

学校代码：10251

学号：Y84200039

华东理工大学

工程硕士学位论文

题 目 管壳式换热器结垢预测
及性能评价方法研究

专 业 能源动力

研究方向 热能动力工程及设备

姓 名 周倩

导 师 周帼彦 教授

定稿时间：2023年5月28日

分类号: TK172 密级: _____

U D C: _____

华东理工大学

工程硕士学位论文

管壳式换热器结垢预测
及性能评价方法研究

周倩

指导教师姓名: 周帼彦 教授 华东理工大学

翟金国 教授级高工 上海化工研究院有限公司

申请学位级别: 硕士 工程领域: 能源动力

论文定稿日期: 2023.5.28 论文答辩日期: 2023.5.30

学位授予单位: 华东理工大学

学位授予日期: _____

华东理工大学研究生学位论文提交要求

根据校学位评定委员会要求，研究生学位论文全文（含纸质版和电子版）必须提交档案馆保存。

研究生学位论文全文电子版由档案馆按_____①_____（选择以下一项）方式，转交或不转交图书馆，并提供公开阅览服务。

- ① 可以公开
- ② 3 年后公开
- ③ 10 年后公开
- ④ 不公开

注：选择②、③或④的需经学校国家技术转移中心备案，以为学校技术转移提供服务。

学位论文作者签名：周娟

2023 年 5 月 30 日

指导教师签名：周娟

2023 年 5 月 30 日

国家技术转移中心负责人签名：
(公章)

年 月 日

学位论文使用授权声明

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构递交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权华东理工大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编学位论文。保密论文在解密后遵守此规定。

论文涉密情况：

不保密

保密，保密期（____年____月____日 至____年____月____日）

学位论文作者签名：

周倩

日期：2023 年 5 月 30 日

指导老师签名：

周丽萍

日期：2023 年 5 月 30 日

作 者 声 明

我郑重声明：本人恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的结果。除文中明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何他人已经发表或撰写过的内容。论文为本人亲自撰写，并对所写内容负责。

周娟
论文作者签名：

2023 年 5 月 30 日

管壳式换热器结垢预测及性能评价方法研究

摘要

管壳式换热器作为换热和能源利用的重要设备之一，在石油化工生产领域中有着广泛的应用，工作于高温高压等工况下的换热器在长时间运行后会出现结垢、堵塞和泄漏等故障，使得设备的换热性能降低，若没有得到及时妥善的处理会导致安全事故的发生。因此，对管壳式换热器的运行状态进行实时监测和分析，并及时进行故障的评估和判断，有利于换热器的安全高效稳定运行。

基于以上现状，本文结合修正传热计算模型、污垢预测模型以及换热器性能综合评价方法等模型和方法，实现了管壳式换热器性能监测与评价系统功能的完善和优化。主要研究工作及获得结论如下：

(1) 修正了运行工况下的传热计算模型。分析了管壳式换热器出现结垢后对传热性能的影响，使用修正 Wilson 图解法对运行工况下的修正传热计算模型进行修正，并通过 Dittus-Boelter 方程和已有的修正计算模型证明了该模型计算结果的准确性；

(2) 建立了污垢热阻预测模型。使用遗传算法对 BP 神经网络进行优化，提高了网络计算的收敛速度和精度，使用优化后的 BP 神经网络建立了污垢热阻预测模型，将预测结果与实际数据对比验证了模型的有效性；

(3) 建立了考虑故障因素的换热器综合性能评价方法。根据换热器不同故障的表现形式，建立了故障程度计算模型；结合污垢生长模型确定了故障阈值；基于层次分析法确定了不同评价参数对换热器传热和阻力性能影响的权重，建立了换热器性能综合评价方法；

(4) 改进了管壳式换热器性能监测与评价系统。优化了换热器性能监测与评价系统中的故障监测与性能评价模块，实现了对污垢热阻的预测和换热器综合性能的实时评价功能；并改进了系统界面和操作，使用户的操作过程更加方便快捷；通过两个实际工程案例的应用，对比分析了传热计算、污垢热阻预测、性能评价等模块的计算结果，验证了优化后系统在实际工程应用中的准确性和可靠性。

关键词：管壳式换热器；传热计算模型；BP 神经网络；污垢预测；性能评价

Study on scaling prediction and performance evaluation method of shell and tube heat exchanger

Abstract

Shell and tube heat exchanger as one of the important equipment for heat exchange and energy utilization, has a wide range of applications in the field of petrochemical production, working in high temperature and high pressure conditions under the heat exchanger in the long-term operation of the scaling, blockage and leakage and other failures, so that the heat exchange performance of the equipment is reduced, if not timely and properly treated will lead to safety accidents. Therefore, real-time monitoring and analysis of the operating status of shell and tube heat exchangers, and timely fault assessment and judgment are conducive to the safe, efficient and stable operation of heat exchangers.

Based on the above situation, this paper combines the models and methods such as the modified heat transfer calculation model, the dirt prediction model and the comprehensive evaluation method of heat exchanger performance to realize the improvement and optimization of the function of the shell and tube heat exchanger performance monitoring and evaluation system. The main research work and conclusions obtained are as follows:

(1) The heat transfer calculation model under operating conditions has been revised. The effect of shell and tube heat exchanger on heat transfer performance after fouling was analyzed, and the modified Wilson graphic method was used to correct the corrected heat transfer calculation model under operating conditions, and the Dittus-Boelter equation and the existing corrected calculation The model proves the accuracy of the calculation results of the model;

(2) A fouling thermal resistance prediction model is established. The genetic algorithm is used to optimize the BP neural network, which improves the convergence speed and accuracy of the network calculation. The optimized BP neural network is used to establish a dirt thermal resistance prediction model, and the validity of the model is verified by comparing the prediction results with the actual data;

(3) A comprehensive performance evaluation method of heat exchanger considering fault factors was established. According to the manifestation of different faults of the heat exchanger, the calculation model of the degree of failure was established; combined with the dirt growth model, the failure threshold was determined; based on the analytic hierarchy

method, the weights of different evaluation parameters on the heat transfer and resistance performance of the heat exchanger were determined, and a comprehensive evaluation method of heat exchanger performance was established.

(4) Improved Performance Monitoring and Evaluation System for Shell-and-Tube Heat Exchangers. The fault monitoring and performance evaluation module in the heat exchanger performance monitoring and evaluation system is optimized, the prediction of the fouling thermal resistance and the real-time evaluation function of the comprehensive performance of the heat exchanger are realized, and the system interface and operation are optimized, so that the user's operation process is more convenient and fast, through the application of two practical engineering cases, the calculation results of heat transfer calculation, dirt thermal resistance prediction, performance evaluation and other modules are compared and analyzed, and the accuracy and reliability of the optimized system in practical engineering applications are verified.

Keywords: shell and tube heat exchanger; heat transfer calculation model; BP neural network ;fault monitoring; performance evaluation

目 录

摘要	VI
Abstract.....	VII
第 1 章 绪论	1
1.1 课题研究背景及意义	1
1.2 换热器计算模型研究进展	2
1.3 换热器故障研究进展	2
1.3.1 换热器故障成因及对策研究进展	2
1.3.2 换热器故障预测的研究进展	6
1.4 换热器性能评价方法的研究进展	8
1.5 目前研究存在的问题	9
1.6 本文主要研究内容	10
第 2 章 管壳式换热器传热与阻力计算模型	11
2.1 引言	11
2.2 传热计算模型及修正	11
2.2.1 传热计算模型	11
2.2.2 传热计算模型修正	15
2.2.3 修正模型验证	19
2.3 阻力计算模型	20
2.4 本章小结	22
第 3 章 管壳式换热器污垢预测模型	23
3.1 引言	23
3.2 BP神经网络算法	23
3.3 基于遗传算法优化 BP 神经网络	28
3.4 基于 GA-BP 神经网络的污垢预测模型	30
3.5 本章小结	33
第 4 章 基于层次分析法的管壳式换热器性能综合评价方法	35
4.1 引言	35
4.2 管壳式换热器故障程度计算模型	35
4.3 管壳式换热器故障阈值确定	36
4.4 换热器综合性能评价方法	39

4.4.1 综合性能评价模型	40
4.4.2 层次分析法确定评价参数的权重	40
4.4.3 换热器性能综合评价方法	42
4.5 本章小结	43
第 5 章 管壳式换热器性能监测与评价系统优化	44
5.1 引言	44
5.2 故障监测与性能评价模块优化	44
5.2.1 故障监测模块	44
5.2.2 性能评价模块	47
5.3 基于工程案例的优化系统监测结果分析	49
5.3.1 系统使用过程介绍	49
5.3.2 浮头式换热器	51
5.3.3 石脑油管壳式换热器	56
5.4 本章小结	60
第 6 章 总结与展望	61
6.1 总结	61
6.2 本文创新之处	61
6.3 展望	62
参考文献	63
致谢	68
攻读硕士学位期间的科研成果及参与项目	69

第1章 绪论

1.1 课题研究背景及意义

国际能源机构根据全球能源使用现状以及相关法规推测，全球能源消耗量在 2030 年前将增长 45%。随着现代化工业的飞速发展，随之而来的是能源的生态与环保问题，全球都在寻找开发新能源的同时，也在此基础上寻求能源节约的有效方案。能源供应逐渐展现出多样性的趋势，如何提升能源的使用效率，实现能源的多级利用也越来越受到人们的重视。根据《2022 年世界能源统计报告》显示，随着世界经济的复苏，中国已经超过日本成为液化天然气最大进口国，中国在石油、煤炭和天然气等能源消费量方面占比较大^[1]。随着我国经济的快速发展，能源负担也进一步加剧，存在能源消耗量大、利用率低等问题，中国作为世界能源大国，为了实现世界能源转型和碳中和的目标，需要建立清洁低碳的能源体系。

广泛应用的先进强化换热技术不仅具有节约能源、保护环境、实现可持续发展的作用，还可以很大程度上降低设备的前期投资和后期维护费用^[2]。换热器在热量交换和传递过程中担任着重要的角色，在能源二次利用和余热回收中有着很多的应用。换热器种类繁多，在制冷、化工、机械和航空航天等领域都有广泛的应用，在化工行业中，换热器的数量能够占到设备总数的 40% 左右，动力总消耗占比可以达到 20%~30%，投资数目可以占到总投资的 30%~45%^[3]。管壳式换热器（Shell and tube heat exchanger）由于具有加工简单、制造成本低、耐高温高压、适应性强、工作可靠等优点，因此在冶金、化学、电厂系统等行业中有着大量的应用，目前管壳式换热器在换热器设备使用量占比中大约达到 70%，是如今最主要的换热设备。

随着我国经济的快速发展，进一步加重了能源开发和利用的负担，对管壳式换热器的性能要求也在不断提高。尤其是在恶劣的工作环境下，长期运行的管壳式换热器内部会产生腐蚀、结垢、泄漏等一系列问题，如果这些故障没有得到及时的解决，进而会导致换热器工作效率的降低，影响企业生产的正常运行，严重时还会引发安全事故，造成人员伤害。所以针对管壳式换热器的实时运行工况，设计合理的智能监测系统，对换热器的实时运行工况和性能进行监测，可以在换热器出现故障问题时及时应对，保证换热器安全稳定运行。

本文针对管壳式换热器的故障预测与性能评价方法相关问题，对换热器传热和阻力相关计算模型进行整理和修正，确定了对换热器综合性能进行实时评价的方法，建立了换热器污垢热阻预测模型以及故障判断相关计算模型和阈值，并使用建立的模型和方法对已有的管壳式换热器性能监测系统进行相关功能的改进和优化，实现了对换热器运行过程中参数的实时监测与计算。

1.2 换热器计算模型研究进展

对于换热器的传热和流动计算，许多研究人员也进行了大量的研究，致力于建立更加准确和实用的计算模型。Gaddis^[4]等在 Bell-Delaware 法的基础上，将泄漏和旁路流的影响因子考虑进去，完善了壳程压降计算方程，并通过实验数据验证了该方法的准确性。Zahid^[5]针对管壳式换热器壳侧换热系数提出了图解法，并使用 HTRI 软件证明了该方法的准确性。Salimpour^[6]通过使用三种不同盘管间距的换热器进行逆流实验，计算了管侧和壳侧的换热系数，并根据实验结果建立了换热系数的计算关系式。曲观书^[7]在传统管壳式换热器校核计算方法的基础上，设计了用于换热器工程校核计算的传热和压降计算软件。郭彦玲^[8]分析了污水管壳式换热器的传热过程，描述了不同流动方式下污垢与传热系数和管壳程压降之间的关系。Parikshit^[9]等使用有限元法提出了一种新的管壳式换热器壳侧压降计算方法，该方法适用于多种情况，并且应用简单，计算准确度较好。Wang^[10]等研究了管壳式换热器横流管段和壳侧的热力学性能，并分析了两者之间流动和换热的关系，为换热器的研究和开发提供了参考。

对于管壳式换热器的换热系数，确定方法有很多，目前使用较多的是 Wilson 图解法。Jose^[11]等解释了 Wilson 图解法的原理，并在原理基础上搭建了实验装置，证明了该方法的实用性。Wang^[12]等采用 Wilson 图解法研究了微翅管的单相传热和压降特性，对管内对流换热系数和压降进行了表征。司少娟^[13]等使用 Wilson 图解法确定了管内外换热系数，并给出了管外换热系数与热流密度的关系式。Ravi^[14]等使用修正 Wilson 图解法确定了在平面壁面和翅片管上冷凝对流换热器系数。Kuo^[15]等研究了质量流量和压力对传热系数的影响，并使用改进的 Wilson 图解法求出来雷诺数常数和指数。孙志传^[16]等采用实验方法和 Wilson 图解法相结合，对比了不同换热管内的换热和压降特性。朱志彬^[17]等采用非线性回归分析与 Wilson 图解法相结合的方法用于计算管内对流换热系数，减少了使用过程中的工作量，提高了计算效率。

综上所述，关于换热器的传热和阻力计算，科研人员提出了很多计算和改进方法，建立了较为完整的计算模型，但是管壳式换热器在长时间运行后传统的计算模型不能准确计算出当前的传热系数，因此还需要对传统的传热计算模型进行修正以减少计算误差。

1.3 换热器故障研究进展

1.3.1 换热器故障成因及对策研究进展

管壳式换热器是将圆形壳体中的换热管管壁作为换热面，管程是流体介质在换热管内的流动通道，壳程是流体介质在换热管外表面和壳体内表面之间的流动通道。换热器的主要作用就是热流体将热量传递给冷流体，从而实现热量的交换。人们通过在壳程中加装折流板来提高换热效率，折流板的引入可以使流体在进行多次流动，提高了壳侧流体的流动速度，也增加了壳侧流体的湍流度，同时对换热管管束也可以起到一定的支撑作用。

按照结构分类，可以将管壳式换热器分为浮头式、固定管板式和 U 形管式三种类型。

U形管式换热器只包括一块管板，所有的换热管都安装在一个管板上，因此换热管可以自由的移动，不会产生热应力，经常用于换热管管壁与壳体表面温差较大的场合。固定管板式换热器有两个固定管板，结构较为简单，也使得换热器在工作时的振动较小，但是较难拆洗，适用于较为清洁和温差较小的场合。浮头式换热器结构简图如图 1.1 所示，内部有固定管板和浮动管板两个管板，固定管板是和壳体固定在一起，浮动管板可以自由调节移动，因此热应力不会对换热器有很大的影响，而且可拆卸的浮头也有利于内部的清洁和修理。

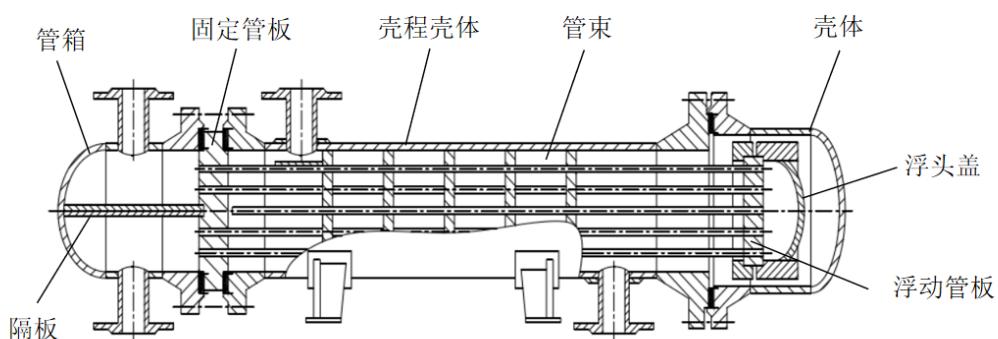


图 1.1 浮头式换热器结构简图

Fig. 1.1 Structure diagram of floating head heat exchanger

管壳式换热器在长时间运行之后容易发生结垢、堵塞和泄漏等故障，针对这些故障，分析发生的原因并采用相应的解决方法，进而保证工作过程的正常进行。在换热器运行过程中，常见的故障主要表现为以下三种^[18]：

(1) 结垢

由于换热器流体含有一定的溶解物质或者悬浮颗粒，并且可以为生物有机体提供有利的存在和生长环境，换热器经过一段时间的运行，沉积物会在换热面上附着堆积，从而形成一定厚度的污垢，如图 1.2 所示。



图 1.2 换热器结垢

Fig. 1.2 Heat exchanger scaling

通过对结垢后的换热器进行分析可以知道，污垢通常有较高的热阻，它的存在会导

致换热器传热效率降低、管内流通面积减小、流动阻力增大，使得设备运行功耗增加。同时换热器内部形状和流体流动路径会发生变化，造成流道收缩，使内部压力大幅度降低，从而导致换热器无法正常运行。根据 Steinhagen 的调查结果可知，在 1100 家企业的 3000 台换热器中，超过 90%的换热器都存在一定程度的结垢故障问题^[19]，为了补偿污垢对换热器工作产生的影响，在初始设计阶段会考虑增加换热面积，会使得初始投资成本大大增加。最新研究表明，换热器污垢的存在约造成了 1%~2.5%的二氧化碳全球排放量。而由于污垢产生的燃料过度消耗、停机时间过长、过度清洗等成本损失，估计占了工业化国家国内生产总值（GDP）的 0.25%^[20]。在实际应用中通常对换热器采用定期化学清洗来处理污垢或对易结垢的流体介质进行处理抑制污垢的生成。换热器结垢是换热器运行过程中长期存在的一个固有问题，尽管科学家们进行了大量的科学研究，但预测和预防污垢的形成仍然是工业和工艺过程中还未解决的问题。

（2）堵塞

堵塞故障发生后会使流体的进、出口压力突然发生较大的波动，阻力发生明显升高，管内流通面积减小，出口流量减小，传热性能降低。导致换热器堵塞的原因有很多，主要有污垢的长时间积累被流体冲刷脱落、流体介质中携带的杂质遗留在换热面上等原因，通常对换热器发生结垢时进行及时处理或者在换热管内加入阻聚剂等方式防止堵塞的发生，针对换热器堵塞的在线疏通相关技术还没有较为成熟的方案，仍在探索实验中。

（3）泄漏



图 1.3 换热器泄漏

Fig. 1.3 Heat exchanger leakage

泄漏故障主要分为介质内漏和介质外漏。热交换设备中的高压侧介质向低压侧泄漏的过程，会使内部流体混合，造成介质内漏。导致泄漏发生的原因也有很多：在温差应力作用下产生局部应力导致换热管断裂和管板连接处失效；腐蚀性和氧化性比较强的流体长时间冲刷管壁，并且在产生结垢之后更容易导致腐蚀，从而使管壁磨损和破裂；管道产生振动，导致换热管和管板连接处产生空隙和断裂，使换热器发生泄漏；换热器生产时，焊接质量不过关或是其他标准不达标，使换热器在运行过程中发生泄漏。对于泄漏故障的处理通常对泄漏点补焊或是将换热管堵住，在泄漏的换热管数量超过总管束的

10%时，要对换热管进行更换。

换热器保持良好的工作性能的前提是使流体的速度、压力、温度等工作参数保持在允许范围内，随着换热器故障的发生，工作参数也会发生相对应的变化，所以对于换热器的性能监测和故障判断是持续进行的。关于换热器监测，目前国内使用了很多方法，但是还没有一个较为完整的方法能够准确的对换热器的性能和状态进行较为准确的判断，比如通过人工判断流体的温差来判断传热效率，在换热器内部发生严重泄漏，对流体造成大面积严重污染之后才发现泄漏，而且仍有很多企业采用人工来进行故障检查，工作在高温高压等环境状态中的换热器是很难进行人工手动检查的，关于换热器内部的结垢、腐蚀等问题，也是用肉眼难以判断的。过分依赖于经验和定期的检修和更换，换热器故障的发生会使企业维修频繁，很大程度上增加了生产线停工检查成本，造成能源和费用的大量浪费。久而久之就会很容易发生重大安全问题和事故。

因此研究者们对换热器的故障进行了一系列研究，寻找预防和解决故障问题的方法。Taylor^[21]等人针对管束振动和失效等问题，研究了纵向和横向流动下换热器压降的变化，开发出了纵流式换热器，可以解决管束振动和失效的问题。Shen 和 Wang^[22]等研究了换热器中不同管道中的颗粒污染、沉淀污染以及复合污染对于管道阻力性能的影响，并通过实验证明了复合污染中的颗粒对污垢的诱导期有一定的延长作用。钱剑锋和吴学慧^[23]等使用热力学能耗分析法，针对结垢厚度对换热性能、压降以及有效能损失带来的影响进行研究，最后结合工程实例提出在流体流速较低时应该进行除垢。Braun^[24]通过实验总结了污垢对于换热器性能的影响规律，发现压力、出口温度与运行功耗呈现对数变化规律。Bell^[25]等使用不同类型的粉尘，测试了板翅式换热器在清洁和污染条件下的空气侧压降和换热性能变化，发现标准污垢使得压差增加了 200%，传热效率下降了 10%。林林^[26]针对管壳式换热器出现的结垢和泄漏问题，使用 Fluent 软件进行了仿真模拟，根据仿真结果研究了结垢和泄漏对于传热性能的影响，为换热器的故障监测奠定了一定的理论基础。Diaby^[27]等使用遗传算法，研究了污垢和换热器不同老化情况下的最佳清洗计划，包括清洗时间和清洗方式，并使用该方法进行了案例研究，结果表明制定的最佳清洗计划提高了热回收效率并减少了清洗次数。Kazi^[28]等通过改变结垢液浓度、换热面温度等参数，使用碳酸钙溶液进行了一系列实验，确定了不同材料表面的对换热器表面的结垢率和换热效率，并证明了使用阿拉伯胶对污垢沉积有一定的延缓作用。孔文彬^[29]对某企业中使用的板式换热器失效案例展开分析，使用事故树方法，从材料和应力等方面分析了造成换热器失效的主要原因，并给出了预防腐蚀的相关措施和建议。Ma^[30]等对管壳式换热器的多管异常泄漏进行失效分析，确定了管道异常泄漏的主要原因是由于含有颗粒的高温气体对管道的冲蚀磨损和腐蚀，并提出了相应的建议以预防泄漏故障发生。Fan^[31]等对板式换热器的内漏从设计、运行和维护等方面进行失效分析，得到失效的原因是流体中氯离子的含量过高发生腐蚀，在点蚀、缝隙腐蚀的共同作用下造成了泄漏故障。孙道青和张增芳^[32]通过模拟换热器的运行工况，分析了泄漏发生时换热器温度的变化情况，给出了通过分析管程和壳程温度的变化来判断换热器是否发生泄漏以及判

断泄漏程度的方法。Yang 和 Gong^[33]等对螺旋缠绕式换热器的换热管与管板连接处的异常泄漏进行了研究，详细分析了失效机理，并提出了相应的解决对策，为换热器的安全管理提供了建议。Liu 和 Wen^[34]等针对壳体壁面和中心处的三角形泄漏区问题，提出一种用扭曲扁圆管代替圆管的管壳式换热器设计方法，并通过数值模拟证明了该方法对壳体的泄漏区域有良好的密封作用，并且也有利于提高综合换热性能、降低压力损失。张军和吴锐^[35]等对管壳式换热器的泄漏故障进行分析，发现管壁泄漏的原因是折流板和换热管中间存在间隙，受到空气冲刷的影响频繁发生碰撞和摩擦，提出了通过在间隙中设置聚四氟乙烯套管来防止泄漏的设计方法。刘月超^[36]采用声学方法，研究了换热器内部管束的泄漏噪声的传播与辐射变化规律，并对内部声波速度变化进行研究，得到内部声音传播和辐射的变化规律，提出了基于声波的换热器内部泄漏源的定位方法。黄军杰^[37]通过使用事故树评价方法，对管壳式换热器的失效形式进行分析，并针对失效因素提出了相应的改进措施。Faces^[38]等针对管壳式换热器换热表面存在均匀腐蚀和污垢的情况下，提出了为给定情况下的换热器确定最优设计的方法，通过案例分析证明了该方法的可行性。

