

分类号: TK172 密级: _____

U D C: _____

华东理工大学

学位论文

基于 LabVIEW 的浮头式换热器性能监测及故障诊断系统研究

蔡嘉祺

指导教师姓名: 周帼彦 教授

华东理工大学

申请学位级别: 硕士 专业名称: 动力工程及工程热物理

论文定稿日期: 2020.08.20 论文答辩日期: 2020.09.02

学位授予单位: 华东理工大学

学位授予日期: _____

答辩委员会主席: 陈刚 教授

评 阅 人: 贾九红 副教授

王永庆 副教授

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。

论文作者签名：

年 月 日

基于 LabVIEW 的浮头式换热器性能监测及故障诊断系统研究

摘 要

浮头式换热器是石化行业常用流程工业设备，由于运行过程中的结垢、堵塞及泄露等故障，其传热和阻力性能受到极大影响，严重时甚至可能引发安全事故。因此，对浮头式换热器运行过程进行实时监测，在线分析其运行性能、识别并诊断其故障情况，提出有效的预警建议，对浮头式换热器的安全、高效运行具有重要的意义。

基于上述考虑，本文基于 Wilson 图解法研究了垢层厚度对换热性能的影响，分析了监测变量随不同故障模式、故障程度的变化规律，进而在此基础上开发了浮头式换热器性能监测与故障诊断系统，并通过具体的工程案例验证了该系统的可行性与可靠性。本文主要研究工作及获得的结论如下：

（1）对浮头式换热器的结构特点、故障成因发展、设计计算方法以及设计软件的研究进展进行了评述，并提出了本文的研究目的和内容。

（2）根据浮头式换热器设计时所采用的相关计算经验公式，建立浮头式换热器清洁工况下传热和阻力的理论计算模型。考虑结垢后流通面积的变化对总传热系数的影响，结合结垢速率模型，采用 Wilson 图解法建立了结垢后的传热计算修正模型。

（3）根据不同故障模式下出口监测变量的变化规律，对故障程度进行了表征。通过分析监测变量的偏差程度与故障程度间的函数关系，建立了状态预测模型。并基于该状态预测模型和结垢预测模型，确定了不同故障模式的阈值。

（4）基于上述数学模型，借助 LabVIEW 程序和 ACCESS 和 MySQL 数据库开发了浮头式换热器性能监测与故障诊断系统，可通过人机交互界面，实现数据采集、数据存储与调用、实时监测与报警以及本地和远程数据查询等功能，实时了解换热器的运行状况并给出合理的预警建议。

（5）通过具体的工程案例，介绍了浮头式换热器性能监测与故障诊断系统的使用方法和操作步骤，进一步验证了该系统的可行性与可靠性。

关键词：性能监测；故障诊断；传热和阻力模型；LabVIEW；浮头式换热器

Research of Floating Head Heat Exchanger Performance Monitoring And Fault Diagnosis System Based on LabVIEW

Abstract

Floating head heat exchanger is a common process equipment in petrochemical industry. Due to the failure of scaling, blockage and leakage during operation, its heat transfer and resistance performance is greatly affected, and in serious cases, it may even cause safety accidents. Therefore, it is of great significance for the safe and efficient operation of floating head heat exchanger to carry out real-time monitoring, analyze its operation performance online, identify and diagnose its fault, and put forward effective early warning Suggestions.

Based on the above consideration, this article is based on Wilson plot method to study the influent of the fouling thickness on the heat exchange performance, analyses the laws of monitoring variables changing with the different degree and mode of failure. Then we develop the performance monitoring and fault diagnosis system for floating head heat exchanger on the basis of the studies, and through specific engineering example to verify the feasibility and reliability of the system. Major research work and the conclusions are summarized as follows:

(1) The structural characteristics, the development of fault causes, the design and calculation methods, and the research progress of the design software of floating head heat exchanger are reviewed, and presenting the purpose and content of this paper.

(2) Based on the empirical formula used in the design of floating head heat exchanger, the theoretical calculation model of heat transfer and resistance under clean working condition of floating head heat exchanger was established. Considering the influence of the change of circulation area after scaling on the total heat transfer coefficient, and combined with scale rate model, Wilson plot method was used to establish the modified model of heat transfer calculation after scaling.

(3) According to the variation law of outlet monitoring variables under different fault modes, the fault degree is characterized. By analyzing the functional relationship between the deviation degree of monitoring variables and the fault degree, a state prediction model is established. Based on the state prediction model and scale prediction model, the thresholds of different fault modes are determined.

(4) Based on the above mathematical model, with the aid of the LabVIEW application and ACCESS and MySQL database development of floating head heat

exchanger performance monitoring and fault diagnosis system, can through the human-computer interaction interface, data acquisition, data storage and calls, real-time monitoring and alarm, local and remote data query functions, such as real-time understand the running status of the heat exchanger and give warning of reasonable Suggestions.

(5) The application method and operation steps of the performance monitoring and fault diagnosis system for floating head heat exchanger are introduced through a specific engineering case, and the feasibility and reliability of the system are further verified.

Keywords: performance monitoring; fault diagnosis; heat transfer and resistance models; LabVIEW; floating head heat exchanger

目 录

1 章 绪论

1.1 研究背景

能源是国民经济的命脉，是人类社会赖以生存和发展的物质基础，我们所处的时代堪称“能源时代”，世界各国都十分重视能源问题，能源问题已经成为当今世界瞩目的重要课题^[1]。通常，一个国家的国民生产总值与其能源消耗是成正比的，近年来我国国民生产总值增加显著，能源消耗也越来越大。据 2019 年《BP 世界能源统计年鉴》显示，中国占全球能源总消费量的 34%。可见，中国是全球最大的一次能源增长市场和最大的能源消费国^[2]。众所周知，我国能源总量大，但是人均能源占有率远远低于世界平均水平，且存在能源消耗量大、有效利用率低、污染严重等问题。因此，降低消耗，节约能源，提高能源的利用效率势在必行。近年来，我们国家对节约能源和环境保护十分重视，提出了可持续发展的战略。当前我国正努力建设节约型社会，实现人与自然的协调发展，党的十九大又将节约资源作为我国的一项基本国策，报告明确指出：促进能源生产和消费的革命，建立清洁，低碳，安全和高效的能源系统，促进资源的综合保护和循环利用，减少能源消耗和材料消耗，生产系统和生活实现系统之间的循环连接^[3]。

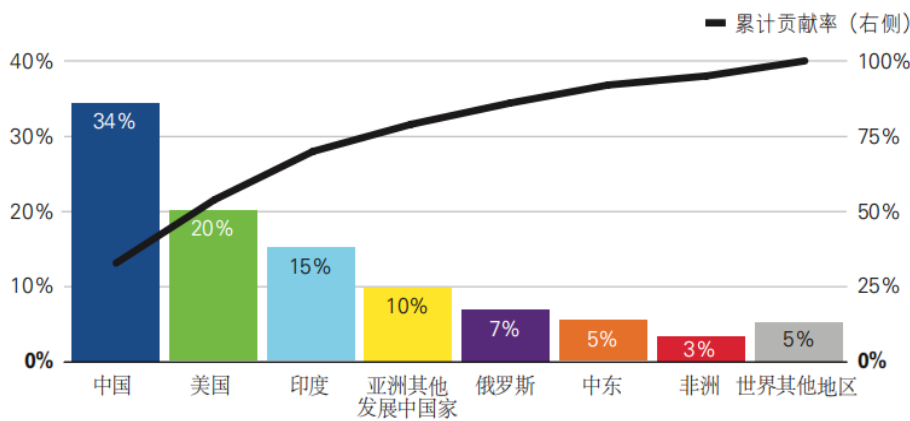


图 1.1 2018 年各国或地区对一次能源消费增长的贡献

Fig. 1.1 contribution to the growth of primary energy consumption in 2018

换热器在工业生产中通过冷热流体的热量交换，实现热能的合理利用。在工业系统使用换热设备主要有以下三个目的。一是通过回收热量使余热得到利用，从而减少能源的浪费，提高资源的利用率。二是防止设备因温度过高而被破坏，确保设备能

