也越低。冷水出水温度与机组的蒸发温度直接有关，在其它条件相同时，冷水出水温度越低，蒸发温度、蒸发压力越低，机组的能耗增加、制冷量减少，机组的效率也减小。

所以可以通过判断冷却水进水温度及冷冻水出水温度的变化趋势，验证机组 COP 的变化趋势是否符合以上分析。

3.4 模型建立案例

采用某离心式冷水机组厂家样本数据对模型建立过程进行验证，样本数据基本信息如表 3.2。

表 3.2 样本数据描述

额定制冷量(kW)	制冷剂	机组是否变频	冷冻水侧变流量	冷却水侧变流量	样本数量	输入功率(kW)
2813.5	134A	是	是	否	2797	567
冷冻水出	冷冻水进出水温差	冷却水进	冷却水进出	冷冻水流量(L/s)	负荷率	COP

水温 (°C)	(°C)	水温(°C)	水温差(°C)			
6.67~11.7	0.76~5.54	18.33~36	0.76~5.13	42.5~75.7	15%~100%	3.67~8.54

因为此机组采用冷冻侧变流量、冷却侧不变流量运行，所以采用公式(2-25)中的模型结构形式。

对 QHP 模型进行最小二乘估计，采用公式(3-4)求解各个回归系数，计算方程剩余平方和 RSS 、 ESS 、 TSS 等统计参数，如表 3.3 所示，求得调整复相关系数 $R^2=0.975$ ， $F=11050$ ，满足拟合优度检验和方程显著性检验。

表 3.3 QHP 模型回归结果

变异来源	自由度	SS	MS	F	R^2	\bar{R}^2
总变异 (TSS)	2796	3580.8				
回 归 (ESS)	10	3492.7	349.3	11050	0.975	0.975
残 差 (RSS)	2786	88	0.0316			

求解的回归系数 β_0 、 β_1 、 β_2 、...、 β_{12} 如公式(3-9)所示，对模型进行简单的物理验证，如图 3.2 所示， COP 随冷却水进水温度及冷冻水出水温度的变化趋势，在其他变量一定的情况下，冷却水进水温度越大， COP 越低，冷冻水出水温度越大， COP 越高，与实际情况相符。

$$COP=11.057+0.924*T_{ei}+0.182*T_{eo}-0.528*T_{ci}-0.235*T_{co}+0.0287*M_e+0.0129*T_{ei}^2+1.27E-03*T_{eo}^2+0.0139*T_{ci}^2-0.00313*T_{co}^2-5.16E-05*M_e^2 \quad (3-9)$$

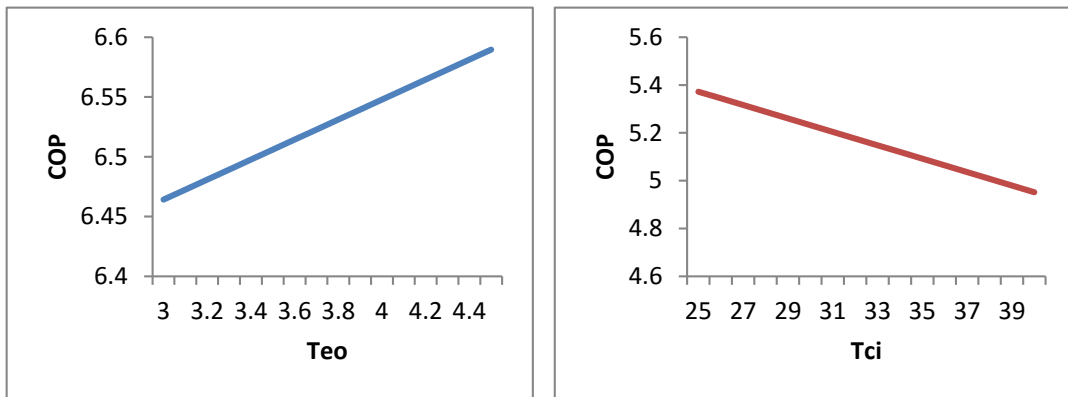


图 3.2 COP 随 T_{eo} 、 T_{ci} 变化趋势

随机抽取样本数据中的 100 组数据进行验证，将冷冻侧流量 M_e 、冷凝器进出水温度 T_{ci} 、 T_{co} 、蒸发器进出水温度 T_{ei} 、 T_{eo} 5 个物理量代入模型(3-9)式计算得到的 COP 模拟值 COP_p ，实际值用 COP_m 表示，两者对比如图 3.3 所示。

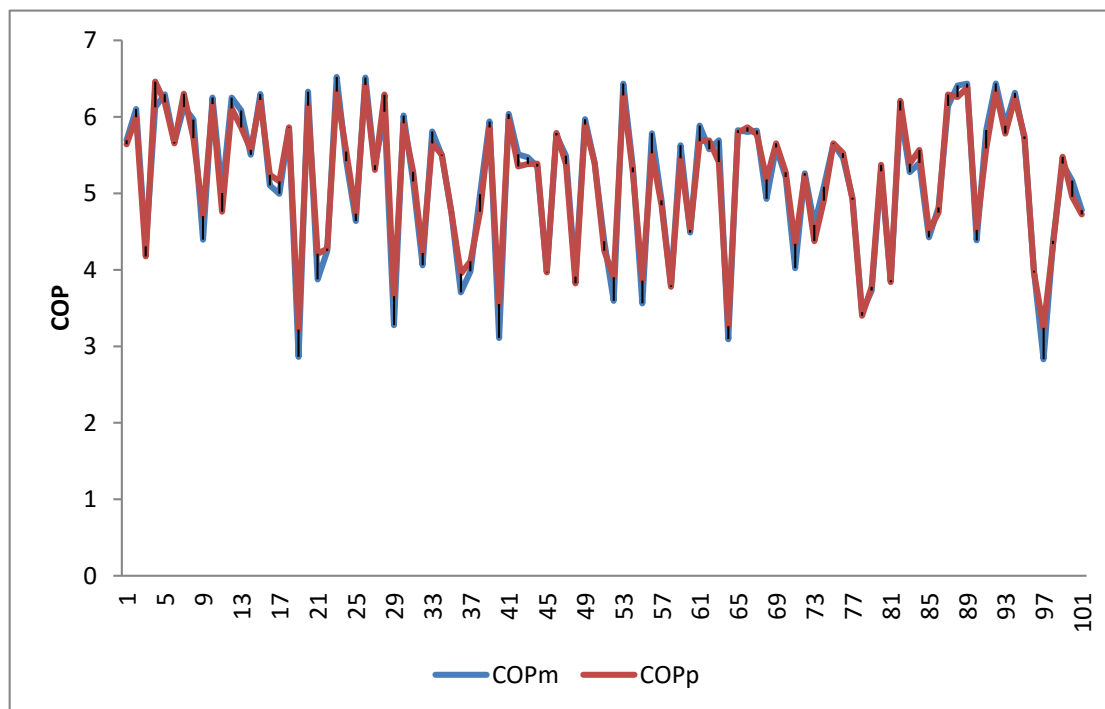


图 3.3 实测值与模拟值对比图

实测值和模拟值的散点图如图 3.4 所示，样本数据集绝对误差频率分布图如图 3.5 所示。

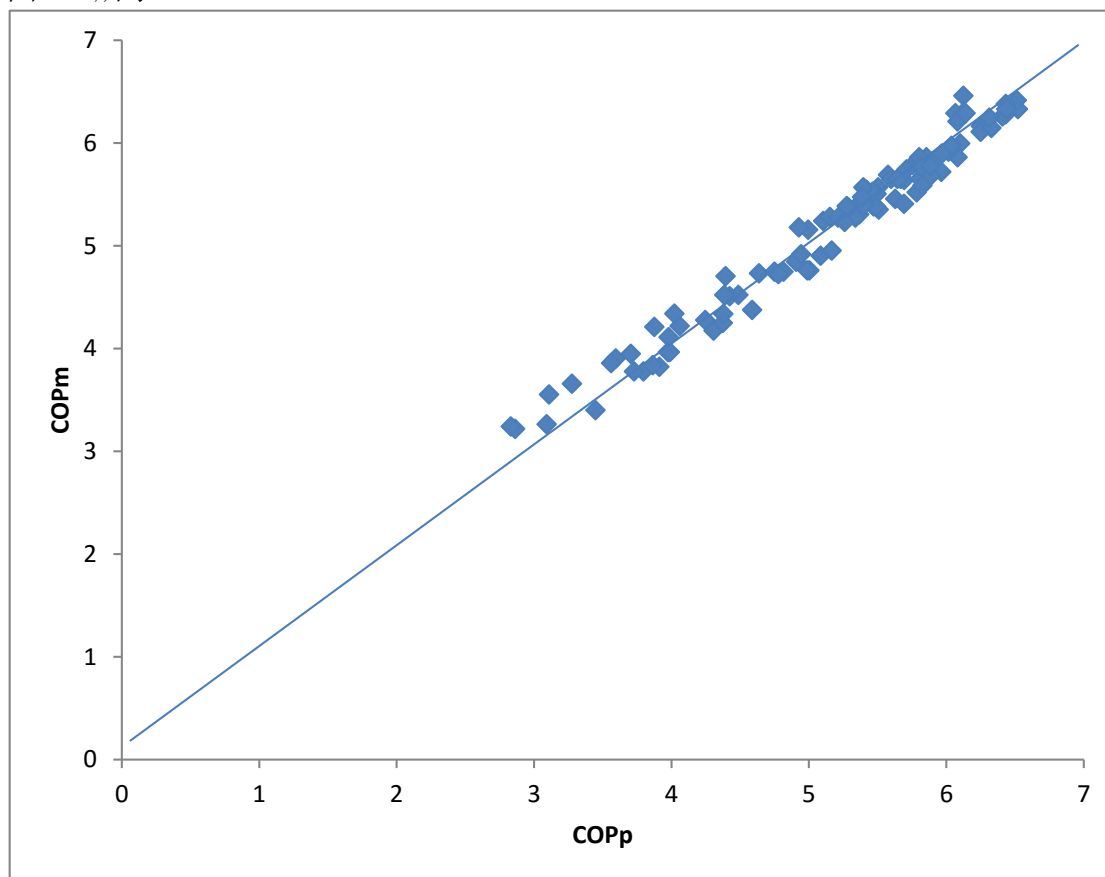


图 3.4 实测值与模拟值散点图

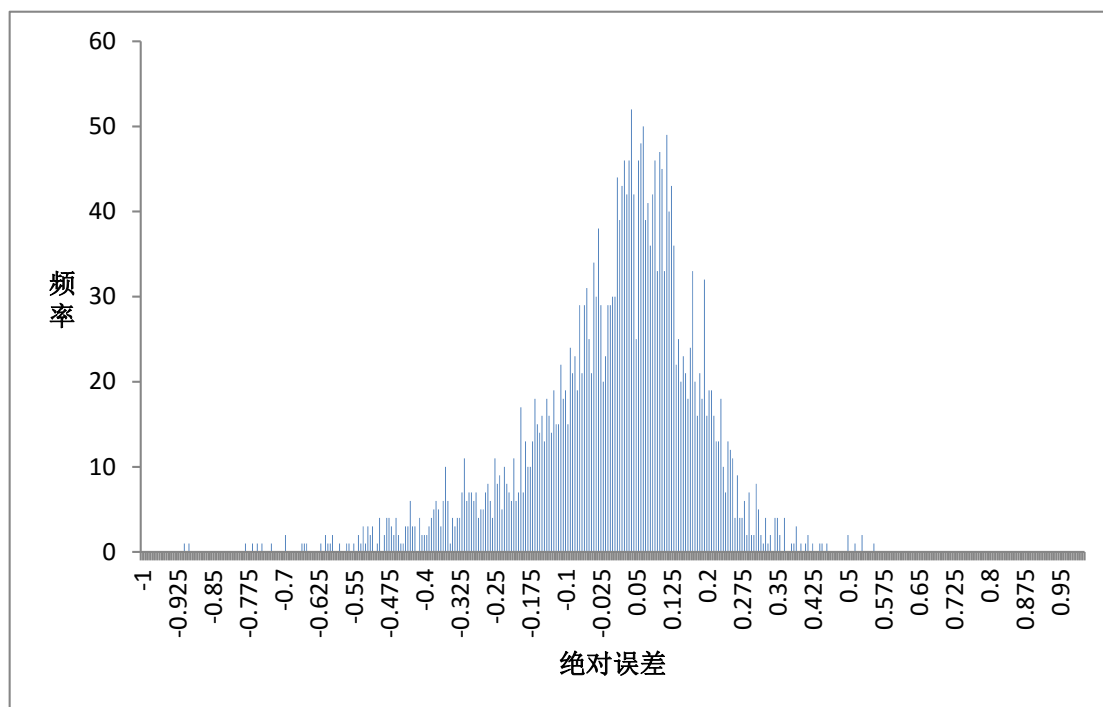


图 3.5 绝对误差频率分布图

将 2797 组数据误差统计如表 3.4 所示，COP 模拟值和实测值之间绝对误差的最大值不超过 1，且相对误差在 $\pm 10\%$ 以内出现频率大于 98%。模拟值和实测值之间绝对误差的平均值接近于 0，误差的频率分布呈现出中间高两端低的正态分布趋势。由这两个特点可以推断出模拟值和实验值之间误差基本满足偶然误差的分布规律。

表 3.4 模拟误差统计

	最大值	最小值	平均值	标准差
绝对误差	0.55	-0.91	-1.14E-10	0.177
相对误差	11.2%	-18.5%	0.016	0.032
-5% < 相对误差 < 5% 出现的频率				90%
-10% < 相对误差 < 10% 出现的频率				98.9%

3.5 本章小结

本章首先介绍多元线性回归和最小二乘估计算法，然后利用拟合优度检验、回归方程的显著性检验对模型进行评价，并对模型进行简单的物理意义验证。最后以某冷冻侧变流量、冷却侧定流量离心式冷水机组为例，利用样本数据建立了它的初始 QHP 模型。

第4章 运行数据的获取及数据预处理

4.1 机组的运行监测

实测数据通过现场传感器，比如通过温度传感器、流量传感器、电表等采集数据，经过网络通信将采集的机组温度、流量、能耗等数据传输到服务器，进行数据库存储，或采用 SCADA 系统平台进行数据采集与监视控制，数据在采集和存储后，进入能源管理应用层，对冷水机组的模型建立及修正过程即处于能源管理应用层。传感器数据采集过程如图 4.1 所示。

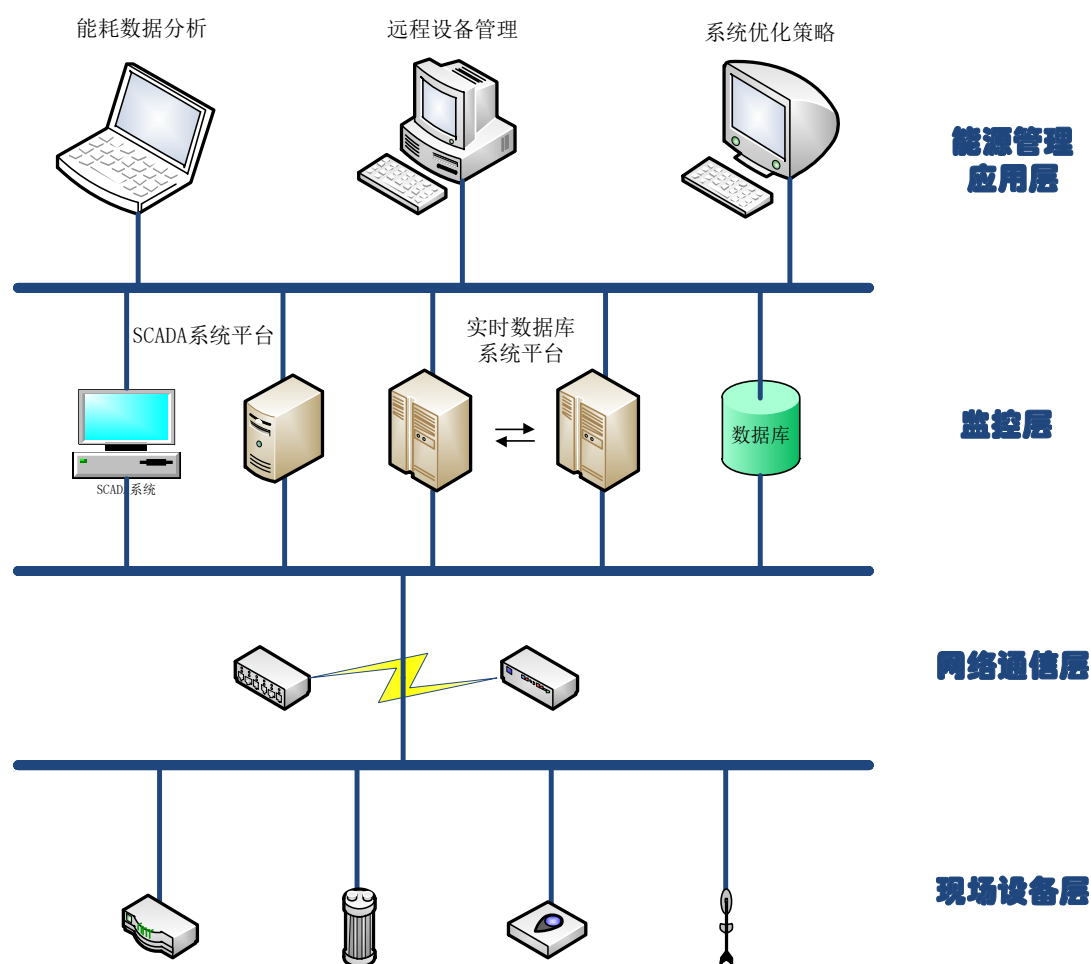


图 4.1 现场传感器数据采集过程

建立 QHP 模型所需的参数有机组 COP 、冷冻侧流量 M_e 、蒸发器进出水温度 T_{ei} 、 T_{eo} 、冷凝器侧进出水温度 T_{ci} 、 T_{co} 和冷却侧流量 M_c ，冷水机组冷冻侧的出水