综上所述，针对管壳式换热器的结垢、堵塞和泄漏故障，很多国内外学者都进行了研究，从分析故障原因、改进换热器设计、预防故障形成等方面对换热器的故障进行了全方面的探索，为后续对于管壳式换热器的研究奠定了坚实的基础。

1.3.2 换热器故障预测的研究进展

在换热器的长期运行过程中，结垢是换热器经常出现的问题之一，污垢的增加使得换热效率受到很大影响，长此以往使得换热管堵塞，并且与换热面之间发生化学腐蚀，导致换热管和管板形成裂纹和穿孔，发生泄漏。故障的发生会对换热器系统的正常运行产生巨大的影响，因此国内外研究人员对于换热器故障的研究主要从故障的形成、发展过程和故障程度的判断预测以及性能的在线监测三方面进行。

国内外研究人员对故障的形成过程进行了大量的理论分析和建模，为换热器故障的预防和控制给出了许多有效地对策和技术。1959年Kern 和 Seaton^[39]认为结垢是沉积和剥离同时进行的过程，首次提出结垢分析模型即 Kern-Seaton 模型，为后续研究奠定了理论基础，是污垢研究的里程碑。Bansal^[40]等基于硫酸钙在板式换热器中的结垢过程，将成核位点因素考虑进去，对 Kern-Seaton 污垢沉积速率定律进行了修正，修正的沉积速率定律与实验结果吻合较好。Lee^[41]等通过改变 CaSO_4 溶液参数分析了渐进污垢热阻和周期，建立了结晶污垢阻力和渐进污垢阻力及周期的相关性，并通过实测数据验证了该模型的准确性。Song^[42]等研究了不同浓度、流速和温度下板式换热器中 CaCO_3 和 CaSO_4 的复合污垢特性的变化规律，根据实验数据建立了渐进状态下，污垢阻力、污垢周期和压降比的相关性，使用修正回归系数研究了操作参数和几何参数关于复合污垢特性的敏感性。Yang^[43]等研究了纯盐和混合盐在逆流双管换热器中的结垢规律，通过监测流体的进出口温度，确定了入口温度、热流体入口速度和溶质质量比等因素对于污垢热阻的影响。Hasan^[44]等通过实验研究了冷热流体雷诺数变化和热流体温度变化对于结垢

的影响规律，发现可以通过提高管道表面温度来降低结垢率。Pääkkönen^[45]等使用 CFD 模拟仿真研究了换热器中碳酸钙的结垢过程，并通过实验对模型进行验证，证明该模型可用于换热器表面结垢控制研究。Mayer^[46]等研究了结垢对于微型换热器传热性能的影响，通过结垢实验的热动力学和流体动力学分析，之处溶液过饱和是影响结垢的主要因素。Yang^[47]等对原油换热器的化学反应和沉淀污垢进行 CFD 模拟，衡量了两种污染机制的重要性，并引入干扰因子来评估化学反应回对污垢生成的影响程度，为延长污垢诱导期提供了可能策略。段培清^[48]分析了流体入口温度、流速等因素对换热器除垢效果的影响，提出了五种换热器防、除垢方法，对实际生产过程提供了一定的参考价值。周涛^[49]通过分析浮头式换热器失效位置和原因，制定了合理的设计及运行维护方案，减少了堵塞和泄漏的发生，保障了设备的长期稳定运行。

在实际运行过程中，换热器的运行参数是不断变化的，对于故障，尤其是结垢的理论研究和预测都有一定的困难，因此通过实验来研究故障的变化规律仍然是目前使用的主要方法，通过在线监测来获得设备的实时运行数据，是实验和故障预测的重要前提。伯杨进^[50]等使用 C#平台开发了换热器参数监测系统，可以对换热器中流体温度、污垢热阻等参数实现采集和保存。Wakui^[51]等基于理论模型建立了管壳式换热器在线性能监测系统，使用稳态模型估计输出过程变量和换热性能，通过实验证明该系统的有效性。Mwaba^[52]等通过结垢实验对污垢生长曲线特征进行了表述，并建立了污垢层的相关模型用于预测污垢的演变过程。Mohanty^[53]等使用 C 因子来表示换热器由于结垢而产生的性能变化，使用流量和压差就可以表示出换热表面结垢程度，可以有效地协助工作人员制定换热器清洗计划。鹿林^[54]针对热交换器结垢及泄漏故障诊断相关问题，建立了热交换器传热有效度分析计算模型，并通过某电站换热器验证了该计算模型的可行性。Afgan^[55]等人开发了一种专家系统，为换热器结垢过程控制和评价以及换热器的安全性提供了参考，可以在不同情况下给出专家系统的评估结果。Merheb 等^[56]使用低频声学方法，使用机械脉冲设置了非侵入式的换热器污垢实时监测装置，通过低频声波在换热器中的变化来描述污垢的生成情况，可以实现对污垢程度进行灵活的监测。程伟良^[57]基于质量传递理论，建立了污垢监测模型，通过管内温度、进出口压降数据的监测可以计算出总污垢量，并进行了正交实验，验证了监测模型的合理性。林春光^[58]在只有温度和压力数据的前提下，提出了温差比较法和压降比较法，能够对管壳式换热器内的污垢生长情况实现较好的监测。何小英^[59]将无线传输、传感器与其他技术相结合，设计了可以实时监测换热器运行状态的系统，可以实现对换热效率在线分析，并且可以即时发现设备故障，最后经过实验证明该系统能够满足换热器监测需求。孙灵芳^[60]基于污垢在线监测技术，通过分析国内外污垢监测方法，设计了双管双回路的新型污垢在线监测装置，可以为污垢研究提供可靠的评价工具。Maddahi^[61]等在实验测定换热器在对流换热过程中的硫酸钙污垢数据基础上，建立了污垢热阻的预测模型，根据预测关系式可以得到任一时刻的污垢热阻，与实测数据对比验证了该模型的有效性。Kim^[62]等通过研究换热器结垢、堵塞、泄漏等故障的规律特征，确定每个故障的敏感特征参数，并确定了换热器在故障

运行状态下的多项式回归模型。刘用鹿^[63]使用换热器总传热系数和总传热面积建立了堵塞的表达式，实现了对换热器堵塞程度的监测。骆重阳^[64]等通过结合外分光光度法与激光光纤法，设计了换热器泄漏在线监测系统，可以实现对泄漏区域的快速判断。

污垢的形成是多种反应共同作用的结果，许多研究人员从易于测量的换热器运行参数入手，使用数据驱动和人工智能算法等建立预测模型，来提高预测精度。Ingimundardottir^[65]等在 Simulink 基础上使用小波变换法来监测换热器的污垢生成情况，在试验台上进行测试后证明可以在早期阶段监测到污垢。文孝强^[66]使用支持向量机和偏最小二乘法建立了两种板式换热器的污垢预测模型，通过实验对两种模型的预测误差进行对比。王建海^[67]对泄漏噪声的特征以及衰减特性进行分析，将小波包变换和功率谱分析方法相结合来对噪声信号进行处理，可以即时判断泄漏故障。张路遥^[68]针对换热器中结垢与温度控制问题，提出了基于双线性参数辨识的方法实现换热器的故障诊断，并建立了双线性换热器模型，使用基于最小熵的性能评价方法，实现了对换热器的故障预测和性能评价。Sundar^[69]等基于深度学习开发了深度神经网络污垢预测模型，用于预测换热器中的污垢热阻，使用横流换热器证明了该模型的有效性和通用性，后续可以用于不同类型换热器。Ibrahim^[70]分析了管壳式换热器的污垢生长机理和成因，给出了相应的解决方法，并引入污垢因子和结构率，使用人工神经网络算法建立了污垢预测模型。Kocyigit^[71]采用模糊推理系统和人工神经网络建立了系统故障诊断系统，对室外换热器进行状态监测和故障诊断，经过测试该系统可以有效的诊断出堵塞和泄漏故障。黄剑锋^[72]针对管壳式换热器的不同结垢程度，分析了堵塞故障的发生对换热器振动信号产生的影响，采用 LabVIEW 编程技术开发出基于振动信号的换热器监测系统，利用振动信号实现了换热器的堵塞故障判断和状态监测。

综上所述，可以看出经多年的研究，在换热器故障的预测和判断方面已经有了很多的研究成果，但将研究成果在实际工程中进行使用和验证的案例不多，并且使用所建立的模型针对性较强，适用的换热器范围较小。因此对于管壳式换热器的故障预测特别是污垢预测还需要寻找更加合适的方法建立对应的预测模型。

1.4 换热器性能评价方法的研究进展

对于早期的换热器性能评价，通常用换热系数变化前后的比值作为换热效果的评价指标，何雅玲^[73]等对该指标进行改进，使用努塞尔数作为评价标准。换热系数通常与阻力系统紧密相关，因此引入阻力系数，使用 PEC 准则作为换热效果的评价准则^[74]，在换热效果评价中得到广泛的应用。这种纵向比较的评价方式结果明确，但是对于换热器整体性能的评价不够全面。

对于换热器整体性能的评价参数一般分为两类，一类是基于热力学第一定律的评价参数，另一类是基于热力学第二定律的评价参数。热力学第一定律评价参数也叫数量评价，如换热量；热力学第二定律评价参数也叫做品质评价，如平均温差。在热力学第一和第二定律的基础上，已经形成了很多对于热力系统的评价准则，但这些准则的表达式

都比较复杂而且在实际应用上有一定的困难。Bejan^[75]首次提出使用熵作为换热器的性能评价。Cheng^[76]基于熵的概念，提出使用热力学力差与传热速率之比即熵阻用于评价换热器的性能，熵阻越小，换热效率越高。过增元^[77]从另一角度提出了场协同的概念，定量的描述在对流换热中速度场和温度梯度场的协同程度。孟继安^[78]基于场协同原则，将关于对流换热的场协同强化原则应用于湍流换热，实现了场协同原则在传热强化的实际应用。薛提薇^[79]探讨了熵和场协同原则的理论基础，并提出使用温差有效度作为换热器的经济性评价指标，对换热器进行热力学分析和经济性评价。郭江峰^[80]基于熵和熵产的概念，建立了对余热发电系统性能评价的关系式，并提出系统最佳运行状态应为入口温度与系统换热能力的折中。

19世纪中后期，Rasmussen教授提出事故树与故障数方法，对核电厂进行风险评估^[81]。基于这一方法，Dokas^[82]结合现有的技术提出了模糊专家系统，并应用于废物处理系统的安全评价，防止事故的发生和应急计划的制定。吴绒^[83]等将三角模糊数与事故树分析相结合，分析了影响储罐系统安全性因素的重要度，为系统的可靠性评价提供了理论支持。罗琳^[84]等研究了管壳式换热器的性能评估方法，并通过实验进行验证，可以为换热器性能评价提供理论依据。使用容易获得并且结合多种参数对换热器的性能进行评价，会使得评价结果更为全面，准确度也可以得到提高。林春光^[58]使用性能变化前后温度效率比值表征结垢对于换热器传热性能的影响程度，使用压降变化前后的比值作为阻力性能变化的表征，基于温度和压力两种参数实现了对换热器传热和阻力性能变化的评价。刘秀峰^[85]等使用换热量与流动功耗的比值对换热器进行综合性能评价指标，来评价换热器单位泵功下的换热量。

综上所述，目前国内针对换热器的性能评价方面还没有具体的深入研究，并且将性能评价方法应用于换热器监测中的案例更是少见，而换热器作为使用最广泛的压力容器之一，对管壳式换热器进行准确的性能评价和分析对于设备的安全运行和维护是至关重要的。

1.5 目前研究存在的问题

由以上文献综述可知，对于换热器的故障表现、成因以及相关计算，许多学者已经进行了大量的研究，建立的相关公式和模型也得到的广泛使用，并且针对换热器结垢这一主要故障，前人在通过进行实验所建立的污垢计算公式的基础上，结合人工智能和软件设计对换热器进行故障预测、判断，设计了管壳式换热器故障监测软件，但是由于软件中使用的换热器传热和阻力的修正计算模型误差较大，关于污垢热阻的预测所考虑的相关因素不够全面，限制条件较多；故障程度计算模型没有在系统中完整实现，设计的换热器监测系统功能较少，不能基于监测结果对换热器当前运行性能进行分析和评价，故障解决措施的选择很大程度上依赖操作人员自行判断。基于以上问题，本文通过修正换热器的传热计算模型，建立了污垢热阻预测模型和不同故障程度的计算模型以及故障阈值，确定了换热器性能评价方法，并使用以上模型和方法对已有的换热器监测系统进

行功能完善和操作更新，进一步完善了对换热器运行状况的实时监测与评价相关方法。

1.6 本文主要研究内容

基于上述研究现状和存在的问题，本文主要研究内容如下：

(1) 在管壳式换热器设计时采用的通用计算公式基础上建立了换热器的传热和阻力计算模型，使用修正 Wilson 图解法对换热器长时间运行后的传热计算模型进行修正；使用遗传算法对 BP 神经网络进行优化，基于优化后的 BP 神经网络建立了换热器污垢热阻预测模型，使用换热器历史数据验证了预测模型的准确性；

(2) 根据换热器不同故障的表现形式和特点，建立了故障程度的计算模型，在污垢生长模型的基础上确定了换热器结垢的报警阈值、清洗阈值和堵塞泄漏的维修阈值；使用层次分析法确定了评价参数对于换热器传热和阻力性能影响程度的权重，并建立了换热器传热和阻力性能的实时综合评价方法。

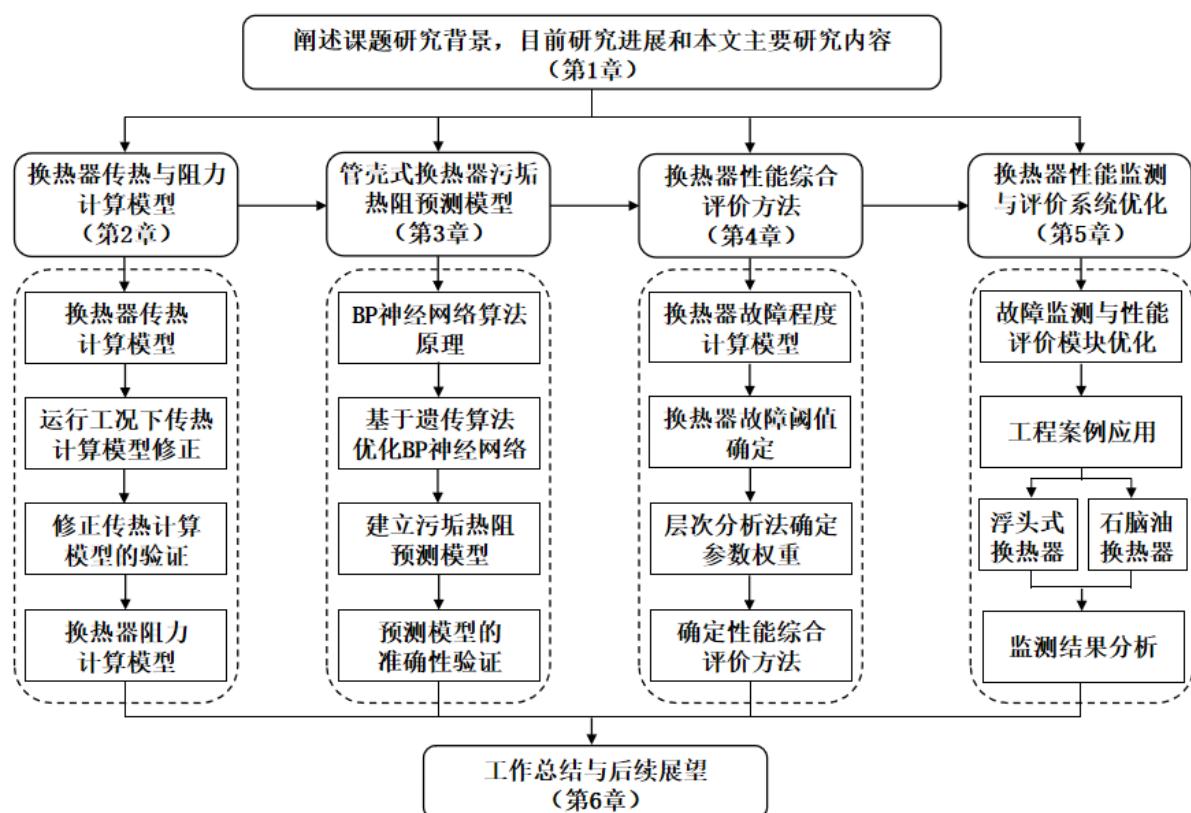


图 1.4 本文技术路线图

Fig. 1.4 Technical roadmap of this paper

(3) 在已有换热器性能监测系统的基础上，基于上述研究内容使用 LabVIEW 和 MATLAB 混合编程技术优化了系统的污垢热阻预测模块，增加了故障程度计算和性能评价功能，并对系统界面进行了优化和改善，通过浮头式换热器和石脑油换热器的工程案例对系统的使用过程和系统监测结果的准确性以及系统优化效果进行了说明和验证。

本文技术路线图如图 1.4 所示。

第 2 章 管壳式换热器传热与阻力计算模型

2.1 引言

对管壳式换热器的传热和阻力计算，通常使用采集到的管壳程进出口处的温度和流量，通过相关传热和阻力方程计算得到传热系数和压降。在换热器刚投入使用时，认为内部换热面是清洁的，使用此时的总传热系数作为换热器初始运行阶段的数据，在换热器经过长时间运行后，内部换热面上由于污垢生成，换热器初始阶段的总传热系数与此时的总传热系数之间存在较大的误差，已经不能准确反应换热器的运行状况，清洁工况下的计算模型已经不再适用，需要进行修正以准确的计算传热系数。因此本章在管壳式换热器设计时通用的传热和阻力计算公式基础上，考虑了内部结垢对换热器运行带来的影响，分析了换热器在清洁和污垢状态下对换热性能的变化之处，修正了传热计算模型中的相关参数，并与经验公式以及文献中修正公式进行对比验证了本文所建立的修正计算模型的准确性。

2.2 传热计算模型及修正

2.2.1 传热计算模型

管壳式换热器中流体的热交换过程较为复杂，包含多个热量传递过程，总传热热阻主要由管程对流换热热阻、壳程对流换热热阻、换热管的导热热阻、管内污垢热阻和管外污垢热阻等组成。对于流体的逆流或顺流过程，流体温度分布如图 2.1 所示。

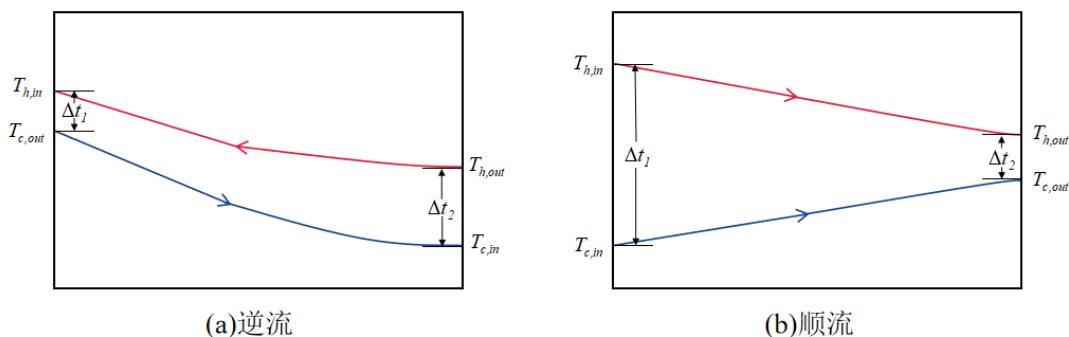


图 2.1 冷热流体温度变化示意图

Fig. 2.1 Diagram of temperature variation of hot and cold fluids

本文主要针对管壳式换热器无相变过程，流体在换热器内工作时，热侧流体放热量可表示为：

$$Q_h = q_{m,h} C_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2-1)$$

冷侧流体吸热量可表示为：

$$Q_c = q_{m,c} C_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2-2)$$

式中, $q_{m,h}$ 为高温流体的质量流量, kg/s ; $C_{p,h}$ 为高温流体的定压比热, $J/(kg \cdot K)$; $T_{h,in}$ 、 $T_{h,out}$ 为高温流体的进、出口温度; $T_{c,in}$ 、 $T_{c,out}$ 为低温流体的进、出口温度, K 。

换热器内流体热交换的过程一般看做稳态, 则在稳态条件下的热平衡方程为:

$$Q = Q_h = Q_c \quad (2-3)$$

式中, F 为换热器的总传热面积, m^2 ; Δt_m 为对数平均温差, K 。

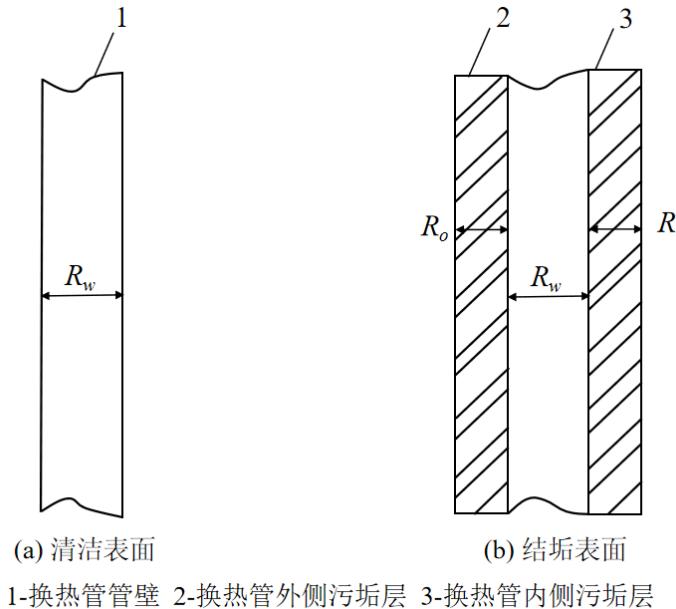


图 2.2 清洁和结垢状态下换热表面热阻分布示意图

Fig. 2.2 Schematic diagram of thermal resistance distribution on heat exchange surface under clean and scaling conditions

如图 2.2 (a) 所示, 对于一台刚开始使用的换热器来说, 其内部表面是清洁的, 不存在任何污垢, 则此时的传热系数为清洁传热系数 K_c , 计算式可以表示为:

$$\frac{1}{K_c} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + R_w \quad (2-4)$$

式中, α_o 、 α_i 分别为管外和管内的对流放热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; d_o 、 d_i 分别为换热管的外径和内径, m ; R_w 为管壁热阻, 按多层圆筒壁传热的计算公式为:

$$R_w = \frac{d_o}{2\lambda_w} \ln \frac{d_o}{d_i} \quad (2-5)$$

由公式(2-4)可知, 换热器在刚开始投入使用时, 换热器的结构参数和运行工况是已经确定的, 因此只需要确定管内外的对流放热系数就可以确定换热器的总传热系数。

管内流体对流放热系数 α_i 的相关计算研究较为成熟, 在清洁工况下管程流体大多为紊流流动, 通常使用 Dittus-Boelter 方程^[86]对管内流体的放热系数进行计算:

$$\alpha_i = C \frac{\lambda_t}{d_i} \text{Re}_t^{0.8} \text{Pr}_t^n \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2-6)$$

常数 C 由流体的种类决定, 当管程流体为气体时, $C=0.021$; 当管程流体没有粘性或者粘性较低时, $C=0.023$; 当管程流体粘性较高时, $C=0.027$ 。当流体被加热时, $n=2/5$, 流体被冷却时, $n=1/3$ 。 λ_t 为管内流体的导热系数, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 。

以管道进出口截面流体温度的算术平均值作为定性温度, 该公式适用于流体温度在 $20\sim30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 之间, 且要满足 $10^4 \leq \text{Re} \leq 1.25 \times 10^5$, $0.7 \leq \text{Pr} \leq 120$, 长径比 $L/d > 60$ 的条件。

管壳式换热器壳侧通常会加装弓形折流板来增加流体的紊流度, 从而提高传热系数。一般情况下, 壳程流体为横掠管束对流换热, 在装有弓形折流板后, 在壳程中会出现交叉流, 从而提高传热系数。Tinker 将壳程流体分成 5 股流路, 如图 2.3 所示, 流路 A、C 和 E 都为泄漏流路, 流路 B 为错流流路, 流路 F 为管程的中间穿流流路^[87]。