够安全高效地运行。三是保证生产中的各种化学反应温度达到工艺流程规定的指标，为生产产品的质量提供了保障^[4]。热交换器广泛用于石油，化工，冶金，运输，机械，暖通空调，食品，制药，航空，环保，城市供热等行业^[5]。近年来，中国石化，钢铁等行业的快速发展导致对热交换器的需求急剧增加。根据《2010-2017 年中国换热器行业发展前景预测与转型升级分析报告》的数据，热交换器行业的投资总额达到了 500 亿元^[6]。在石化工业中，热交换器的投资占总投资的 30% 以上。

通常工业生产系统中的换热器需要维持高额产量的同时长时间持续地运行，有些必须在高温、高压的环境下工作，不可避免地会产生一些故障，主要包括结垢、堵塞、泄露和腐蚀等。当故障达到一定程度时整个生产系统难以维持正常地运行。若不能及时地发现并处理，可能会引发严重的安全事故，造成巨大的经济损失，甚至危及员工的生命安全。此外，换热器制造时的缺陷，流体介质的影响，不合理的工艺条件，人工操作的失误等都会增加换热器故障发生的概率。

随着测量技术，传感器技术，信号处理技术和网络通讯技术的发展，在线监测和故障诊断在工业生产活动中的应用越来越多。对于重要的工业生产设备如换热器实现在线状态监测和故障诊断，有利于及时了解设备的当前工作状态并执行警报处理，还可以将设备在不同工作状态下的运行数据记录下来，便于后期的数据查询、管理和分析。通过对于设备搭建监测与诊断系统实现了故障预报和早期诊断，有助于工厂指导和安排维修计划，变定期预防维修为预测维修^[7]。设备的使用效率也能得到保障，在增加生产产值的同时，也降低了在人力物力上的消耗。在故障发生后，还能够根据保存的数据，分析故障的原因，研究如何降低故障发生的频率，及时有效地处理故障，保障后续设备安全高效的运行^[8]。

1.2 浮头式换热器的概述

1.2.1 浮头式换热器的结构特点

在工业生产活动中，根据工艺介质的不同、操作工况的不同，可以选择适合的换热器类型和结构。换热器种类有很多，根据换热表面的形状及整体结构可以分为管式、板式以及其他类型的换热器，管式换热器又包括管壳式、套管式和蛇形管式换热器。其中管壳式换热器在工业领域的投入和使用比例较高。与板式换热器相比，管壳式换热器虽然在传热效率和结构紧凑性等方面处于劣势，但凭借其简单成熟的制造工艺、较低的生产成本、较高的处理流量、较长的使用寿命以及维修和清洗的便捷性，在工业生产系统的设计中更受青睐。

固定管板式、浮头式和 U 型管式是比较常见的三类管壳式换热器。如图 1.2 所示，浮头式换热器的一端与管板固定另一端通过浮头钩圈将浮头盖与管板固定，浮头出的

管板在壳体内部的移动不受限制，这样就能消除管束与壳体之间的温差应力。因此高温高压的场合下通常会选用浮头式换热器。为了方便维修和清洗，浮头式换热器的管束设计成可抽取的形式，对于结垢严重的介质会优先选用。

浮头式克服了固定管板式换热器不能承受较大温差应力的缺陷，相比于 U 型管式换热器也没有管程只能走清洁不易结垢物料的限制。因此，浮头式换热器在工业系统中的应用更加广泛。但由于浮头处容易发生泄露，对浮头处的连接和密封性能要求较高。此外，由于浮头式换热器的结构复杂，制造成本更高。

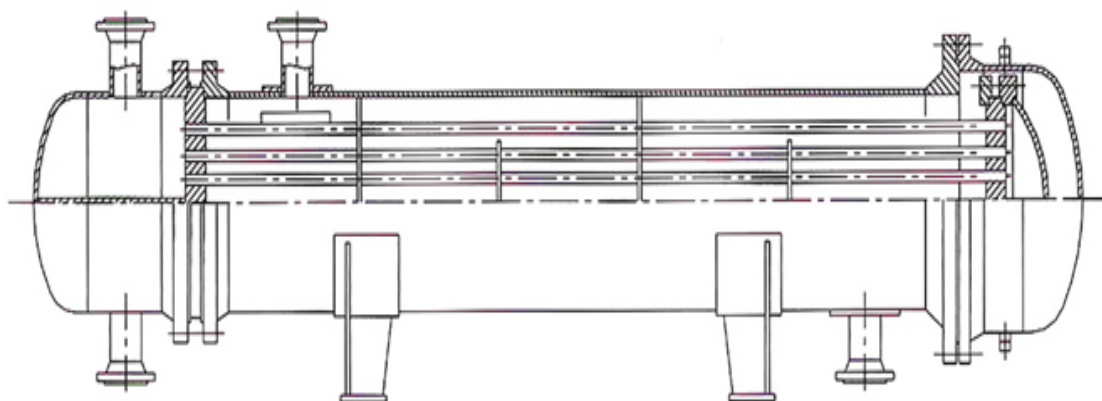


图 1.2 浮头式换热器结构示意图

Fig. 1.2 Schematic diagram of floating head heat exchanger

1.2.2 常见故障及其成因

故障是指系统或设备在某些方面性能下降或失效，与预期设定参数有一定程度的偏差，体现为系统或设备出现损坏、失效、老化等现象。国际能源组织将故障定义为系统中至少存在一个典型的性能或参数与正常的、标准的可接受的性能参数发生了不被允许的偏离^{[9][10]}。对于浮头式换热器而言，通常在进出口位置安装显示温度和压力的仪表，通过人工定期巡检的方式判断是否发生故障。例如，燕山石化的乙烯装置急冷系统水系统中^[11]，EA-185 为浮头式换热器，其作用为通过壳程的循环冷却水将管程的急冷油降低至设计温度。该浮头式换热器运行一段时间后，其壳程的实际出口温度与设计值相比发生较大偏差，其壳程传热温差明显下降，通过计算，其换热效率仅为设计值的 17.9%，其换热能力基本丧失。在检修时，抽出管束后发现壳侧中部管束存在大量粘性物质，如图 1.3 所示。需要对垢层进行充分清洗后，该换热器才能再投入使用。

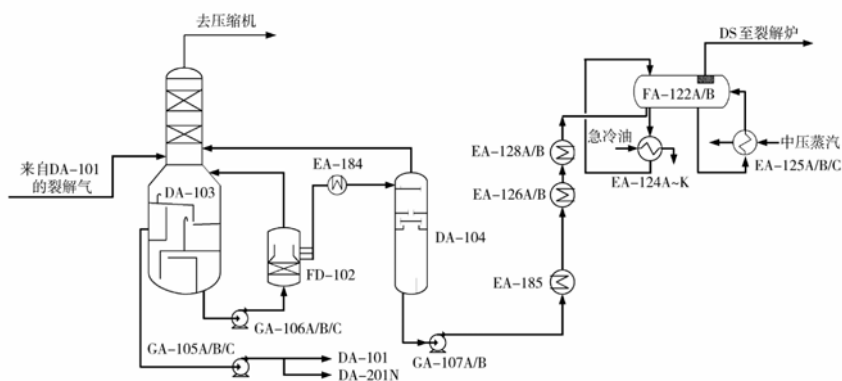


图 1.3 乙烯装置急冷水系统流程示意图

Fig. 1.3 The schematic diagram of the process of quench water system in ethylene plant