温度与当前机组制冷量和机组设定出水温度有关,实际由压缩机入口导叶角度调节;机组回水温度变化与用户侧的负荷相关,且由于管网的延迟作用,具有一定的滞后性;机组冷凝侧进水温度与冷却塔的散热特性密切相关,读取的水温有一定延迟,出水温度则与机组冷凝器的换热特性相关,相对进水温度,延迟性较小,各个水温的建议采样频率为2分钟以内。与水温不同,读取的冷机电流即为当前冷机电流,但在机组处于加载或卸载状态时,机组处于非稳态运行工况,要掌握这段时间内机组运行动态变化特性,需要根据冷机电流的动态变化特性进行判断,所以需要采用较小的采样周期对它进行监测,建议的采样频率为1分钟以内。结合目前工程中BMS系统或冷机监测平台中参数采集的要求及允许的采集条件,本文建议的监测运行参数及采样频率^[53]要求如表4.1所示。

表4.1 冷水机组运行监测内容及采样频率

数据用途	需记录的参数	单位	建议采样频率
冷冻水侧	冷冻水供水温度	°C	<2 分钟
	冷冻水回水温度	°C	<2 分钟
	冷冻水流量	m ³ /s	<2 分钟
冷却水侧	冷却水供水温度	°C	<2 分钟
	冷却水回水温度	°C	<2 分钟
	冷却水流量	m ³ /s	<2 分钟
冷机功率	功率、电流表读数或者电流百分比	kW(A)	<1 分钟

4.2 有效数据的判别

通过现场传感器采集的数据通过网络通信层传输到服务器进行存储,实验使用的相关仪表和自动传感器在信号采集中难免会产生粗大误差;在传输过程中可能出现丢失或者发生错误的现象;而且机组在过载、加载和卸载的过程中,处于非稳态状态,需要对非稳态下的数据进行剔除。这些误差的存在会歪曲测量结果,使得监测数据无效。所以在监测数据用于建立模型之前,需对数据的有效性进行筛选。总结数据监测、传输、存储过程中可能发生的误差类型如下:

1. 格式错误的;
2. 不合理的;
3. 非稳态的;

针对上述3个误差产生的原因及规律,建立相应规则,对数据的有效性进行

辨别，在剔除的过程中应按照上述 3 个步骤进行，先剔除格式误差，再剔除明显不合理的参数，最后剔除非稳态数据。

4.2.1 格式错误数据的处理

删除温度、电流、流量、能耗为 0 或小于 0 的数据，删除格式错误的的数据，比如对于机组的数据监测，温度、流量及电流均为数值型，且均大于零，剔除非数值型数据或者数值小于等于 0 的数据。比如在表 4.2 中情况下的数据，阴影部分的数据应均剔除。

表 4.2 格式错误的的数据示例

平均线电流百分比(%)	冷冻水流量 FM2(m ³ /h)	蒸发器出水温度(°C)	蒸发器进水温度(°C)	冷凝器出水温度(°C)	冷凝器进水温度(°C)
44.7	653	6.9	8.8	29.7	28
43.6	661	6.9	8.8	29.5	28
43	665	6.9	8.7	29.5	27.9
42.1	658	7	8.7	29.3	27.9
42	656	7	8.7	29.3	27.8
0	2	8.8	8.8	27.8	27.7
0	0	9.1	9.5	27.9	27.8
0	0	9.3	9.6	27.9	27.7
0	0	10.5	10.5	27.8	27.5
0	0 u.	10.4	10.9	28	27.7
0.0 u.	1335	0.0 u.	0.0 u.	0.0 u.	0.0 u.
0	1387	10.5	10.9	28	27.6
0	1370	10.6	11	28	27.6
0	1400	10.6	11	28	27.6
0	1578	10.6	11	28	27.6
0.0 u.	1576	0.0 u.	0.0 u.	0.0 u.	0.0 u.
66.6	669	-0.9	10.2	32.6	29.5

4.2.2 不合理数据的处理

对于现场直接监测的数据，在处理格式错误的的数据后，可以进行简单的计算和有效性验证，对于监测的各个物理量限定其合理范围，剔除合理范围外的数据，对于蒸发器进、出水温，冷凝器进、出水温，电流，功率的测量值应当在以下的范围内，这里限定出水温度及进出水温差即可，如表 4.3 所示。

表 4.3 监测数据阈值

蒸发器出水温度	蒸发器进出水温差	蒸发侧水流量	电流百分率
---------	----------	--------	-------

5~13°C	0.1~7°C	<额定流量*1.2	30%~100%
冷凝器进水温度	冷凝器进出水温差	冷凝侧水流量	
20~34°C	0.1~8°C	<额定流量*1.2	

将原始数据处理后，计算机组的制冷量、功率、COP 等值，并对他们进行进一步检验。机组制冷量、COP 应满足以下条件：考虑机组散热，机组冷却侧的散热量、制冷量与功率应满足能量平衡关系^[54]，将不满足这些条件的参数剔除，如表 4.4 所示。

表 4.4 制冷量、COP 等验证

机组制冷量 Q_e	COP	功率 P
20%~110%*额定制冷量	1~10	<额定功率*1.2
机组冷却侧散热量、制冷量与功率平衡关系： $ Q_c - Q_e - P /P < 30\%$		

其中机组功率 P 、机组制冷量 Q_e 、冷却侧散热量 Q_c 、机组 COP 通过以下公式计算。

$$P = \sqrt{3} * U * I * \cos\phi / 1000 \quad (4-1)$$

式中：

P ——为机组功率，KW；

U ——为线电压，V；

I ——为线电流，A；

$\cos\phi$ ——为功率因数；

$$Q_e = C * M_e * \rho * \Delta T_e \quad (4-2)$$

式中：

Q_e ——为制冷量，kW

C ——为水的比热容，可取定值 4.186kJ/(kg·°C)

M_e ——为冷冻水流量，m³/s

ρ ——为水的密度，1000kg/m³

ΔT_e ——为冷冻侧进回水温差，°C

$$COP = Q_e / P \quad (4-3)$$

$$Q_c = C * M_c * \rho * \Delta T_c \quad (4-4)$$

式中：

Q_c ——为冷却侧散热量，kW

M_c ——为冷却水流量，m³/s

ΔT_c ——为冷却侧进回水温差，°C

4.2.3 非稳态数据的处理

在机组过载、加载或卸载时，机组处于非稳态工作状态下，机组的温度、功率均处于波动的范围内，机组运行数据不能代表机组稳态工作下的情况，也不能用来建立机组稳态模型，也所以应对非稳态的数据进行甄别并删除。

对于机组过载的情况，当机组过载时，可判断机组电流百分率，当电流百分比超过 100%时，说明机组处于过载状态，剔除数据。

对于机组加载的情况，有如下两种情况。

1. 机组开启运行后的加载状态

机组从关闭状态开启，机组的出水温度逐渐达到设定值，所以可以利用机组启停的状态和出水温度进行判定。比如，机组在关闭一段时间后，开始启动加载，这一过程的机组监测数据如表 4.4 所示，机组的设定蒸发器出水温度为 7°C，由表 4.4 可以发现机组在电流百分比大于零后开始启动后，蒸发器出水温度逐渐降低，并在监测完第 5 组数据后，达到设定温度 7°C，在下一时刻仍然保持在 7°C，于是建立规则，当机组上一时刻蒸发器出水温度与下一时刻蒸发器出水温度之差小于 0.5°C时，机组开始进入稳定工况下运行，这一规则判断应从机组开始运行起有效，在识别出稳态工况后无效，识别出机组运行达到稳态工况的时刻，删除这一时刻前的数据即可。

2. 关闭另一台机组，当前运行机组的负荷提高引起的加载情况

此时机组压缩机没有关闭，无法通过机组开启时间判断机组开始加载的时间，但在冷机加载过程中，机组电流显著增大，可通过机组电流增加的幅度判断，所以规定当机组这一时刻电流百分比与上一时刻电流百分比之差大于 10%时，机组处于加载工况，将这组数据剔除。

另外，对于机组卸载的情况，也有两种情况。

1. 机组关闭前的卸载状态

这种情况下，机组卸载时间较短，根据机组电流值判断出压缩机关闭时间，剔除关闭时间后的数据即可。

2. 增开一台机组，当前运行机组的负荷下降引起的卸载

机组在这种情况下卸载，机组电流会显著降低，可通过判断机组电流降低的幅度判断，所以规定当机组上一时刻机组电流百分比与下一时刻机组电流百分比之差大于 10%时，机组处于卸载工况，将这组数据剔除。

当机组的设定温度发生变化时，机组从旧的设定温度经加载或减载达到新的设定温度的过程中，也是在非稳态工况下运行，对于这段过程的判别，可通过机组出水温度的变化来反映，建立规则，当机组上一时刻蒸发器出水温度与下一时刻蒸发器出水温度之差的绝对值大于 0.8°C时，机组在非稳态状态下运行，删除这一组数据即可。

以实际冷水机组运行数据（表 4.5）为例，通过上述规则判断出机组卸载、加载、过载时的运行数据，即表中阴影部分的数据，剔除即可。

表 4.5 非稳态数据示例

平均线电流百分比(%)	冷冻水流量 FM2(m ³ /h)	蒸发器出水温度(°C)	蒸发器进水温度(°C)	冷凝器出水温度(°C)	冷凝器进水温度(°C)
0	0	10.3	10.4	27.8	27.5
0	0	10.4	10.4	27.8	27.5
0	0	10.4	10.4	27.8	27.5
0	0	10.5	10.5	27.8	27.5
0	0	10.5	10.5	27.8	27.5
26.8	681	17.9	17.9	27.7	27.6
92.6	687	12.7	17.4	31.8	27.3
96.8	662	11.6	16.5	32.7	28
96.6	668	10.3	15.4	33.3	28.6
96.1	653	8.4	13.5	33.5	28.9
70.1	1388	7	10.4	33.1	29.9
69.5	1384	7	10.4	33	29.8
71.5	1371	7	10.5	33	29.8
71.5	1378	7	10.5	33	29.8
73.7	1367	7	10.6	33.2	29.9
0	0	11.2	11.2	30	29.9
0	678	11.3	11.6	30.1	29.9
0	889	11.4	11.7	30.1	29.9
0	856	11.4	11.7	30	29.8
0	868	11.4	11.8	30	29.8
0	892	11.4	11.8	30	29.7
0	1293	12.5	12.5	30	29.9
56.4	1258	8.8	12.6	31.6	29.5
70.3	1287	7.1	12.3	32.1	29
84.6	1523	7.4	11.7	32.9	29.1
82.1	1522	7.1	11.2	33	29.4
81.8	1584	7.1	10.7	32.4	29.1
83.2	1571	7.1	10.7	32.7	29.3
83.8	1578	7	10.7	32.9	29.5

4.3 数字滤波处理

4.3.1 随机噪声产生的原因

机组数据监测通过传感器将现场水温度、流量等物理量通过一定的转换技术将其转换为电信号，然后再将电信号转换为数字信号。在监测的过程中：

1. 测试系统本身存在仪器仪表的精度误差和机械工装误差；
2. 测试系统环境温度变化、机械振动等；
3. 测试系统中的电路噪声；
4. 测试系统所处环境电场、磁场干扰信号，比如，交流电磁感应产生的干扰、空间辐射电磁波产生的干扰等。

这些原因造成采样数据中掺杂少量的随机噪声，这种噪声的大小和符号变化无规律，无法预测。这些干扰信号会影响测量数据的准确性，进而影响性能计算、参数优化分析的结果，因此，要对机组运行数据进行精确分析，就必须对采集系统得来的数据进行滤波处理，从而使数据更加准确、可靠。

4.3.2 数字滤波处理方法

数字滤波是指利用数学的方法对原始数据进行处理，去掉原始数据中掺杂的噪声数据，获得具有代表性的数据集合。在实际应用中，对于样本数据较大，数据采样时间持续且有一定实时性要求时，常采用一阶滞后滤波、移动滤波等处理方法^[55]，这些方法将算法处理中所应用的数据序列看成一个可移动截取框内的数据，这些数据为当前采样点及其以前的一组或几组数据，每进行一次新的采样后，把最新采样数据放入队尾，同时剔除原来队首的一个数据，这样在截取框中始终有固定的最新数据，然后对截取框中的数据采用加权平均、排序、取和等处理，处理后的数据即作为当前时间采样点数据，一阶滞后滤波、移动滤波的结果数据的产生速度与采样速度相同，实时性大大优于其他算法。

其中，一阶滞后滤波对慢速随机变化的量的滤波效果较好，它通过将当前采样点及其前一组采样点作为所应用的数据序列进行加权平均，其计算如公式(4-5)所示。

$$Y_i = (1-\alpha)X_i + \alpha Y_{i-1} \quad \alpha = t/(t+T) \quad (4-5)$$

式中：

Y_i ——当前滤波值；

X_i ——当前采样值；

Y_{i-1} ——上一时刻滤波值；

α ——滤波系数，为小于 1 的常数；

t ——滤波环节的时间常数；

T ——采样周期。

一阶滞后滤波处理的相位滞后，灵敏度低，但一阶滞后滤波法的优点是对周

周期性干扰具有良好的抑制作用，而且处理的时间也相应要少一些，反应也比较快 [56]。

一阶滞后滤波处理的滞后程度和平滑效果取决于滤波系数 α 的大小，调节滤波系数需要权衡滤波效果与相位滞后的矛盾。滤波系数越大，曲线越趋于平滑，滤波的灵敏度越低，干扰信号的影响越小，但相位滞后越严重。滤波系数与滤波环节的时间常数和采样周期相关，滤波环节的时间常数 t 是在有电容的电路中提出的。在这里， t 的选择可以根据具体情况确定，只要使被滤波的信号不产生明显的波纹即可。

以实际冷水机组运行数据为例，分别采用滤波系数 $\alpha=0.2$ ， $\alpha=0.4$ ， $\alpha=0.6$ ， $\alpha=0.8$ 对冷冻水出水温度进行滤波处理，处理前后的数据对比分别如图 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 所示。

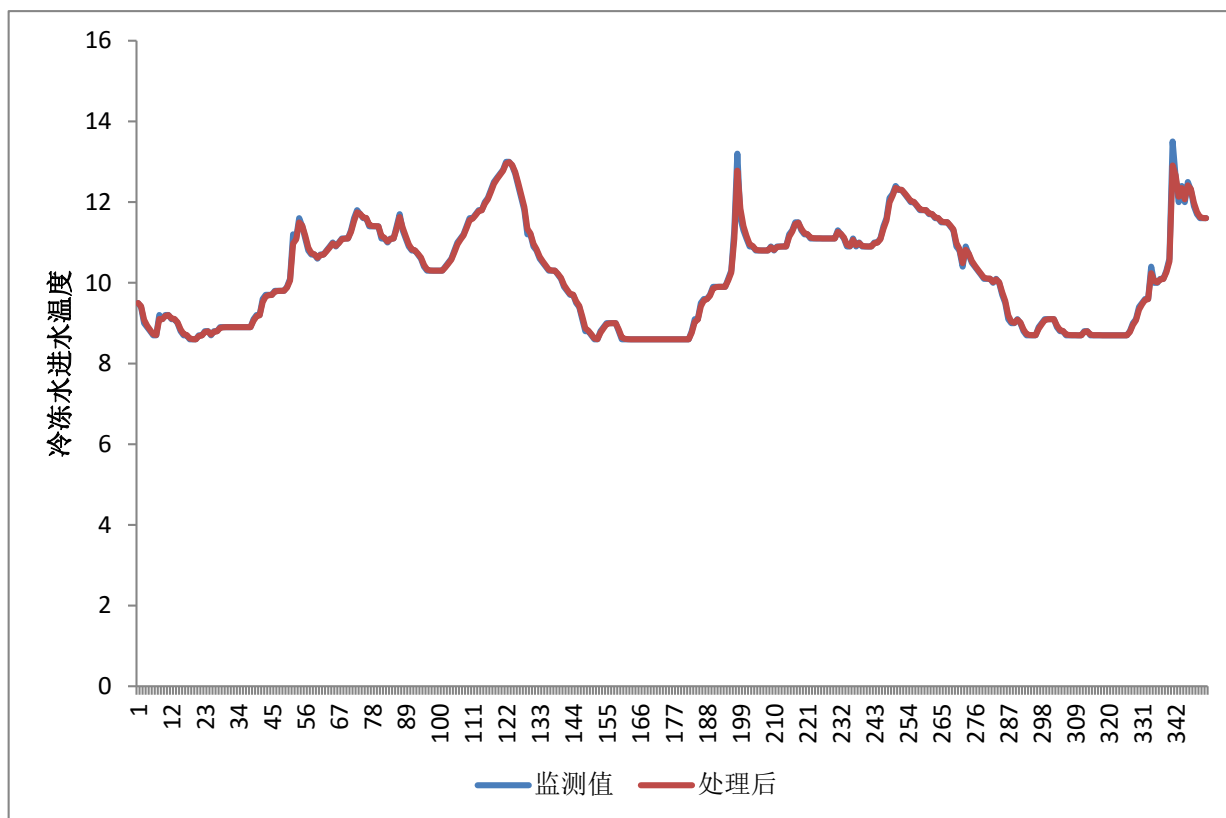


图 4.2 冷冻水进水温度滤波处理前后对比 ($\alpha=0.2$)