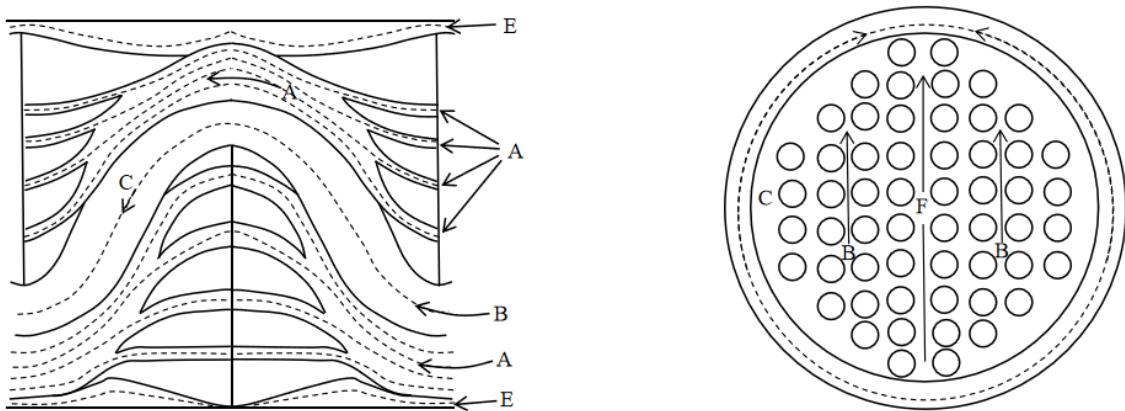


图 2.3 壳程流体流动示意图

Fig. 2.3 Schematic diagram of shell flow

美国工程师学会 (AMSE) 和 Delaware 根据 Tinker 建立的流动模型, 经过实验研究提出了 Bell-Delaware (贝尔-台华) 计算方法。使用 Bell-Delaware 法计算放热系数可以避免查阅图表, 简化计算过程, 因此使用该方法进行壳程流体的放热系数计算。理想状态下对流换热表面放热系数为:

$$\alpha_{oi} = J_{oi} \text{Pr}_s^{-2/3} C_{p,s} g_{ms} \quad (2-7)$$

式中, Pr_s 为壳程流体的普朗特; g_{ms} 为流体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; $C_{p,s}$ 为流体的比热, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{°C})$; J_{oi} 为理想状态下的传热因子, 可由式(2-8)计算得出:

$$J_{oi} = \begin{cases} 1.73 \text{Re}^{-0.67} & 20 \leq \text{Re} < 200 \\ 0.65 \text{Re}^{-0.49} & 200 \leq \text{Re} < 200 \\ 0.35 \text{Re}^{-0.39} & 600 \leq \text{Re} < 1000 \end{cases} \quad (2-8)$$

根据管壳式换热器的结构参数, 对理想状态下的传热因子进行修正:

$$J_o = J_{oi} (J_c J_l J_h J_r J_s) \quad (2-9)$$

式中, J_o 为壳程传热因子; J_c 为折流板缺口修正因子; J_l 为折流板泄漏修正因子; J_h 为管束旁流修正因子; J_r 为低雷诺数时的逆温度梯度修正因子; J_s 为进出口折流板间距不同修正因子; 折流板泄漏影响的修正因子 J_l 一般取 1.0。

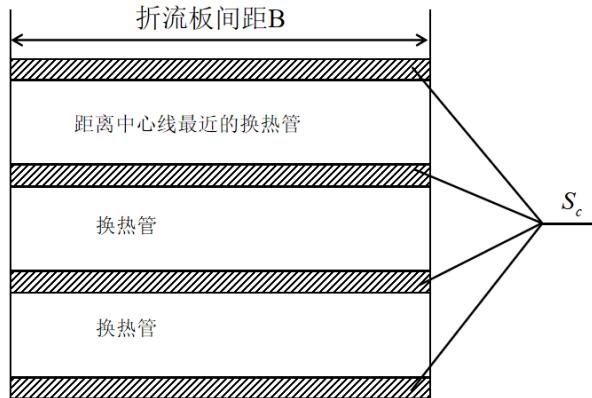


图 2.4 换热器最小流通面积示意图

Fig. 2.4 Schematic diagram of minimum flow area of heat exchanger

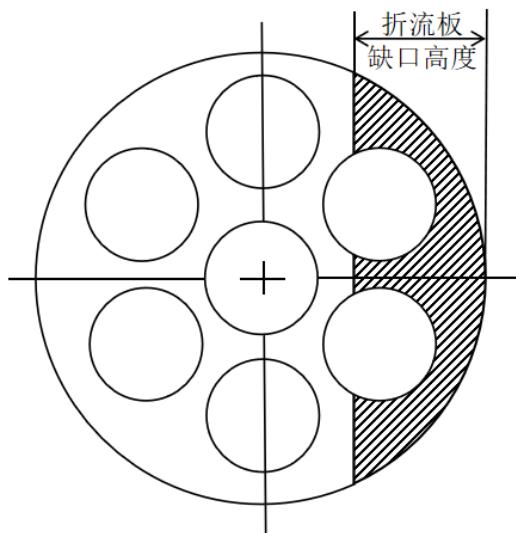


图 2.5 折流板缺口部分示意图

Fig. 2.5 Schematic diagram of the baffle notch

折流板缺口修正因子 J_c 计算公式为:

$$J_c = 1.0 - r_c + 0.524r_c^{0.32} \left(\frac{A_{sc}}{A_{bwc}} \right)^{0.03} \quad (2-10)$$

式中, r_c 为折流板缺口部分传热面积与总传热面积之比; A_{sc} 为叉流流动流道面积, m^2 ; A_{bwc} 为折流板圆缺部分的流通面积, m^2 。

管束旁流的修正因子 J_h 计算公式为:

$$J_h = \exp \left\{ -1.25 r_h \left[1 - \left(\frac{2N_s}{n_c} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \right\} \quad (2-11)$$

式中, r_h 为换热器壳侧中心线或距离最近管排上的换热管和壳体内径的流道间隙面积与叉流流动面积 A_{sc} 之比。

由于低雷诺数而产生的逆温度梯度修正因子 J_r 计算公式为:

$$J_r = \begin{cases} \left(\frac{13}{n_{eff}} \right)^{0.18} & Re < 100 \\ 1.0 & 100 < Re < 2000 \\ \frac{1}{X} & Re > 2000 \end{cases} \quad (2-12)$$

2.2.2 传热计算模型修正

换热器刚开始工作时, 换热表面是没有污垢和杂质的, 随时运行时间的增加, 污垢在换热表面会不断累积, 对换热器的传热和阻力性能产生的影响也在逐渐增加。在污垢刚开始生成时, 污垢厚度较小, 可以忽略污垢热阻带来的影响。随着工作时间的增加, 污垢厚度逐渐增加, 污垢热阻对换热和流体流动的影响也越来越大, 增加到一定程度之后, 污垢的存在使得流体流通面积大大减小, 导致流动阻力和换热热阻增加, 此时的污垢厚度对换热器实际性能的影响已经不能忽略, 管内对流换热系数也随之发生变化, 因此清洁工况下的传热计算模型所得到的总传热系数已经不能准确表达换热器当前性能变化, 已经不适用于当前的运行状态, 因此需要对传热计算模型进行修正, 获得更加精确的总传热系数计算模型。

在污垢厚度所产生的影响不可忽略后, 初始传热系数计算公式(2-4)也不再适用, 使用增加的换热热阻来描述结垢对换热器性能产生的影响, 因此在结垢情况下, 总传热系数的计算公式为:

$$\frac{1}{K_f} = \frac{1}{\alpha_o} + \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_i \right) \frac{d_o}{d_i} + R_o + R_w \quad (2-13)$$

式中, R_w 为管壁热阻, $(m^2 \cdot K)/W$ 。

假设换热管在结垢后的各个位置厚度为均匀分布, 也就是污垢主要成分的导热系数 λ_f 和当量垢层厚度 δ_f 在圆周方向上是不变的。根据多层圆壁筒传热计算原理, 使用管内和管外的当量垢层厚度 δ_f 可以得到管内污垢热阻 R_i 和管外污垢热阻 R_o 分别为:

$$R_i = \frac{d_o}{2\lambda_f} \ln \left(\frac{d_i}{d_i - 2\delta_f} \right) \quad (2-14)$$

$$R_o = \frac{d_o}{2\lambda_f} \ln \left(\frac{d_o + 2\delta_f}{d_o} \right) \quad (2-15)$$

在工程上通常使用污垢热阻 R_f 作为换热器的结垢程度以及结垢对换热器传热性能产生的影响的判断指标，污垢热阻 R_f 由污垢厚度 δ_f 和污垢导热系数 λ_f 的比值来表示。但在通常情况下，换热管表面上的垢层厚度很难确定，并且污垢的导热系数也是监测不到的，使用公式(2-13)和(2-14)求污垢热阻具有一定的困难，因此在工程上使用热阻法来求解管内和管外污垢热阻之和，即总污垢热阻 R_f ，计算公式为：

$$R_f = \frac{1}{K_f} - \frac{1}{K_c} \quad (2-16)$$

式中， K_f 为出现结垢之后换热器的传热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ； K_c 为清洁状态下的传热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，可由公式(2-4)求得。

根据换热器实际运行过程中监测到的进出口温度和流量，可由式(2-1)求得实际总传热系数 K ，结垢之后的总传热系数 K_f 称为理论总传热系数。则实际总传热系数和理论总传热系数之间的相对误差为：

$$\theta = \left| \frac{K - K_f}{K} \right| \times 100\% \quad (2-17)$$

根据文献^[15]中对计算模型修正的结果可以知道，对传热计算模型修正后的计算误差 θ 需要保持在 0~5% 的范围内，取 $\theta=5\%$ 。

在换热器刚开始运行的初始阶段，认为换热表面是清洁没有污垢的，也就是污垢厚度为 0，将这一阶段下的雷诺数记为 Re_0 ，此时实际总传热系数与理论总传热系数之间的误差在 5% 范围内，可以认为相对误差很小。当换热面上的污垢积累到一定厚度之后，实际总传热系数和理论总传热系数之间的误差已经不满足工程要求，此时的污垢厚度为 $\delta_{f,1}$ ，雷诺数记为 Re_1 。可以认为，在换热器运行过程中，当污垢厚度在 $0 \sim \delta_{f,1}$ 范围内或者雷诺数在 $Re_0 \sim Re_1$ 范围内时，使用现有的传热计算模型得到的总传热系数是可以接受的。当污垢逐渐累积到厚度大于 $\delta_{f,1}$ ，此时的雷诺数大于 Re_1 时，使用现有的传热计算模型得到的总传热系数与实际总传热系数之间会存在不可忽视的误差，因此需要对传热计算模型进行修正。由公式(2-6)可以知道，不同阶段下雷诺数的变化，会使得管内外的对流放热系数变化，所以模型的修正主要针对计算公式中雷诺数的指数项和常数项。

目前对于传热系数修正使用较多的主要有非线性回归、Wilson 图解法和修正 Wilson 图解法三种方法。修正 Wilson 图解法使用时的限制条件不多，在传热系数修正中得到广泛的使用，因此本文使用该方法对传热模型进行修正。

在文献[93]中对管内放热系数也使用修正 Wilson 图解法进行了相关修正，但修正后的公式并没有与通用管内放热系数计算公式进行对比和误差分析，并不确定修正后传热计算模型的准确性，因此在前人的基础上对传热计算模型进行进一步修正，并与经验公式和文献[93]中的修正公式进行对比验证修正公式的合理性和准确性。

对于管壳式换热器来说，管程比壳程相对来说更容易清洗，因此在实际运行时通常让杂质含量较多、容易结垢的流体在管程工作，较为清洁的流体在壳程工作，所以模型

的修正主要针对管程对流放热系数。

管内对流放热系数计算公式为:

$$\alpha_i = C \frac{\lambda_t}{d_i} \text{Re}_t^p \text{Pr}_t^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = C \frac{\lambda_t}{d_i} \left(\frac{\rho u d_i}{\mu} \right)^p \left(\frac{C_p \mu}{\lambda_t} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2-18)$$

式中, 常数 C 、 p 和雷诺数 Re 都是未知的。

根据公式(2-13)和公式(2-18)可得污垢生成情况下的传热系数表达式为:

$$\frac{1}{K_f} = \frac{1}{\alpha_o} + R_f + R_w + \frac{1}{C \frac{\lambda_t}{d_i} \left(\frac{\rho u d_i}{\mu} \right)^p \left(\frac{C_p \mu}{\lambda_t} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}} \quad (2-19)$$

通过实验测试确定常数 C 、 p 初始值。在实验过程中, 需要保持壳侧流体的速度基本不变, 改变管侧的流体速度, 并保持管侧流体的温度变化范围保持在 3°C 以内。为了保证污垢热阻的值基本不变, 实验需要保证在一天之内完成。并且壳侧流体的密度、比热和数群(μ/μ_w)等物性参数的变化很小, 则公式(2-19)可表示为:

$$\frac{1}{K_f} = \frac{1}{\alpha_o} + R_f + R_w + m \frac{\mu^{(p-1/3)}}{u^p \lambda_t^{1/3}} \quad (2-20)$$

式中, $m = \frac{1}{\frac{C}{d_i} (\rho d_i)^p C_p^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}}$

使用修正 Wilson 图解法对传热计算模型修正的计算过程如图 2.6 所示。

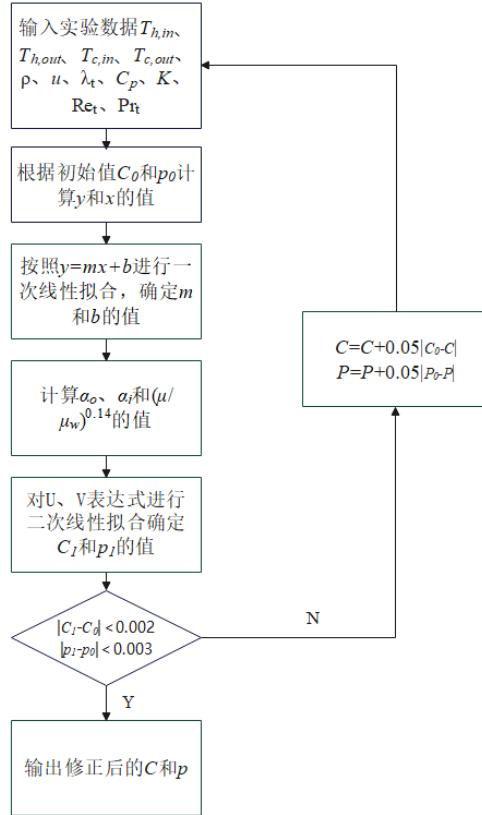


图 2.6 传热计算模型修正流程图

Fig. 2.6 Modified flow chart of heat transfer calculation model

公式(2-20)可变换为线性函数 $y=mx+b$ 的形式, 其中, m 为直线斜率, b 为截距。 $y=\frac{1}{K}$,

$$x=\frac{\mu^{(p-1/3)}}{u^p \lambda_t^{2/3}}, \quad b=\frac{1}{\alpha_o}+R_f+R_w$$

认为壳侧流体的黏度 μ 和导热系数 λ_t 为常数, 通过试验点获得的多组数据进行拟合, 可以得到斜率 m 和截距 b , 通过斜率 m 的值可以得到公式(2-18)中的常数 C 的值, 通过截距 b 可以得到 α_o 和 α_i 的值。将公式(2-18)变换后得到表达式:

$$\frac{\alpha_i d_i}{\lambda_t} \frac{1}{Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}} = C Re_t^p \quad (2-21)$$

取对数得到:

$$\ln \frac{Nu}{Pr_t^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}} = \ln C + p \ln Re_t \quad (2-22)$$

式中, Nu 为努塞尔数, $Nu=\alpha_i d_i / \lambda_t$ 。

令 $U=\ln[Nu/Pr_t^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14}]$, $V=\ln Re_t$ 。对公式(2-21)进行二次线性拟合, 得到 C_I 和

p_1 的值, 与初始值 C_0 和 p_0 对比, 如果误差满足要求, 用修正后的值代替初始值, 如果不满足误差要求, 则继续对初始值 C_0 和 p_0 进行迭代计算, 直至满足误差要求计算停止。

以某石化企业使用的换热器参数和相关数据为例, 管侧流体为冷却水, 壳侧流体为工艺水。使用 MATLAB 软件按照图 2.6 所示的计算流程进行拟合, 对管内放热系数计算式进行修正, 所得结果如表 2.1 所示。

表 2.1 不同雷诺数范围管内放热系数修正计算式

Table 2.1 Modified formula for heat release coefficient in tubes with different Reynolds number ranges

雷诺数 Re	系数修正值	管内放热系数修正计算式
$Re < 35000$	$C=0.148, p=0.62$	$Nu = 0.148 Re^{0.62} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$
$35000 \leq Re < 42000$	$C=0.092, p=0.67$	$Nu = 0.092 Re^{0.67} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$
$Re > 42000$	$C=0.033, p=0.77$	$Nu = 0.033 Re^{0.77} Pr^{0.4} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$

2.2.3 修正模型验证

前面提到, 低粘度流体被加热时管内放热系数的计算大多使用 Dittus-Boelter 方程进行计算, 公式为:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2-23)$$

使用修正后的管内放热系数计算式与该经验公式以及文献[93]中所修正的管内放热系数计算公式进行对比, 如图 2.7 所示。

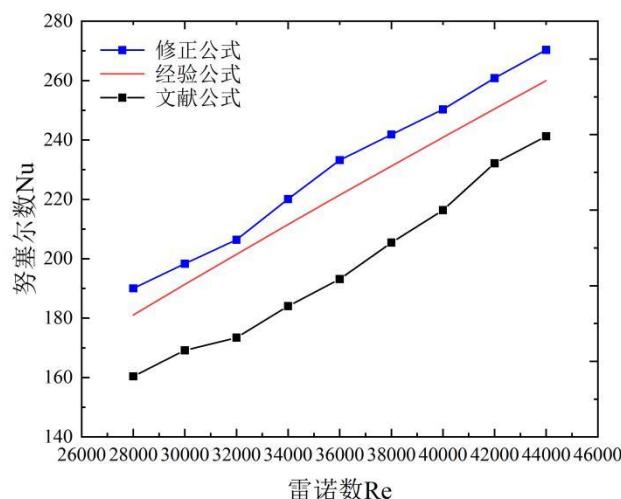


图 2.7 管内放热系数公式对比

Fig. 2.7 Comparison of heat release coefficient formulas in tubes

从图中可以看出,本文得到的修正计算公式与 Dittus-Boelter 方程的变化趋势较为吻合,并且与文献中修正公式相比,可以看出本文的修正公式误差较小。计算本文修正公式和文献中的修正公式与经验公式之间的误差,结果如表 2.2 所示。

表 2.2 修正公式误差

Table 2.2 Correcting formula error

雷诺数 Re	本文修正公式误差/%	文献[93]修正公式误差/%
28000	4.92	11.42
30000	3.63	11.61
32000	2.43	13.93
34000	4.06	12.98
36000	5.33	12.77
38000	4.59	11.13
40000	3.89	10.17
42000	4.13	7.31
44000	3.98	7.20

从表 2.2 中可以看出,文献[93]中的修正公式与经验公式之间误差较大,误差最大达到了 13.93%,误差最小值为 7.20%。而本文修正后得到的管内放热系数与公认经验公式曲线较为吻合,并且误差最大值为 5.33%,误差最小值为 2.43%,证明本文使用修正 Wilson 图解法得到的管内放热系数计算式是较为准确的。使用修正后的传热计算模型,根据雷诺数的不同范围,针对不同的运行工况使用不同的管内放热系数,可以使计算结果更有针对性和准确性。

2.3 阻力计算模型

流体在换热器管侧流动时,传热管的进口处一般会发生流动收缩现象,出口处又会发生流动膨胀现象。在突然的流动收缩和膨胀作用下,会引起附加的压力损失 $\Delta p_t'$ 和 $\Delta p_t''$,流体在流经传热管时会产生摩擦阻力损失 Δp_{tt} ,在流经管侧弯道或 U 型段是会产生附加压力损失 Δp_{tl} ,这些压力损失组成了管侧的总压降 Δp_t 。

$$\Delta p_t = \Delta p_t' + \Delta p_{tt} + \Delta p_{tl} + \Delta p_t'' \quad (2-24)$$

传热管管束进口收缩产生的压力损失 $\Delta p_t'$ 计算公式为:

$$\Delta p_t' = \frac{g_m^2 n_{t,pass}}{2\rho} (1 - \sigma^2 + K') \quad (2-25)$$

式中, σ 为孔度; K' 为进口压力损失系数; $n_{t,pass}$ 为管程数目。

管内沿程摩擦阻力损失 Δp_{tt} 计算公式为:

$$\Delta p_{tt} = \frac{4f_t g_{mt}^2 L n_{tapss}}{2\rho D_{ti}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (2-26)$$

式中, L 为传热管管长, m; g_{mt} 为管内流体的质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; μ_w 为以管壁为定性温度的黏度系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; f_t 为管侧摩擦系数。

回弯阻力损失计算公式为:

$$\Delta p_{tl} = \frac{4g_{mt}^2 n_{tapss}}{2\rho} \quad (2-27)$$

传热管管束出口膨胀产生的压力损失 $\Delta p_t''$ 计算公式为:

$$\Delta p_t'' = \frac{g_{mt}^2 n_{tapss}}{2\rho} (1 - \sigma^2 - K'') \quad (2-28)$$

式中, K'' 为出口压力回升系数。

壳程的压力损失计算是一个较为复杂的问题, Bell-Delaware (贝尔-台华) 计算方法是通过理想管排情况出发, 得到压力损失计算公式, 再通过引入修正系数来得到正确的计算方法, 考虑了旁流和漏流对壳程流体流动过程的影响, 计算得出的壳程压降准确率较高, 所以对壳程压降的计算也同样采用 Bell-Delaware 法。

对于装有弓形折流板的换热器来说, 壳程压降主要包括折流板中间管束错流压降、折流板进出口位置的管束错流压降和折流板缺口区域的管束错流压降三部分:

$$\Delta p_k = 2\Delta p_{sc} R_b \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_s + [(N_b - 1)\Delta p_{sc} + N_b \Delta p_{wc}] R_l \quad (2-29)$$

式中, Δp_k 为壳程流体总压降, Pa; Δp_{sc} 为折流板中间管束错流压降, Pa; Δp_{wc} 为折流板缺口区管束错流压降, Pa; N_c 为错流区管排数, 一般换热器设计图纸会标明; N_b 为折流板数目; R_l 为折流板泄漏对流动阻力影响的修正系数; R_b 为旁流对流动阻力影响的修正系数; R_s 为折流板进出口段间距不同对流动阻力影响的修正系数。

N_{cw} 为折流板缺口区的有效管排数, 计算公式为:

$$N_{cw} = \frac{0.8l_c}{P_n} \quad (2-30)$$

对于折流板中间管束错流压降 Δp_{sc} , 可按下式进行计算:

$$\Delta p_{sc} = 4f_k N_c \frac{\rho V_{mk}^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (2-31)$$

式中, f_k 为管束叉流流动时的摩擦系数, 与雷诺数 Re 大小有关, 计算公式如表 2.3 所示。

表 2.3 管束叉流流动摩擦系数 f_k 的计算公式

Table 2.3 The calculation formula of friction coefficient f_k of tube bundle fork flow

雷诺数 Re	计算公式
----------	------

$\text{Re} < 100$

$$f_k = 47.1(\text{Re})^{-0.965}$$

 $100 \leq \text{Re} < 300$

$$f_k = 13.0(\text{Re})^{-0.685}$$

 $300 \leq \text{Re} < 1000$

$$f_k = 3.2(\text{Re})^{-0.44}$$

 $\text{Re} > 1000$

$$f_k = 0.505(\text{Re})^{-0.176}$$

V_{mk} 为壳程流体的平均流速, m/s; N 为管程换热管总数; μ 为以进出口截面处流体的算术平均温度为定性温度的黏度系数, Pa·s; μ_w 为以管壁为定性温度的黏度系数, Pa·s。