通常工业生产系统中的换热器需要维持高额产量的同时长时间持续地运行，有些必须在高温、高压的环境下工作，不可避免地会产生一些故障，主要包括结垢、堵塞、泄露和腐蚀等。当故障达到一定程度时整个生产系统难以维持正常地运行。若不能及时地发现并处理，可能会引发严重的安全事故，造成巨大的经济损失，甚至危及员工的生命安全。此外，换热器制造时的缺陷，流体介质的影响，不合理的工艺条件，人工操作的失误等都会增加换热器故障发生的概率。



图 1.4 浮头式换热器壳侧的结垢情况

Fig. 1.4 Fouling on the shell side of the floating head heat exchanger

结垢是换热器最常见的故障，主要由于流体介质中的固体颗粒的沉积、析出的结晶物质或是与其他介质发生化学反应形成的污垢在换热表面积聚，主要表现为换热器传热性能的降低。当垢层累计到一定程度，会造成换热管的堵塞，增加换热器的功耗。此外，换热管与垢层的接触表面容易形成腐蚀结垢，增大换热器泄露的风险。通常需要对换热器进行定期的维修清洗或是在容易结垢的介质中添加阻垢剂来抑制结垢。

堵塞故障主要表现为有效流通面积的减小，导致换热器的阻力明显升高，换热性能变差，出口流量变小。引起换热器堵塞的原因有很多，例如空分设备中换热器发生

堵塞是由于换热通道中可能存在的各种杂质被拦截,阻碍介质的正常流通^[12]。此外,还可能是因为泄露导致冷却水流向气侧形成了凝结堵塞。通过对堵塞通道进行加温吹除即可排除故障。

换热器的泄露包括外漏和内漏,当生内部泄露后,介质由压力较高侧向低压侧流动,高压侧出口流量明显降低,产品的质量不能得到保障。对于一些有毒、易燃易爆的介质,一旦发生泄露没有及时处理,容易引发安全事故。引起换热器泄露的原因有很多:1)温差应力较大时容易引发换热管的破裂以及换热管和管板焊接处的脱落。2)管束的振动导致换热管与折流板处产生裂纹。3)换热器制造过程中,焊接质量不达标或是胀接强度不合格,容易在换热器运行过程中产生泄露点。4)对于易腐蚀的介质,应选用防腐蚀的换热管。换热器泄露故障的处理往往需要先进行水压试验,确定发生泄露的位置,之后采取堵管或是补焊处理,若检测到泄露的换热管数超过换热器总管数的 10%,则需要更换换热管。

由于通常换热器介质含有杂质,随着换热器运行时间的增加,必然会在换热表面处形成污垢层。只有当结垢累积到一定程度后,才引发泄露或是堵塞故障。并且污垢随时间的增长呈现一定的趋势,因此对结垢故障的研究较多。

1.3 换热器传热与阻力计算模型

对于一些通用的管壳式换热器,现有许多比较成熟的经验公式来计算传热与阻力性能。曲观书以这些经验公式作为换热器的传热与阻力计算模型,开发相应的程序,用来对已经设计好的换热器进行传热和阻力性能的校核计算^[13]。此外,这些计算模型也可以用来分析故障对换热器传热和阻力性能的影响。郭彦玲^[14]通过管壳式换热器传热和阻力的计算方法,分析了污垢对于污水利用管壳式换热器传热和阻力性能的影响。冯源^[15]分析了污垢层厚度对换热器传热和阻力性能的影响,建立了沉浸式污水换热器的传热模型,并通过实验验证了传热模型的准确性。

对于一些结构特殊的换热器,其传热计算模型未知时,需要通过进行传热性能测试,并运用合适的分析方法确定换热器的传热计算模型,也就是确定冷热侧对流传热系数的准则关系式。常用的方法包括:等雷诺数法、等流速法、等换热系数法、Wilson 图解法^[16]、修正 Wilson 图解法和非线性回归分析法^[17]。

等雷诺数法^[18]适用于两侧流道几何结构相同的换热器,测试过程中需要保持两侧的雷诺数相同。当采用相同的换热介质时,可以认为冷热侧传热准则关联式中的 C 和 m 的值相同。通过对换热器进行传热性能测试,就能确定 C 和 m 的值。以板式换热器为例,冷热两侧的对流传热准则关联式可以写成:

$$\alpha_h = C \frac{\lambda_h}{d_h} Re_h^m Pr^{0.3} \quad (1-1)$$

$$\alpha_c = C \frac{\lambda_c}{d_c} Re_c^m Pr^{0.4} \quad (1-2)$$

总热阻的方程可以表示为：

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_c} \quad (1-3)$$

将冷热两侧的对流传热系数带入总热阻方程可以得到：

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{C \frac{\lambda_h}{d_h} Re_h^m Pr^{0.3}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{C \frac{\lambda_c}{d_c} Re_c^m Pr^{0.4}} \quad (1-4)$$

当采用等雷诺数法时， $Re_c=Re_h=Re$ ，则式（1-4）可转换为：

$$C Re^m = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{\delta}{\lambda}} \left[\frac{1}{\frac{\lambda_h}{d_h} Pr^{0.3}} - \frac{1}{\frac{\lambda_c}{d_c} Pr^{0.4}} \right] \quad (1-5)$$

由于测试过程中物性参数变化很小，所以等式右侧可以记为常数 L 。对式（1-5）两侧取对数，得到： $\ln L = \ln C + m \ln Re$ ，进行线性拟合后，就能够确定系数 C 和 m 。

而等流速法^[19]在测试过程中需要保持两侧流体的流速相同，将 $V_h=V_c=V$ 带入式（1-4），可以得到：

$$C V^m = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{\delta}{\lambda}} \left[\frac{1}{\frac{\lambda_h}{\nu_h} Pr^{0.3}} - \frac{1}{\frac{\lambda_c}{\nu_c} Pr^{0.4}} \right] \quad (1-6)$$

同理，对式（1-6）两侧取对数后，进行线性拟合，可以确定采用等流速法得到的系数 C 和 m 的值。而实际测试过程中，保持两侧流速相同要比保持雷诺数相同更困难，因此通常采用等雷诺数法。

通常对于板式换热器的传热性能测试时采用等雷诺数法或等流速法。而对于管壳式换热器，由于管程和壳程的流道有很大差别，这两种方法显然不适用，更多地采用 Wilson 图解法进行分析。采用 Wilson 图解法需要满足一些条件：

- 1) 需要已知被测一侧的对流传热系数与测试变量（雷诺数或流速）的次方关系
- 2) 在一组测试过程中需要保持另一侧的热阻不变；
- 3) 在测试过程中保持污垢热阻不变，

欧阳新萍^[20]采用 Wilson 图解法确定冷凝器的强化管内外侧对流传热系数的计算关联式。Kyoungmin^[21]采用 Wilson 图解法确定了铜焊板式换热器和螺旋管换热器的总

热阻和污垢热阻，并比较两种换热器的污垢增长的特性。

而非线性回归分析法是根据总传热系数的关系式直接回归分析求解。假设在管壳式换热器测试过程中，保持热侧的 α_h 不变，将冷侧的关联式带入总热阻方程可得：

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{C \frac{\lambda_c}{d_c} Re_c^m Pr^{0.4}} \quad (1-7)$$