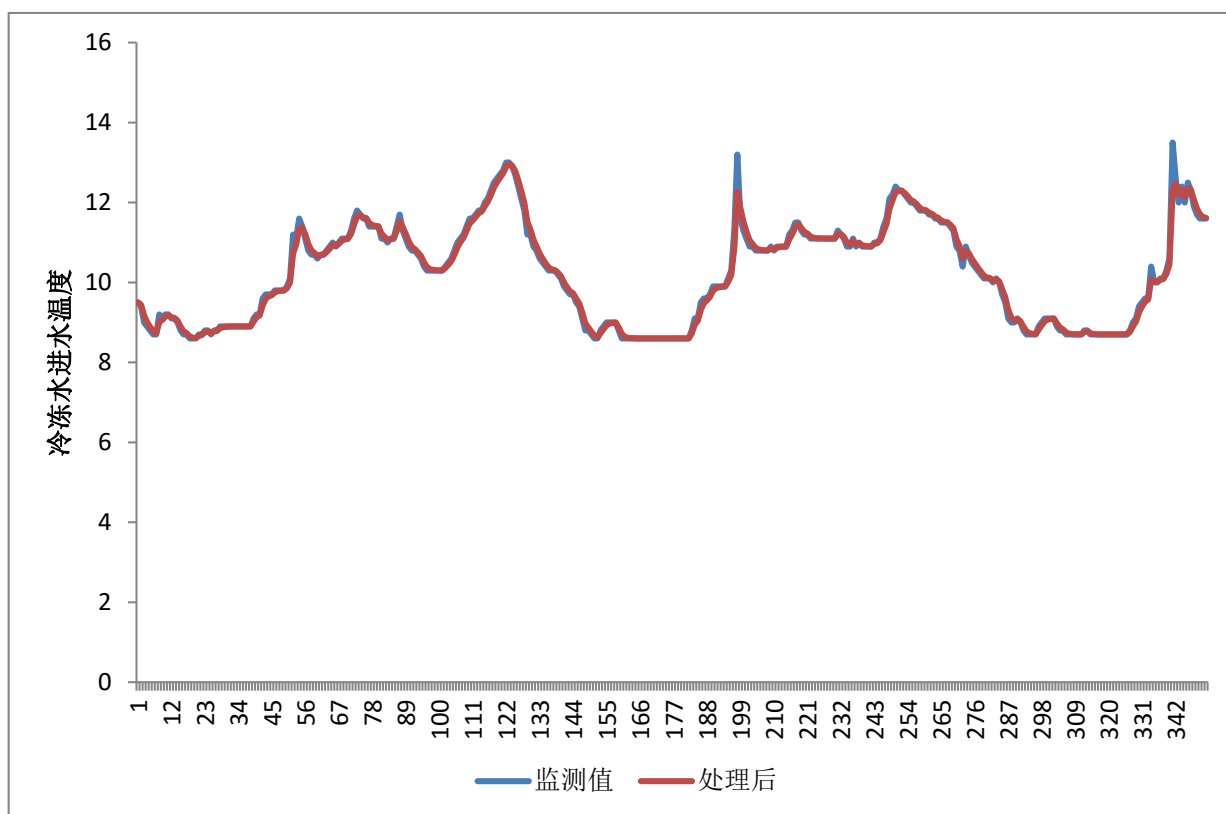


图 4.3 冷冻水进水温度滤波处理前后对比 ($\alpha=0.4$)

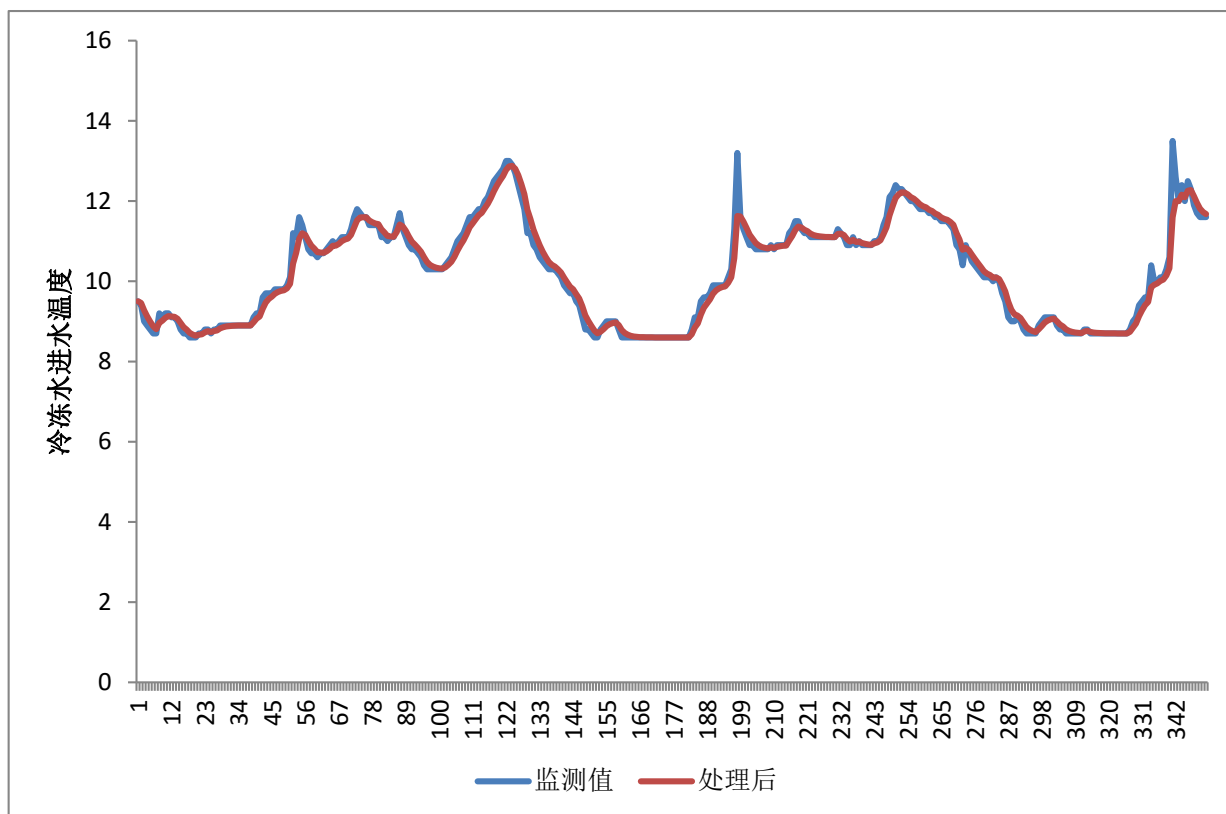


图 4.4 冷冻水进水温度滤波处理前后对比 ($\alpha=0.6$)

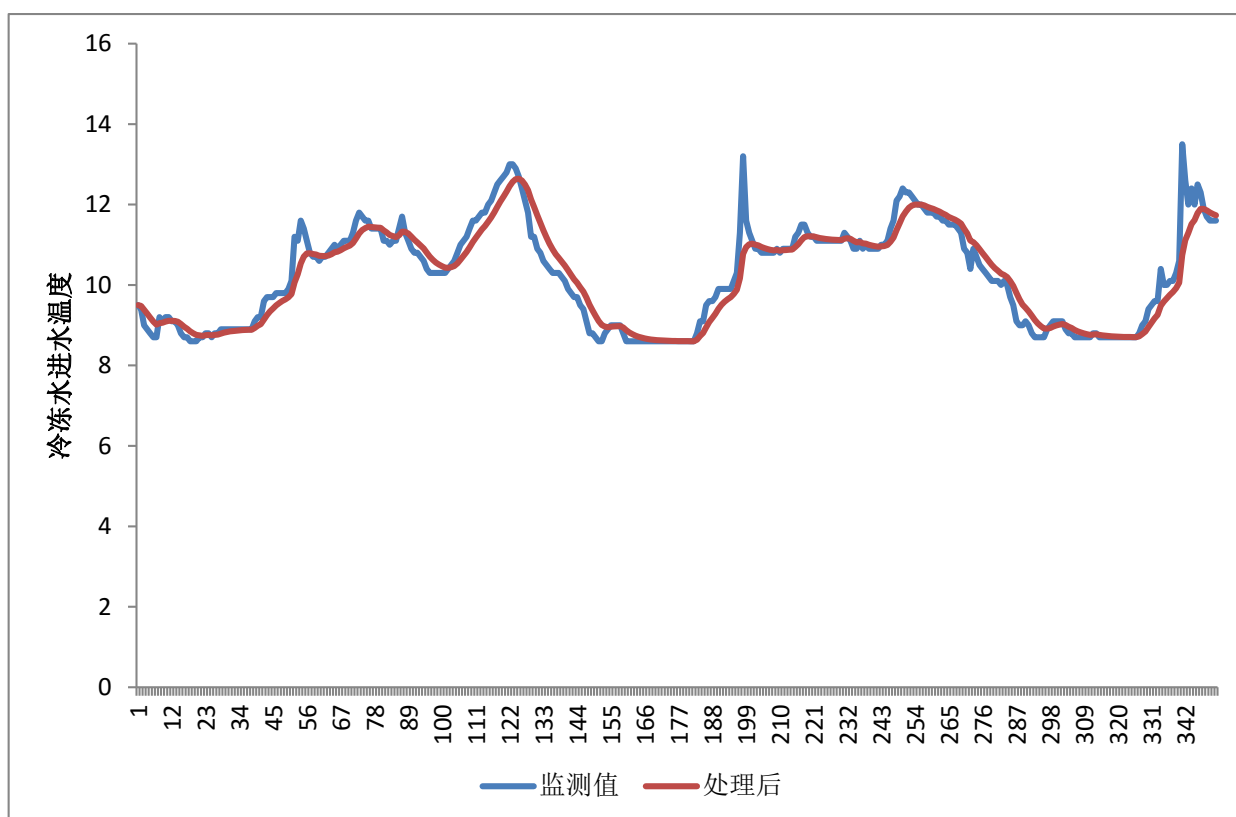


图 4.5 冷冻水进水温度滤波处理前后对比 ($\alpha=0.8$)

由上图,可以看出,随着滤波系数 α 的增大,滤波效果越好,曲线越趋于平滑,但滤波的灵敏度也越低,相位滞后越严重,当 $\alpha=0.6$ 时,滤波效果一般,但相位滞后也不明显,但当 $\alpha=0.8$ 时,滤波效果很好,但相位滞后也很明显,所以从敏感度和相位滞后两者因素考虑,本文选择 $\alpha=0.7$ 作为滤波系数。

4.4 本章小结

将模型在线修正与传感器在线监测结合起来,是本文研究的目的之一。本章首先介绍了现场机组运行监测的内容,并给出了各监测参数的采样周期建议值。通过现场传感器采集的原始数据可能存在多种错误或误差,本章介绍了不同的误差类型,制定了剔除无效数据的规则库,并采用一阶滞后滤波算法对噪声数据进行处理。

第5章 模型在线修正

5.1 在线修正方法概述

实际工程中，离心式冷水机组在运行初始阶段，实际运行工况大部分处于样本工况范围内，而随着机组运行时间的加长，机组老化，换热器结垢，机组部件损耗，季节变换，机组维保等原因，机组实际运行性能发生改变，实际机组运行工况已经偏离基于样本数据建立的模型。随着机组运行数据的积累，新采集的数据量能够代表当前机组的运行性能，可以利用新采集的数据对样本数据建立的模型进行修正。

从现场监测得到的数据经预处理后重新存储，计算其实际 *COP* 或者能够代表机组运行性能的电、功率等，并代入初始模型进行计算，计算结果与实际值比较，如果满足设定的误差范围，则继续进行数据录入、处理、存储过程；如果计算误差超过设定的范围，则利用最新存储的实测数据对模型进行修正，修正后的模型替换原有模型作为新的“当前”模型，进行下一轮的误差验证。

这些过程均为“在线”，在现场一个采样周期内，应完成数据监测、处理、存储、计算、误差比较、模型的修正这些过程。离心式冷水机组模型在线修正过程如图 5.1 所示。

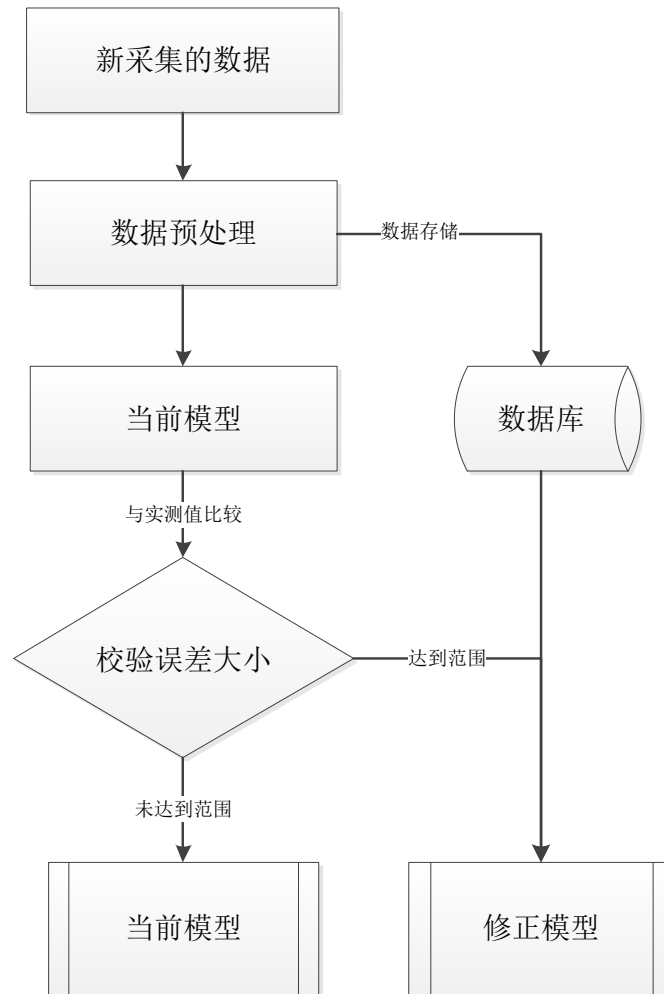


图 5.1 模型在线修正过程

5.2 在线修正过程

5.2.1 误差控制

所有的模拟数据或计算数据和真实测量值之间都会存在一定的差异，这个差异就是误差。误差的存在具有普遍性和必然性，通过对于误差的分析和研究可以判断数据的计算方法的有效性和计算结果的准确性。

为了衡量模型计算结果的准确性，需要计算模拟值和实测值之间的误差。

其中绝对误差的计算公式为：

$$Error_{abs} = COP_p - COP_m \quad (5-1)$$

式中， $Error_{abs}$ ——模型模拟的绝对误差；

COP_p ——模拟 COP ，机组通过实测数据代入初始模型计算的 COP 值；

COP_m ——实测 COP ，机组通过实测数据计算的 COP 值。

相对误差的计算公式为：

$$Error_{rel}=(COP_p - COP_m)/COP_m \quad (5-2)$$

式中， $Error_{rel}$ ——模型模拟的相对误差。

误差不可能完全消除，只能尽可能地控制在可接受的范围内。一般而言，误差可以分为随机误差和系统误差^[57]。

随机误差大小、方向和出现频率没有规律，但偶然误差总体满足统计学上正态分布的规律。即正负误差出现的次数相等；绝对值小的误差比绝对值大的误差出现次数多；误差的绝对值是有界的；随着测量次数的增多，误差的算术平均值趋向于零。

系统误差是由固定不变或按确定规律变化的因素所造成的。这样的误差有一定的规律性，比如固定不变、线性增加或周期性变化，会直接影响测量结果的准确性。

所以对模型模拟的误差控制即是对系统误差的控制，在验证一个模拟或预测算法时，应当保证算法的计算结果和真实值之间只存在偶然误差，即误差分布基本满足正态分布的规律，当模拟误差呈现固定不变或规律性变化时，应对模型进行修正。在机组的实际运行中，机组需要修正的情况一般有：

1. 随着冷水机组的使用时间越来越长，机组部件损耗，换热管水侧（内表面）积垢使得传热热阻增大，换热效果降低，机组运行性能下降；
2. 季节变换时，用户侧负荷的变化引起机组运行工况的变化；
3. 机组维保、换热器的清洗，机组运行性能提升。
4. 数据本身的原因。经验模型采用数据趋向型建模，导致数据外延不准确，当机组的运行工况超过样本数据工况范围，模型的准确性下降。

当出现以上或其他导致机组实际运行性能偏移当前模型模拟范围的情况时，这样产生的误差会有着规律性的变化。在模型修正过程中，可通过以下 3 个要素判断误差出现的规律性，从而发现系统误差，对模型进行修正：

1. 误差偏移的方向一致，即计算的误差持续为正或为负；
2. 误差的平均值不为 0；
3. 误差连续偏移的时间。

如果模型的计算误差为随机误差，则误差均值趋于 0，当在某连续时间内，误差的均值大于或小于某值，说明误差偏移的方向趋于一致，模型的系统误差较大，即可对模型进行修正，消除系统误差，保证当前模型的准确性。误差控制器原理如图 5.2 所示。