对于折流板缺口区管束错流压降 Δp_{wk} 的计算公式, 当 $\text{Re} \geq 100$ 时,

$$\Delta p_{wk} = (2 + 0.6N_{cw}) \frac{\rho V_{mq}^2}{2} \quad (2-32)$$

式中, V_{mq} 为折流板缺口区几何平均流速, m/s。

当 $\text{Re} < 100$ 时,

$$\Delta p_{wk} = 26\mu V_{mq} \left(\frac{N_{cw}}{s - d_2} + \frac{B}{d_e^2} \right) + 2 \left(\frac{\rho V_{mq}^2}{2} \right) \quad (2-33)$$

式中, s 为换热管中心距, m; d_2 为换热管外径, m; B 为折流板间距, m; d_e 为缺口区换热管的当量直径, m; ρ 为壳侧流体密度, kg/m³。

由于折流板进出口段间距不同, 对流动阻力造成影响的修正系数 R_s 计算公式为:

$$R_s = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{B_1}{B} \right)^{-n'} + \left(\frac{B_2}{B} \right)^{-n'} \right] \quad (2-34)$$

式中, B_1 为进口段折流板到管板间的距离, m; B_2 为出口段折流板到管板间的距离, m; 当 $\text{Re} \geq 100$ 时, n' 取 1.6, 当 $\text{Re} < 100$ 时, n' 取 1.0。

2.4 本章小结

本章整理了换热器换热和压降的相关计算模型, 并对运行状态下的传热计算模型中的相关系数进行了修正。在传统管壳式换热器传热和阻力计算模型的基础上, 考虑了污垢生成后对换热器性能产生的影响, 使用修正 Wilson 图解法对传热计算模型中的管内放热系数修正, 得到了在雷诺数不同范围所对应的管内放热系数修正关系式, 并使用 Dittus-Boelter 方程以及文献中的修正关系式进行对比, 验证了修正模型的准确性, 最后整理了换热器阻力计算模型。

第 3 章 管壳式换热器污垢预测模型

3.1 引言

换热器在经过长时间运行之后，不可避免地会发生故障，通过研究换热器在实际使用过程中传热和阻力性能的变化规律可知，大多数管壳式换热器在换热管表面出现结垢之后，污垢厚度逐渐增加，传热热阻也随之增加，热阻的存在使得冷热流体之间热量传递过程变得困难，使得换热器传热效率下降。当流通面积减小到一定程度之后，管内流体流速大大增加，会将换热面上部分污垢冲刷掉使管内发生堵塞，并且在污垢长时间沉积作用下会腐蚀换热面，导致流体泄漏，不利于设备的安全正常运行，因此可以知道结垢是导致换热器故障的主要原因。因此本章结合现代化的数据处理和预测技术，讨论了BP 神经网络算法并对其进行优化，使用优化后的算法建立污垢热阻预测模型，并使用换热器实际运行数据验证了该模型预测结果的准确性。

3.2 BP 神经网络算法

在高温高压条件下工作的换热器，内部污垢的形成过程会受到多种因素的影响，在

不同复杂因素作用下污垢厚度的变化也不同，传统的结垢预测方法不能全面的考虑各种因素，因此对于污垢的预测也相对不够准确。上世纪 80 年代以来，神经网络(Neural Network)在预测领域得到了广泛的研究和应用，BP 神经网络有较高的自我学习和获得知识的能力，可以并行处理多种信息机制，对于非线性变化有较好的再现和预测能力，能够克服人为预测中的随机性因素。人工神经网络是由很多数量的相同神经元互相连接而形成的复杂网络结构，通过采集指定样本信息来进行训练，从而得到具有人类大脑的记忆、判断和辨识能力的神经网络，可以在避免复杂的数学推导的同时实现对各种信息的处理和稳定输出，在样本缺损和参数漂移的情况下仍然可以保证稳定的输出^[88]。截至目前，人工神经网络模型已经被应用于众多领域，应用比较常用的有反向传播神经网络(Back Propagation Neural Network, 简称 BP 神经网络)，Hopfield 网络，ART 网络和 Kohonen 网络等模型，其中 BP 神经网络由于其适应性好、可以有效调整隐含层权值等优点得到了广泛应用。

BP 神经网络结构是由输入层、隐含层和输出层组成，模型结构如图 3.1 所示。网络模型的训练过程包括信号的正向传播和误差的反向传播两个主要部分^[89]。在进行正向传播时，输入初始信号值之后，在隐含层经过加工处理，再由激励函数作用之后向输出层传递，在输出层对比输出值与期望值之间的误差，若误差较大，则反向传播误差，误差经过隐含层反馈至输入层，经过迭代训练后得到各层神经元的连接权重，重复进行上述过程，直到输出层误差满足要求或者达到训练次数设置值之后模型停止计算，得到最终的网络模型。

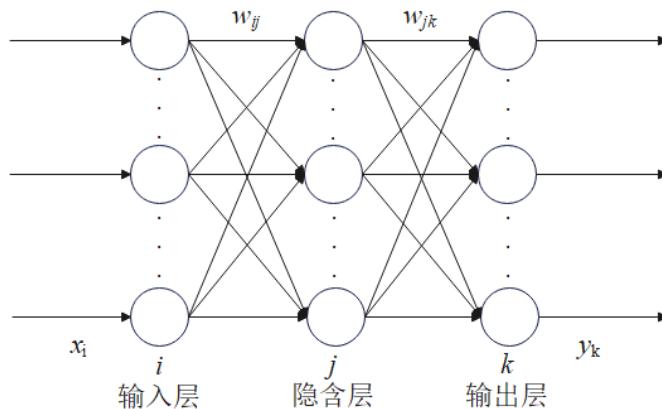


图 3.1 BP 神经网络模型结构

Fig. 3.1 BP neural network model structure

BP 神经网络的算法流程如图 3.2 所示。

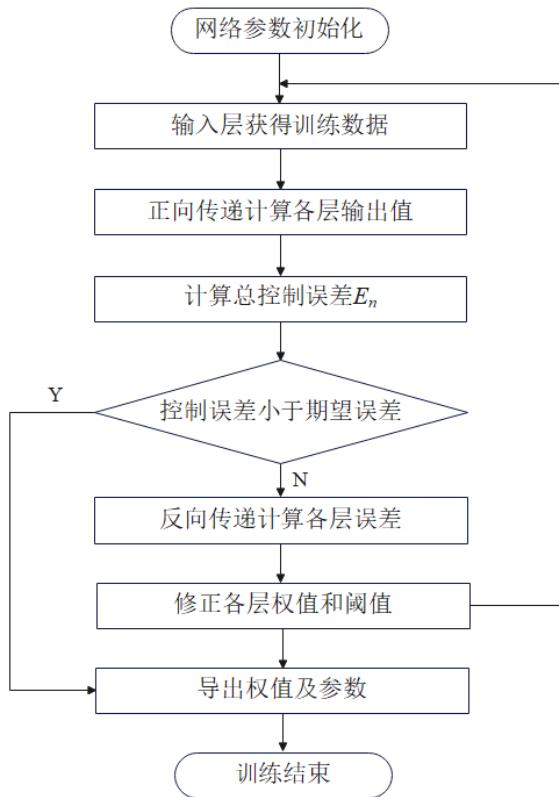


图 3.2 BP 神经网络训练流程图

Fig. 3.2 BP neural network training flow chart

BP 神经网络的具体训练过程为：

- (1) 确定一组训练样本，确定输入矩阵 X_i 和目标矩阵 T_k ，其中 $i=1,2,\dots,n; k=1,2,\dots,q$ ；设置误差最小值、学习速度和训练次数。
- (2) 计算隐藏层和输出层中各个单元的输出值，在网络中进行正向传递。定义输入函数为 H ，输出函数为 O ，则隐含层的输入函数为：

$$H_j = \sum_{i=1}^n w_{ij} x_i + \theta_j \quad (3-1)$$

隐含层的输出函数为：

$$O_j = \varphi(H_j) \quad (3-2)$$

式中， w_{ij} 为输入层第 i 个节点到隐含层第 j 个节点的权值； x_i 为输入层第 i 个节点的输入值； θ_j 为隐含层第 j 个节点的阈值； φ 为隐含层的激励函数。

使用隐含层输出的权重值可以得到输出层的输入函数为：

$$H_k = \sum_{j=1}^q w_{jk} O_j + a_k = \sum_{j=1}^q w_{jk} O_j + a_k \quad (3-3)$$

输出层的输出函数为：

$$O_k = \omega(H_k) = \omega\left(\sum_{j=1}^q w_{jk} O_j + a_k\right) \quad (3-4)$$

式中, w_{jk} 为隐含层第 j 个节点到输出层第 k 个节点的权值; y_j 为隐含层第 j 个节点的输入值; a_k 为输出层第 k 个节点的阈值; ω 为输出层的激励函数。

(3) 计算输出层和隐含层的神经元误差之后, 进行网络的反向传播来调整神经元权重值和阈值。

实际输出值与期望输出值之间的均方误差 E_x 计算公式为:

$$E_x = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^p (T_k - O_k)^2 \quad (3-5)$$

则 n 个训练样本的总误差准则数为:

$$E_n = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p (T_k^n - O_k^n)^2 \quad (3-6)$$

使用均方误差函数对权值或阈值求偏导, 完成对输出权值或阈值的修正, 输出层权值的修正公式为:

$$\Delta w_{jk} = -\eta \frac{\partial E_n}{\partial w_{jk}} = \eta \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p (T_k^n - O_k^n) \cdot \omega'(H_k) \cdot y_j \quad (3-7)$$

式中, η 为网络的学习速率。

输出层阈值的修正公式为:

$$\Delta a_k = -\eta \frac{\partial E_n}{\partial a_k} = \eta \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p (T_k^n - O_k^n) \cdot \omega'(H_k) \quad (3-8)$$

对输入层权值的修正公式为:

$$\Delta w_{ij} = -\eta \frac{\partial E_n}{\partial w_{ij}} = \eta \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p (T_k^n - O_k^n) \cdot \omega'(H_k) \cdot w_{ik} \cdot \varphi'(H_i) \cdot x_i \quad (3-9)$$

输入层阈值的修正公式为:

$$\Delta \theta_j = -\eta \frac{\partial E_n}{\partial \theta_j} = \eta \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p (T_k^n - O_k^n) \cdot \omega'(H_k) \cdot w_{jk} \cdot \varphi'(H_i) \quad (3-10)$$

(4) 重复步骤 (2) 和步骤 (3), 直到输出层误差满足要求或者达到规定训练次数时停止训练;

(5) 训练结束。

将 BP 神经网络模型看做一个公式, 那么模型中各个神经元之间的权重就是公式中的参数, 训练的目的就是要求出这些参数。在调整各层神经元之间的权重时, 主要依据的就是实际输出值与期望输出值之间的误差, 将这个误差在各层神经元之间反向传播来达到减小误差的目的, 最终确定各层神经元的连接权重。

BP 神经网络结构由多层网络组成，主要包括输入层和输出层节点以及需要经过计算才能确定的隐含层节点。输入层神经元个数取决于系统自变量的选择，一般是和目标参数有关的因子或变量。BP 神经网络预测的准确度与隐含层神经元的数量有一定的关系，隐含层神经元个数越多，网络训练的精度随之增加，但是训练所需时间也会增加，但是隐含层神经元数量太少又会降低结果的精度。输出层神经元数量为使用该网络预测的目标参数的个数。输入层和输出层节点个数、训练数据等因素也会影响隐含层神经元个数的确定，在研究人员对神经网络进行研究时，通常使用试凑法来确定隐含层节点个数，首先使用经验公式确定出节点的大致范围，再对比最终训练效果来进一步确定节点个数。

公认的隐含层神经元个数 n_h 的计算经验公式为^[90]:

$$n_h = \sqrt{m+n} + a \quad (3-11)$$

式中， m 为输入层神经元数目； n 为输出层神经元数目； a 为自然数， $a \in [1,10]$ 。

为了更好的表示输入层的多个参数之间的非线性关系，采用 Tansig 函数作为隐含层的激励函数，表达式为：

$$f(x) = \frac{1-e^{-x}}{1+e^{-x}} \quad (3-12)$$

输入层神经元个数由输出层神经元个数由目标参数决定，输出节点数通常等于模型的预测数。选择 Logsig 函数作为输出层的激励函数，表达式为：

$$f(x) = \frac{1}{1+e^{-x}} \quad (3-13)$$

BP 神经网络的训练数据确定之后，还要将数据分为训练样本和测试样本两个部分，通常用 70% 的数据用于训练，剩余 30% 的数据作为测试数据，这样可以有效避免网络发生过拟合，得到最佳训练结果。

由于数据类型的不同使得数据在量纲上也存在差异，并且隐含层激励函数的使用范围也存在局限性。如果输入数据的绝对值差别过大，那么在权值调整的过程中会造成工作区域离开激活区进入平坦区，不利于网络的收敛性，所以在进行训练之前需要对数据进行归一化处理，使用归一函数将数据归一化到[0,1]的范围内，计算公式为：

$$\bar{x} = \frac{x - x_{\min}}{x_{\max} - x_{\min}} \quad (3-14)$$

式中， \bar{x} 表示初始的输入数据； x_{\max} 、 x_{\min} 分别表示输入数据中的最大值和最小值。

在预测完成之后，也需要对数据结果进行反归一化处理，计算公式为：

$$y' = y(\bar{y}_{\max} - \bar{y}_{\min}) + \bar{y}_{\min} \quad (3-15)$$

式中， y' 表示预测结果的值； y 表示预测结果反归一化后的值； y_{\max} 、 y_{\min} 分别表示预测结果中的最大值和最小值。在进行反归一化处理之后的 y 即为所需要的预测数据。

3.3 基于遗传算法优化 BP 神经网络

BP 神经网络基于其适用度广、可塑性高的优点得到广泛的应用，但是单纯使用 BP 神经网络用于故障诊断往往容易使计算陷入局部最小，原因是在网络反向传递的过程使用了梯度下降法，而梯度下降法的局限之一就是会使结果陷入局部最小。

神经网络通过反向传递不断更新权值和阈值来实现非线性问题的最优解，对于常用的 BP 神经网络算法，通常使用二次型误差准则数和梯度下降法对权值进行更新优化，如公式(3-7)~(3-10)所示，学习速率 η 的取值大小对于网络的收敛速度有很大的影响，取值过小，会使得收敛速度变慢，取值过大，会导致误差变化量过大，影响收敛效果。因此对于 BP 神经网络来说，解决局部最小值的问题和提高收敛速度可以有效地提高预测速度和精度。

遗传算法 (Genetic Algorithm, 简称 GA) 是通过模拟达尔文生物进化论和遗传学机理而形成的计算模型，具有全局搜索能力，优点之一就是对于求解结果的评价只需要确定适应度函数，不会被函数是否可微和连续限制，避免了陷入局部最优的问题。在使用遗传算法时，首先将数据看做一个种群，对其中的个体进行编码，用数列表示基因，再针对具体问题设置相应的适应度函数，选择满足要求的个体，并使用遗传理论中的交叉、变异等操作，生成新的种群，在这个过程中会使种群质量越来越适应环境，将最终得到的种群解码之后就是问题的最优解。

使用遗传算法对 BP 神经网络进行优化，将适应度较差的值剔除，筛选出适应度较好的数值，最终获得具有最佳适应度的值作为神经网络训练的初始权值和阈值，实现对初始权值和阈值的优化，可以避免由于初始参数选择不当而导致的网络收敛性不好、陷入局部最优等问题，提高网络的收敛速度。

使用遗传算法优化 BP 神经网络的训练流程图如图 3.3 所示。

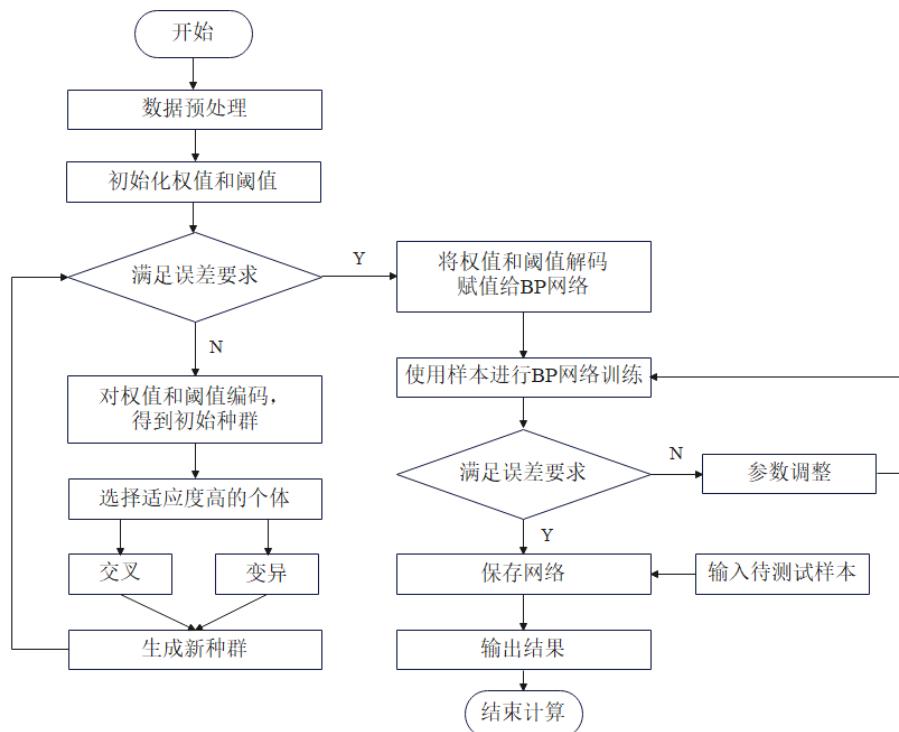


图 3.3 GA-BP 算法训练流程图

Fig. 3.3 GA-BP algorithm training flowchart

使用遗传算法优化 BP 神经网络模型的具体实现过程为：

- (1) 使用二进制编码方式对初始权值进行编码；
- (2) 建立适应度函数公式；使用网络的实际输出值和期望输出值来表示适应度函数，表达式为：

$$A = \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^n (T_k - O_k)} \quad (3-16)$$

- (3) 使用轮盘式策略确定个体选择概率，选择个体进行下一步训练；选择概率计算公式为：

$$P_i = \frac{f_i}{\sum_{i=1}^n f_i} \quad (3-17)$$

式中， f_i 为个体的适配值，计算公式为：

$$f_i = \frac{1}{\sum_n \sum_k (T_k - O_k)^2} \quad (3-18)$$

- (4) 使用交叉、变异操作对初始种群进行动态调节，产生新的个体，计算新个体的适应度；
- (5) 重复选择个体后，将优化后得到的权值和阈值输入 BP 神经网络进行训练并计

算控制误差，如果误差在规定的允许范围内，则停止计算，若不在允许范围内则继续步骤（4）的调节操作；

（6）使用最终的优化权值和阈值作为BP神经网络的初始值，进行BP网络的训练计算。

3.4 基于GA-BP神经网络的污垢预测模型

神经网络处理非线性问题的能力与层数有关，网络层数越多，就能更好的处理非线性问题，同时也会导致训练时间过长，网络层数过少，又会导致训练结果精度过低，网络收敛效果不理想。因此应该根据具体问题和训练数据来确定网络层数。一般来说，三层的神经网络能够满足非线性变化的预测需求，所以本文使用三层BP神经网络进行预测。

输入层参数的确定是神经网络进行训练的一个必备条件，在发生结垢后，主要表现为传热效率下降和流量变化，导致热侧和冷侧的出口温度发生变化，并且对管侧流量也会产生一定影响，在现有条件下，换热器进出口温度和流量是比较容易获得的，因此使用管壳程进出口温差和管程压降这三种参数来对管壳式换热器的污垢热阻进行预测和分析。即选择换热器管侧进出口温差 Δt_h 、壳侧进出口温差 Δt_c 和管侧质量流量 m_t 这3个参数作为输入数据，输入层节点数 $m=3$ 。使用某石化使用的浮头式换热器历史运行数据作为神经网络训练的数据集，由于数据过多，选择部分数据进行展示，如表3.1所示。

表3.1 浮头式换热器部分运行数据

Table 3.1 Partial operation data of floating head heat exchanger

运行时间 t/day	$\Delta t_h/\text{K}$	$\Delta t_c/\text{K}$	$m_t/(\text{kg}/\text{s})$	$R_f/(\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W})$
1	320.54	315.36	9.70	0.00280
9	322.48	313.33	10.80	0.00328
19	321.68	312.47	8.47	0.00927
29	322.32	313.18	8.59	0.01102
39	322.04	313.16	8.87	0.01296
49	320.63	313.85	9.13	0.01519
59	320.69	314.65	8.86	0.01671
69	320.58	313.98	8.10	0.01743
79	319.35	313.69	8.31	0.01764

将污垢热阻作为神经网络的输出层单一参数，因此输出层节点数 $n=1$ 。

确定了输入层和输出层神经元个数之后，根据公式(3-11)可以确定隐含层神经元个数范围，再通过试凑法通过对比在神经元个数不同时网络的训练误差，确定隐含层神经元个数。

隐含层神经元个数的具体确定步骤为：

（1）将输入层神经元个数 $m=3$ 、输出层神经元个数 $n=1$ 代入公式(3-11)中，计算得

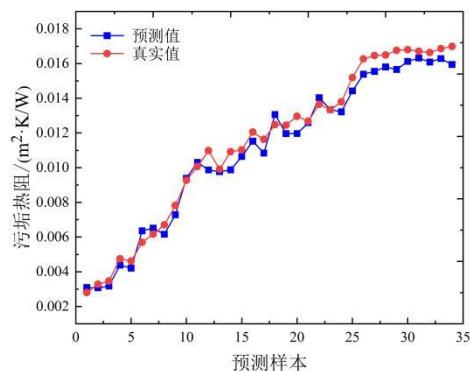
到隐含层神经元个数分别为 3, 4, 5, 8, 9, 10, 11, 12;

(2) 选择数据集 70%的数据作为训练样本, 剩余 30%的数据作为测试样本; 本文中数据集共有 49 个样本, 选择 34 个数据作为训练样本, 15 个数据作为测试样本;

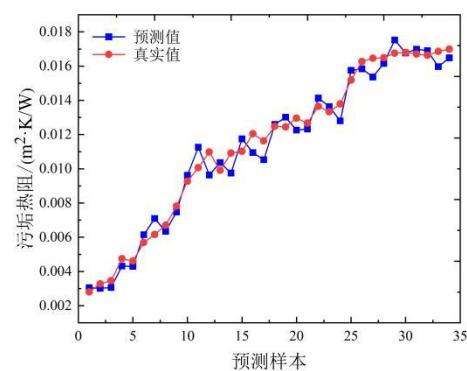
(3) 选择一个步骤 (1) 中确定的神经元个数, 将样本数据输入 GA-BP 神经网络模型进行训练和预测, 并判断预测值和实际值的误差是否满足设定误差值, 本文设定误差为 0.002;

(4) 则重复步骤 (3), 直至步骤 (1) 中所有神经元个数全部使用, 对比训练结果, 选择满足要求且误差最小的神经元个数作为最终隐含层神经元个数;

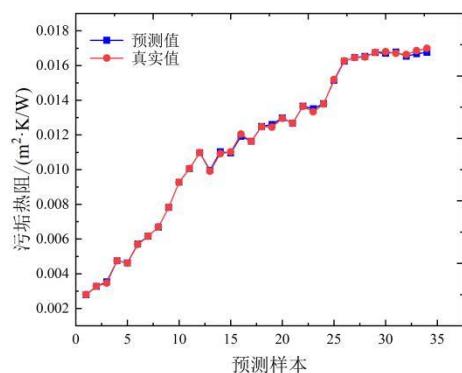
在 MATLAB 平台上通过编程搭建 GA-BP 神经网络预测模型, 并使用计算得到的不同隐含层神经元个数分别进行训练, 筛选出满足误差要求的相应神经元数目, 并对比训练和预测结果的误差和均方根误差, 选择结果中误差变化较为明显的 6 个隐含层神经元个数进行对比, 如图 3.4 所示, 从图中可以看出, 神经元个数为 3、5 和 9 的时候, 训练结果和真实值存在一定的误差, 部分样本点训练效果较好, 但大部分样本点训练结果吻合度不高; 神经元个数为 10 和 12 的时候, 训练效果较之前有所提高, 但部分样本点训练效果误差较大; 当神经元个数为 8 时, 可以看出各个样本点的训练效果都与样本的真实值基本一致, 是训练效果最好的一组。