令 $\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda} = b$ ， $C \frac{\lambda_c}{d_c} Pr^{0.4} = a$ ，则式（1-7）可以表示为：

$$\frac{1}{k} = a Re_c^{-m} + b \quad (1-8)$$

显示该式符合幂函数的形式，对其进行非线性回归就能确定 a ， b 的值，进而确定系数 C 和 m 的值。

此外，借鉴现有的传热和阻力准则关联式，以换热器特征参数试验值与理论值得相对偏差为优化的目标函数，运用遗传算法获得待优化辨识的参数，替代原有的传热和阻力计算模型^[22]。

1.4 换热器故障监测及诊断技术的研究进展

故障诊断(Fault Diagnosis)就是通过获取被诊断对象工作运行状态下的数据信息，并结合已有的理论模型和专家知识，对所获得的信息进一步处理后，得到能够描述系统运行状态和故障状况的综合评价过程。故障诊断的主要目的是保障生产过程中设备安全稳定地运行，做到对于可能会发生故障的预测识别，已发生故障的及时调控，并未制定安全规范和防灾措施提供了理论的依据。

故障诊断技术涉及和运用到许多学科和领域中的知识，如数理统计、信息处理、现代控制理论、可靠性理论、模糊集理论、人工智能等。故障诊断的研究内容主要包括：故障分析、故障监测、故障建模、故障决策与评价、故障处理等方面。

（1）故障分析，通常指对故障与带故障的设备、系统、过程都有深入分析和细致研究。明确可能会产生故障的环节和故障传播途径，了解典型故障的形式、故障的表现方式、典型故障特征以及故障频度或发生概率等，结合系统的工艺流程理解故障形成的机理以及故障可能造成的后果。

（2）故障监测，通过设备实时运行数据判断并指明系统是否有故障发生，即针对于某个正在运行的系统或正在进行生产的设备，是否能够按照设定的目标安全稳定的运行下去。

（3）故障建模，指以被诊断系统为研究对象，按照先验信息和输入输出关系，建立系统故障的数学模型，作为故障诊断的依据。

(4) 故障的评价与决策, 指对设备当前的运行状态或故障程度进行客观的评价, 决定是否需要对故障进行处理, 并且针对不同的故障程度采取对应的措施。主要工作包括: 给出合理的评价指标体系和建立多目标的决策模型。

(5) 故障处理, 通常对于具体的系统工程活动而言, 分析出故障产生的原因、位置等故障信息后, 进一步需要考虑的问题是故障的处理方法。一般来讲, 典型的故障处理方法有三类, 包括顺应处理、容错处理与故障修复。具体如何针对不同类型和程度的故障进行处理, 受被诊断对象所处的环境, 危害性等多方面因素的影响。

1.4.1 换热器故障监测系统的研究进展

不论是在实际工业生产活动中判断换热器是否发生故障, 还是通过实验的方式总结换热器在故障下性能的变化规律, 都需要实时获取换热器运行过程中的测量数据。如图 1.5 所示^[23], 通过安装在管壳式换热器进出口位置的温度、压力和流量传感器获取测量参数, 再通过数据采集系统将测试数据发送到计算机内, 最后由计算机内部的程序进行数据处理, 得到换热器性能的变化曲线。而通过换热器进口处的流量和温度的调节装置来模拟不同工况下换热器的性能变化情况。该测试系统的软件采用 LabVIEW 进行开发。其他的换热器故障监测与诊断系统同样采用 LabVIEW 进行开发, 如刘伟^[24]基于 LabVIEW 开发了回热系统中换热设备的智能故障诊断程序, 并结合了网络通讯系统实现了远程的监测与诊断。管庆安^[25]设计的换热站监控系统通过 PLC 实现换热效率的监测和恒温恒压供水的控制, 并结合 LabVIEW 程序实现了监测与控制系统的可视化。何小英^[26]基于 LabVIEW 设计了换热器在线监测系统, 实时监测换热效率和进出口压降的变化情况, 并通过进出口位置的流量损失变化趋势判断是否发生泄露故障。

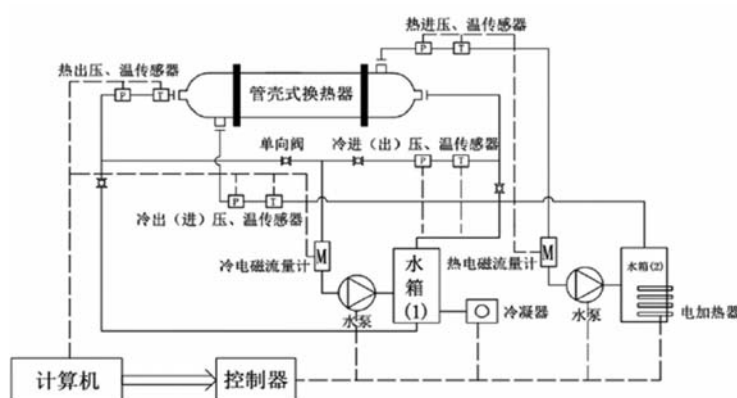


图 1.5 管壳式换热器性能测试系统

Fig. 1.5 Shell-and-tube heat exchanger performance test system

此外, 由于换热器实际工业应用中现场环境恶劣, 通常设计的换热器监测系统需要结合网络和远程通讯技术。如罗林聪^[27]等人基于物联网建立的换热器监测系统, 可以随时采集换热器运行时的温度和流量信息, 用于换热器能效的实时检测, 同时对换

热器的运行状态进行评估并对使用寿命进行预测。唐婷^[28]利基于 Web 建立了换热器的远程监控平台,实现了远程发送指令,实时获取换热器运行状态和故障信息反馈信息,实现了换热器的远程监测与控制。黄山^[29]针对石化行业中循环冷却水系统中换热器故障发生频繁的问题,设计了一个基于嵌入式处理器和操作系统的换热器监测系统。结合网络通信技术和浏览器实时显示技术,使得现场用户可以随时了解换热器腐蚀、结垢状况。这些换热器监测系统在实现换热器的远程监测的同时,也可以收集运行数据,为换热器的故障诊断研究和科学高效的管理提供了充足的数据支持。

1.4.2 换热器故障监测方法的研究进展

(1) 结垢故障监测

对换热器故障进行监测,是故障诊断的前提。从热力学角度而言,结垢的监测方法有污垢热阻法和温差监测法^[30]。

污垢热阻法是根据结垢会导致传热系数 K 的降低,计算结垢前后传热系数的差值得到的,污垢热阻的计算表达式:

$$R_f = \frac{1}{K_f} - \frac{1}{K_c} \quad (1-9)$$

式中: K_f , K_c 分别为清洁工况和结垢后的实际总传热系数, $\text{w/m}^2\cdot\text{k}$;

总传热系数根据基本传热方程可以计算得到:

$$K_f = \frac{Q}{A\Delta t_m} \quad (1-10)$$

换热量根据稳态热平衡方程计算得到:

$$Q = m_h C_{p_h} (T_{hi} - T_{ho}) = m_c C_{p_c} (T_{co} - T_{ci}) \quad (1-11)$$

而温差监测法根据管壁发生结垢后污垢表面温度会降低,表达式为:

$$R_f = \frac{T_{wf} - T_s}{q} \quad (1-12)$$

式中: T_{wf} 为污垢与管壁界面处的温度, T_s 为污垢表面温度, q 为热流密度。

由于温差监测法虽然精度更高,但需要监测换热器壁温,通常用于单管换热的实验中监测污垢热阻的变化。而工程应用中,更多的是用过监测换热器进出口的温度和流量通过污垢热阻法得到实际污垢热阻值。基于上述两种监测方法,可以设计污垢在线监测装置,并应用到实际工业生产活动中^{[31][32]}。