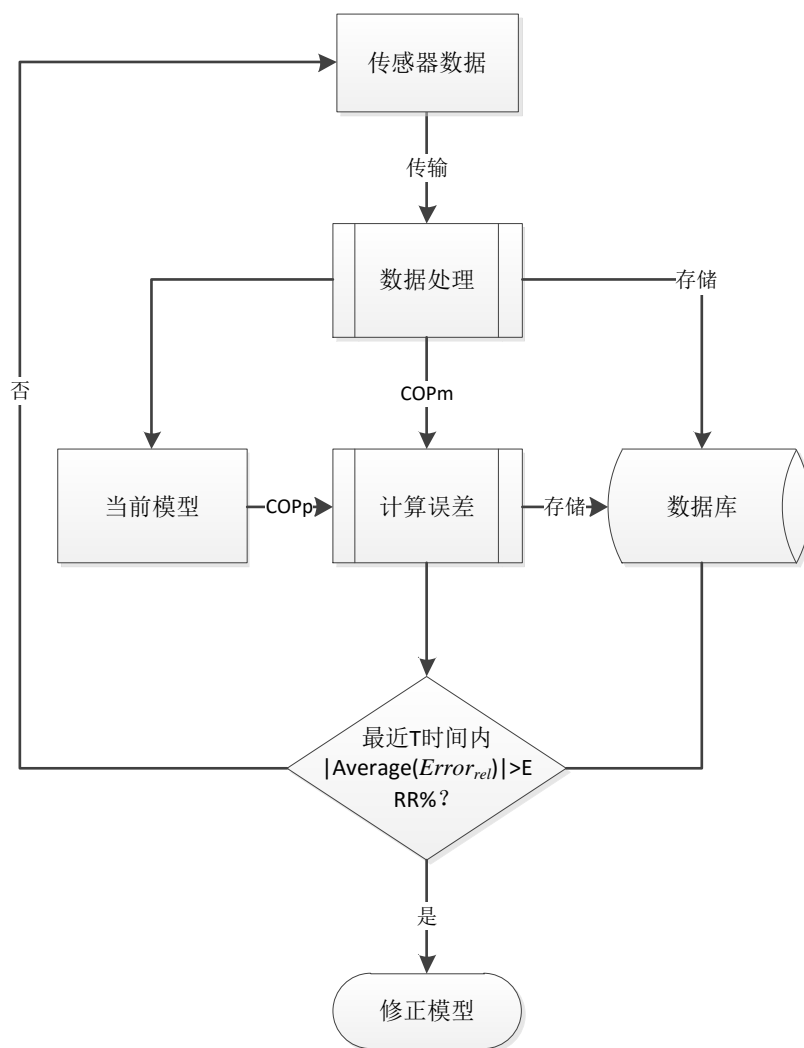


图 5.2 误差控制器原理

所以，在规定时间 T 和相对误差均值允许范围 $ERR\%$ 后，误差控制器即可对系统误差进行判断：当在规定时间 T 内，相对误差均值绝对值大于 $ERR\%$ 。即表明当前模型误差较大，模拟不再准确，需要对模型进行修正。修正后的模型替换原有模型作为新的“当前”模型，进行下一轮的数据验证和误差判断，误差超过设定阈值一次，即对模型在线修正一次，从而得到能够准确模拟当前机组运行性能模型。

5.2.2 样本数据

在模型需要修正时，需采用新的实测数据对模型进行修正，样本数据建立的初始模型代表着机组理想运行情况，而随着实测数据的慢慢增多，代表机组实际运行性能的数据即可用于修正模型，在机组运行初始阶段，实测数据量较少，如果全部采用实测数据来修正模型，数据量较少会严重影响模型的准确性，所以在

保证一定数据量前提下，逐步用最新的实测数据代替原来的样本数据。如图 5.3 所示，最新的数据进入数据容器时，较老的数据被剔除，从而保证数据容器中为当前最新且满足样本数量要求的数据，一旦模型需要修正时，这些数据将被用来进行模型的参数估计。



图 5.3 数据容器示意图

5.2.3 模型修正

模型修正过程是在模型的结构形式不变的基础上，对模型中的回归系数重新计算。首先，对于每一个新采集的数据，均计算其模拟的误差，并利用误差控制器对当前模型是否准确、模型是否需要修正进行判断，如果误差小于设定阈值，则继续数据监测的过程，如果误差超过设定阈值，模型需要修正，此时，即调用数据库中存储的数据容器对模型重新进行最小二乘估计，并对新建立的模型进行重新验证。修正后的模型即为新的“当前”模型，进行下一轮的数据验证和误差判断。

5.3 模型修正案例

以某单级离心机组为例，进行模型在线修正过程的验证，离心式冷水机组采用变频压缩机，冷冻水侧变流量，冷却侧不变流量，机组可以监测机组电流、冷冻水进出水水温、冷却侧进出水水温、冷冻侧流量，机组 24 小时不间断监测运行数据，每间隔 2 分钟读取一次数据，截取 20 天中部分原始数据如表 5.1 所示。

在此案例中，设定误差控制器中 $T=72h$ ， $ERR\%=5\%$ ，模型在 72 小时内相对误差均值大于 5% 或者小于 -5% 时，即对模型进行修正。设定数据容器数据量为 5000 组，需进行模型修正时，即利用此 5000 组最新数据对模型进行修正。

表 5.1 案例原始数据

时间	(L1、L2、L3 %)平均值	M_e (M ³ /H)	T_{co} (°C)	T_{ei} (°C)	T_{co} (°C)	T_{ci} (°C)
10/12/2013 0:00	38.6	0	7	8.8	26.2	24.9
10/12/2013 0:02	38.3	0	6.9	8.7	26	24.7
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
10/31/2013 23:30	45.2	610	7	8.9	26.8	25
10/31/2013 23:32	47	611	7.2	9.1	26.8	24.9
10/31/2013 23:34	48.3	622	7	9.1	26.7	24.7

首先参考 4.2.1 节剔除无记录和格式错误的数数据，然后利用公式(4-1)~(4-4)计算机组的功率 P 、制冷量 Q_e 、冷凝器散热量 Q_c 、 COP 等值，并对每一组数据进行合理性验证，最后参考 4.2.3 节中的方法剔除非稳态数据。最终剔除 4232 组数据，剔除后的数据情况如表 5.2 所示。

表 5.2 剔除后的数据情况

剔除前	14462	剔除后	10230	时间长	20 天
	冷冻水流量 (L/S)	蒸发器出水 温度(°C)	蒸发器进水 温度(°C)	冷凝器出水 温度(°C)	冷凝器进水 温度(°C)
最小值	114	6.1	7.6	22.9	21.8
最大值	194	10.6	15.6	35.6	31.3

将有效性筛选后的数据进行一阶滞后滤波处理，将处理后的数据代入 3.4 节建立的初始模型（公式 3-9）中，计算得到模拟值 COP_p ，实测值为 COP_m ，截取其中部分数据比对如图 5.4 所示。

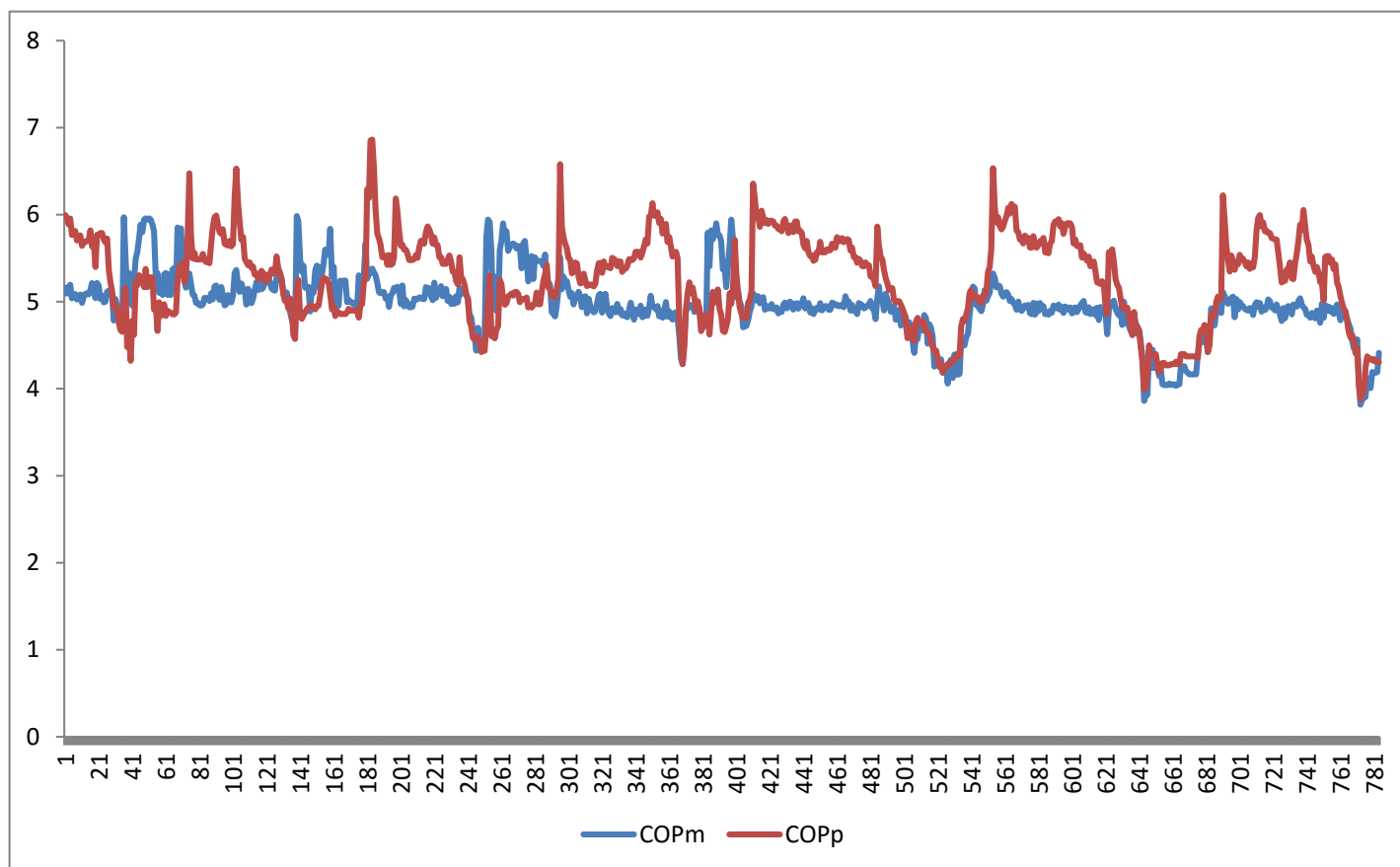


图 5.4 初始模型预测结果分析

图 5.5 给出了 COP 实测值和预测值的散点图。根据公式(5-2)计算模型预测 COP 的相对误差,图 5.6 给出了初始模型预测相对误差的分布图,由图可以发现, COP 预测值比实测值有明显增大的趋势,且模型的误差明显向一侧偏向,正误差的数量明显高于负的误差数量,由此可以说明该模型的预测结果存在明显的系统误差,模型需要调整。

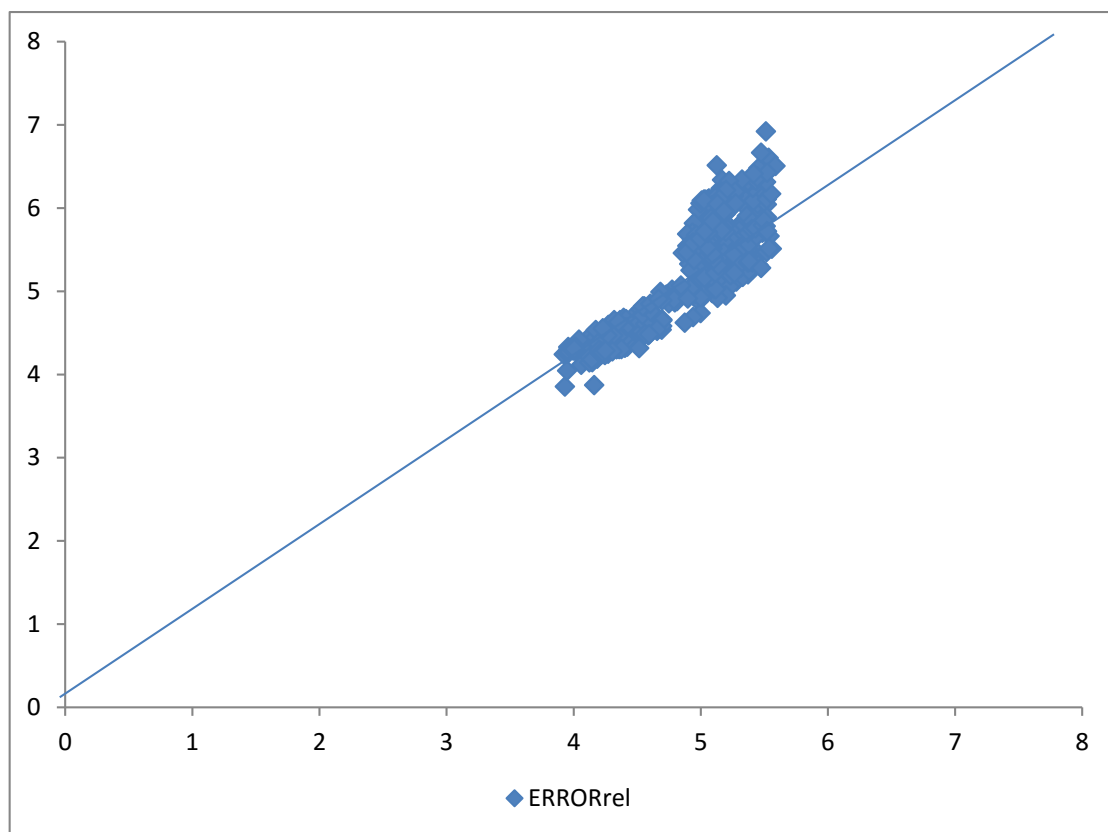


图 5.5 初始模型预测值与实测值对比

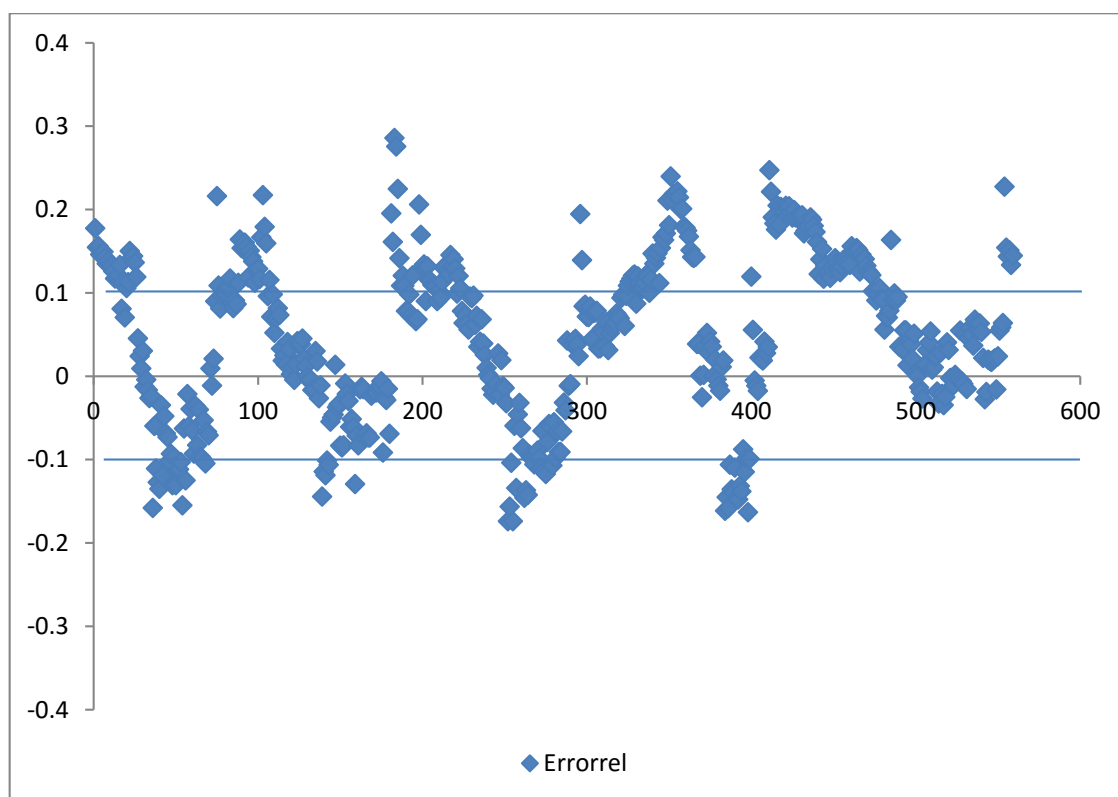


图 5.6 初始模型残差分布

在 20 天中，机组共监测 14462 组数据，在每读取一次数据时，即利用有效性规则进行判断是否剔除，保留的有效数据则进入下一步进行数字滤波处理，处理完的数据进入误差控制器进行判断，在数据读取至第 9985 组数据时，前 72 小时至当前数据相对误差均值大于 5%，满足误差控制器修正模型的条件，此时应对模型进行修正，利用数据容器中最新的处理后的 5000 组数据对模型(公式 3-9)进行最小二乘估计，新建立的模型如公式(5-3)所示。

$$COP=18.281+4.27*T_{ei}-7.331*T_{eo}-2.682*T_{ci}+1.905*T_{co}-4.68E-04*M_e+0.418*$$

$$T_{eo}^2+0.054*T_{ci}^2-0.146*T_{ei}^2-0.039*T_{co}^2+7.83E05*M_e^2 \quad (5-3)$$