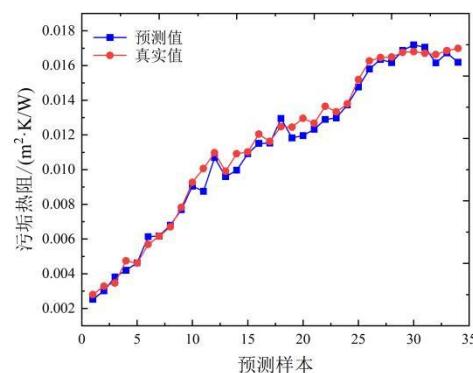
(a) 神经元个数为 3



(b) 神经元个数为 5



(c) 神经元个数为 8



(d) 神经元个数为 9

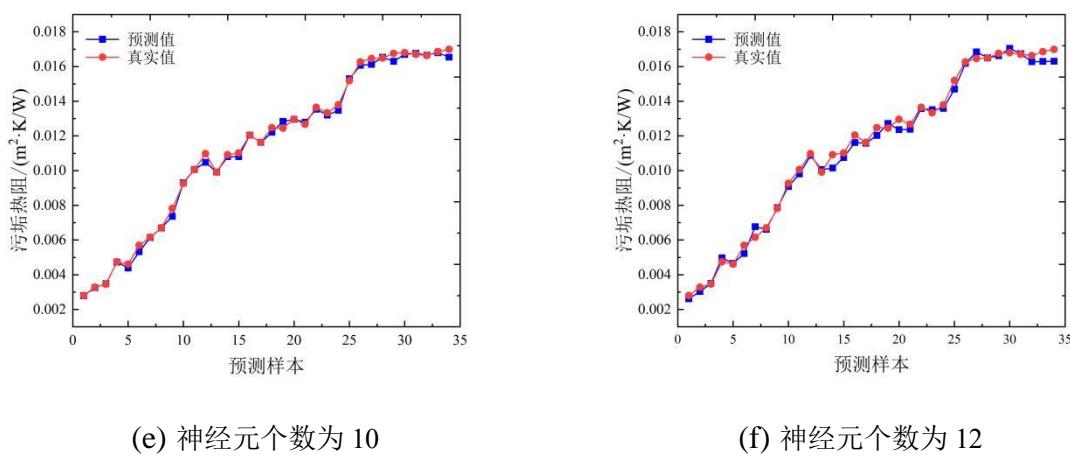


图 3.4 不同神经元个数训练结果对比

(f) 神经元个数为 12

Fig. 3.4 Comparison of training results with different number of neurons

根据训练结果计算出神经元个数不同时训练集的均方根误差，如表 3.2 所示。可以看出，当神经元个数为 8 时，满足误差 0.002 的要求，并且训练集的均方根误差为最小值，网络训练效果最优。当神经元个数不为 8 时，均方根误差反而增大。

表 3.2 不同神经元个数训练集和测试集的均方根误差

Table 3.2 RMSE of training set and test set with different number of neurons

神经元个数	训练集均方根误差
3	0.0015239
5	0.0016535
8	0.0007125
9	0.0012639
10	0.0008631
12	0.0010116

根据以上在神经元个数不同的情况下的预测结果对比和误差对比，确定隐含层神经元个数为 8，最终的污垢热阻预测神经网络结构为 3-8-1，如图 3.5 所示。

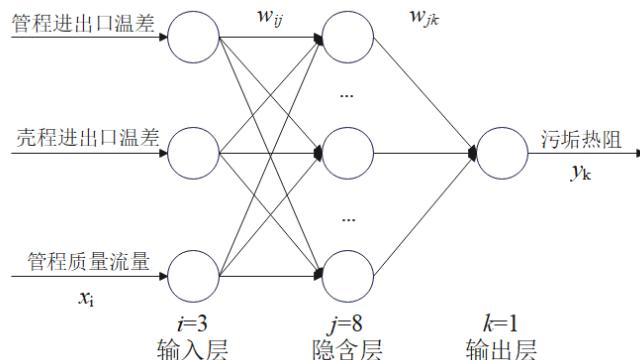


图 3.5 污垢热阻预测网络拓扑结构

Fig. 3.5 Topology of fouling thermal resistance prediction network

确定神经网络结构之后，使用 GA-BP 神经网络模型建立污垢热阻预测模型，保存换热器污垢预测模型，并使用剩余 15 组浮头式换热器运行数据作为测试样本，输入该模型中对污垢进行预测，测试样本实际污垢热阻值和网络模型预测值对比如图 3.6 所示。

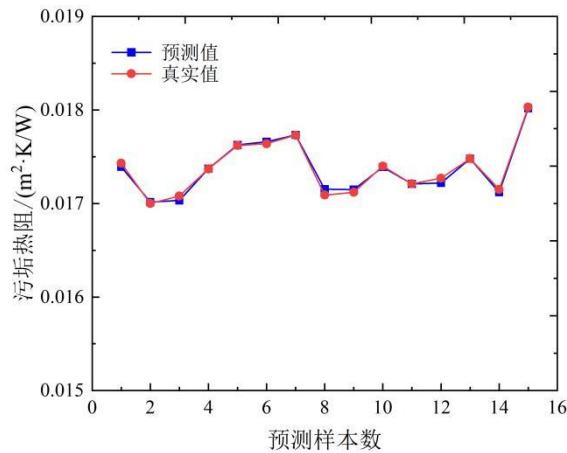


图 3.6 污垢热阻实际值和预测值对比

Fig. 3.6 Comparison of actual and predicted dirt thermal resistance

表 3.3 数据样本及预测结果误差

Table 3.3 Data sample and prediction error

样本数	$\Delta t_h/K$	$\Delta t_c/K$	$m_v/(kg/s)$	实际热阻值 $/(m^2 \cdot K/W)$	预测热阻值 $/(m^2 \cdot K/W)$	相对误差
1	320.58	313.98	8.10	0.01743	0.01739	2.29%
2	320.75	313.24	7.99	0.01700	0.01701	0.58%
3	320.08	313.33	8.03	0.01708	0.01703	2.92%
4	321.73	314.87	8.03	0.01737	0.01736	0.57%
5	321.14	314.67	8.21	0.01762	0.01763	1.13%
6	319.35	313.69	8.31	0.01764	0.01766	1.13%
7	321.15	312.85	8.31	0.01773	0.01772	0.56%
8	319.95	314.24	8.89	0.01709	0.01715	3.51%
9	320.92	315.17	9.00	0.01712	0.01715	1.75%
10	318.65	313.61	9.01	0.01740	0.01738	1.15%
11	319.85	314.33	9.11	0.01721	0.01720	0.58%
12	320.32	314.70	9.00	0.01727	0.01722	2.89%
13	320.27	314.66	9.00	0.01748	0.01747	0.57%
14	319.69	314.26	9.00	0.01715	0.01712	1.75%
15	320.22	314.47	8.17	0.01803	0.01802	0.55%

数据样本及预测结果误差如表 3.3 所示，可以看出，使用污垢预测模型得到的污垢

热阻预测值与实际热阻值的最大相对误差为 3.51%，最小相对误差为 0.55%，可以满足工程应用要求，所得到的模型是合理可行的，可以用来进行污垢的预测计算。

3.5 本章小结

本章使用遗传算法对 BP 神经网络进行优化，并基于优化后的算法建立了换热器污垢热阻预测模型。首先针对 BP 神经网络在计算过程容易陷入局部最小等问题，使用遗传算法对 BP 神经网络中初始权值和阈值的选择进行了优化，提高了网络计算的收敛速度。之后基于优化后的 BP 神经网络建立了污垢热阻预测模型，通过管壳程进出口温差和管程流量对污垢热阻进行预测。最后使用换热器实际的历史运行数据验证了所建立污垢预测模型的有效性和准确性。

第 4 章 基于层次分析法的管壳式换热器性能综合评价方法

4.1 引言

换热器的传热和阻力性能是判断换热器当前运行状态的重要指标之一，为了对换热器当前的传热和阻力性能进行进一步的评价和分析，本章在前两章的基础上，进一步分析了管壳式换热器在不同故障下相关变量的变化规律，建立了换热器不同故障程度的计算模型，确定了在不同故障下的阈值参数。并根据监测的换热器出口参数的变化情况，基于层次分析法计算了评价参数对换热器传热和阻力性能影响程度的权重，确定了对换热器综合性能的实时评价方法。

4.2 管壳式换热器故障程度计算模型

在管壳式换热器运行时，会在进出口位置安装传感器，对换热器的进出口温度、压力和流量参数进行实时监测。在正常运行的状态下，各个参数会维持在设定工艺条件允许的稳定范围内，在换热器长时间运行后，会出现一定程度的传热性能衰减，此时监测到的参数值就会发生变化。导致性能衰减的原因有很多，而结垢、堵塞和泄漏这三种故障是换热器传热性能衰减的主要原因。当换热表面产生结垢之后，传热效率降低，随着污垢厚度的增加，流通面积迅速减小，导致流体速度增加，使部分垢层脱落而出现堵塞故障。并且换热表面的污垢通常具有一定的腐蚀作用，在流体冲刷作用下，引起换热面腐蚀和破裂，导致流体的泄漏，使得设备不能正常运行，甚至会出现安全事故。由此可知，换热表面结垢是导致换热器出现堵塞、泄漏等故障的根本原因。

当换热器内部结垢导致出口参数明显发生变化时，就认为换热器的换热性能已经无法满足生产要求，因此操作人员会通过调控进口参数来满足要求。当通过调控之后仍然无法满足生产要求时，就需要设备停止运行，进行清洗或维修等操作。但是仅通过观察出口监测参数不能够很好地判断故障类型和程度，因此建立不同故障程度的计算公式来描述故障程度，可以帮助操作人员更好的了解换热器内部故障信息，为相关的维修或清洗措施提前做好相应的准备工作，同时也可根据历史运行数据得到对应的故障程度，为故障阈值的确定提供一定的参考，以提高对换热器故障程度判断的准确性。

(1) 结垢程度

结垢主要是流体介质中固体颗粒物沉积结晶或是发生化学反应产生的固体物质在换热面上附着堆积，形成污垢层。结垢产生的影响可以通过污垢热阻 R_f 来表征。在实际情况下，换热面上的垢层分布并不均匀，为了方便计算，假设垢层在换热面上沿圆周方向是均匀分布的，也就是导热系数和垢层厚度在圆周方向上是不变的。则当量垢层厚度 δ_f 可由污垢热阻 R_f 与污垢主要成分的导热系数 λ_f 确定，定义垢层厚度 δ_f 与壁厚 δ_w 的比值来表示结垢程度 β_f 。

$$\beta_f = \frac{\delta_f}{\delta_w} \times 100\% \quad (4-1)$$

(2) 堵塞程度

在换热器使用一段时间出现结垢后,如果没有及时清理,结垢严重时就会形成堵塞。在实际情况下,堵塞主要在换热管中发生,并且根据堵塞程度不同可以分为部分堵塞和完全堵塞,直接表现就是有效流通面积 S 减小,所以堵塞程度 β_b 用堵塞后管道的有效流通面积 S' 和清洁表面管道有效流通面积 S 来表示:

$$\beta_b = \frac{S - S'}{S} = 1 - \left(\frac{d_i - 2\delta_f}{d_i} \right)^2 \times 100\% \quad (4-2)$$

(3) 泄漏程度

部分工作流体具有腐蚀性和氧化性,管壁在长时间经过流体冲刷之后会发生磨损,再加上污垢会与管壁发生化学反应,从而导致管壁断裂,导致泄漏。泄漏会使高压侧流体流向低压侧,导致出口侧流量降低,所以泄漏程度 β_l 可通过管程进口流量 m_i 和出口流量 m_o 的变化率来表示:

$$\beta_l = \left| \frac{m_o - m_i}{m_i} \right| \times 100\% \quad (4-3)$$

4.3 管壳式换热器故障阈值确定

污垢的形成过程是一个非稳态、动量、质量和传热的综合过程,其理论基础不仅有传热学基础,还包括了化学、流体力学、微生物学等多种学科。污垢的形成也和流体流动速度、流体成分特性、工作环境温度、换热面材料等诸多因素的影响,不同的因素会使得生成的污垢也不同。

当流体在换热面上流动时,流体中含有的污泥、水垢和沉积物等物质会吸附在换热面上,形成污垢热阻的同时流体也会冲刷污垢层导致部分污垢从表面剥落,降低了表面热阻。Kern 和 Seaton 基于这一现象结合质量平衡提出了 Kern-Seaton 模型,认为结垢过程是沉积和剥离共同作用的结果^[39],表达式为:

$$\frac{dR_f}{dt} = \frac{m_d' - m_r'}{\rho_f \lambda_f} = \Phi_d - \Phi_r \quad (4-4)$$

式中, t 为污垢增长时间, m_d' 为污垢沉积率, kg/h; m_r' 为污垢剥蚀率, kg/h; Φ_d 为沉积率; Φ_r 为剥蚀率。

但是沉积率和剥蚀率具体的值不容易得到,因此研究人员在 Kern-Seaton 模型的基础上建立了污垢热阻的生长模型,在一般情况下,污垢热阻 R_f 随时间 t 变化的模式可分为三种^[91]: 线性过程、幂律过程和渐进过程,如图 4.1 所示。

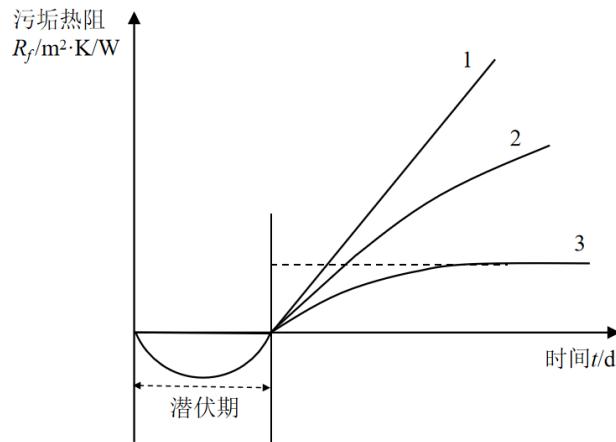


图 4.1 污垢热阻随时间变化关系曲线

Fig. 4.1 Fouling thermal resistance curve with time

在对换热器进行观察和试验之后发现，在清洁换热面工作一段时间后，才能够在表面形成污垢，这段时间就称为潜伏期或者诱导期。在以上三种常用的经验模型中，管壳式换热器内部污垢生长规律与渐进污垢模型是最为接近的，表达式为：

$$R_f(t) = R_f^* [1 - \exp(-t/t_c)] \quad (4-5)$$

其中， $R_f^* = m_d / (\rho_f \cdot \lambda_f \cdot b)$ =常数，为渐进污垢热阻，($\text{m}^2 \cdot \text{K}$)/W； t_c 为污垢达到稳定状态后所用的时间，day。

根据渐进污垢热阻模型可以得到污垢热阻生长曲线如图 4.2 所示。稳定时间 t_c 为从换热器开始工作至热阻达到渐进污垢热阻 R_f^* 所运行的时间。在换热器运行的初始阶段，结垢速率较快，随着换热器运行时间变长，换热面结垢速率开始变缓，实际污垢热阻也逐渐接近渐进污垢热阻 R_f^* 。在污垢累积达到一定程度后，实际污垢热阻趋于平稳，当运行时间达到 $3t_c$ 时，此时的污垢热阻约为 $0.95R_f^*$ ，为稳定污垢热阻值。

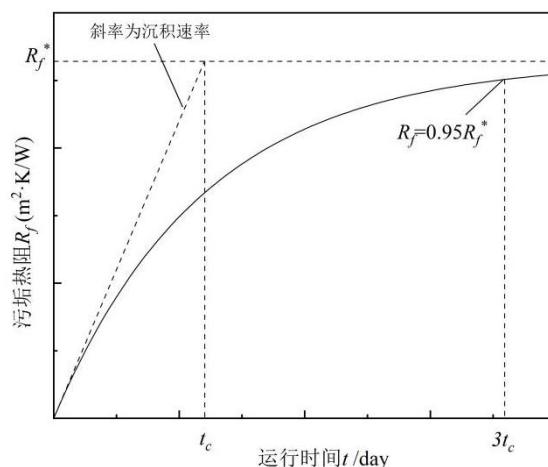


图 4.2 污垢热阻曲线图

Fig. 4.2 Thermal resistance curve of dirt

如果想要准确的判断换热器当前的故障类型，在对性能衰减合理表征和污垢生长预测的基础上，还需要确定合适的故障阈值作为判断标准，阈值的大小影响着判断的准确性。如果选择的参数阈值过小，当管壳式换热器的性能衰减较为严重时，会发生系统不报警的现象，如果换热器内部出现较为严重的堵塞、泄漏等故障，那么可能会导致出现较为严重的安全事故；如果选择的阈值过大，系统报警的频率会上升，使得工作人员和维修人员检查和维护的次数增加，会浪费人力和费用。所以选择合适的评估阈值是必要的，可以提高性能监测的准确度和可信度。

通常确定换热器阈值的方法有以下几种：

(1) 历史数据分析法：分析换热器已有的历史数据，确定相关的故障阈值。这种方法比较依赖于历史数据的完整性。

(2) 统计式方法：通过已知换热器性能衰减时的参数值，将衰减值与换热器参数相关联，使用线性回归分析方法计算确定阈值。但这种方法的精确度取决于所使用的参数，当参数发生变化时，误差也会发生变化，无法精确确定阈值。

(3) 经济性方法：寻找换热器能源消耗与清理成本之间的平衡点，根据换热器运行数据，通过计算对比能耗和清洁费用，确定换热器清洁经济时间节点，从而确定换热器的阈值。

(4) 用户自定义：用户根据换热器的实际运行情况自行设置和更新故障阈值。

对于换热器故障阈值的确定，往往需要参考已经发生故障的换热器的历史运行数据，为了进一步提高评价的准确性，使用历史数据分析法并结合用户自定义，在换热器运行过程中，工作人员可以根据实际工况和需要来调整阈值。由于换热器传热性能衰减的主要原因是结垢，因此为了更精确的判断管壳式换热器内部污垢生成量，设置两种阈值来衡量结垢程度，分别为报警阈值和清洗阈值。

在管壳式换热器运行前期，认为结垢程度 β_f 、堵塞程度 β_b 和泄漏程度 β_l 的值为 0，随着换热器的长时间运行而逐渐增加。使用某石化企业使用的浮头式换热器历史运行数据和工艺参数为例，换热器工艺要求管程出口温度要保证在 5% 的范围内变化，根据温度历史运行数据设置结垢报警阈值为 29%，在结垢程度达到 29% 的时候，换热器的传热性能已经发生明显下降，但不影响换热器的正常工作，此时工作人员可以通过调节运行参数或进行换热面清洗来提高换热器效率。该换热器管内流体为循环冷却水，其渐进污垢热阻值 R_f^* 为 $5.28 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ，根据渐进污垢热阻公式(4-5)可得，稳定污垢热阻值为 $0.95R_f^*$ ，即 $5.016 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ，运行时生成污垢的主要成分为 CaCO_3 ，导热系数为 2.58 $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，换热管外径为 $d_o=25 \text{ mm}$ ，内径为 $d_i=20 \text{ mm}$ ，计算得到当量垢层厚度 $\delta_f=1.03 \text{ mm}$ ，由公式(4-1)计算可得结垢程度 β_f 为 41.2%，取 42% 作为该换热器的清洗阈值。当结垢程度达到 42% 的时候，表示换热器内部结垢程度严重，需要停工清洗。

换热器经过清洗之后，表面会有一些残留污垢，此时的结垢率不为 0，有可能会达到设置的初始报警阈值，因此在每次清洗或维修之后，工作人员可以重新设置阈值，保证不出现错误报警。当结垢程度达到清洗阈值之后，如果没有及时进行清洗，随着工作

时间的增加和流体冲刷会使得污垢脱落，造成换热管局部堵塞等故障，会使流体的流通面积减小，管内压降增大。结垢程度在达到结垢清洗阈值 42%之后，根据公式(4-2)可以计算得到此时的堵塞程度为 19.5%，假设当量垢层厚度为 2 mm 的时候，换热管已经完全堵塞，计算可知此时的堵塞程度为 36%，此时换热管内压降很大，换热管会由于振动而产生裂纹和开裂，从而导致管内发生泄漏。因此将 35% 设置为换热器的堵塞维修阈值，当监测到堵塞程度达到 35% 时，换热器需要立刻停止工作，进行维修和清理工作。因此确定最终的故障阈值曲线如图 4.3 所示。

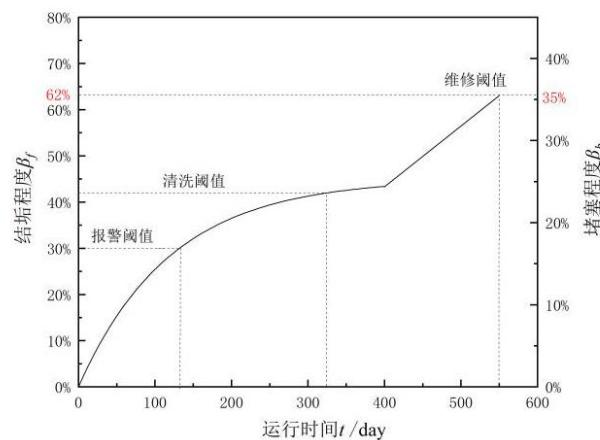


图 4.3 故障阈值曲线

Fig. 4.3 Fault threshold curve

4.4 换热器综合性能评价

4.4.1 综合性能评价模型

根据监测到进出口参数的变化对换热器进行性能评价，可以反映出换热器当前的运行状态，并针对不同运行状态下可能出现的故障或问题，工作人员可以提前准备相应的措施，保证换热器能够正常安全运行，并且换热器的定期检修和清洗等工作也可以根据当前性能状态进行灵活调整，能够减轻工作人员的工作量和节省维护费用。

在发生结垢之后，换热器的传热效率降低，表现为热流体出口温度升高，冷流体出口温度降低，污垢达到一定厚度之后，使得流体无法达到设计工作温度。污垢的存在也会使管内流通面积减小，导致进出口压差增加，当管内积聚了大量的污垢时，出口流量也会减小。因此，在进口处参数一定的情况下，可以通过监测出口处参数的变化情况，来反应换热器当前的运行状态，从而对换热器性能进行评价。

换热器的性能评价一般从传热性能和阻力性能两方面进行评价，传热系数和压降是这两个性能主要的表现参数。基于监测的换热器进出口温度、流量和压力运行数据，通过传热和阻力计算模型，可以计算得到换热系数和压降。在管壳式换热器的使用过程中，比较清洁的流体在壳侧工作，而含杂质较多的流体一般在管程工作，并且上文主要针对管侧的传热计算模型进行了修正，所以在本文中认为壳侧的相关参数基本维持不变，使

用管程出口处的温度、流量和压力对换热器的传热和阻力性能进行评价。

为了更好地实现对换热器当前的运行性能的直接评价，可根据换热器的设计标准和运行要求，规定所监测参数的正常运行上下限，并针对参数的不同范围分别设置传热和阻力性能相应的评分标准，根据监测到的实时运行数据得到传热和阻力性能评分 p_1, p_2 ，计算公式为：

$$p_i = \sum w_{in} s_n \quad (4-6)$$

式中， w_{in} 为第 n 个因素对传热或阻力性能影响所占的权重， $n=1, 2, 3$ ； s_n 表示第 n 个因素所得的分数。

通过设置相应的综合评价标准，在分别得到对于传热和阻力性能的评分之后，综合两个评价分数得到总的性能分数，并设置的相应的综合评价标准，便可以实现对换热器综合性能的实时评价，总性能分数的计算公式为：

$$P = W_i(p_1 + p_2) \quad (4-7)$$

式中， W_i 为传热和阻力性能在换热器综合性能评价中所占的权重。

4.4.2 层次分析法确定评价参数的权重

在上一节确定了对换热器性能的评价模型，但是由于不同的参数对于换热器性能的影响程度并不相同，因此要针对不同参数的影响程度计算相应的权重。

目前，经常使用的权重确定方法有模糊综合评价法、层次分析法（Analytic Hierarchy Process，简称 AHP）、TOPSIS 方法等。相比于其他方法，层次分析法因为操作简单、内容便于理解、实用性等优点得到了较为广泛的应用。层次分析法通过把与问题相关的因素分成不同的层次，建立多层次的结构模型，对模型进行定性和定量分析^[92]。因此使用层次分析法确定温度、流量和压力这三种因素的影响权重，分析过程如下：

（1）建立层次结构

对于层次结构的确定，一般主要分为三类：最高层（目的层），中间层（准则层），最底层（方案层）。将换热器综合性能评价作为目的层 A 的元素，传热性能和阻力性能作为准则层 B 的元素，管程出口温度、出口流量和出口压力作为方案层 C 的三个元素，建立的结构模型如图 4.4 所示。