污垢的监测还采用其他非热学法,如压降测量法。由结垢所引起的换热管内表面摩擦系数(粗糙度)的增大和内部流通面积的减小是导致换热器压降增大的重要原因。对于通道截面为圆形、矩形的换热器,经常测量压降的变化来判断结垢的情况。安艳

平^[33]在建立板式换热器堵塞故障模型时通过实际测量得到的压降 ΔP_r 与理论计算的压降 ΔP_t 的比值来进行故障诊断,如式(1-5)所示,并以压降比值来确定故障阈值。其中理论计算的压降为压降 ΔP 与流量 Q 关联式,通过实验测试获得。而当不能确定理论计算压降的关系式时,可以用初始时刻测量得到的压降替代。

$$\beta = \frac{\Delta P_r}{\Delta P_t} \quad (1-13)$$

其中: ΔP_r 为实际测量得到的压降, kPa;

ΔP_t 为理论计算的压降, kPa。

李鑫^[34]采用压降测量法来分析换热管内的污垢生长特性,并通过实验得到压降随时间的变化情况,并建立了污垢压降预测模型。Bell^[35]通过实验研究空气侧颗粒污垢对板翅式微通道换热器阻力性能的影响。通过试验测试,发现相较于清洁时换热器内部的压降增长了 4 倍,并且总结出当翅片间距小于 2mm 时,压降的增长速率较高。

此外,还有直接测量管内垢层厚度来确定结垢情况。如罗博文^[36]利用超声波时域反射法得到换热管道内壁不同位置处的污垢厚度,同时利用瞬态平面热源法测得污垢的导热系数,通过多点污垢热阻检测得到了被测管段平均污垢热阻与理论污垢预测模型得到的污垢热阻进行比较。Wang^[37]通过超声时域反射计(UTDR)测量不同操作压力下管内的污垢厚度,并结合 3D 建模与成像技术实现了对换热表面污垢的动态分析。

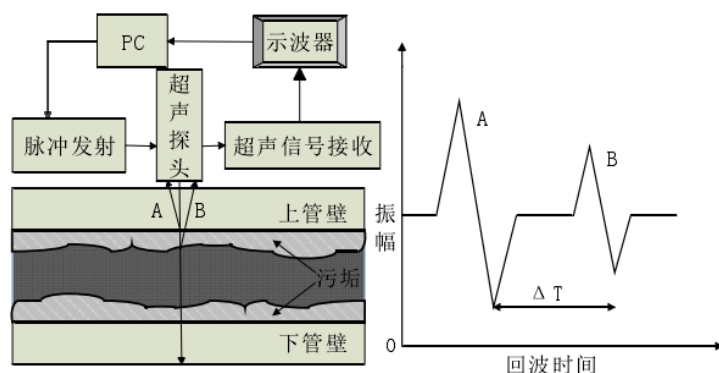


图 1.6 超声时域反射法测量污垢厚度的原理图

Fig. 1.6 The schematic diagram of ultrasonic time domain reflectometry for measuring fouling thickness

目前对于结垢故障监测,大多采用热阻法和压降法,这两种方法只需测量换热器的温度、流量和压力等数据就能够实现对换热器的结垢监测,测量数据容易获取,数据处理也比较简便,再实际工业应用中较为广泛。而温差法和厚度测量法通常只能对单管的结垢进行监测,难以应用在工业生产中。且需要特殊的测量装置和信号处理设备,大大提高了监测的成本。而基于热阻法和压降法,通过实验和理论的分析,可以总结出测量精度更高的污垢监测模型或污垢监测方法。

曹生现^[38]通过污垢热阻温差法设计了污垢热阻在线监测装置,对换热器的传热性

能进行实时监测。对采集的数据进行最小二乘法处理,建立了污垢热阻监测模型,并确定了入口水温与换热器污垢热阻呈反比例关系。通过对比换热器清洁和污垢工况下的运行参数,对污垢热阻的数学模型进行修正。通过实验数据验证了污垢热阻模型的准确性和可靠性。林春光^[39]通过采集温度和压力信号,运用温差和压差比较法,实现换热器的结垢程度的监测,并通过蒸汽-水板式换热器的运行数据,验证温差和压差比较法在实际工程中的应用。

(3) 堵塞故障监测

对于堵塞故障监测的研究目前比较少。黄剑锋^[40]通过分析换热器不同状态的振动信号,结合入口流速和离心泵转速等参数,提出一种基于换热器入口流速的振动信号时频域故障特征提取法,来判断换热器是否发生堵塞故障。同时通过实验研究建立换热器时频故障特征数据库。刘用鹿^[41]通过监测传热系数与换热面积的乘积并结合人工神经网络建立换热器的堵塞故障模型。

(4) 泄露故障监测

与通过厚度测量法类似,针对泄露故障也会采用一些特殊装置进行监测。如负压波监测法^[42]监测换热器内部的泄露。当发生泄漏时,在管道内外压差的影响下,泄漏点的压力会突然下降,流体从压力较高的一侧向较低一侧流动,通过管道两端的压力传感器检测管道内产生的负压波。同时根据负压波的传播速度,还能判断出发生泄露的位置。目前该方法在输油管道的泄露监测应用较为广泛^[43]。李录平^[44]搭建了换热器内漏声发射检测实验台,如图 1.7 所示,通过改变换热管入口压力的方式,模拟流体在压差的作用下在裂缝处发生泄漏的状况,并运用小波分解技术总结了不同入口工况下泄漏信号的声发射信号频谱特征及相关参数随压力变化的规律,得到了实际声发射信号能量与泄漏量之间的定量关系式。此外,针对石化行业循环冷却水换热器泄露的监测采用的方法包括^[45]: PH 值监测法、COD 监测法、余氯监测法等。这些泄露故障监测方法,有些需要设置特殊的传感器,有些监测方法只适用于某一类型的介质,且需要在发现泄露后对介质进行取样分析,无法保证故障监测的实时性。

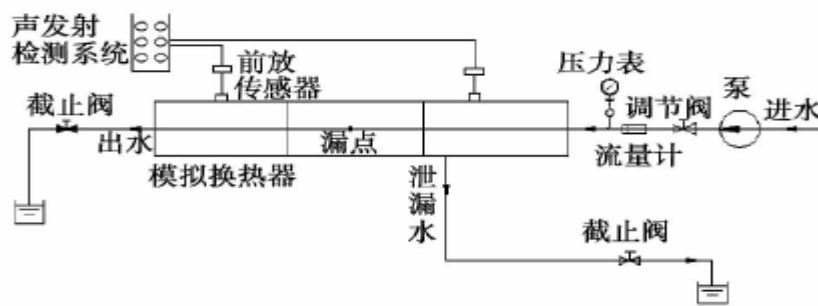


图 1.7 换热器内漏声发射信号检测试验装置

Fig. 1.7 Acoustic emission signal detection test device for internal leakage of heat exchanger

除了对泄露监测装置的研究外,还有从传热学的角度或是通过仿真模拟的方式对

泄露故障进行分析。林林^[46]借助 **Fluent** 软件模拟了换热器结垢和泄露故障下温度场、流场分布情况,同时通过改变结垢厚度、泄漏口尺寸及与进口处间距,来模拟不同故障程度及故障位置处换热器传热和阻力性能的变化情况。建立了管壳式换热器的结垢和泄露预测模型,并通过实际运行数据的比较验证了模型的准确性。鹿林^[47]针对高压加热器泄漏故障,建立了以传热有效度为主体,泄漏因子和水位与疏水调节阀开度为辅助的高压加热器泄漏故障监测与诊断的综合模型。