对新建立的模型进行拟合优度和 F 检验，计算得， $R^2=0.935$ ，F 值=9881，满足回归模型不确定性判断标准。对第 9985 组之后的数据继续进行有效性筛选，数据滤波处理，并利用重新建立的模型进行验证，在剩余的 3035 组实际有效数据中，利用模型(5-3)计算得到模拟 COP 值，与实测 COP 两者比对如图 5.7 所示。

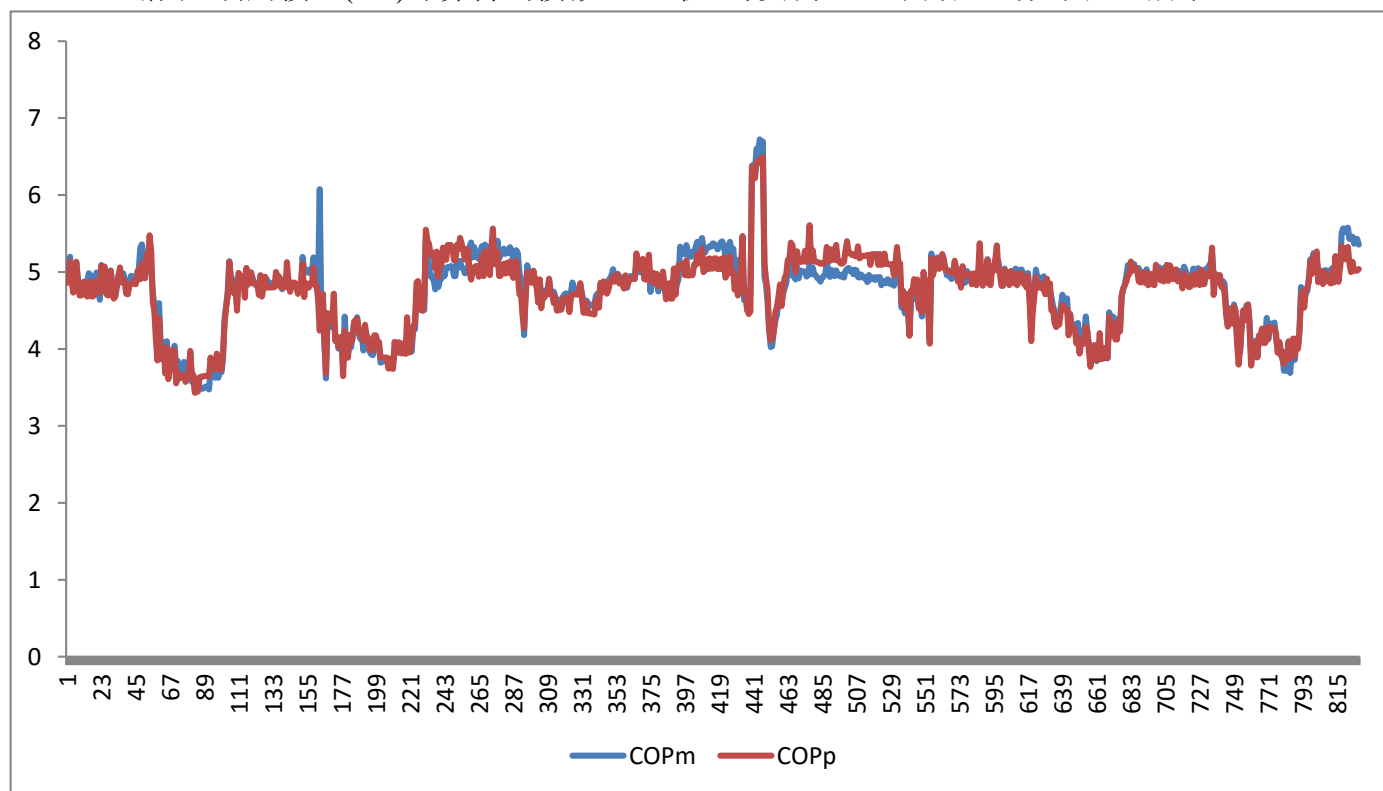


图 5.7 修正模型预测结果分析

图 5.8 给出了修正后模型 COP 实测值和预测值的散点图。图 5.9 给出了修正后模型预测相对误差的分布图。

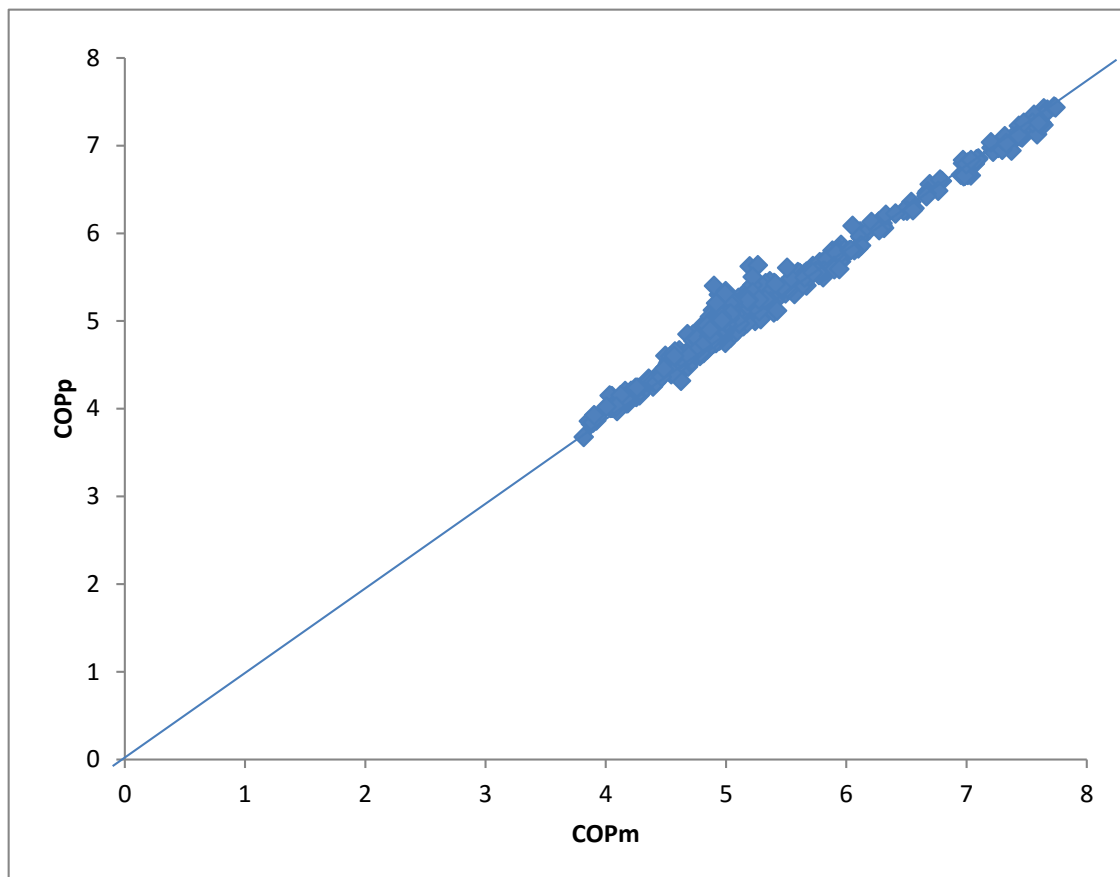


图 5.8 修正模型预测值与实测值对比

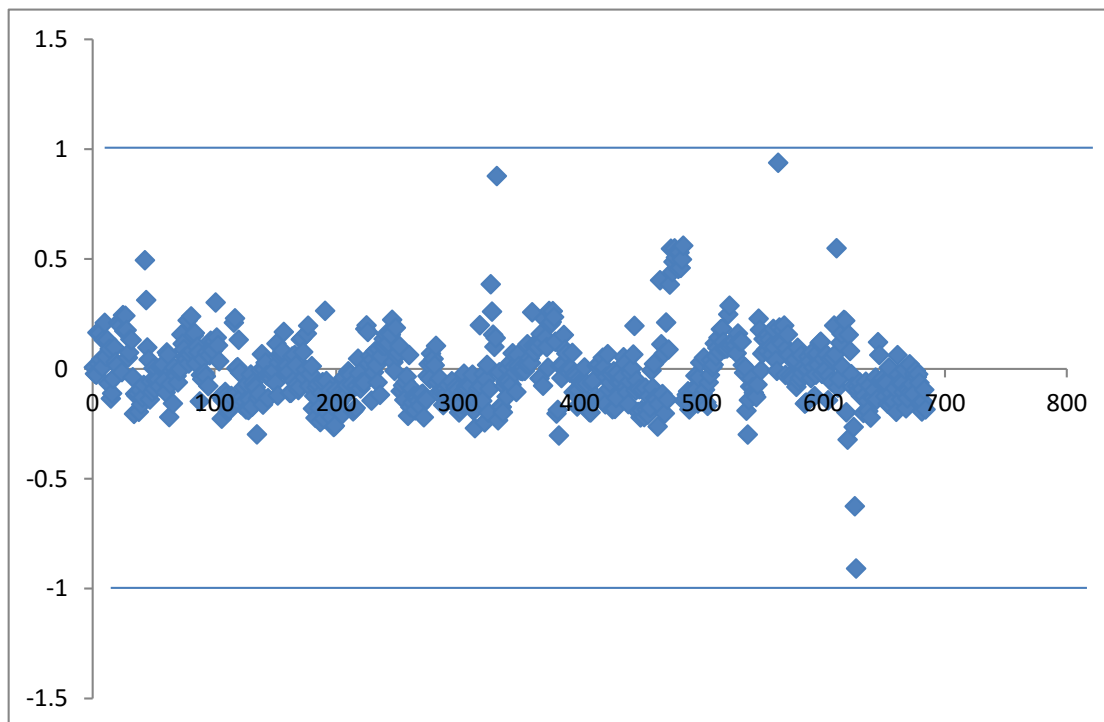


图 5.9 修正模型残差分布

由图 5.4~5.6 与图 5.7~5.9 对比可以发现，修正后的模型准确性有明显提高。对于剩余的 3035 组数据中，采用修正后的模型计算的误差统计如表 5.4。假设没有模型修正，继续采用初始模型(3-9)式进行模拟时，这 3035 组数据的误差统计如表 5.5，由两表对比可以发现，修正前与修正后模型的系统误差有明显降低，相对误差平均值由修正前的 0.0435 变为 0.0002。修正后的模型准确性也明显提高，误差在 10% 以内的概率由未修正时的 86.6% 提升至 99.7%。

表 5.4 修正后模型误差统计

	最大值	最小值	平均值	标准差
绝对误差	0.81	-0.54	-0.003	0.14
相对误差	16.2%	-9.5%	0.0002	0.028
-5% < 相对误差 < 5% 出现的频率				92.7%
-10% < 相对误差 < 10% 出现的频率				99.7%

表 5.5 初始模型误差统计

	最大值	最小值	平均值	标准差
绝对误差	1.56	-0.99	0.37	0.384
相对误差	48.3%	-18.6%	0.0435	0.0652
-5% < 相对误差 < 5% 出现的频率				63%
-10% < 相对误差 < 10% 出现的频率				86.6%

5.4 本章小结

本章首先概要说明了离心式冷水机组模型在线修正过程，然后对模型误差进行分析和研究，当模拟误差呈现固定不变或规律性变化时，应对模型进行修正。随后介绍了如何设定误差阈值，以合理的控制模型误差，并提出使用“数据容器”的原理对模型修正采用的数据量进行限定。最后以 3.4 节中建立的初始模型为例，利用实测数据对模型在线过程进行验证。

第6章 模型建立及在线修正工具开发

在前几章研究的基础上，本章将介绍如何利用编程语言将模型建立、数据处理和模型修正过程用程序实现，本章首先介绍开发离心式冷水机组模型建立及在线修正工具的 C++编程语言；第二节对 C++语言如何实现在线修正的思路进行详细介绍，并对如何实现软件功能的编程要点进行说明；最后一部分以实际案例为例，对软件的功能及可靠性进行了验证。

6.1 编程软件简介

1983 年，C++语言^[58]由贝尔实验室在 C 语言的基础上提出，C++是一种面向对象的程序设计语言，C++需要有不同的编译环境，Microsoft Visual C++ 是 C++ 语言或编译器的一种，Visual C++是 Microsoft 公司推出的开发 Win32 环境程序，是面向对象的可视化集成编程系统。

Visual C++中 MFC 程序包括单文档（SDI）、多文档（MDI）、基于对话框三种类型的框架窗口，Visual Studio（简称 VS）是目前最流行的 Windows 平台应用程序开发环境。Visual C++被整合在 Visual Studio 之中，本文即在 Visual Studio 2010 的开发环境下，使用 Visual C++中基于对话框的 MFC 程序进行离心式冷水机组模型建立及在线修正工具开发。

6.2 智能在线修正工具介绍

离心式冷水机组模型建立及在线修正工具（以下简称“工具”）界面包括四个部分，如图 6.1 所示，1、菜单栏；2、工具栏；3、初始模型建立模块；4、模型修正模块。模型修正模块包括了模型在线修正的四个过程：1、在线数据读取；2、智能数据处理；3、结果可视化；4、模型自动修正。

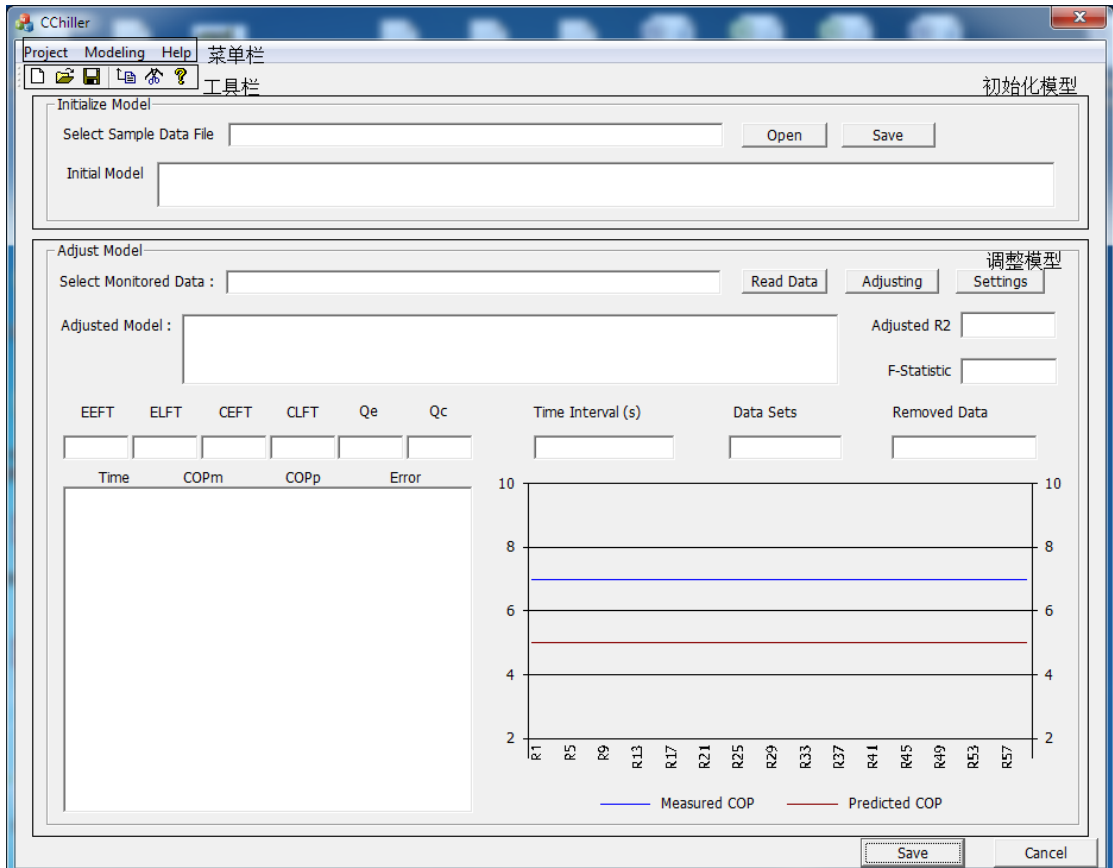


图 6.1 软件界面

工具适用于不同类型的离心式冷水机组。使用前，对于不同型号的机组，应进行机组额定数据、误差控制等初始设置；使用结束后，软件会自动记录机组初始模型、修正模型等基本信息并保存。

菜单栏包括工具的基本功能，包括打开，保存，退出软件等功能，“Modeling”为模型建立与模型修正两个模块的启动，“Help”为软件的帮助与使用说明。

软件的工具栏则是基本功能的快捷键，软件的工作区为软件的两个主体，初始模型建立模块和模型修正模块，如图 6.2 所示。其中模型修正模块包括：在线数据读取模块、智能数据处理模块、结果可视化模块和模型自动修正模块。初始模型建立模块可以通过读取样本数据文件，建立机组的初始模型，建立后的初始模型即为“当前模型”。现场传感器监测的数据通过在线数据读取模块读取，为研究方便，工具将“现场传感器读取”功能以读取数据文件形式实现，同时可以设置时间间隔控制读取数据的频率，智能数据处理模块对现场传感器读取的数据进行分析及处理，处理完的数据自动存储数据库，结果可视化模块记录读取数据的数据量和删除的无效数据量，并将计算出 COP 模拟值和 COP 测量值以曲线图的形式显示在界面上。