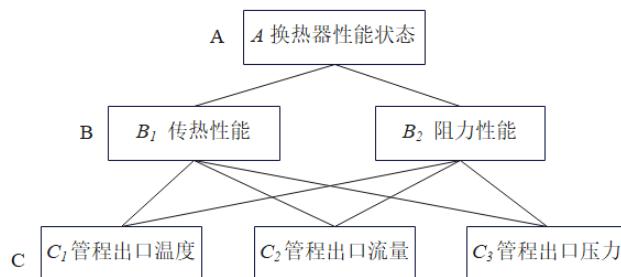


图 4.4 换热器性能层次结构模型

Fig. 4.4 Performance hierarchical structure model of heat exchanger

(2) 建立判断矩阵

表 4.1 1~9 标度法定义

Table 4.1 Scale definition from 1 to 9

标度 a_{ij}	含义
1	元素 i 和元素 j 同样重要
3	元素 i 比元素 j 稍微重要
5	元素 i 比元素 j 明显重要
7	元素 i 比元素 j 强烈重要
9	元素 i 比元素 j 极端重要
2,4,6,8	上述相邻重要程度的中间值
倒数 $(1/a_{ij})$	元素 j 和元素 i 的比较

比较每一层的各个元素对于上一层中元素的重要性，使用 1~9 标度法建立判断矩阵 $A=(a_{ij})_{n \times n}$ 。1~9 标度法定义如表 4.1 所示。

根据上文分析的换热器性能变化对于各监测变量产生的影响，建立方案层 C 对于准则层 B 的判断矩阵 B_1, B_2 分别为：

$$B_1 = \begin{bmatrix} 1 & 5 & 5 \\ 1/5 & 1 & 1 \\ 1/5 & 1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 1 & 1/3 & 1/5 \\ 3 & 1 & 1/3 \\ 5 & 3 & 1 \end{bmatrix}$$

(3) 计算一致性指标和权重

对于完全一致的判断矩阵，应符合以下关系：

$$a_{ij}a_{jk} = a_{ik} \quad (4-8)$$

式中， $i, j \geq 1, k \leq n$ 。

并且矩阵 B_1, B_2 的特征根应满足最大特征根 $\lambda_{max}=n$ ，其余全为 0，计算所得矩阵 B_1, B_2 的特征向量即为各元素的权重。

当判断矩阵不完全一致的时候，则 $\lambda_{max} > n$ ，使用随机一致性比例 CR 来评价矩阵的一致性，评价公式为：

$$CR = \frac{CI}{RI} \quad (4-9)$$

式中， RI 为平均随机一致性指标，根据矩阵阶数确定 RI 的取值，如表 4.2 所示； CI 为随机一致性指标，当判断矩阵的 $CR \leq 0.1$ 时，认为判断矩阵一致性可以接受。

表 4.2 平均随机一致性指标 RI Table 4.2 Average random consistency index RI

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9
RI	0	0	0.58	0.90	1.12	1.24	1.32	1.41	1.45

矩阵的随机一致性指标计算公式为：

$$CI = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1} \quad (4-10)$$

一致性指标和特征值的计算使用 MATLAB 软件编程计算，将上述矩阵输入到程序中，计算得到矩阵 B_1 的特征值 $\lambda_{1\max}=3$ ，特征向量为 $w_1=[0.71429, 0.14286, 0.14286]$ ，随机一致性指标为 $CI=4.44e^{-16}$ ，一致性比例为 $CR=7.66e^{-16}$ ，满足 $CR \leq 0.1$ 的要求；矩阵 B_2 的特征值 $\lambda_{2\max}=3.0385$ ，特征向量为 $w_2=[0.10473, 0.25828, 0.63699]$ ，随机一致性指标为 $CI=0.019256$ ，一致性比例为 $CR=0.033199$ ，满足 $CR \leq 0.1$ 的要求。则管程出口温度、出口流量和出口压力三个因素对于传热和阻力性能的影响所占权重如表 4.3 所示。

表 4.3 各因素所占权重

Table 4.3 The weight of each factor

因素	传热性能权重 w_{1n}	阻力性能权重 w_{2n}
管程出口温度	0.7143	0.1047
管程出口流量	0.1428	0.2583
管程出口压力	0.1428	0.6370

而传热性能和阻力性能对于换热器总体性能的重要程度认为是一样的，因此准则层 B 的权重为 $W_i=[0.5, 0.5]$ ，即各取传热和阻力性能评价分数的一半相加作为总体性能的评价分数。

4.4.3 换热器性能综合评价方法

在确定温度、流量和压力各因素的权重之后，以某企业使用的浮头式换热器为例，对性能评价方法的应用进行说明。该换热器的工艺设计要求使用循环冷却水来冷却工艺水，循环冷却水进口温度为 30 °C，出口温度为 52 °C，要求出口温度的偏差在 5% 以内；管程进口压力为 1.5 MPa，允许压降为 0.15 MPa；管程进口质量流量为 9.7 kg/s，出口流量偏差在 15% 以内。根据该换热器的工艺要求定义三个管程相关参数的评分标准如表 4.4 所示。

表 4.4 各因素评分标准

Table 4.4 Scoring criteria for each factor

因素	评分标准			
	100	80	60	40
管程出口温度/°C	52-55	52-49	49-46	<46
管程出口压力/MPa	1.5-1.55	1.55-1.6	1.6-1.65	>1.65

管程出口流量/kg/s	9.22-9.7	8.74-9.22	8.25-8.74	<8.25
-------------	----------	-----------	-----------	-------

根据采集到的换热器实时运行数据，使用表 4.4 的评分标准便可以得到参数的实时评分，结合公式(4-6)和表 4.3 中的权重 w_{in} 便可以得到传热性能和阻力性能基于这三个因素的评分计算公式：

$$p_1 = 0.7143s_1 + 0.1428s_2 + 0.1428s_3 \quad (4-11)$$

$$p_2 = 0.1047s_1 + 0.2583s_2 + 0.6370s_3 \quad (4-12)$$

在计算得到换热器传热性能和阻力性能评分 p_1 、 p_2 后，使用确定的准则层 B 的权重 W_i ，结合公式(4-7)可以得到换热器性能综合评分的计算公式：

$$P = 0.5p_1 + 0.5p_2 \quad (4-13)$$

设定换热器性能的综合性能分级评价标准如表 4.5 所示，根据综合评分 P 结合表 4.5 中的评价标准就可以实现对换热器目前性能状态的分级评价。

表 4.5 换热器性能评价表

Table 4.5 Heat exchanger performance evaluation table

总评分	换热器性能分级
$P \geq 90$	一级：性能良好
$90 > P \geq 75$	二级：性能一般
$75 > P \geq 60$	三级：性能较差
$60 > P$	四级：性能极差

以监测到的换热器实时运行数据为基础，使用合适的参数权重对换热器当前的运行状态进行评价，可以帮助技术人员及时了解到设备当前的性能，以便提前选择应对手段，保证设备的安全高效稳定运行。

4.5 本章小结

本章针对管壳式换热器的不同故障确定了相应的程度计算模型和阈值，并建立了换热器性能综合评价方法。首先分析了换热器在发生不同故障后的相关参数的变化规律，建立了管壳式换热器结垢、堵塞和泄漏三种故障程度的计算模型，用于详细描述故障程度和变化情况。之后基于 Kern-Seaton 模型建立了污垢生长模型，结合历史数据分析法确定了换热器的结垢报警阈值为 29%、结垢清洗阈值为 42% 以及堵塞维修阈值为 35%。最后确定了换热器传热和阻力性能评价参数，使用层次分析法通过 MATLAB 软件编程计算出三个参数对于换热器性能影响所占的权重，并基于这三个参数建立了换热器性能综合评价的具体方法和标准，实现了对换热器综合性能的实时评价。

第5章 管壳式换热器性能监测与评价系统优化

5.1 引言

传统的换热设备监测方式通常是由工作人员定期查看换热器进出口的温度、压力和流量监测数据，确定设备的效率并判断是否发生故障，这种传统的方法不仅会使人力和时间成本增加，并且监测到的数据也不能及时的存储，不利于历史数据的查询，对于后期的换热器故障维修和分析都产生了一定的难度。因此对管壳式换热器进行在线监测和性能分析，可以保证换热器能够安全稳定的运行，也可以及时的监测到早期故障的发生。

原有的管壳式换热器性能衰减智能监测系统^[93]具备实时采集进出口参数、数据存储、数据查询、结垢预测等功能，但是使用的模型不能对换热器性能进行准确的评价，并且对于污垢热阻的预测与实际存在一定的误差。因此本章在已有换热器监测系统的基础上，首先使用第2章修正的传热计算模型和第3章建立的污垢热阻预测模型对系统的计算和预测模块进行更新。之后使用第4章确定的故障程度计算模型和故障阈值对系统中的故障监测模块进行完善，将建立的换热器综合性能评价方法写入系统，并对系统的界面进一步优化，使系统的操作更加直观和方便。最后通过浮头式换热器和石脑油换热器两个实际工程案例的验证，介绍了优化后的管壳式换热器性能监测与评价系统的具体操作流程，使用实际工程应用中的历史故障数据，验证了本文所建立模型计算结果的准确性，以及优化后性能监测与评价系统的有效性和实用性。

5.2 故障监测与性能评价模块优化

5.2.1 故障监测模块

在确定所监测的换热器工艺和结构参数之后，为了能够准确的监测管壳式换热器的运行情况，在故障发生时及时的提醒和报警，增加了阈值设置界面中对管程和壳程出口参数正常运行范围的设置功能，如图5.1所示，通过设置监测参数的上下限以及不同故障的阈值，可以更好的对换热器当前的运行状况进行判断。可以在数据库中提前储存不同类型换热器的阈值参数，通过选择相应的管壳式换热器类型，系统会自动对应相应的阈值参数。当系统计算的故障程度超出阈值范围时，系统会自动弹出提醒框并发出报警声音来提醒工作人员。

根据第4章计算得到的故障判断阈值数据，设置系统的默认结垢阈值为29%，默认结垢清洗阈值为42%，默认堵塞阈值为35%，当堵塞阈值达到35%时，换热器的结垢率已经达62%，此时必须对换热器进行停工维修和清洗等工作，因此设置维修阈值为62%。用户在使用时也可以根据实际要求或历史运行数据，针对不同运行工况下的换热器运行参数和故障阈值，手动修改阈值参数，保证监测结果的有效性和准确性。



图 5.1 监测阈值设置界面

Fig. 5.1 Monitoring threshold setting screen

完成换热器参数阈值的设置之后，使用第 3 章建立的 GA-BP 污垢预测模型对系统中的污垢热阻预测功能进行更新，可以根据实时采集到的换热器进出口数据对污垢热阻进行预测。LabVIEW 作为功能强大而又灵活的图形界面开发程序，其编程方式简洁又直观，可以集成数千种硬件虚拟设备，也可以实现数据的可视化，还具备许多直观的虚拟空间。虽然 LabVIEW 在大量的数据分析和算法工具等方面的功能是不够完善的，但是它具有与其他编程语言和软件的交互功能，而 MATLAB 的最大优点就是可以进行大量数据的矩阵运算，并且具有许多应用程序工具箱和一些常用的函数。因此综合两种软件的优点，使用 LabVIEW 与 MATLAB 混合编程实现污垢热阻的预测。LabVIEW 与 MATLAB 的混合编程可以通过四种方法来实现：ActiveX 技术、DLL（动态链接库）技术、DDE（动态数据交换）技术以及 MATLAB Script 节点技术。前三种方式的实现相对来说比较复杂，因此本文使用 MATLAB Script 节点技术实现与 LabVIEW 的混合编程，这种方法的实现过程方便，并且开启和运算速度也很快。通过 LabVIEW 中的 MATLAB Script 通信接口，当在 LabVIEW 中需要调用 GA-BP 模型时，系统会自动打开并运行 MATLAB 脚本程序用来调用 MATLAB 软件中的神经网络工具箱完成操作命令。调用过程示意图如图 5.2 所示。

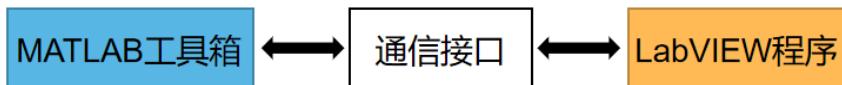


图 5.2 LabVIEW 调用 MATLAB 过程示意图

Fig. 5.2 LabVIEW call MATLAB process diagram

需要注意的一点是，使用 LabVIEW 调用 MATLAB 程序进行计算的前提是，计算机上需要装有 5.0 以上版本的 MATLAB 软件才可以正常运行。

通过 MATLAB Script 节点建立 GA-BP 污垢热区预测模型程序，部分程序如图 5.3 所示。将采集的每一组换热器实时运行数据进行相应的处理之后，传输到 MATLAB 软

件中自动进行运算，得到相应的预测污垢热阻值，将结果自动保存在名为 data 文件夹的 data.txt 文件中，可以随时查看，并且将结果实时显示在污垢预测界面的预测污垢热阻并绘出变化曲线，如图 5.4 所示。通过给出的系统运行过程中实时的污垢热阻预测值，可以了解污垢生成情况的变化趋势，有利于操作人员判断换热器内部污垢生成情况，做好清洗或维修的提前准备工作。

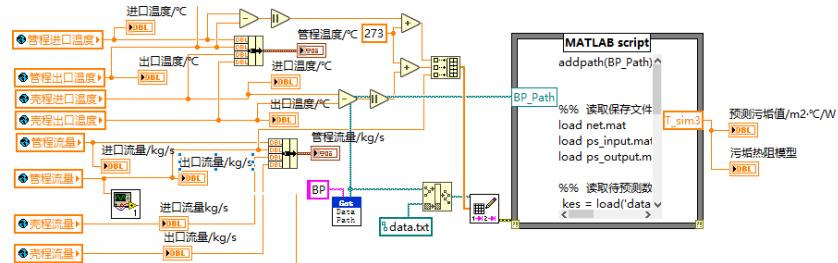


图 5.3 污垢热阻预测部分程序框图

Fig. 5.3 Fouling hot zone prediction part of the block diagram

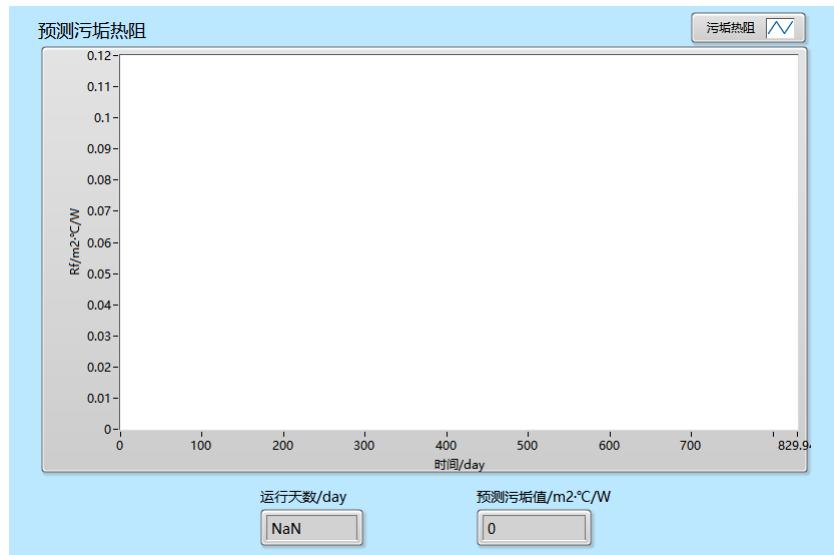


图 5.4 污垢预测结果显示界面

Fig. 5.4 Dirt prediction results display interface

管壳式换热器传热效率下降之后，为了更好的监测到故障程度的发展情况，在系统中写入第 4 章建立的结垢、堵塞和泄漏故障程度表征方式，并设置了相应的计算结果显示界面，部分程序如图 5.5 所示，显示界面如图 5.6 所示。

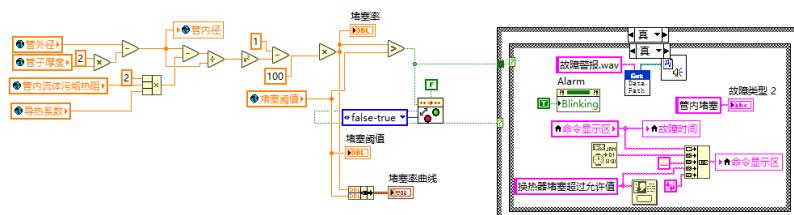


图 5.5 故障程度计算部分程序

Fig. 5.5 Fault degree calculation part of the program



图 5.6 故障程度显示界面

Fig. 5.6 Fault degree display interface

当换热器的出口参数超过设置的范围或者故障程度达到阈值设定时，系统会发出报警声，报警灯会持续闪烁。并且会根据故障的不同类型在右侧提示框内给出故障的可能原因以及相应的故障解决建议，例如，当堵塞率达到维修阈值 35% 时，故障原因为：污垢积累过多，部分换热管已经发生堵塞，污垢热阻已经严重影响换热效率，给出的故障建议为：换热器停工，对换热管进行清洗，更换已经堵塞的换热管，并检查是否有换热管泄漏。

5.2.2 性能评价模块

对管壳式换热器的性能评价主要从两部分来进行，一是通过传热和阻力计算模型，使用采集的进出口参数、用户输入的换热器参数以及数据库中的数据计算换热器的实际传热系数和压降，将计算数据在监测界面的图表中显示出来，并且可以在计算结果中查看具体数据。二是根据换热器的管程进出口数据的变化情况，对参数进行实时评分，使用第 4 章中确定的换热器综合性能评价方法，根据评分实现管壳式换热器的性能分级，更直接的展现出换热器的实时性能。结合这两种方法，可以更为准确的实现对换热器的性能评价，为换热器后续的正常运行和操作人员进行维修保养做准备。

传热系数和压降的计算通过调用建立的传热和阻力计算子 VI 来实现，将采集到的实时流体温度、压力和流量赋值给全局变量，再通过子 VI 调用相应的数据进行处理，完成传热系数和压降的计算。在第 2 章中已经提到，在设备运行一段时间后，污垢厚度和雷诺数超出一定范围后，使用通用的传热计算模型得到的传热系数与实际传热系数之间会有一定的误差，为了保证计算结果的准确性，需要对管内放热系数进行修正，因此使用第 2 章建立的传热计算修正模型对原监测系统计算程序进行更新，部分程序如图 5.7 所示。

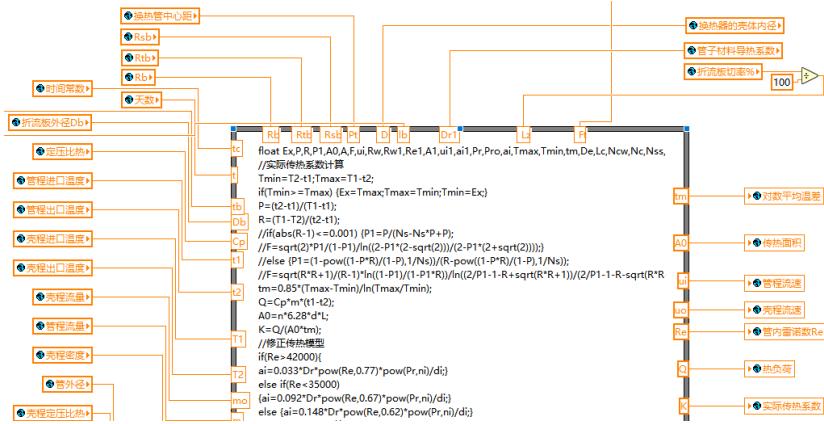


图 5.7 传热系数计算部分程序

Fig. 5.7 Heat transfer coefficient and pressure drop calculation part of the program

前面已经提到，在开始采集之前，会对换热器的故障阈值以及参数的正常工作范围进行设置，以保证可以准确的监测设备运行状态和判断故障的发生。将设置的参数正常工作范围与第 4 章建立的换热器性能综合评价方法结合，增加了系统的性能评价功能，部分程序如图 5.8 所示。使用采集到的换热器实时进出口数据，结合开始监测之前用户设置的换热器出口参数的允许运行范围，通过系统设置的评分标准对各项参数进行评分，再根据各个参数所占的权重就可以计算得到传热和阻力性能的综合评分，从而实现对换热器的分级评价，使操作人员能够了解到设备的实时状态。

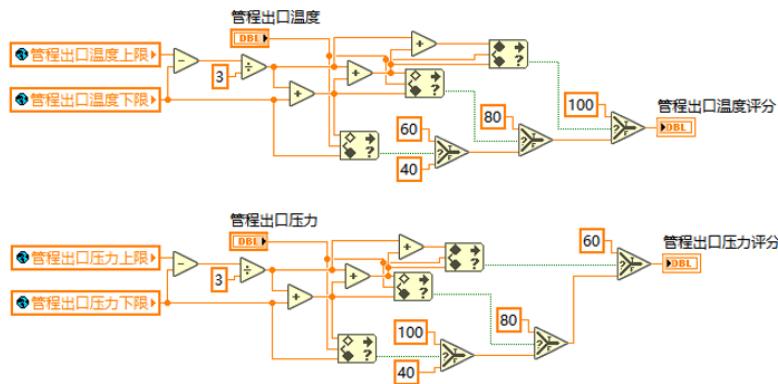


图 5.8 性能评价部分程序

Fig. 5.8 Performance evaluation part of the program

在系统开始采集数据后，如图 5.9 所示，用户可以在“性能监测”界面看到传热系数和压降的实时数值和变化曲线，以便操作人员根据参数的变化及时调整换热器的入口流量、压力等数据，保证换热器传热效率能够保持在正常范围内。为了能够更加直观的了解到目前设备的性能状态，增加了换热器性能监测评价功能，用户可以在“数据监测与评价”界面观察到设备的实时进出口数据以及相应的曲线图。



图 5.9 数据监测与评价界面

Fig. 5.9 Performance monitoring and evaluation interface

5.3 基于工程案例的优化系统监测结果分析

5.3.1 系统使用过程介绍

由于工作环境不同，管壳式换热器的工况要求也不同，因此在系统开始运行之前之前，首先要对换热器进行相关参数的设置和导入，如图 5.10 所示。在换热器工艺参数设置中，可以设置折流板厚度、管壳程流体介质等参数，在系统中已经写入了部分介质的参数和对应选项，用户可以根据需要自己选择或者修改。

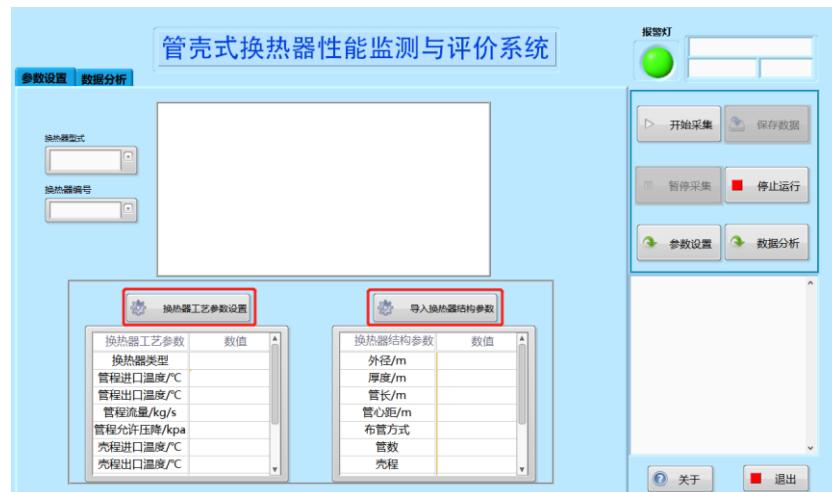


图 5.10 换热器参数设置界面

Fig. 5.10 Heat exchanger parameter setting interface

通过选择换热器编号确定对应的换热器结构参数，若系统中已有的换热器结构参数不符合使用要求，用户可以通过“导入换热器结构参数”功能自行导入所使用的的换热器参数，导入页面如图 5.11 所示。在系统的主程序文件夹中，给定了导入换热器结构参数的数据文件模板，用户可以根据实际的换热器结构参数修改 EXCEL 文件，并将结构