1.4.3 换热器故障诊断技术的研究进展

在确保能够准确监测换热器运行时的故障,并且获得足够多的故障数据的前提下,可以对故障进行诊断,包括建立故障预测模型,进行故障识别,对故障程度进行评估等。

赵波^[48]采用支持向量机的方法建立了循环冷却水污垢热阻预测模型。将预测模型得到的预测数据与换热系统实验结果相对比,验证了建立的污垢热阻预测模型具有较高的精度和可靠性。同时,通过实验研究分析了多种水质参数对于换热器结垢速率的影响。苏岳龙^[49]通过主成分分析(Principal Component Analysis, PCA)建立换热器结垢故障预测模型,并基于换热器从稳定运行变化至结垢状严重的历史记录对建立的故障预测数学模型进行修正,根据换热器的出口温度确定变化范围健康阈值。张路遥^[50]在换热器动态模型的基础上,通过参数辨识的方法实现了换热器的在线故障诊断,并以双线性换热器模型为例验证模型的准确性。鹿琳^[51]运用参数集总法建立冷水机组结垢诊断模型,利用无垢工况下冷水机组的运行数据得到蒸发器与冷凝器结构模型参数,并通过基于格拉布斯准则对模型进行优化。

对换热器结垢故障诊断的研究主要可以总结为以下几个方面:1)以换热器的稳态或动态模型为基础建立故障诊断模型,并通过参数估计的方法求解模型参数。2)运用机器学习的方法,如 BP 神经网络,主成分分析,支持向量机等方法,利用系统在正常和各种故障情况下的历史数据做为训练的样本。

1.5 目前研究存在的问题

综合上述分析,目前针对浮头式换热器运行性能监测和故障诊断方面的研究还存在以下不足:

(1)针对浮头式换热器运行时的结垢和堵塞故障,通过热阻法和压降法进行监测。通常以清洁工况下或是初始运行阶段采集的数据计算总传热系数和管壳程压降,认为该值是固定不变的。而实际运行工况下,作为参照的总传热系数和压降随流通面积的变化而变化,因此需要建立精确的传热和阻力模型进行计算。

(2)浮头式换热器运行时,结垢、堵塞和泄露都有可能发生,而目前的许多监测

系统只能对单一的故障进行监测和诊断。当监测到换热器发生故障或换热性能不能满足要求时，系统不能够判断出故障的类型。此外，由于换热器运行时故障的不可见性，无法对故障程度进行有效的评估。此外，由于故障程度的不同，需要确定不同的故障阈值以便于根据故障程度采取对应的处理措施。目前，故障阈值的确定大多凭借人工经验，缺少合理地计算方法。

(3) 许多工厂对于换热器的监测，仍然通过人工定期巡检的方式，根据经验对故障进行诊断。这样的方法无疑比较落后，且诊断的准确性无法保证。此外，缺少一套完整的故障监测与诊断系统，无法将采集到的数据保存下来。对于后续的故障查询、故障分析缺少足够的数据支持。一些故障诊断系统缺少对故障的解释内容，如故障的形成原因分析，故障处理建议。此外，很多故障诊断系统缺少对知识库的更新维护，不仅会导致系统诊断精度的降低，还会使得系统设计时的局限性被放大。

(4) 实际工业生产中，浮头式换热器的结垢是一个长期、逐渐积累的过程，很难获得完整的运行数据。此外，如泄露，堵塞等相较于结垢故障，发生频率低，持续时间短，同样存在故障数据获取困难的问题。这对于一些故障诊断的方法，如人工神经网络，主元分析法等需要足够多的样本数据进行分析时，缺少换热器完整历史数据。

1.6 本文的主要研究内容

针对目前研究存在的不足，本文的研究内容主要包括以下几个部分：

(1) 建立浮头式换热器运行工况下的传热与阻力计算模型。根据浮头式换热器设计时所采用的相关计算经验公式，建立浮头式换热器清洁工况下传热和阻力的理论计算模型。考虑结垢后流通面积的变化对总传热系数的影响，结合结垢速率模型，运用修正 Wilson 图解法对传热计算模型进行修正。

(2) 分析结垢、堵塞和泄露故障对浮头式换热性能的影响，总结不同故障下出口监测变量的变化规律，根据故障的表现形式，对故障程度进行表征。结合清洁工况下的传热和阻力计算模型，校核计算不同故障程度下的出口监测变量，并确定监测变量和故障程度的函数关系，作为浮头式换热器的故障预测模型。根据预测模型，确定故障阈值，并提出换热器出现故障后合理的预警建议。

(3) 设计开发基于 LabVIEW 换热器故障监测与诊断系统，并根据系统实现数据采集、数据存储与查询、故障报警与诊断和远程数据传输等功能的需求，设计对应的程序模块。

(4) 通过 PRO/II 仿真软件，设计不同故障的模拟方案，获取故障下的监测数据，并导入开发的系统中，测试其在换热器故障下的运行效果，进而验证该系统的可行性与可靠性。