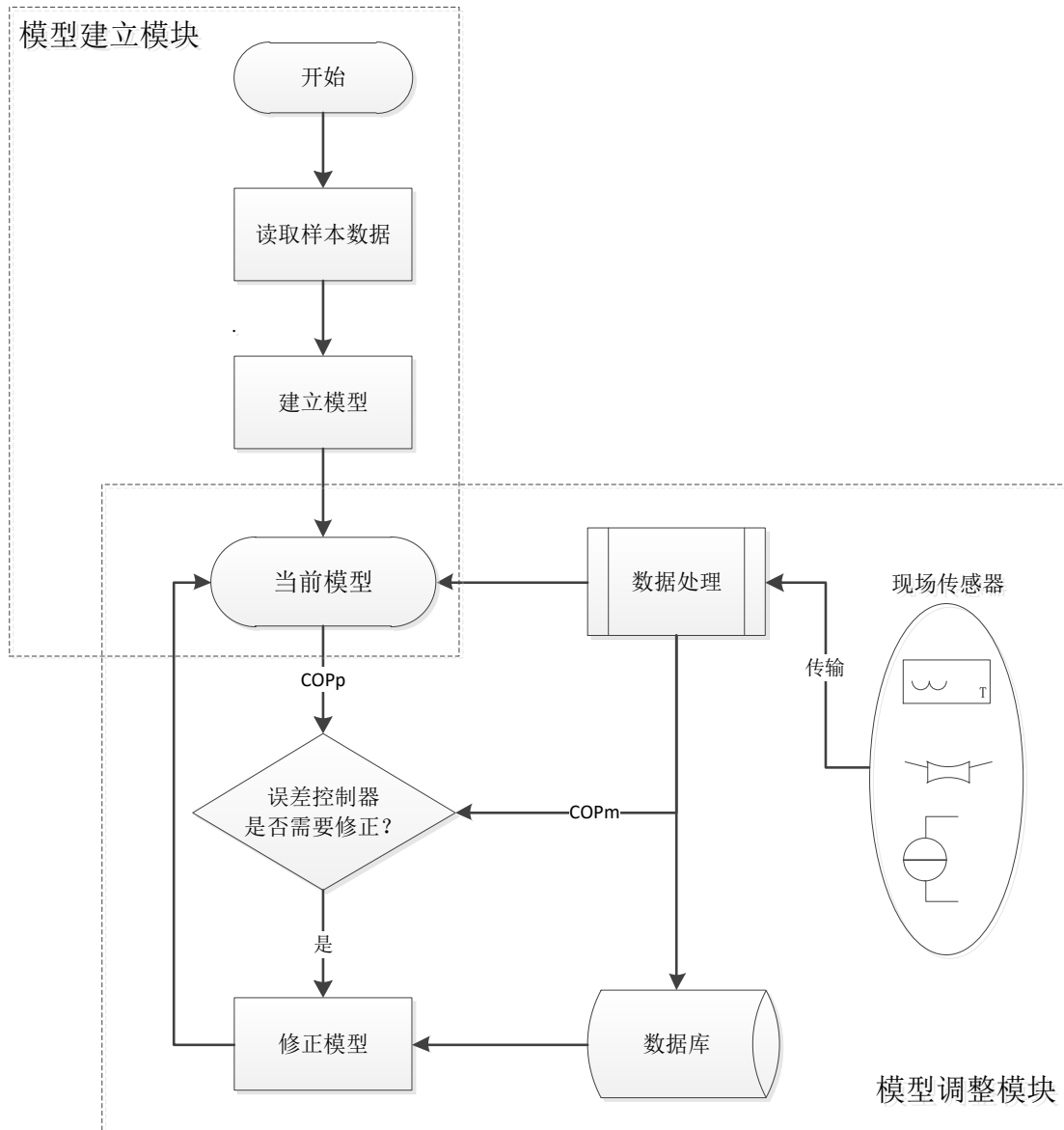


图 6.2 工具算法原理

模型自动修正模块可对数据库的存储位置和误差控制器进行设置，误差控制器通过设置规定时间 T 和相对误差平均值限值 $ERR\%$ 控制实际值与模拟值的相对误差，然后通过规定时间内相对误差平均值与设定值的大小对模型的准确性和模型修正进行判断。

工具采用 Access 作为数据库工具对处理后的监测数据进行存储，在模型需要修正时，利用“样本容器”方法从数据库调用最新的数据进行模型修正，重新对模型进行验证后，将修正后的模型在界面上显示。在初始模型被修正后，修正后的模型即为当前模型，利用当前模型重新计算模拟 COP 值并与实测 COP 比较，工具重新开始累计误差记录并进行判断，等待下一次的修正。

6.2.1 程序的功能描述

离心式冷水机组模型建立及在线修正工具的基本功能包括：

1. 建立机组初始模型。选择样本数据文件（Excel 文件类型）读取机组的样本数据，表征模型因变量的样本运行性能参数的可以为机组 *COP*、机组平均电流百分率或者机组功率，表征模型自变量的运行参数可以为冷冻水、冷却水供回水温、冷冻水流量、冷却水流量 6 个参数，工具能够自动识别自变量、因变量，并根据样本数据建立初始模型。
2. 数据处理及数据存储。对于现场读取的监测数据，先剔除格式错误的的数据，然后利用物理意义验证剔除不合理的数据，再利用非稳态数据的特性剔除非稳态数据。最后采用一阶滞后滤波对数据进行处理，从而减小噪声误差，将处理后的数据通过 Access 数据库存储。
3. 模型自动修正。根据处理后的数据，对模型进行自动修正，通过设置误差控制器的时间范围 *T*、相对误差平均值限值 *ERR%* 确定模型修正的评判标准，当在时间 *T* 内相对误差均值大于 *ERR%* 或小于 $-ERR%$ ，模型进行自动修正并将修正后的模型置为当前模型，模拟值开始以当前模型计算，累计模型误差清零，误差控制器重新开始判断。
4. 保存机组当前模型，为应对现场断电等突发状况，工具设置保存功能，可保存当前建立的初始模型和修正后的修正模型，在软件遇突发情况突然关闭再打开时，工具上设置的参数和突发状况前一刻的当前模型仍然存在。

6.2.2 程序的实现要点

为实现上述功能，本软件的主要实现要点如下：

1. 模型建立算法

本文采用 QHP 模型结构，利用样本数据或者处理后的监测数据进行参数求解，参数估计方法采用 3.2 节介绍的最小二乘法，采用 3.3 节中的方法进行模型检验，模型建立过程如图 6.3 所示。

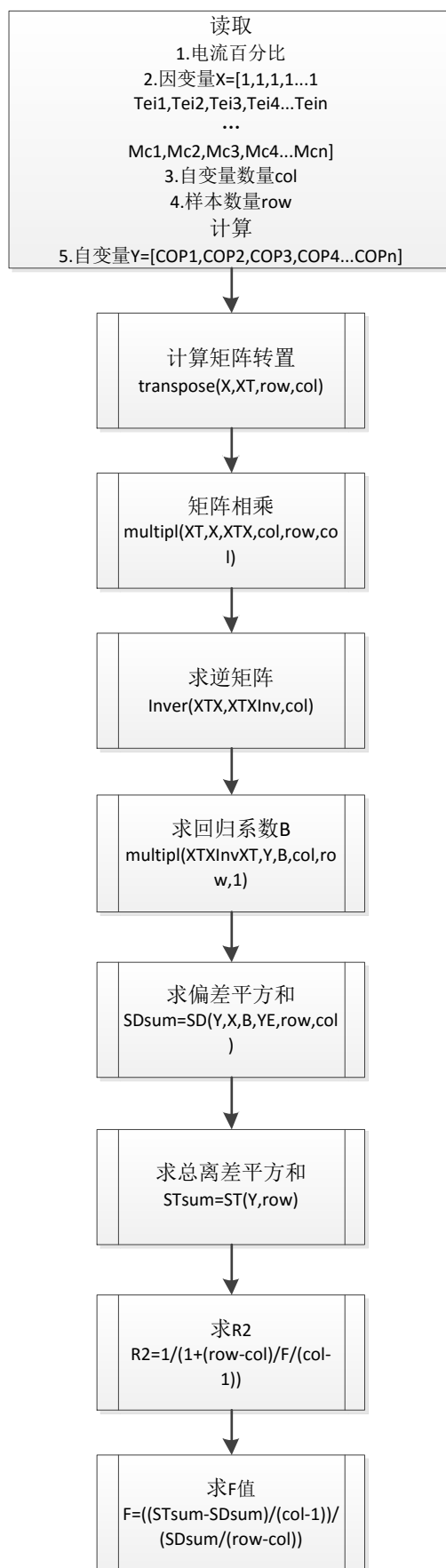


图 6.3 模型建立过程

2. 软件断电保护

通过缓存文件的方法将界面上已经设置的参数及每次修正后的模型自动存储在 txt 文件中^[59]，在每次软件打开初始化时，自动读取暂存的 txt 文件并在界面显示，以完成软件断电保护功能。

3. Access 数据库存储和读取

本软件采用 MFC DAO 类函数^[60]读写 Access 数据库，对处理后的实际检测数据进行存储，存储的数据变量及数据类型如表 6.1 所示。

表 6.1 数据库存储数据变量及数据类型

变量	时间	模拟 <i>COP</i>	实测 <i>COP</i>	模拟机组性能 变量	冷冻水流量 (L/S)	冷却水流量 (L/S)
数据类型	字符 10/1 5:10	Double	Double	Double	Double	Double
变量	蒸发器 出水温 度(°C)	蒸发器 进水温 度(°C)	冷凝器出水 温度(°C)	冷凝器进水温 度(°C)	相对误差	
数据类型	Double	Double	Double	Double	Double	

4. 数据处理

关于数据的处理，首先，根据数据类型即可进行格式错误数据的筛选，利用简单数学计算及逻辑判断即可筛选出不合理的数据，确定机组运行稳态时的参数边界，结合 4.2.3 节中介绍的规则判断，即可筛选出非稳态数据，然后通过一阶滞后滤波算法，即可进行数字滤波处理。处理过程如下图 6.4 所示。

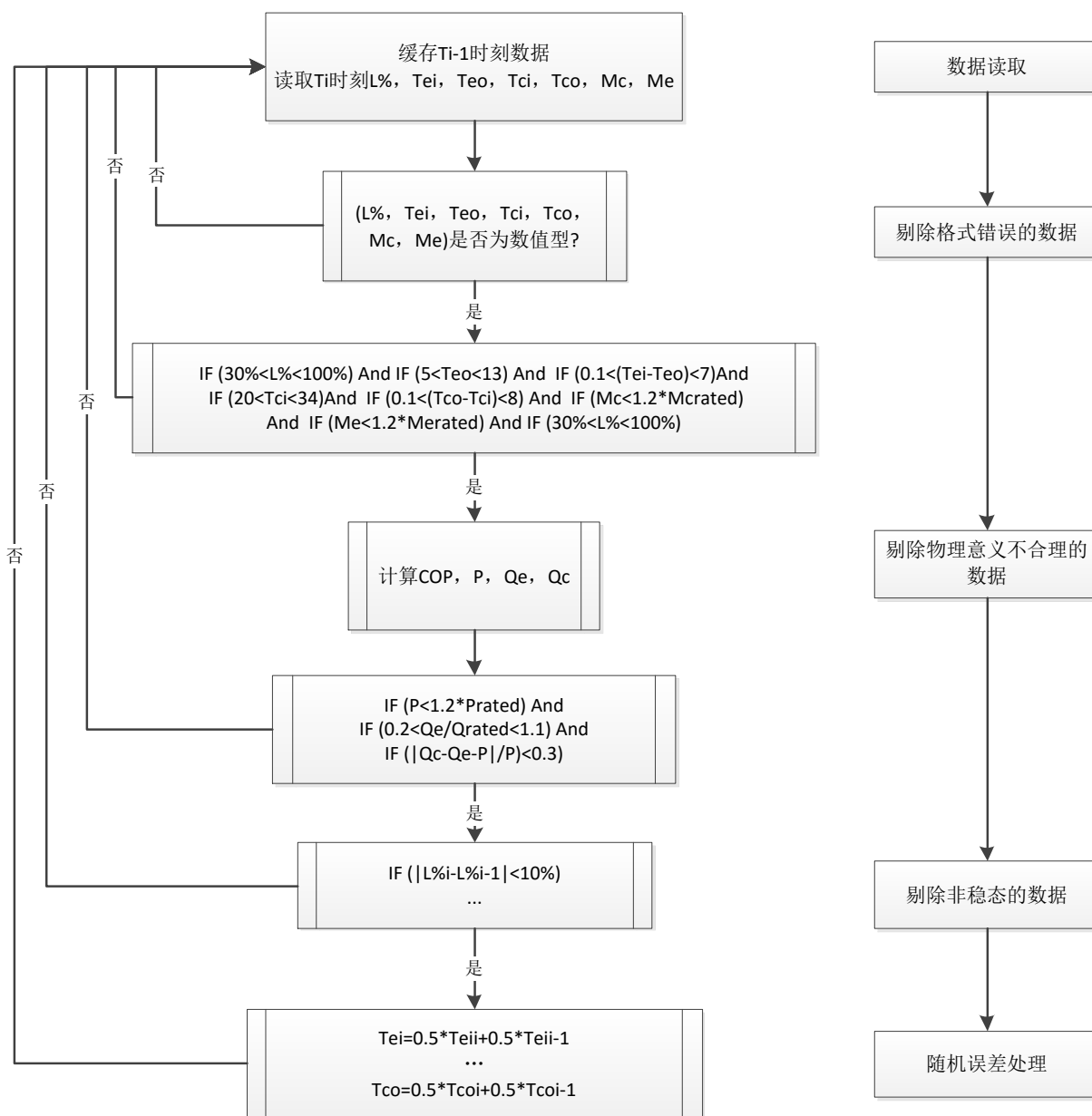


图 6.4 数据处理过程

5. 误差控制器

首先需要建立误差控制器，对是否需要修正模型进行判断，在每读取一组数据后，误差控制器均会对模拟值、实测值的相对误差进行记录，并且存储数据库，并计算设定时间的相对误差平均值，一旦超过设定值，即对模型进行修正，假定误差控制器设置如下：相对误差平均值阈值=5%、时间范围 $T=T_{set}$ ，模型修正的误差控制器算法原理如图 6.5 所示。

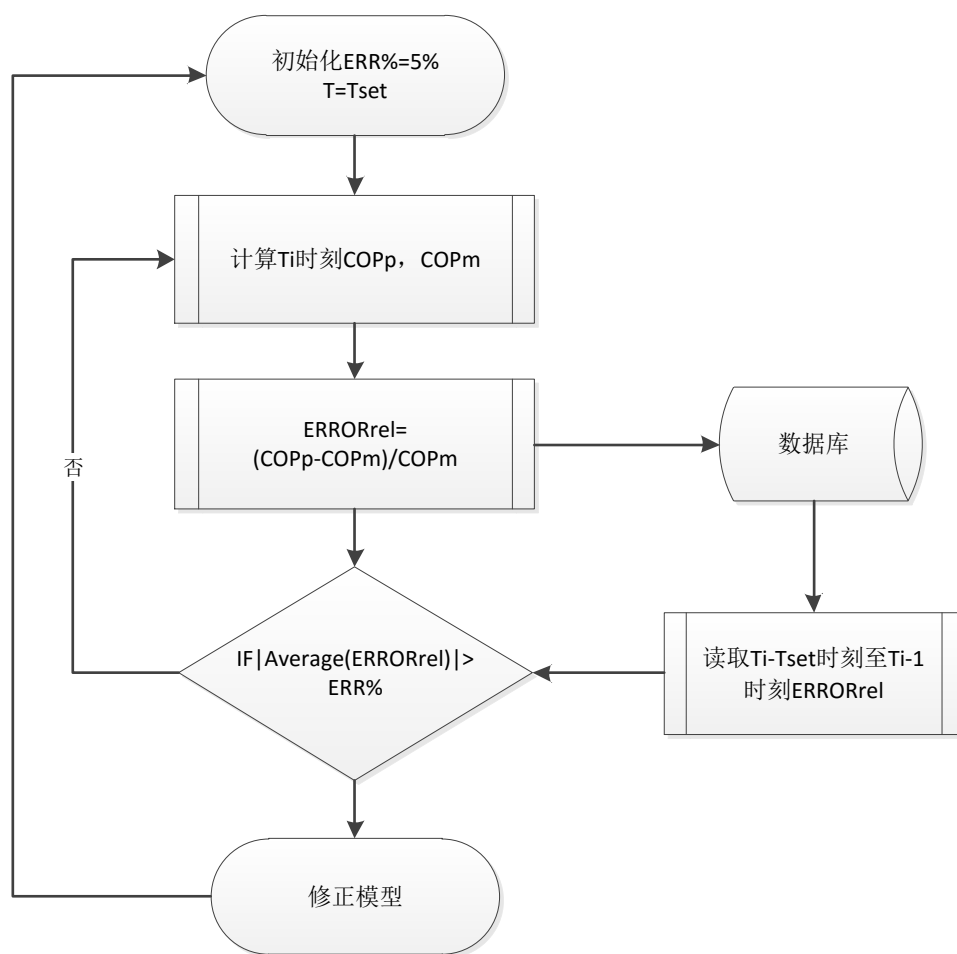


图 6.5 误差控制器算法原理

6. 绘制动态曲线

本软件利用微软自带的 MSChart^[61]来实现动态曲线图的绘制，曲线图动态记录机组的模拟性能和实测性能随时间的变化趋势，从趋势图即可以观察到两者间的误差，从而直观的了解当前模型的准确性。