参数文件导入，系统会自动识别各个数据并显示在换热器结构参数数据框中。

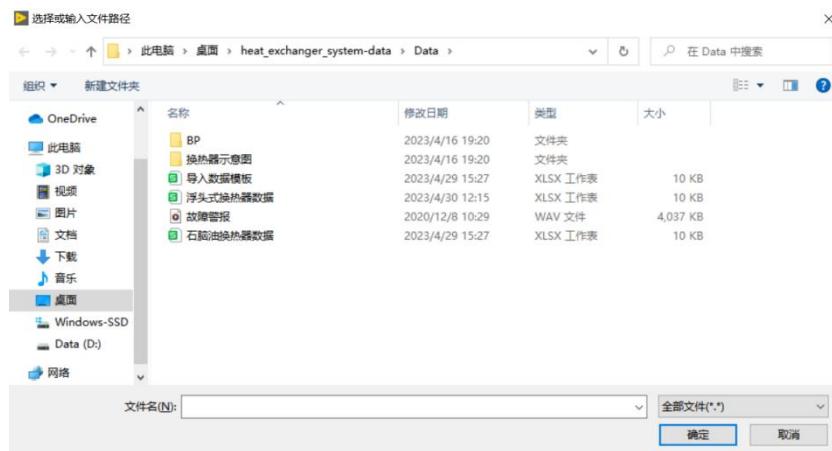


图 5.11 换热器结构参数导入

Fig. 5.11 Heat exchanger structure parameter import

在换热器结构和运行参数设置完成之后，如图 5.12 所示，在“采集卡设置”中对采集卡进行采集设备和采集通道的设置和选择，以便可以采集到正确的监测变量。之后在“阈值设置”中查看系统默认的故障阈值以及监测参数的上下限设置，如果不符合当前换热器的监测，用户可以设置对应的阈值以及参数的上下限，具体的设置界面在本章的第 2 节中的故障监测模块部分已经展示，此处不再赘述。



图 5.12 系统参数设置界面

Fig. 5.12 System parameter setting screen

在换热器参数设置全部完成并检查无误之后，点击系统界面右侧的“开始采集”按钮，系统会读取进出口的各个变量进行相关计算并自动跳转至“数据监测与评价”界面，在这个界面可以看到各个变量的变化曲线和实时数据，并且可以看到对换热器当前性能的实时评价，反映出换热器当前的运行状态。

在开始采集之后，用户可以在系统的数据分析界面查看系统的计算结果，如图 5.13 所示。点击“性能监测”按钮，可以查看当前的总传热系数和压降相关数据、进出口参数实时数据以及对换热器当前性能的实时评价；点击“故障监测”按钮，可以查看系统

实时的污垢热阻预测值以及结垢、堵塞和泄漏三种故障程度的变化曲线，当前的传热系数当监测到结垢或其他故障超出设置范围后，系统会发出报警声和自动提示用户采取措施。



图 5.13 系统数据分析界面

Fig. 5.13 System data analysis interface

5.3.2 浮头式换热器

以某石化企业采用的浮头式换热器为例，其结构参数和工艺要求如表 5.1 和表 5.2 所示。

表 5.1 浮头式换热器结构参数

Table 5.1 Structural parameters of floating head heat exchanger

结构名称	参数
壳体内径 D_i /m	7
管程数 N_l /壳程数 N_s	2/1
换热管外径 d_o /内径 d_i /m	0.025/0.0025
换热管长度 L /m	20
换热管数 n	250
换热管布置方式	转角正方形
换热管间距 p /m	0.032
折流板形式	单弓形
折流板厚度 A /m	0.005
折流板切口率	25%
折流板间距 B /m	0.2

表 5.2 浮头式换热器工艺参数要求

Table 5.2 Technical parameter requirements of floating head heat exchanger

参数名称	管程	壳程
流体介质	循环冷却水	工艺水
进口温度/°C	30	72
出口温度/°C	52	53
质量流量/kg/s	9.7	10.5
进口压力/MPa	1.5	0.5
允许压降/kPa	0.15	0.05

将上述结构参数和工艺参数存入数据库中，在系统的换热器参数设置界面，选择对应的工艺参数和结构参数，在采集卡设置页面选择相应的采集设备和通道，在阈值设置界面输入不同故障对应的阈值以及出口温度的允许范围值，检查其他设置无误之后，系统采集之前的准备工作完成，设置完成之后的界面如图 5.14 所示。

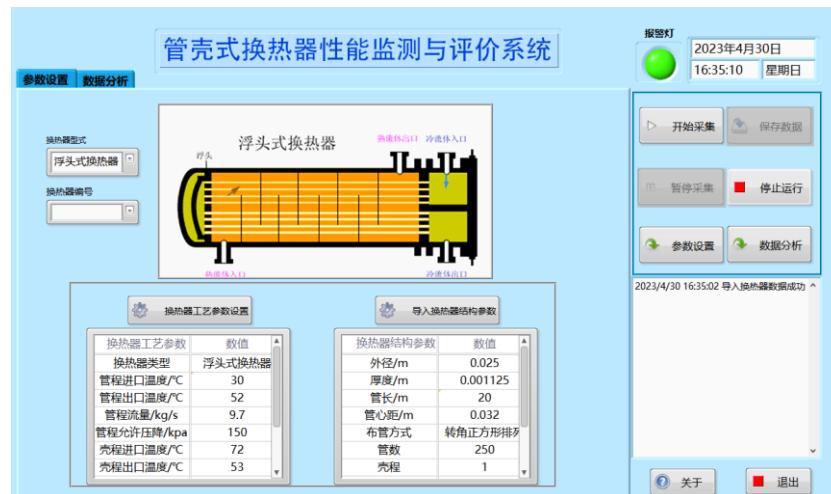


图 5.14 参数设置完成界面

Fig. 5.14 Parameter setting complete interface

点击“开始采集”按钮之后，系统开始工作。换热器在刚开始运行时是没有故障的，随着工作时间的增加，内部逐渐有污垢生成，随着污垢厚度的增加，换热器的结垢率也在随之增加，当监测到的结垢率超过故障阈值时，系统会弹出提醒框，进入故障监测界面可以查看当前的结垢率，并且会给出可能的故障原因以及建议，如图 5.15 所示。可以看到，在换热器运行到 135 天左右时，内部的结垢率达到了 29%，根据故障建议可以对换热器进行清洗等操作。此时换热器仍然可以继续工作，当结垢率达到清洗阈值后，监测系统会弹出提醒框，报警灯会持续闪烁并发出报警声，提醒工作人员换热器内部的结垢已经比较严重，需要及时进行处理。

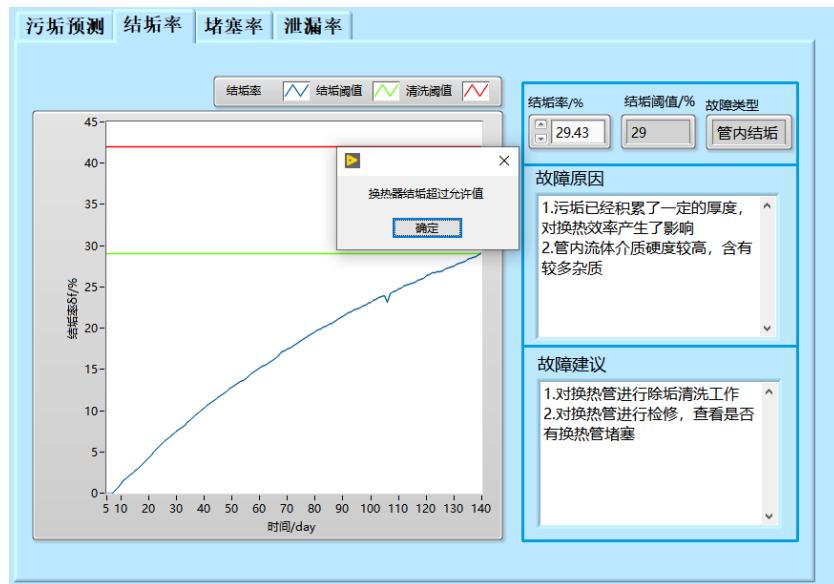


图 5.15 达到结垢阈值后的监测界面

Fig. 5.15 The monitoring interface after reaching the scale threshold

当监测到的结垢率超出系统设置的清洗阈值时，系统会弹出提醒框，并且会发出报警声来提醒工作人员，如图 5.16 所示。可以看到，在运行到 320 天左右时，换热器的结垢率已经达到清洗阈值，此时系统给出了可能的故障原因以及相关的建议，操作人员可以根据设备具体的运行时间进行换热器清洗和维修等相关工作。

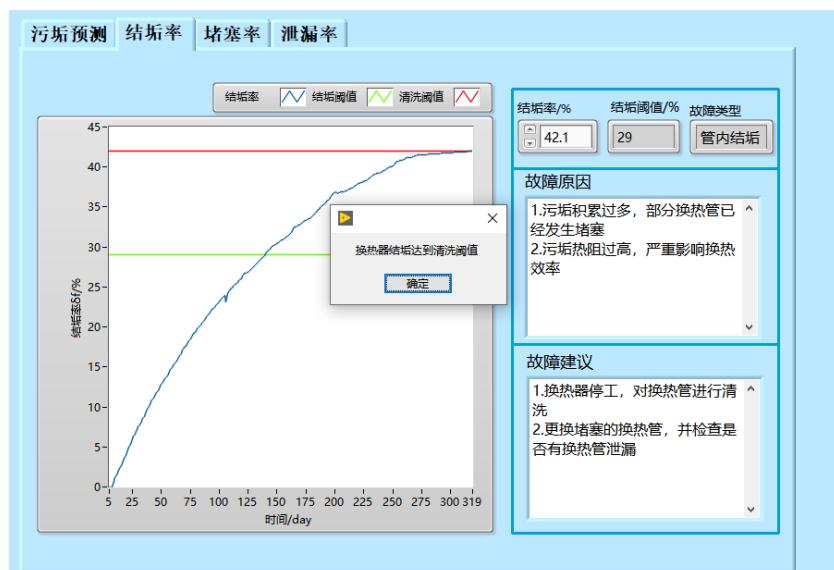


图 5.16 达到清洗阈值后的故障监测界面

Fig. 5.16 The fault monitoring screen after the cleaning threshold is reached

在系统完成监测之后，将浮头式换热器的运行数据在原监测系统中进行监测和计算，并将优化前后总传热系数的计算结果与实际数据进行对比和误差分析，如图 5.17 所示。从图中可以看出，随着换热器工作时间的增加，结垢率也随之增加，污垢的存在使得换热器的总传热系数逐渐下降，在运行至 125 天时，换热器总传热系数为 $1466.6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ ，与实际传热系数之间的相对误差为 1.9%；运行至 315 天时，换热器的总传热系数为

1416.91 W/m²·K, 与实际总传热系数之间的相对误差为 1.3%, 系统的计算结果与传热系数的实际值的偏差较小, 说明了系统监测结果的准确度和可信性。

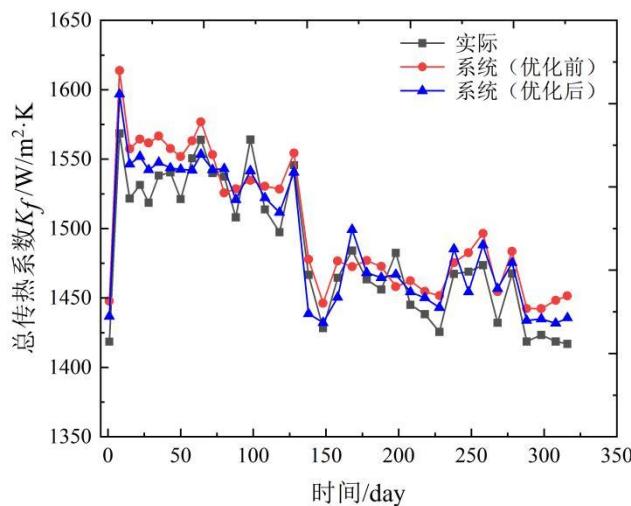


图 5.17 换热器总传热系数变化

Fig. 5.17 Change of total heat transfer coefficient of heat exchanger

将优化前后污垢热阻的预测结果与实际数据进行对比和误差分析, 如图 5.18 所示。从图中可以看出随着换热器工作时间的增加, 污垢热阻也在逐渐增加, 并且由于污垢的剥蚀和脱落等现象, 污垢热阻也伴随着降低现象。在运行到 125 天时, 换热器内部的污垢热阻为 0.1652m²·K/W, 与实际污垢热阻之间的相对误差为 3.2%, 运行到 315 天时, 换热器内部污垢热阻为 0.3578m²·K/W, 与实际污垢热阻之间的相对误差为 0.84%。

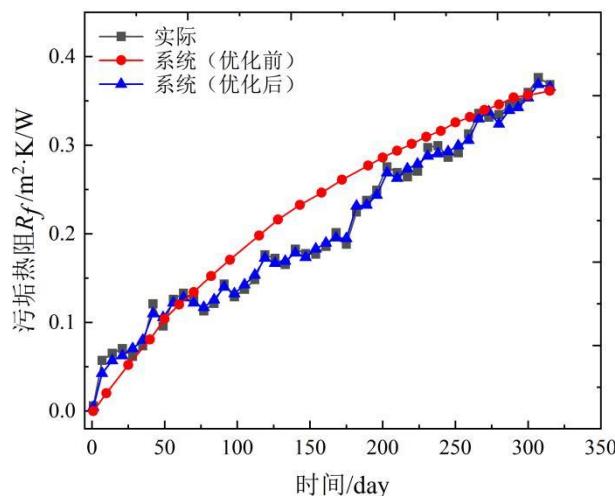


图 5.18 污垢热阻对比

Fig. 5.18 Fouling thermal resistance comparison

计算优化前后系统的监测值与实际值之间的误差, 将部分数据整理至表 5.3 以及表 5.4。

表 5.3 浮头式换热器总传热系数误差

Table 5.3 Total heat transfer coefficient error of floating head heat exchanger

时间/day	优化前总传热系数误差/%	优化后总传热系数误差/%
8	2.88	1.80
35	1.84	0.61
72	1.51	0.15
118	2.07	0.95
168	1.46	1.02
218	1.14	0.82
268	1.56	1.71
315	2.44	1.32

表 5.4 浮头式换热器污垢热阻误差

Table 5.4 Fouling thermal resistance error of floating head heat exchanger

时间/day	优化前污垢热阻误差/%	优化后污垢热阻误差/%
56	9.72	3.17
72	5.40	3.93
118	10.76	2.09
168	15.60	2.93
218	14.03	3.44
268	3.34	1.81
315	1.87	0.84

由表 5.3 和表 5.4 可以看出, 原监测系统计算所得的总传热系数与实际总传热系数之间的误差最大值为 2.88%, 误差最小值为 1.14%, 污垢热阻与实际污垢热阻之间的误差最大值为 15.6%, 最小值为 1.87%; 优化后的监测系统计算所得的总传热系数与实际总传热系数之间的误差最大值为 1.80%, 误差最小值为 0.15%, 污垢热阻与实际污垢热阻之间的误差最大值为 3.93%, 最小值为 0.84%, 说明修正后的系统计算结果相对于原系统中的计算结果的准确度有了一定的提高。

当换热器运行至 125 天时, 在没有进行污垢清理等工作后, 使得污垢会随着运行时间的增加逐渐积累, 运行至 315 天时, 结垢率达到清洗阈值, 此时对换热器性能的影响较大, 换热系数也有一定的降低, 如图 5.19 所示, 在“数据监测与评价”界面可以看到, 根据出口监测变量对换热器性能进行的性能评价为“三级: 性能较差”, 符合当前换热器的性能状况。

通过对比系统实际监测结果和历史数据, 可以看到对于总换热系数的计算结果与实际值之间的误差基本上保持在 5% 以内, 预测污垢热阻的变化趋势与实际污垢热阻变化趋势吻合, 误差也在工程可接受的范围内, 总体来说, 系统数据处理和故障监测的能力

具有较高的准确度和可靠性。

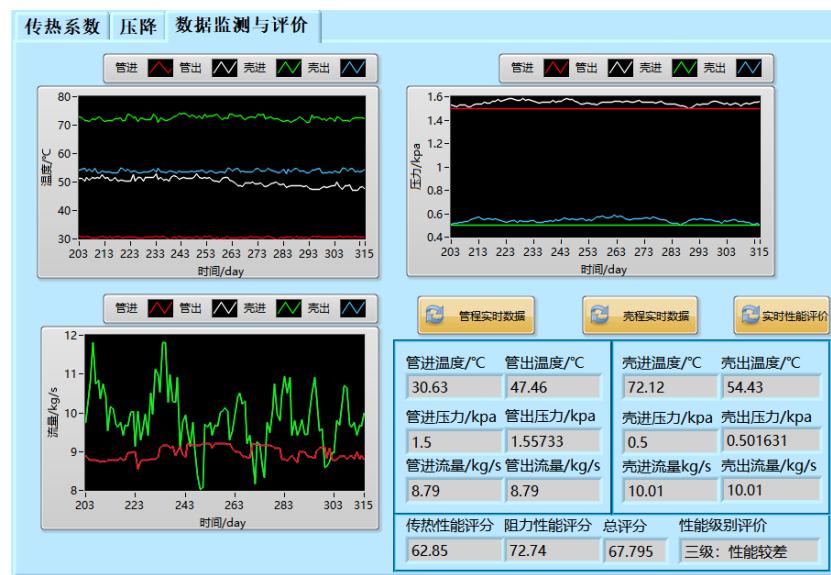


图 5.19 达到清洗阈值时的数据监测界面

Fig. 5.19 Data monitoring interface when the cleaning threshold is reached

5.3.3 石脑油管壳式换热器

为了进一步验证优化后的监测系统对于传热系数计算和污垢热阻预测的准确度和有效性的提升，以文献[93]中所使用的石脑油管壳式换热器相关参数和运行数据为例，使用本文优化后的监测系统对该换热器的运行过程进行监测，来对比监测和相关计算结果的误差。石脑油管壳式换热器的结构参数和工艺参数如表 5.5 和表 5.6 所示。

表 5.5 石脑油换热器结构参数

Table 5.5 Structural parameters of naphtha heat exchanger

结构名称	参数
壳体内径 D_i/m	0.498
管程数 $N_t/\text{壳程数 } N_s$	2/1
换热管外径 d_o/m /内径 d_i/m	0.01905/0.01483
换热管长度 L/m	18.288
换热管数 n	250
换热管布置方式	转角正方形
换热管间距 p_t/m	0.0254
折流板形式	单弓形
折流板厚度 A/m	0.005
折流板切口率	25%
折流板间距 B/m	0.381

表 5.6 石脑油换热器工艺参数要求

Table 5.6 Technical parameter requirements of naphtha heat exchanger

参数名称	管程	壳程
流体介质	石脑油	石脑油
进口温度/°C	-18	42
出口温度/°C	22	-4.5
质量流量/kg/s	9.7	11.9
进口压力/MPa	5.45	1.35
允许压降/kPa	0.15	0.05

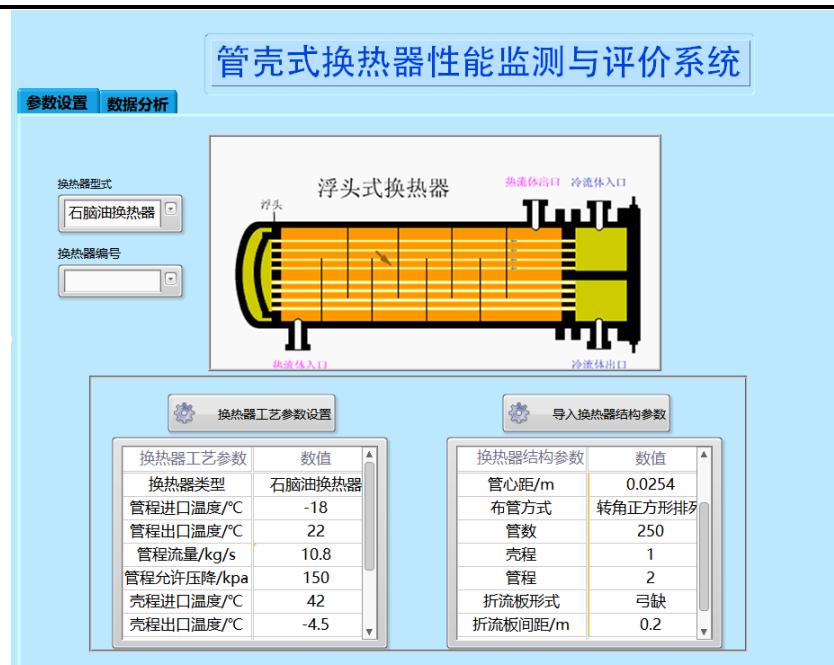


图 5.20 石脑油换热器参数设置界面

Fig. 5.20 Parameter setting interface of naphtha heat exchanger



图 5.21 石脑油换热器阈值设置界面

Fig. 5.21 Parameter setting interface of naphtha heat exchanger

将该换热器的结构和工艺参数写入系统数据库，在“换热器参数设置”界面选择相应的参数和介质，如图 5.20 所示。并根据工艺要求的温度、流量和允许压降等数据，在系统的“参数设置”界面对阈值和监测数据范围进行设置和修改，如图 5.21 所示。

在参数设置完成后，对该换热器的运行过程开始监测，将系统计算得到的总传热系数与换热器的实际传热系数值以及系统优化前计算所得的总传热系数进行对比，如图 5.22 所示。

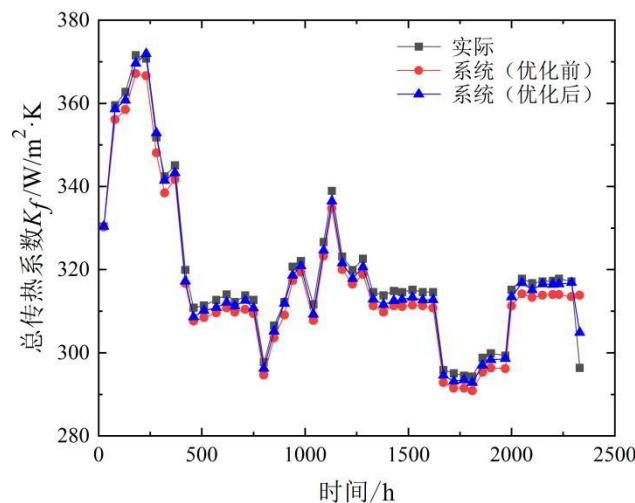


图 5.22 石脑油换热器总传热系数对比

Fig. 5.22 Comparison of total heat transfer coefficients of naphtha heat exchangers

从图中可以看出，优化后的系统计算所得到的换热器的总传热系数变化曲线与实际总传热系数的变化曲线更加吻合。

表 5.7 总传热系数误差

Table 5.7 Total heat transfer coefficient error of naphtha heat exchanger

时间/h	优化前总传热系数误差/%	优化后总传热系数误差/%
25	0.036	0.01
230	1.11	0.31
460	1.04	0.71
710	1.06	0.39
940	1.06	0.65
1180	0.97	0.48
1430	1.13	0.74
1670	1.02	0.44
1900	1.17	0.52
2150	1.06	0.19
2330	5.89	2.87

计算优化前后系统的总传热系数与实际值之间的误差，由于数据较多选择部分数据整理至表 5.7。由表中数据可以看出，原监测系统计算所得的总传热系数与实际总传热系数之间的误差最大值为 5.89%，误差最小值为 0.04%，优化后的监测系统计算所得的总传热系数与实际总传热系数之间的误差最大值为 2.87%，误差最小值为 0.01%，误差能够控制在 3% 以内，说明修正后的传热系数计算模型相对于原系统中的传热计算模型准确度有了一定的提高。

将优化后的系统预测所得的污垢热阻与实际污垢热阻以及原系统计算所得的污垢热阻进行对比，如图 5.23 所示。

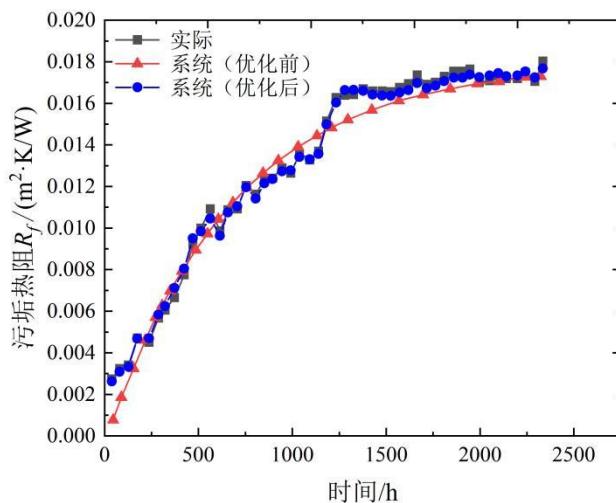


图 5.23 石脑油换热器污垢热阻对比

Fig. 5.23 Comparison of fouling thermal resistance in naphtha heat exchangers

表 5.8 石脑油换热器污垢热阻误差

Table 5.8 Fouling thermal resistance error of naphtha heat exchanger

时间/h	优化前污垢热阻误差/%	优化后污垢热阻误差/%
25	-	4.37
230	2.21	3.99
460	3.03	3.03
710	2.93	1.09
940	2.71	1.24
1180	2.11	1.12
1430	6.03	1.02
1670	5.46	2.24
1900	4.84	1.82
2150	2.4	0.22
2330	4.10	1.99