本文研究路线图如图 1.8 所示。

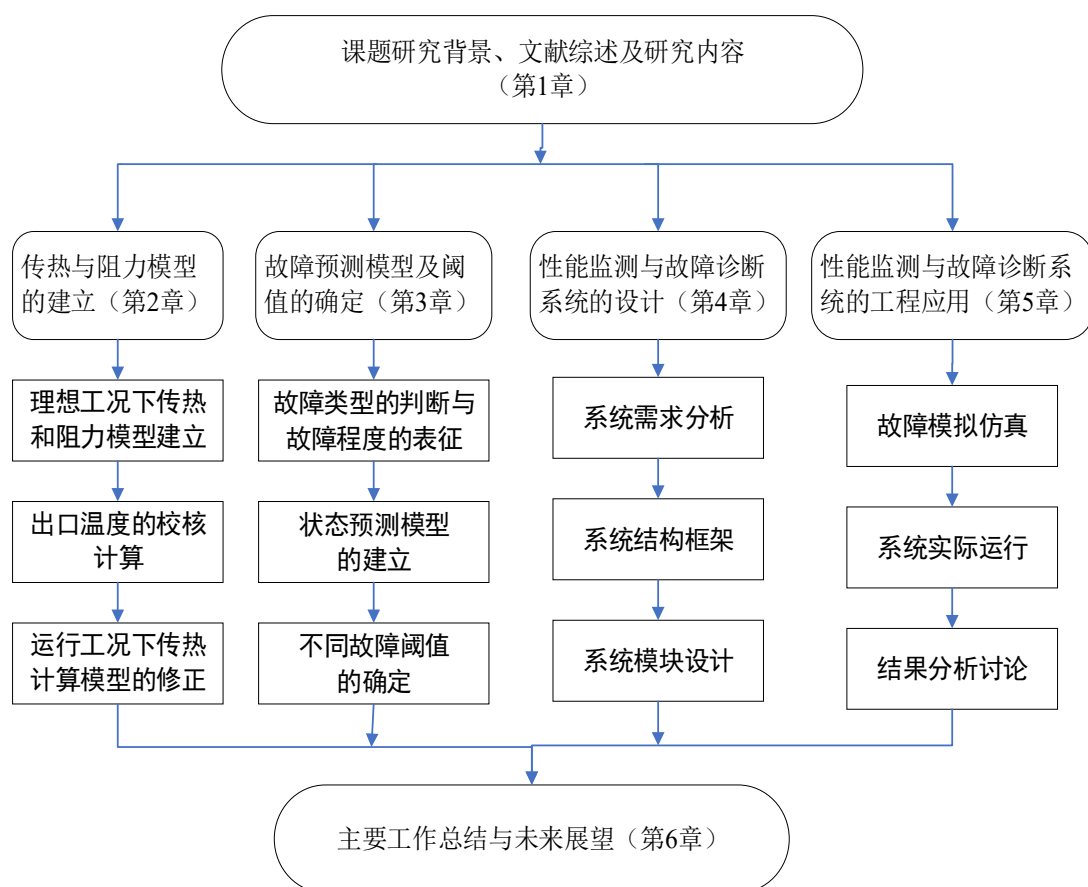


图 1.8 研究技术路线图

Fig. 1.8 Research technology roadmap

第 2 章 浮头式换热器运行工况传热与阻力模型建立

2.1 引言

本文采用第 1 章介绍的热阻法和压降法，对浮头式换热器运行工况下的结垢故障进行监测。热阻法是通过监测实时的污垢热阻值，也就是通过比较结垢前后实际总传热系数的差。结垢后的实测总传热系数通过实时监测进出口温度和流量，根据热平衡方程和总传热方程计算得到。作为参照的清洁工况下的总传热系数通常取换热器运行初始阶段的值。由于总传热系数与换热器的结构尺寸参数、工况条件有关，考虑到结垢后，垢层厚度的增长导致流通面积发生改变，并且故障还可能使得换热器稳定运行时的工况条件发生变化，因此，清洁工况下的总传热系数需要通过建立传热模型计算得到。同理，理论压降的计算也需要建立对应的阻力计算模型。

本章结合浮头式换热器设计时采用的管壳程对流传热系数和压降的经验公式作为传热和阻力计算模型，在确定结构尺寸的情况下计算出清洁工况下的总传热系数。并在已知进口工况的条件下，通过平均温差法和效率-单元数法校核计算出清洁工况下的出口温度。分别考虑管程结垢、壳程结垢和管壳程同时结垢的情况下，计算不同垢层厚度下的总传热系数，并与实测总传热系数进行比较。若超过允许的误差范围，则通过修正 Wilson 图解法对现有的传热计算模型进行修正。以确保修正后的理论与实测总传热系数的相对误差在允许的范围内。

2.2 清洁工况下的传热和阻力计算模型的建立

2.2.1 清洁工况下传热计算模型

换热器的传热和阻力性能是评价一台换热器是否能够正常运行并满足生产需求的指标之一，也是进行故障监测与诊断的重要依据。对于浮头式换热器热流体向冷流体传递热量的过程中，总传热热阻包括管程的对流传热热阻、管壁的导热热阻、壳程的对流传热热阻、管内壁的污垢热阻和管外的污垢热阻。

如图 2.1 a)，对于一台刚投入使用或是已经清洗完的换热器，认为换热表面不存在任何。因此，清洁工况下的总传热系数的计算表达式可以表示为：

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

式中： α_i ， α_o 分别为管内和管外的对流传热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ ； d_o ， d_i 分别为换热管的外径和内径， m ； R_w 为管壁热阻， $(m^2 \cdot K)/W$ 。

其中： R_w 为管壁热阻，

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

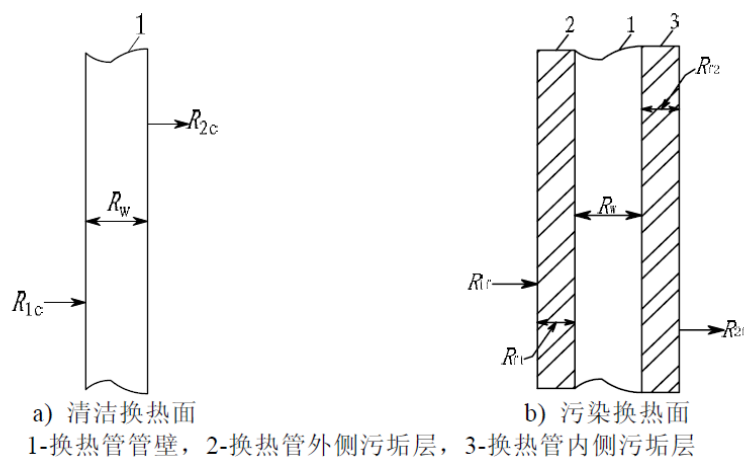


图 2.1 清洁时和有污垢时换热表面的热阻分布

Fig. 2.1 The thermal resistance distributing in clean and fouling heat exchange surfaces

根据式 (2-1) 可知，浮头式换热器清洁工况下的总传热系数与换热器的结构尺寸参数、管程和壳程的对流传热系数 α_i 、 α_o 有关。在确定换热器尺寸参数和工况参数的条件下，只需确定 α_i 、 α_o 的计算形式，就能建立换热器的传热计算模型。

浮头式换热器作为最常见的管壳式换热器，在计算校核其换热性能时使用的管壳程对流传热系数的准则关系式已经比较成熟。管程流体的对流传热系数主要取决于流体的流动状态。实际工程应用中管内的流体大多为湍流状态，对于光管，目前使用最广泛的关系式为 Dittus-Boelter 公式：

$$\alpha_i = 0.023 \frac{\lambda_t}{d_i} Re_t^{0.8} Pr_t^n \quad (2-3)$$

当管程流体被加热时： $n=0.4$ ；被冷却时： $n=0.3$ 。其中物性参数取进出口温度的评价价值作为定性温度进行计算。该公式适用于黏度小于 2 倍水的流体，适用范围为 $Re_t=10^4 \sim 1.2 \times 10^5$ ； $Pr_t=0.7 \sim 120$ ；长径比 $l/d > 60$ 。

通常在换热器投入使用前，其结构尺寸参数都是已经确定的。如换热管的参数包括：管程数 N_m 、换热管长度 L 、换热管外径 d_o 、换热管壁厚 δ_t 、换热管总根数 N_t 。根据这些参数就能确定管程的流通截面积：

$$S_t = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4 N_m} \quad (2-4)$$

假设管程进口的质量流量为 m_t ，就能确定管内流速 u_t 和管程雷诺数 Re_t ：

$$u_t = \frac{m_t}{S_t \rho_t} \quad (2-5)$$

$$Re_t = \frac{4N_{tu} m_t}{\pi \mu_t N_t d_i} \quad (2-6)$$

浮头式换热器内通常都会安装弓形折流板来增大湍流度，对于折流板缺口率为 25% 的换热器设计时，壳侧的对流传热系数采用 Kern 法计算，其表达式为：

$$\alpha_o = 0.36 \frac{\lambda_s}{d_e} Re_s^{0.55} Pr_s^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2-7)$$

壳程的结构尺寸参数包括：折流板间距 L_m 、壳体内径 D_i 、换热管外径 d_o 、管板与第一块折流板间距 L_i ，管板与最后一块折流板间距 L_o 换热管管间距 P_t 以及换热管的排布方式。在确定壳程的结构参数和进口流量后，就可以进行相关的计算。