6.3 实例与验证

以深圳某体育馆为例，该体育馆采用 3 台离心式冷水机组，供应日常办公和馆内负荷，冷水机组的工作状态通过实时监测平台监控并记录数据，机组监测系统界面见图 6.6。



图 6.6 机组监测示意图

以其中 1 台机组为例，对工具的适用性进行验证。此离心式冷水机组采用变频压缩机，冷冻水侧变流流量、冷却水侧定流量，机组提供 BA 接口可以在线读取机组三相电流信息，机组同时监测冷冻水进出水水温、冷却侧进出水水温、冷冻侧流量，机组 24 小时不间断且间隔 2 分钟读取一次数据，机组的基本信息及额定工况数据如表 6.2 所示。

表 6.2 离心式冷水机组基本信息

制冷量	2063kW(600RT)	用电量参数	403kW/380V/50HZ	额定工况 <i>COP</i>	5.3
NPLV	>6.0	电机	变频/开式	制冷剂	R134a
冷冻水进出水温	6/13°C	流量	260m ³ /h	压头	<70KPa
冷却水进出水温	32/37°C	流量	436m ³ /h	压头	<90KPa

第一步：选择样本数据建立初始模型

选择存储样本数据的 Excel 文件，Excel 文件中第一行应为各变量名称，第一列应为自变量。

软件会自动读取 Excel 中的变量名、数据列数和行数，并根据列数、行数定义数组存储数据，利用数据计算回归系数、 R^2 和 F 值，且自动识别各变量名称，

生成公式在界面显示，如图 6.7。点击保存，启动软件断电保护。

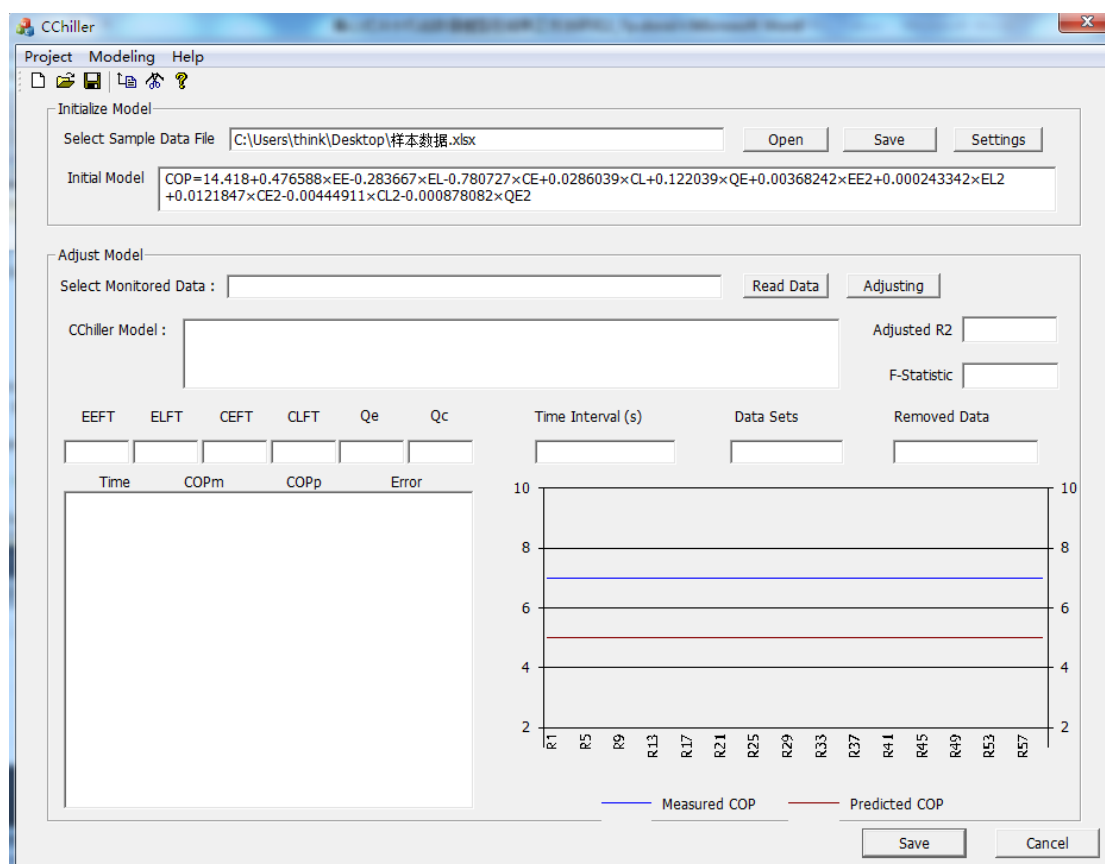


图 6.7 建立的初始模型

点击保存按钮，这时在新建项目的文件中，即自动生成了以项目名称命名的 txt 文件，里面包含了当前机组样本数据来源，样本数据量，样本数据生成的初始模型及模型 R^2 、F 值等信息，如图 6.8。

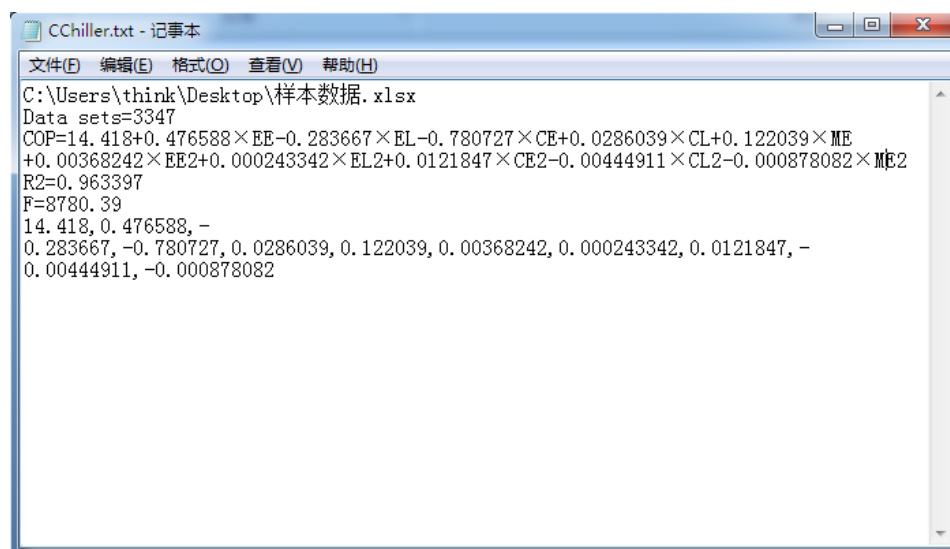


图 6.8 自动存储的机组初始模型信息

第二步：模型修正设置

初始模型生成后，在模型进行修正前，即为当前模型。在进行模型修正前，应设置数据处理和误差控制必要的信息，首先设置机组的额定工况数据：额定制冷量（kW）、额定 COP、冷冻侧额定流量（L/S）和冷却侧额定流量（L/S）。然后选择存储数据库的路径，并进行误差控制器设置，如图 6.9 所示，“Error Margin”和“Time Interval”分别表示误差控制器中 ERR%和 T 值，当采用图 6.9 中的设置时，即当在最近时间 36 小时内相对误差平均值超过 2%或小于-2%时，即对模型进行修正。

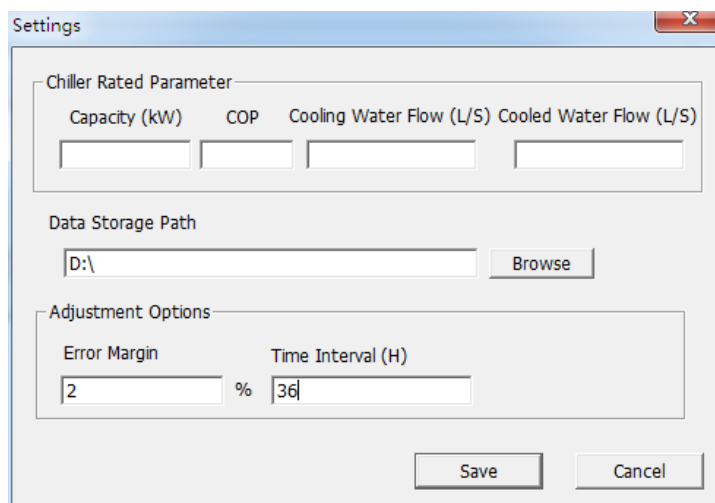


图 6.9 模型修正设置选项

第三步：选择实测数据进行模型修正

软件以读取 Excel 文件的方式模拟现场实测数据的读取，首先打开样本数据文件（Excel 文件形式），读取的 Excel 文件中的数据形式与样本数据相同，同时设置读取每组数据的时间间隔。

点击“Adjusting”按钮，开启启动模型修正过程，模型开始对当前读取的监测数据进行处理，读取的数据量和删除的数据量均在界面显示，计算的模拟 COP 和实测 COP 值通过散点图在界面上显示，如图 6.10。然后计算两者之间的误差，将误差和读取时间在界面上显示，同时误差控制器将误差值超过阈值的情况进行累计。

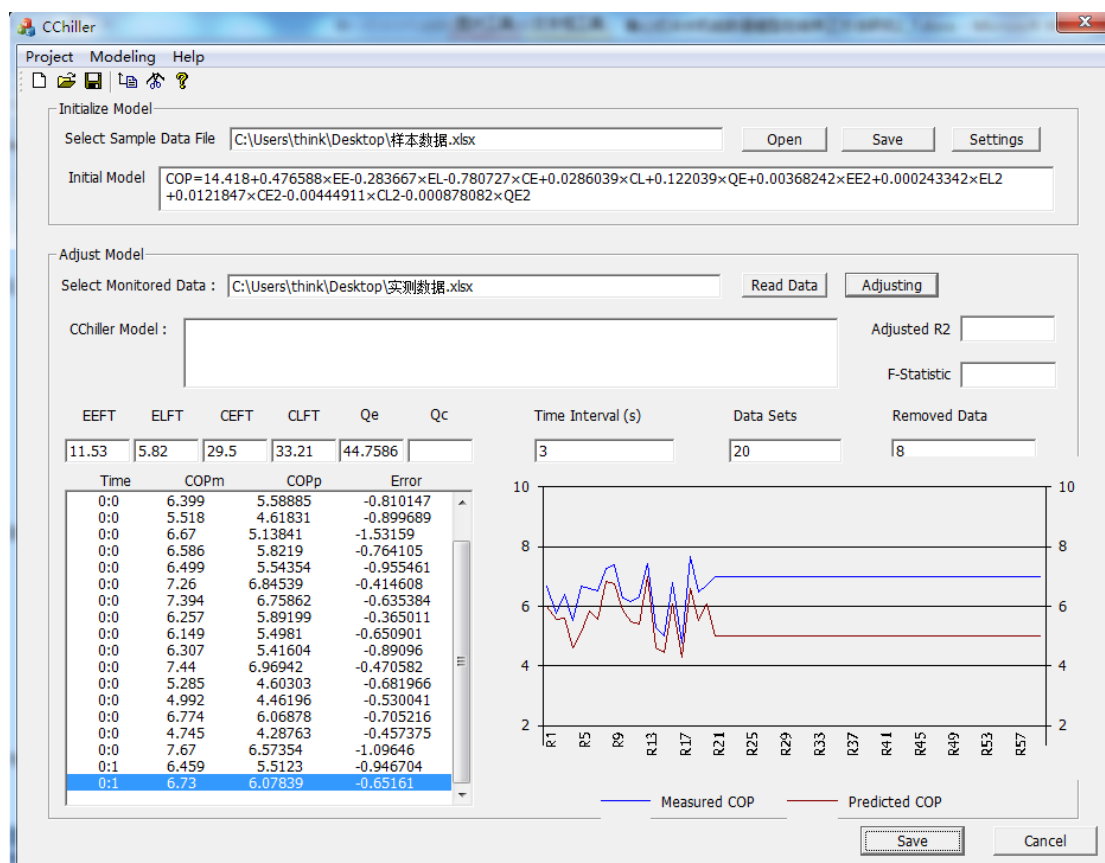


图 6.10 模拟值与实测值实时动态显示

读取一组数据，误差控制器即对模型误差判断一次，在本软件中，当运行数据达到4965组时，剔除的数据量为1218组，误差控制器判断此时模型需要修正，软件自动出现提示窗口，提醒用户是否需要修正模型，如图6.11。

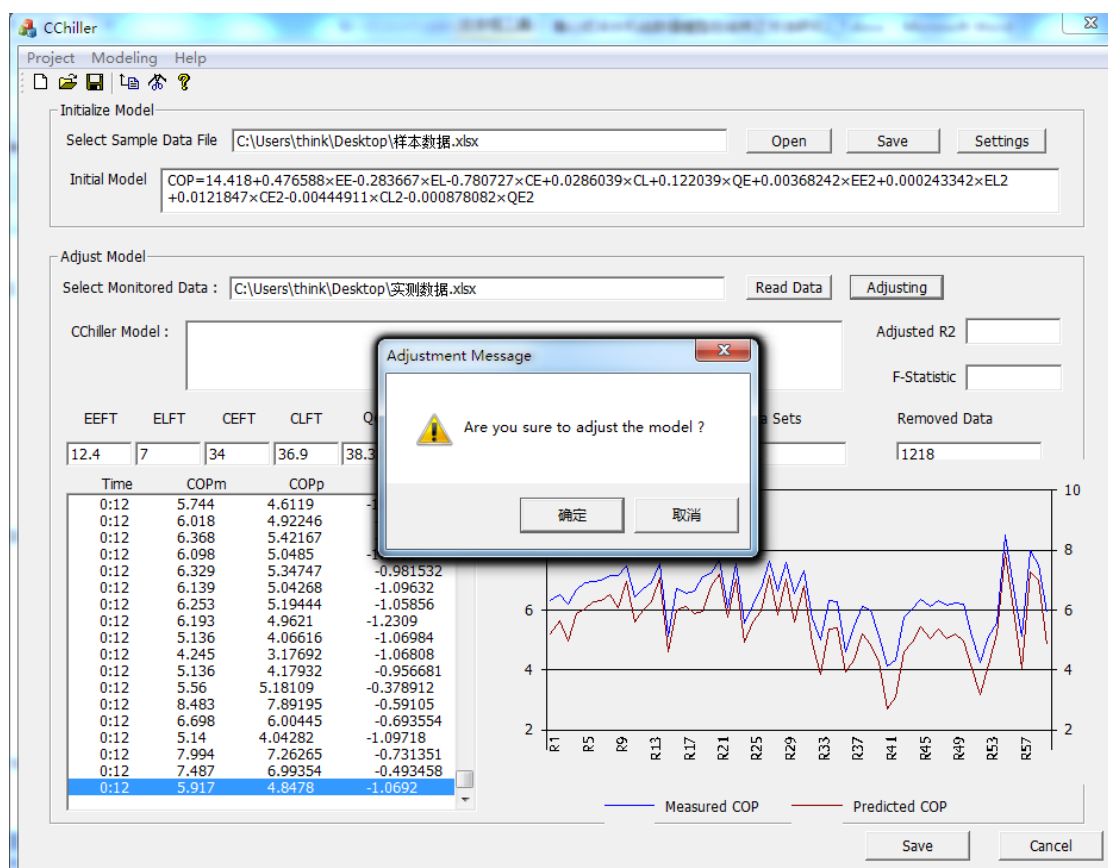


图 6.11 确认是否修正模型信息

用户点击 OK，即开始修正模型，软件自动从数据库读取数据，进行模型修正，修正后的模型、模型的 F 值、 R^2 均在界面显示，如图 6.12。修正后的模型即为当前模型，新处理后的数据与之计算新的 COP 即为新 COP 模拟值。同时缓存的累计误差次数清零，重新开始统计。