从图中可以看出，优化后系统预测的污垢热阻变化规律和实际的污垢热阻变化规律更加一致，可以根据实时采集数据预测出对应的污垢热阻值。计算优化前后系统监测值与实际值之间的误差，整理部分数据至表 5.8。由表 5.8 可知，原系统计算所得的污垢热阻值与实际污垢热阻之间的误差最大值为 6.03%，误差最小值为 2.21%，优化后的系统计算所得污垢热阻值与实际污垢热阻之间的误差最大值为 4.37%，误差最小值为 0.22%，可以证明优化后的监测系统对于污垢热阻预测的准确度有了一定程度上的提高，可以在监测过程中为操作人员提供更加准确的故障信息，保证换热器的安全稳定运行。

5.4 本章小结

本章在已经实现的管壳式换热器性能监测与评价系统原有功能的基础上，使用前文的修正传热计算模型、污垢热阻预测模型和性能评价方法等内容对系统进行更新和优化，并结合两个实际案例，介绍了优化后的换热器性能监测与评价系统的实际应用过程，验证了该系统的可行性和准确性。首先将建立的污垢热阻预测模型使用 LabVIEW 和 MATLAB 混合编程技术耦合进系统中，使系统可以通过调用污垢热阻模型实现对污垢热阻的预测，使用建立的故障程度计算模型结合故障阈值对系统的故障监测模块功能进行了更新和完善。之后使用建立的修正传热计算模型更新了系统传热计算子程序，并将建立的换热器性能综合评价方法写入系统，增加了性能评价模块，同时对系统的界面和操作进行了修改和完善，使操作过程更加方便和直观。最后结合两个实际案例，介绍了优化后的监测系统的具体使用过程及相关界面，使用优化后的系统对浮头式换热器和文献[93]中的石脑油管壳式换热器的实际运行过程进行监测，比较分析了系统优化前后监测得到的总传热系数和污垢热阻数据和实际历史数据之间的误差和吻合程度，证明了系统优化后在监测结果准确度方面有了一定的提高，验证了系统的可靠性和有效性。

第 6 章 总结与展望

6.1 总结

本文针对管壳式换热器的结垢预测和性能监测相关研究内容，优化设计了管壳式换热器在线性能监测系统，具有实时监测换热器的运行参数、参数计算、故障判断和性能评价等功能，主要研究内容和结论如下：

1、在管壳式换热器传统的传热和阻力计算模型等基础上，考虑了换热器在经过长时间运行后内部结垢对传热性能的影响，使用修正 Wilson 图解法对传热计算模型中的相关系数进行修正，建立了换热器运行时的传热计算模型，并将计算结果与通用 Dittus-Boelter 方程以及已有的修正计算模型进行对比，验证了模型的有效性和准确性。

2、引入遗传算法对 BP 神经网络中的初始权值和阈值确定进行了优化，解决了 BP 神经网络计算容易陷入最小值的问题，提高了计算的收敛速度，进而使用优化后的 BP 神经网络建立了污垢热阻预测模型，使用该模型所得到的污垢热阻预测结果与实际历史数据之间的最大相对误差为 3.51%，最小相对误差为 0.55%，可以满足工程应用要求。

3、通过分析换热器在不同故障下所表现出的不同特征，建立了针对换热器结垢、堵塞和泄漏三种故障程度的计算模型。在 Kern-Seaton 模型的基础上研究了污垢的生长机理，结合故障程度计算模型，通过历史运行数据确定了管壳式换热器的结垢报警阈值为 29%，结垢清洗阈值为 42%，堵塞维修阈值为 35%。使用监测得到的换热器管程温度、流量和压降的参数作为换热器性能的评价参数，通过层次分析法确定了三个因素对于传热和阻力性能的影响程度所占权重，建立了对换热器性能的综合评价标准和方法，实现了对换热器传热和阻力性能的实时综合评价。

4、对管壳式换热器性能监测与评价系统进行优化和完善，更新了系统的界面，使系统的操作过程更加简单明了。使用修正后的传热计算模型完善了系统的传热计算子程序，使用 LabVIEW 与 MATLAB 混合编程技术更新了污垢预测程序，改进了故障程度计算程序和显示界面，并增加了性能评价模块和显示界面，实现了对换热器运行状态的实时故障监测和性能评价。通过实际工程应用中的浮头式换热器和石脑油管壳式换热器运行案例，详细说明了管壳式换热器性能监测与诊断系统的使用过程与主要结果显示界面，对比了优化后系统的计算结果与实际数据以及原系统计算结果之间的误差，对该系统的可行性和优化效果进行了验证和说明。

6.2 本文创新之处

1、在传统的管壳式换热器传热计算模型的基础上，对换热器长时间运行后的传热计算模型中的常数参数进行修正，提高了总传热系数的计算结果精度。

2、使用遗传算法优化 BP 神经网络，并使用优化后的神经网络建立了污垢热阻预测模型，通过与换热器实际运行数据进行对比证明了该模型对于污垢热阻预测具有一定的

准确度。

3、使用 LabVIEW 与 MATLAB 混合编程技术对管壳式换热器性能监测与评价系统进行功能优化和完善，避免了 LabVIEW 计算功能不够强大和 MATLAB 界面设置不够美观的缺点，使系统涵盖了传热计算、污垢热阻预测、故障诊断和性能分级评价等功能，同时更新了系统操作界面，使系统操作过程更加方便和直观。

6.3 展望

对管壳式换热器的运行过程实时监测对于设备的安全稳定运行具有重要意义，由于时间和能力有限，所设计的系统还有可以完善和改进的地方，后续的研究工作可从以下几点展开：

1、系统主要针对管壳式换热器的传热计算模型进行修正，对于阻力计算还是采用了传统的计算模型，后续可以寻找阻力计算模型修正相关的方法实现对阻力更加精准的计算。

2、建立的污垢热阻预测模型只考虑了使用浮头式换热器的运行参数进行实时的计算，没有考虑时间等其他相关因素，并且系统数据库中的相关流体的参数较少，后续可以引入时间序列等更多相关因素，对污垢热阻实现更加准确的预测，针对不同类型的换热器和流体补充完善数据库，实现对不同换热器的监测。

3、针对换热器结垢、堵塞和泄漏故障的判断建立了相关计算模块，针对故障的判断和计算，后续可以建立更加全面的模型，实现对故障位置、泄漏量等更加具体的判断，进一步提高故障的监测精度。

4、对于换热器性能的综合评价方法，考虑到换热器的工况波动、流体物性等因素的变化可能产生的影响，后续可以进一步研究，建立更加标准的性能综合评价方法。

参考文献

- [1] 梁玲. BP 发布《2022 年世界能源统计报告》[J]. 世界石油工业, 2022, 29(04): 78.
- [2] 吕明璐, 杨鑫, 张瑶等. 换热器的现状分析及分类应用[J]. 当代化工, 2018, 47(3): 3.
- [3] Master B I, Chunangad K S, Boxma A J, et al. Most Frequently Used Heat Exchangers from Pioneering Research to Worldwide Applications[J]. Heat Transfer Engineering, 2006, 27(6): 4-11.
- [4] Gnielinski G V. Pressure drop on the shell side of shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles[J]. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 1997.
- [5] Ayub Z H. A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25(14-15): 2412-2420.
- [6] Salimpour M R. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers[J]. Experimental Thermal & Fluid Science, 2009, 33(2): 203-207.
- [7] 曲观书. 管壳式换热器校核计算与数值模拟研究[D]. 哈尔滨工程大学, 2013.
- [8] 郭彦玲. 基于污水热利用的管壳式换热器的研究[D]. 重庆大学, 2011.
- [9] Parikshit B, Spandana K R, Krishna V, et al. A simple method to calculate shell side fluid pressure drop in a shell and tube heat exchanger[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2015, 84: 700-712.
- [10] Wang Y, Xin G, Jin Z, et al. Characteristics of heat transfer for tube banks in crossflow and its relation with that in shell-and-tube heat exchangers[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2016, 93(FEB.): 584-594.
- [11] Fernandez-Seara J., Uhia F. J., Sieres J. Laboratory Practices with the Wilson Plot Method[J]. Experimental Heat Transfer, 2007, 20(2).
- [12] Wang C C, Chiou C B, Lu D C. Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes[J]. International Journal of Heat & Fluid Flow, 1996, 17(5): 500-508.
- [13] 司少娟, 欧阳新萍, 张连杰, 洪思雯. T 型沸腾强化换热管传热性能的实验研究[J]. 热能动力工程, 2011, 26(04): 410-414+491.
- [14] Ravi, Kumar, H, et al. A Comprehensive Study of Modified Wilson Plot Technique to Determine the Heat Transfer Coefficient during Condensation of Steam and R-134a over Single Horizontal Plain and Finned Tubes[J]. Heat Transfer Engineering, 2001.
- [15] Kuo C S. In-tube evaporation of HCFC-22 in a 9.52 mm micro-fin/smooth tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(12): 2559-2569.
- [16] 孙志传, 李蔚, 闫晓龙等. 不锈钢三维强化管内的换热和压降特性[J]. 化工学报,

- 2018, 69(S2): 45-54+518.
- [17] 朱志彬. 应用非线性回归法求解换热管内对流给热系数[J]. 管道技术与设备, 2008, No.92(04): 9-11.
- [18] 孙奉仲. 换热器的可靠性与故障分析导论[M]. 中国标准出版社, 1998.
- [19] 杨善让. 换热设备污垢与对策[M]. 科学出版社, 2004.
- [20] Jamialahmadi M, Müller-Steinhagen H. Heat Exchanger Fouling and Cleaning in the Dihydrate Process for the Production of Phosphoric Acid[J]. Chemical Engineering Research & Design, 2007, 85(2): 245-255.
- [21] Taylor C E, Pettigrew M J, Currie I G. Random excitation forces in tube bundles subjected to two-phase cross-flow[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1996, 118(3): 265-277.
- [22] Shen C, Wang Y, Tang Z, et al. Experimental study on the interaction between particulate fouling and precipitation fouling in the fouling process on heat transfer tubes[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2019, 138: 1238-1250.
- [23] 钱剑峰, 吴学慧, 孙德兴等. 管壳式污水换热器结垢厚度对流动换热的影响[J]. 流体机械, 2007, No. 415(01): 74-78.
- [24] Qureshi B A, Zubair S M. The impact of fouling on the condenser of a vapor compression refrigeration system: An experimental observation[J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 38: 260-266.
- [25] Bell I H, Groll E A. Air-side particulate fouling of microchannel heat exchangers: Experimental comparison of air-side pressure drop and heat transfer with plate-fin heat exchanger[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(5): 742-749.
- [26] 林林. 管壳式换热器结垢和泄漏的传热特性及预测研究[D]. 东北石油大学, 2014.
- [27] Diaby A L, Miklavcic S J, Addai-Mensah J. Optimization of scheduled cleaning of fouled heat exchanger network under ageing using genetic algorithm[J]. Chemical Engineering Research & Design, 2016, 113: 223-240.
- [28] Kazi S N, Teng K H, Zakaria M S, et al. Study of mineral fouling mitigation on heat exchanger surface[J]. Desalination, 2015, 367: 248-254.
- [29] 孔文彬. 板式换热器失效分析研究[D]. 华南理工大学, 2011.
- [30] Ma S-Y, Bi T-T, Gong Y, Yang Z-G. Failure analysis on abnormal leakage of shell and tube heat exchanger in specialty chemical plant[J]. Engineering Failure Analysis, 2023, 143(PA).
- [31] FAN, Z. D., DU, J. S., ZHANG, Z. B., et al. Internal leakage of plate heat exchangers caused by cooperation of pitting, crevice corrosion, and fretting[J]. Engineering failure analysis, 2019, 96: 340-347.

- [32] 孙道青, 张增芳. 换热器泄漏简易判断方法[J]. 中国海上油气, 2011, 23(01): 68-70.
- [33] Yang X L, Gong Y, Yang Z G. Failure analysis on abnormal leakage between tubes and tubesheet of spiral-wound heat exchanger for nuclear power plant[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 118: 104900.
- [34] Liu Y C, Wen J, Wang S M, et al. Numerical investigation on the shell and tube heat exchanger with baffle leakage zones blocked[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2021, 165.
- [35] 张军, 吴锐, 徐冬梅. 管壳式换热器泄漏原因分析及改进设计思路[J]. 压缩机技术, 2007, No. 202(02): 37-38.
- [36] 刘月超. 炉内管阵列中的泄漏源声辐射与传播特性研究[D]. 华北电力大学(北京), 2019.
- [37] 黄军杰. 硫酸工业管壳式换热器失效分析与可靠性评价研究[D]. 兰州理工大学, 2018.
- [38] Faes W, Bael J V, Lecompte S, et al. Optimization of heat exchanger design taking corrosion into account[J]. Thermal science and engineering progress, 2022(30):30.
- [39] Kern D Q, Seaton R E. A theoretical analysis of thermal surface fouling[J]. Chem Eng Prog. 1959, 4: 258-262.
- [40] Bansal B, Xiao D C, H Müller-Steinhagen. Analysis of 'classical' deposition rate law for crystallisation fouling[J]. Chemical Engineering&Processing Process Intensification, 2008, 47(8): 1201-1210.
- [41] Lee E, Jeon J, Kang H, et al. Thermal resistance in corrugated plate heat exchangers under crystallization fouling of calcium sulfate (CaSO_4)[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2014, 78(NOV.): 908-916.
- [42] Song K S, Lim J, Yun S, et al. Composite fouling characteristics of CaCO_3 and CaSO_4 in plate heat exchangers at various operating and geometric conditions[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2019, 136: 555-562.
- [43] Yang Lv, Kai L, Ren Y-S. Composite crystallization fouling characteristics of normal solubility salt in double-pipe heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 156(C).
- [44] Basim O. Hasan, Graham J. Nathan, Peter J. Ashman, Richard A. Craig, Richard M. Kelso. The effects of temperature and hydrodynamics on the crystallization fouling under cross flow conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 36: 210-218.
- [45] T. M, Pääkkönen, U, et al. CFD modelling of CaCO_3 crystallization fouling on heat transfer surfaces[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2016.
- [46] Mayer M, Bucko J, Benzinger W, et al. The impact of crystallization fouling on a

- microscale heat exchanger[J]. Experimental Thermal&Fluid Science, 2012, 40: 126-131.
- [47] Yang J. Computational fluid dynamics studies on the induction period of crude oil fouling in a heat exchanger tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 159.
- [48] 段培清. 换热器在线防、除垢技术研究[D]. 浙江大学, 2008.
- [49] 周涛. 浮头式换热器失效分析与延寿技术[D]. 西安石油大学, 2011.
- [50] 柏杨进, 薄翠梅, 平亦超, 何平. 换热器实时监控系统的设计与实现[J]. 石油化工自动化, 2012, 48(01): 66-68.
- [51] Wakui T, Yokoyama R. On-line model-based performance monitoring of a shell-and-tube type heat exchanger using steam and water[J]. Energy Conversion & Management, 2008, 49(10): 2669-2677.
- [52] Mwaba M G, Golriz M R, Gu J.A semi-empirical correlation for crystallization fouling on heat exchange surfaces[J]. Applied Thermal Engineering, 2006, 26(4): 440-447.
- [53] Mohanty D K, Singru P M. Use of C-factor for monitoring of fouling in a shell and tube heat exchanger[J]. Energy, 2011, 36(5): 2899-2904.
- [54] 鹿林. 电站热交换器的监测与故障诊断研究[D]. 东南大学, 2006.
- [55] Afgan N H, Carvalho M G. Knowledge-based expert system for fouling assessment of industrial heat exchangers[J]. Applied Thermal Engineering, 1996, 16(3): 203-208.
- [56] Merheb B, Nassar G, Nongaillard B, et al. Design and performance of a low-frequency non-intrusive acoustic technique for monitoring fouling in plate heat exchangers[J]. Journal of Food Engineering, 2007, 82(4): 518-527.
- [57] 程伟良, 李艳秋, 周茵等. 管内污垢监测模型研究[J]. 工程热物理学报, 2004(03): 508-510.
- [58] 林春光. 基于温压信号的换热器结垢性能监测[D]. 哈尔滨工业大学, 2012.
- [59] 何小英. 换热器在线监测系统的设计与实现[D]. 电子科技大学, 2009.
- [60] 孙灵芳. 新型污垢热阻在线监测装置的研发与应用研究[D]. 华北电力大学(河北), 2004.
- [61] Maddahi M H, Hatamipour M S, Jamialahmadi M. A model for the prediction of thermal resistance of calcium sulfate crystallization fouling in a liquid-solid fluidized bed heat exchanger with cylindrical particles[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, 145: 106017.
- [62] Kim M, Payne W V, Domanski P A, et al. Performance of a residential heat pump operating in the cooling mode with single faults imposed[J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(4): 770-778.
- [63] 刘用鹿, 谢军龙, 沈国民. 换热器堵塞故障的诊断与分析[J]. 建筑热能通风空调, 2002(06): 45-46+53.

- [64] 骆重阳, 高磊. 炼化装置换热器油料泄漏在线监测系统的应用[J]. 中国给水排水, 2012, 28(19): 55-58.
- [65] Ingimundardottir H, Lalot S. Detection of Fouling in a Cross-Flow Heat Exchanger Using Wavelets[J]. Heat Transfer Engineering, 2011, 32(3-4): 349-357.
- [66] 文孝强. 换热装备污垢特性规律预测研究[D]. 华北电力大学, 2013.
- [67] 王建海. 炉内换热器泄漏监测系统信号处理方法研究[D]. 华北电力大学(北京), 2005.
- [68] 张路遥. 余热利用系统中换热器的故障诊断及温度控制性能评价[D]. 华北电力大学, 2016.
- [69] Ss A, Mcr A, Hz A, et al. Fouling modeling and prediction approach for heat exchangers using deep learning[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 159.
- [70] Ibrahim H A. Fouling in heat exchangers[J]. MATLAB-A fundamental tool for scientific computing and engineering applications, 2012, 3: 57-96.
- [71] Kocyigit N. Fault and sensor error diagnostic strategies for a vapor compression refrigeration system by using fuzzy inference systems and artificial neural network[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 50: 69-79.
- [72] 黄剑锋. 基于振动信号 SVM 的管壳式换热器堵塞故障诊断方法研究[D]. 华南理工大学, 2016.
- [73] 何雅玲, 陶文铨, 王煜, 等. 换热设备综合评价指标的研究进展[J]. 2011.
- [74] 郭江峰. 换热器的热力学分析与优化设计[D]. 山东大学, 2011.
- [75] Bejan, Adrian. Advanced engineering thermodynamics[M]. John Wiley and Sons, 1988.
- [76] Cheng X T. Entropy resistance minimization:An alternative method for heat exchanger analyses[J]. Energy, 2013, 58(58): 672-678.
- [77] 过增元. 对流换热的物理机制及其控制:速度场与热流场的协同[J]. 科学通报, 2000, 45(19): 5.
- [78] 孟继安. 基于场协同理论的纵向涡强化换热技术及其应用[D]. 北京:清华大学, 2003.
- [79] 薛提微. 换热器的热力设计方法与性能评价[D]. 山东大学, 2017.
- [80] 郭江峰. 换热器的热力学分析与优化设计[D]. 山东大学, 2011.
- [81] Keller W, Modarres M. A historical overview of probabilistic risk assessment development and its use in the nuclear power industry: a tribute to the late Professor Norman Carl Rasmussen[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2005, 89(3): 271-285.
- [82] Dokas I M, Karras D A, Panagiotakopoulos D C . Fault tree analysis and fuzzy expert systems:Early warning and emergency response of landfill operations[J]. Environmental

- Modelling & Software, 2009, 24(1): 8-25.
- [83] 吴绒, 刘北林. 模糊事故树分析在 LPG 储罐火灾爆炸风险中的应用[J]. 物流科技, 2008(01): 42-45.
- [84] 罗琳, 岳献芳, 王立, 等. 水冷式换热器传热性能的稳态分布参数模拟与实验验证[J]. 暖通空调, 2015(1): 5.
- [85] 刘秀峰, 张诗, 周志杰, 郑浩, 王成泽, 时红远, 李梦杰. 换热器结构优化与换热性能评价指标研究[J]. 化工学报, 2020, 71(S1): 98-105.
- [86] 余建祖. 换热器原理与设计[M]. 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [87] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 化学工业出版社工业装备与信息工程出版中心, 2002.
- [88] 尹春华, 陈雷. 基于 BP 神经网络人口预测模型的研究与应用[J]. 人口学刊, 2005.
- [89] Bhatt A K, Pant D. Automatic apple grading model development based on back propagation neural network and machine vision, and its performance evaluation[J]. Ai& Society, 2015, 30(1): 45-56.
- [90] Mirchandani, G, Cao, et al. On hidden nodes for neural nets[J]. Circuits and Systems, IEEE Transactions on, 1989, 36(5): 661-664.
- [91] Sheikh A K, Zubair S M, Younas M, et al. Statistical aspects of fouling processes[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part E Journal of Process Mechanical Engineering, 2001, 215(4): 331-354.
- [92] 郭金玉, 张忠彬, 孙庆云. 层次分析法的研究与应用[J]. 中国安全科学学报, 2008, 18(5): 6.
- [93] 杜荣功. 管壳式换热器传热性能衰减预测模型及方法研究[D]. 华东理工大学, 2022.

致谢

行文至此，研究生求学生涯即将结束，当初入学的时光仿佛就在昨日。回首三年的研究生生活，心中有万般不舍，不舍图书馆的灯光，不舍校园的晚风，更不舍陪伴我、鼓励我的良师益友。在此，我想向他们表示最诚挚的感谢和祝福。

感谢我的导师周帼彦教授，感谢您给予我来华理读研的机会，让我完成了继续求学的心愿。周老师严谨认真的学术态度和工作作风深深地感染到了我，毕业论文的研究和写作的完成也离不开周老师的耐心指导和细心帮助。周老师在生活上给予了我许多鼓励和帮助，在人生道路上也教给了我许多为人处世的道理，承蒙周帼彦教授教导，不胜荣幸。感谢上海化工研究院的翟金国高工对学业和课题上的指导与帮助！

感谢我的父母长久以来在学业上无条件的支持我，在生活中无微不至地关心我，在遇到困难和挫折时，总能给予我很多力量和支持，陪伴我度过难关，我的家人永远是我坚定前进的动力。

感谢课题组的各位师兄师姐、师弟师妹和同学们在科研和生活中给予无私的帮助。感谢廖朋朋师兄、熊雪瑶师姐等各位师兄师姐在学习上的指导和帮助；感谢唐志萱同学、姚晓林同学和方有福同学在论文撰写方面的帮助交流；感谢实验十楼 205 的师兄师姐和各位同学，为我们的学习科研提供了轻松愉快的氛围。

感谢傅卓辉的陪伴和关怀，让我的三年的研究生生活充满欢乐和美好的回忆，感谢遇见，愿我们有美好的未来。感谢刘文霞、苏晨曦和郑嘉梦三位优秀可爱的舍友，在三年的集体生活中互相包容和鼓励，一起解决生活和学习上的困难，在 402 宿舍留下了许多欢笑，留给我许多美好的回忆，希望我们友谊长存，前程似锦。

感谢平凡但乐观的自己，始终坚持学习和保持对生活的热爱，相信未来也会继续努力，做一个独立、自信、勇敢、积极、快乐的人。

最后，对这三年每一个给我关心、鼓励和帮助的人送上由衷的感谢和诚挚的祝福，心存感念，胜过千言，唯有祝愿，永存心间。

攻读硕士学位期间的科研成果及参与项目

软件著作权：

- [1] 周帼彦, 姚晓林, 周倩. 高压加氢换热器性能衰减监测系统 V1.0, 软件著作权, 登记号: 2023SR0230627

参与项目：

- [1] 无锡鼎邦换热器有限公司. 智能换热器故障监测与诊断系统开发.