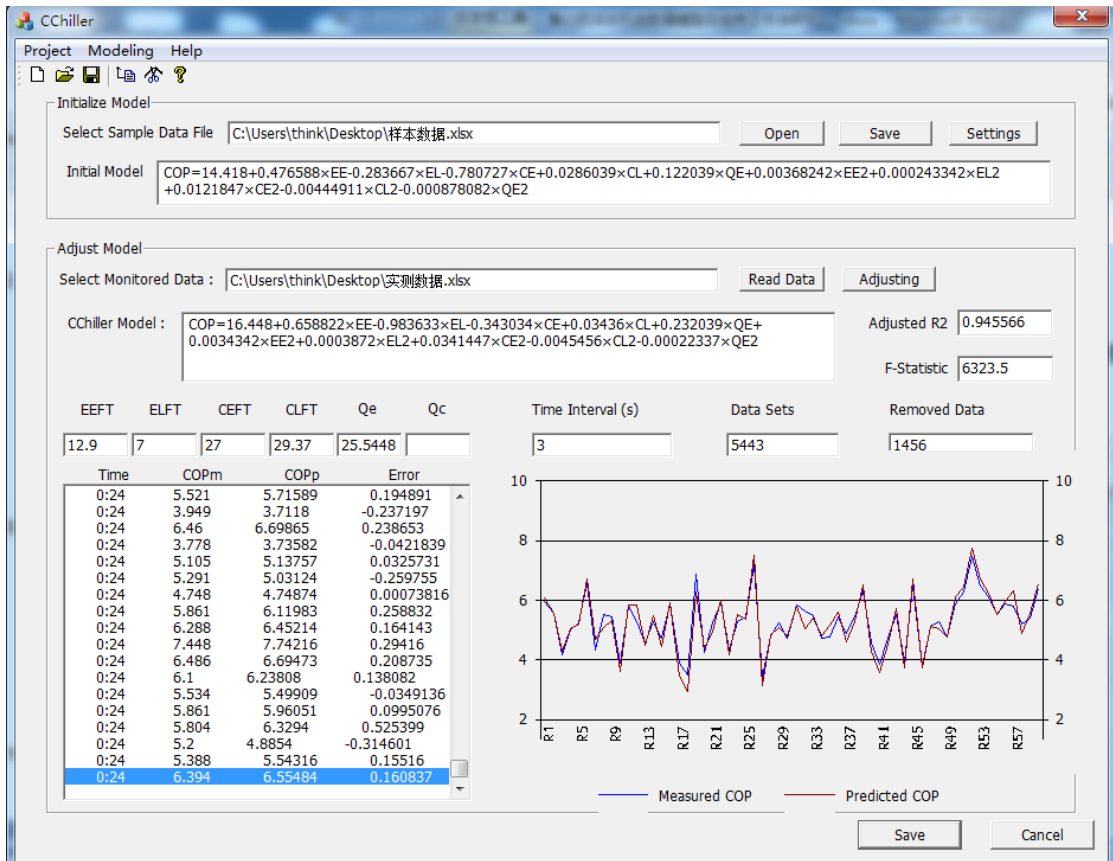


图 6.12 修正后的模型显示

经过上述步骤的验证，该工具实现了离心式冷水机组模型的建立，能够对现场监测数据的进行预处理，并及时对模型误差进行判断和自动修正。

6.4 本章小结

本章首先介绍了编程语言 C++ 的特点及相关编译环境及运行环境，在前面章节冷水机组模型建立、数据处理及在线修正方法的基础上，使用 Visual C++ 进行离心式冷水机组模型建立及在线修正工具开发，然后详细阐述了软件的基本功能和将方法关键环节用编程语言实现的基本思路，最后，结合案例验证了该软件的可靠性。

第7章 结论与展望

离心式冷水机组经验模型被广泛应用在机组的性能预测、优化控制中。经验模型常基于大量样本数据建立,当机组运行工况在样本数据范围内时,模型的准确性较高,但随着机组老化,换热器结垢,机组部件损耗等问题产生,机组实际运行性能发生改变,模型需要机组的实际运行数据进行修正。随着空调系统监测技术的成熟,获取机组的运行数据不再困难,因此,可以对这些数据进行处理并用于模型修正,以便建立适用当前机组运行工况的模型。

本文提出了离心式冷水机组模型建立及在线修正方法,首先分析比较了不同离心式冷水机组模型的适用性和准确性,利用7种不同的离心式冷水机组厂家样本和实测数据对DOE-2、Gordon-Ng、MP模型进行分析验证,最终选择了适应性较强、准确性较高的QHP模型作为离心式冷水机组的模型结构形式。建模方法采用最小二乘回归法,并采用拟合优度检验和F检验对模型不确定性进行评价。在模型修正过程中,首先制定剔除格式错误、物理意义不合理、非稳态数据的规则库,用于筛选在线读取的不合理数据,然后采用一阶滞后滤波算法处理数据噪声和数据平滑,并将机组性能实测值与模拟值的误差判定及模型修正方法用数学算法实现。在此算法基础上,本文利用C++语言作为开发工具,使用Visual C++中开发出了离心式冷水机组数值模型在线修正程序。该程序能够读取样本数据建立初始模型,并能在线读取现场监测数据,进行数据预处理及存储,同时监测累积模拟误差,在累积模拟误差超过误差控制器设定的范围后,对模型进行修正,从而得到能够准确模拟当前机组运行工况的模型。本文通过探讨及分析,得到以下结论:

(1) 本文利用7种不同的离心式冷水机组厂家样本和实测数据对常用的机组经验模型进行分析验证,结果发现QHP模型对于不同类型的机组,模拟准确性在模型Gordon-Ng、MP中均最好, R^2 均在0.9以上。另外,QHP模型相对DOE-2模型建模更加简便,对冷冻侧变流量的机组模拟更准确,QHP模型更适用于各类离心式冷水机组的性能模拟。

(2) 将模型在线修正与传感器在线监测结合起来,是本文研究的目的之一,本文采用的数据筛选、数据处理、误差控制、在线修正方法有效,用该方法修正后的模型能够准确地完成机组实时特性的模拟。

由于本人知识水平的欠缺,加上能力与时间等因素的限制,使得本文对离心式冷水机组在线修正方法的研究还不完善,在研究中还有不少问题未能解决,下面是本文还没有解决的问题并需要深入研究的问题,在此提出供参考。

(1) 离心式冷水机组模型很多，对于不同类型的机组采用的模型也有区分，在今后的研究中，可以分析更多不同类型的离心式冷水机组模型，比如基于非线性回归型向量机（ n -SVR）模型、ANN 模型等，在这些模型的基础上进行在线修正方法研究。

(2) 本文未对传感器的误差处理进行详细说明，本文假设传感器测得的数据即为准确的数据，但在真实的空调系统中很多数据的误差来源于传感器，所以在今后的研究中可以将传感器的误差处理加入到模型在线修正方法中。

(3) 目前，离心式冷水机组模型在线修正软件并没有真正读取现场传感器监测数据，而是通过读取现场监测数据的转存文件实现，因此，可以为软件提供数据接口，直接读取现场传感器监测数据，将软件融入现场 BMS 系统的运行监测中。

随着建筑节能的发展和智能建筑的兴起，在空调系统实际运行中，如何基于数据趋向型建模，实现系统优化控制或预测是空调系统运行节能研究一个趋势，离心式冷水机组作为空调系统中的核心部件，其在线模型的研究也将是以后研究的重要领域。虽然模型在线修正理论体系逐步完善，但真正将这些在线过程应用于工程实际中还存在很多问题，真正在建筑系统中实现会出现很多难以预料的技术难点，解决这些困难是有挑战又有重要意义的工作，我们还需要不断的努力。

致谢

时光如白驹过隙，转眼间近三年的硕士研究生生活即将结束。在论文即将完成之际，不禁感叹。

首先，我非常感谢我的导师潘毅群教授。能够成为潘老师的门生是我莫大的荣幸，在课题研究过程中，潘老师给了我悉心的指导，对论文修改更是小到一个错别字、一个标点符号，付出了巨大的耐心和精力。科研方面，潘老师严谨的治学态度和丰富的科研经历都让我由衷的景仰；生活方面，潘老师平易近人，关怀备至，如沐春风，给予了我莫大的帮助。此外，潘老师还给了我很多能够接触实际工程项目的机会，这些锻炼丰富了我的专业视野，拓宽了知识面，它们将是我以后工作学习中宝贵的人生经历。我非常感谢论文的另一位指导者黄治钟老师，黄老师的广博的知识、敏锐的洞察力和解决复杂问题时的智者风范都让我深感佩服，跟黄老师相处的同时总能受益匪浅。从论文的选题，开题直至论文的定稿，黄老师都在关键的时候为我指点迷津，让我坚定信念。在此谨向潘老师和黄老师表示最衷心的感谢和崇高的敬意！

感谢师兄左明明对我论文的指导。感谢三年来与我朝夕相处，共同学习的同门兄弟姐妹们：李玉明、周芮锦、花莉、王龙、朱明亚、秦业美、徐哲恬、刘羽岱、王永龙、邓小茜、蔡丹丹、王秋润、郁丛、林美顺、孙勇。感谢我的室友詹光毅、韩超，感谢 217 的伙伴们，感谢我的家人，他们的爱是我永远前进的动力。感谢他们的陪伴和鼓励，让我紧张的学习生活变得丰富多彩。

再次向所有在我攻读学位期间给予帮助的人们致以深深的谢意！

参考文献

- [1] 刘华清. 上海地区空调系统年能耗的计算与能耗评价研究: [东华大学硕士学位论文]. 上海: 东华大学, 2002
- [2] 周邦宁. 空调用离心式制冷机的技术优势与生命力 [J]. 制冷技术, 1997, (1): 30-35
- [3] Ma Z, Wang S. Supervisory and optimal control of central chiller plants using simplified adaptive models and genetic algorithm [J]. Applied Energy, 2011, 88(1): 198-211
- [4] Jia Y. Model-based generic approaches for automated fault detection, diagnosis, evaluation (FDDE) and for accurate control of field-operated centrifugal chillers [D]. Drexel University, 2002
- [5] Cui J, Wang S. A model-based online fault detection and diagnosis strategy for centrifugal chiller systems [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2005, 44(10): 986-999
- [6] 潘毅群. 实用建筑能耗模拟手册 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013
- [7] Gordon J M, Ng K C. Predictive and diagnostic aspects of a universal thermodynamic model for chillers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38(5): 807-818
- [8] Peitsman H C, Bakker V E. Application of black-box models to HVAC systems for fault detection [J]. ASHRAE Transactions-American Society of Heating Refrigerating Airconditioning Engin, 1996, 102(1): 628-640
- [9] Wang S, Wang J, Burnett J. Mechanistic model of centrifugal chillers for HVAC system dynamics simulation [J]. Building services engineering research and technology, 2000, 21(2): 73-83
- [10] Namburu S M, Azam M S, Luo J, et al. Data-driven modeling, fault diagnosis and optimal sensor selection for HVAC chillers [J]. Automation Science and Engineering, IEEE Transactions on, 2007, 4(3): 469-473
- [11] Braun J E, Mitchell J E. Models for variable-speed centrifugal chillers [J]. ASHRAE Trans, 1987, 93(part 1): 1794-1813
- [12] Jackson L, CHEN F C. The simulation and performance of a centrifugal chiller [J]. ASHRAE Trans, 1987, 93(part 2): 1751-1767
- [13] Bourdouxhe J P, Grodent M, Lebrun J J. HVAC1 Toolkit: algorithms and subroutines for primary HVAC system energy calculations [J]. The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1997
- [14] Browne M W, Bansal P K. Challenges in modeling vapor-compression liquid chillers [J]. ASHRAE Trans, 1998, 104: 474-486
- [15] Browne M W, Bansal P K. Different modelling strategies for in situ liquid chillers [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2001, 215(3): 357-374
- [16] Browne M W, Bansal P K. An elemental NTU- ϵ model for vapour-compression liquid chillers [J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(7): 612-627
- [17] Simulation Research Group. DOE-2 Engineering Manual Version 2.1A [M]. California: Lawrence Berkeley National Laboratory, 1982
- [18] Birdsall B, Buhl W F, Ellington K L, et al. Overview of the DOE-2 building energy analysis

- program [J]. Report LBL-19735m rev. w, Lawrence Berkeley Laboratory, Berkeley, CA, 1990
- [19] Gordon J M, Kim Choon Ng. A general thermodynamic model for absorption chillers: theory and experiment [J]. *Heat Recovery and CHP*, 1995, 15(1): 73-83
- [20] Gordon J M, Kim Choon Ng. Centrifugal chillers: thermodynamic modeling and a diagnostic case study, *Internat. J. Refrig*, 1995, 18: 253-257
- [21] Gordon, J.M., K.C. Ng, H.T. Chua, C.K. Lim. How varying condenser coolant flow rate affects chiller performance: thermodynamic modeling and experimental confirmation. *Applied Thermal Engineering*, 2000, 20
- [22] Beyene A, Guven H, Jawdat Z, et al. Conventional chiller performances simulation and field data [J]. *International Journal of Energy Research*, 1994, 18(3): 391-399
- [23] Swider D J, Browne M W, Bansal P K, et al. Modelling of vapour-compression liquid chillers with neural networks [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2001, 21(3): 311-329
- [24] Yung-Chung Chang. Sequencing of chillers by estimating chiller power consumption using artificial neural networks. *Building and Environment*, 2007, 42: 180-188
- [25] Lee T S. Thermodynamic modeling and experimental validation of screw liquid chillers. *ASHRAE Trans*, 2004, 110(1):206-16
- [26] Swider D J. A comparison of empirically based steady-state models for vapor-compression liquid chillers [J]. *Applied thermal engineering*, 2003, 23(5): 539-556
- [27] Yik FHW, Lam VKC. Chiller model for plant design studies. *Build Serv Eng Res Technol*, 1998, 19(4):233-42
- [28] Reddy T A, Andersen A A. An evaluation of classical steady-state off-line linear parameter estimation methods applied to chiller performance monitoring [J]. *International Journal of HVAC&R Research*, 2002, 8 (1) 101-124
- [29] Reddy T A, Niebur D, Andersen K K, et al. Evaluation of the suitability of different chiller performance models for on-line training applied to automated fault detection and diagnosis (RP-1139) [J]. *HVAC&R Research*, 2003, 9(4): 385-414
- [30] Bratm J E, Mitchell J W, et al. Performance and control characteristics of a large central cooling system. *ASHRAE Trans*, 93(1), 1987
- [31] Hydeman M, Webb N, Sreedharan P, et al. Development and testing of a reformulated regression-based electric chiller model [J]. *ASHRAE Trans*, 2002, 108(2): 1118-1127
- [32] Swider D J. A comparison of empirically based steady-state models for vapor-compression liquid chillers. *Applied Thermal Engineering*, 2003, 23:539-556
- [33] Lee T S, Lu W C. An evaluation of empirically-based models for predicting energy performance of vapor-compression water chillers [J]. *Applied Energy*, 2010, 87(11): 3486-3493
- [34] Reddy T A, Claridge D E. Using synthetic data to evaluate multiple regression and principal component analyses for statistical modeling of daily building energy consumption [J]. *Energy and buildings*, 1994, 21(1): 35-44
- [35] Hydeman M, Gillespie K L. Tools and techniques to calibrate electric chiller component models [J]. *ASHRAE Trans*, 2002, 108(1): 733-741
- [36] Andersen K K, Reddy T A. The error in variables (EIV) regression approach as a means of identifying unbiased physical parameter estimates: Application to chiller performance data [J].

- HVAC&R Research, 2002, 8(3): 295-309
- [37] Brandemuehl M J, Krarti M, Phelan J. Methodology development to measure in-situ chiller, fan and pump performance, Final report [J]. Boulder, Colo.: Joint Center for Energy Management, publication JCEM TR/96/3, 1996
- [38] Reddy T A, Andersen K K, Niebur D. Information content of incoming data during field monitoring: application to chiller modeling (RP-1139) [J]. HVAC&R Research, 2003, 9(4): 365-384
- [39] Wang S, Cui J. Sensor-fault detection, diagnosis and estimation for centrifugal chiller systems using principal-component analysis method [J]. Applied Energy, 2005, 82(3): 197-213
- [40] 张国强, 周天泰, 林章等. 基于 ANN 吸收式冷水机组模型的遗传算法最优控制 [J]. 建筑热能通风空调, 2005, 24(6): 1-5
- [41] 孟华, 龙惟定, 王盛卫. 适于系统仿真的离心机数学模型及其验证 [J]. 同济大学学报, 2005, 33(2)
- [42] 杨承, 杨泽亮, 蔡睿贤. 吸收式制冷机典型特性 DOE-2 模型的修正及其应用 [J]. 制冷学报, 2008, 28(6): 51-56
- [43] 陈权, 邵双全, 张晓亮等. 双级离心式冷水机组的数学模型及其应用 [J]. 制冷学报, 2008, 29(2)
- [44] 赵云峰, 陈友明, 段小容. 基于运行数据的冷水机组模型与应用 [J]. 第十七届全国暖通空调制冷学术年会论文集, 2010
- [45] 徐新华, 曹旭明, 崔景潭. 基于模型的离心式制冷机组系统优化控制策略研究 [J]. 建筑科学, 2012, 28(4): 103-105
- [46] 周邦宁, 周颖, 刘宪英. 空调用离心式制冷机: 结构操作维护 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1988
- [47] 袁秀玲. 制冷与空调装置 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001
- [48] 董天禄. 离心式/螺杆式制冷机组及应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005
- [49] 付祥钊. 重庆大学出版社冷热源工程 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2002
- [50] Redden G H. Effect of variable flow on centrifugal chiller performance [J]. ASHRAE Transactions-American Society of Heating Refrigerating Air Conditioning Engin, 1996, 102(2): 684-690
- [51] 王松佳. 线性统计模型: 线性回归与方差分析 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1999
- [52] 林彬. 多元线性回归分析及其应用 [J]. 中国科技信息, 2010, (9): 60-61
- [53] 闵晓丹, 付祥钊, 肖益民. 空调系统运行能效及运行监测参数探讨 [J]. 制冷与空调 (四川), 2009, (6): 34-40
- [54] 志峰. 既有建筑节能诊断与改造 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007
- [55] 王庆河, 王庆山. 数据处理中的几种常用数字滤波算法 [J]. 计量技术, 2003, (4): 53-54
- [56] 伍灵杰. 数据采集系统中数字滤波算法的研究 [D]. 北京: 北京林业大学, 2010
- [57] 费业泰. 误差理论与数据处理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000
- [58] 淑莹. VC++图像处理程序设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2005
- [59] <http://blog.csdn.net/nanfeiyannan/article/details/7288998>
- [60] <http://blog.csdn.net/gisfarmer/article/details/4333698>
- [61] <http://blog.csdn.net/gotosola/article/details/8507483>

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

田柏秋, 男, 1989年8月出生。

2011年7月毕业于重庆大学 建筑环境与设备工程专业 获学士学位。

2011年9月至今 入读同济大学硕士研究生。

已发表的论文:

- [1] 田柏秋, 潘毅群, 黄治钟. 离心式冷水机组经验回归模型的分析与评价 [J]. 建筑节能, 2014, (2): 13-19