壳程的当量直径 d_e 根据换热管排布方式的不同可以表示为：

换热管呈三角形排列时：

$$d_e = \frac{2\sqrt{3}P_t^2}{\pi d_o} - d_o \quad (2-8)$$

换热管呈正方形排列时：

$$d_e = \frac{4P_t^2}{\pi d_o} - d_o \quad (2-9)$$

壳程流通截面积根据流体流过管间的最大截面积计算：

$$S_s = D_i L_m \left(1 - \frac{d_o}{P_t} \right) \quad (2-10)$$

壳程的平均流速可以表示为：

$$u_s = \frac{m_s}{\rho_s S_s} \quad (2-11)$$

壳程的雷诺数可以表示为：

$$Re_s = \frac{d_e m_s P_t}{D_i L_m (P_t - d_o)} \quad (2-12)$$

根据式 (2-3) 和 (2-7)，结合式总传热系数的表达式建立传热计算模型，作为进行故障诊断以及后续建立故障预测模型的理论基础。上述管壳程对流传热系数的计算主要针对单相流体，对于两相流的传热，则需要用管壳程凝结或沸腾的对流传热系数的经验公式替换，这里不再详述。

2.2.2 清洁工况下阻力计算模型

同样地，根据浮头式换热器设计时采用的流动阻力计算的公式建立清洁工况下的阻力模型。管壳式换热器的管程压力降 ΔP_t 包括沿程压力降 ΔP_L 、流体流经管箱进出口的局部压力降 ΔP_n 和流体流经回弯管引起的压力降 ΔP_r ，即 $\Delta P_t = \Delta P_L + \Delta P_n + \Delta P_r$ 。其中，沿程阻力降的计算式为：

$$\Delta P_t = \lambda_i \frac{l}{d_i} \frac{\rho_i u_i^2}{2} \quad (2-13)$$

其中， λ_i 为管内摩擦系数，表示为 $\lambda = 0.3164 \text{Re}_i^{-0.25}$ （ $3000 < \text{Re} < 10^5$ ）。

进出口压力降 ΔP_n 和回弯压力降 ΔP_r 的计算式为：

$$\Delta P_n = 1.5 \frac{\rho_i u_n^2}{2} \quad (2-14)$$

$$\Delta P_r = 3 \frac{\rho_i u_i^2}{2} \quad (2-15)$$

式中： u_t 为换热管内流速，m/s；

u_n 为进出口流速，根据进出口接管面积计算，m/s。

壳程的阻力降的计算表达式为：

$$\Delta P_s = 2\Delta P_{bk} R_b \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_s + [(N_b - 1)\Delta P_{bk} R_b + N_b \Delta P_{wk}] R_c + \Delta P_n \quad (2-16)$$

其中：错流区的理想管束阻力降 ΔP_{bk}

$$\Delta P_{bk} = 4f_o N_c \frac{\rho_s u_s^2}{2} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2-17)$$

缺口区的理想管束阻力降 ΔP_{wk}

$$\Delta P_{wk} = (2 + 0.6N_{cw}) \frac{\rho_s u_{cw}^2}{2} \quad (2-18)$$

2.3 清洁工况下出口温度的校核计算

在已知换热器的结构尺寸参数和管壳程进口流量的条件下，根据2.2节中建立的传热计算模型可以求得清洁工况下总传热系数 K_c 。若已知管壳程的进口温度，通过对传热性能的校核计算可获得清洁工况下对应的管壳程出口温度，与实际运行工况下的出口温度比较，通过观察其差值，可以判读换热器的结垢故障程度。差值越大说明结

垢越严重。本文中采用对数平均温差法进行换热器传热性能的校核计算。

在进行校核计算前，先假设冷流体或热流体的进口温度，这里不妨先假定冷流体的出口温度已知，根据热平衡方程（1-10）计算出传热量 Q_c 。工业设计中，一般采用逆流的方式，通过式（2-19）计算对数平均温差 Δt_m ：

$$\Delta t_m = (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) / \ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \quad (2-19)$$

式中： Δt_{\max} ， Δt_{\min} 为换热器进口侧和出口侧流体温差的较大值和较小值，

逆流时 $\Delta t_{\max} = T_{hi} - T_{co}$ ， $\Delta t_{\min} = T_{ho} - T_{ci}$ ；顺流时 $\Delta t_{\max} = T_{hi} - T_{ci}$ ， $\Delta t_{\min} = T_{ho} - T_{co}$ 。

根据已经确定的 K_c 和 Δt_m ，根据式（1-9）计算出换热量 Q_t 。将 Q_e 和 Q_k 进行比较，若满足 $\left| \frac{Q_c - Q_t}{Q_c} \right| < 0.01$ ，输出管壳程的出口温度。若不满足则在增加假设的出口温度值，进行迭代计算，直到满足精度要求为止。具体的迭代计算流程图如图 2.2 所示。

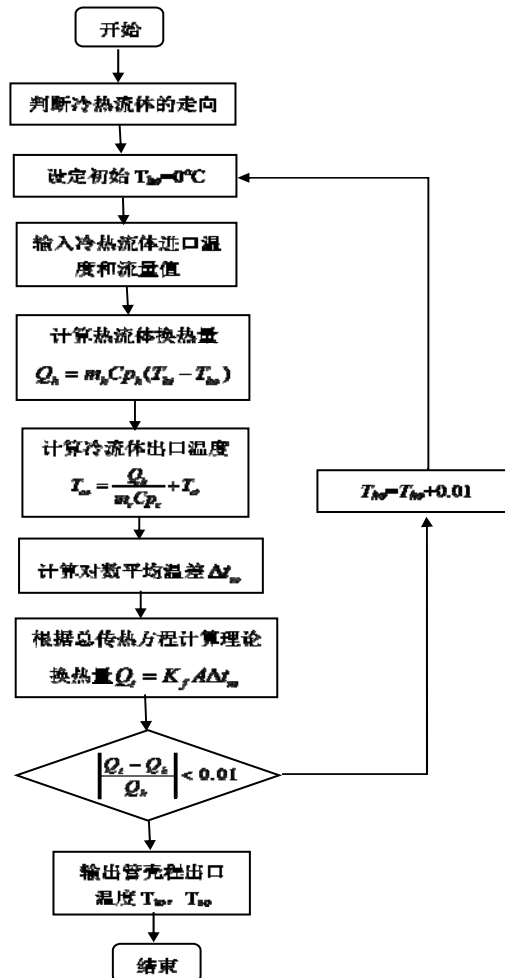


图 2.2 出口温度的迭代计算流程图

Fig. 2.2 The Iterative calculation flowchart of outlet temperature

2.4 运行工况下传热计算模型的修正

2.4.1 运行工况下传热计算模型的验证

对于一台长期持续使用的换热器，换热表面的污垢会持续地积累，影响了换热器的传热和阻力性能。运行初始阶段，由于污垢层厚度比较小，通常忽略污垢层厚度的影响，只考虑污垢对传热性能的影响。而当污垢累积到一定程度后，由于垢层厚度增长而导致流通截面积明显地减小，进而增大了换热器的流动阻力。通常，由于管程相比于壳程更容易清洗，通常让容易结垢的流体走管程，而相对清洁的流体走壳程。因此，对换热器进行监测时暂先仅考虑管内的结垢。但浮头式换热器相比于固定管板式和 U 型管式换热器，可抽出管束进行清洗，还需要考虑壳程的结垢情况。

如图 2.1 b)，假设换热管内外壁不同位置的垢层厚度一致，且污垢的导热系数 λ_f 参考污垢主要成分固体介质的导热系数，根据多层圆壁筒热传导理论，可以根据管内或管外的当量垢层厚度 δ_f 计算出管内外的污垢热阻 $R_{f,i}$ 和 $R_{f,o}$ ：

$$R_{f,i} = \frac{d_o}{2\lambda_f} \ln\left(\frac{d_i}{d_i - 2\delta_f}\right) \quad (2-20)$$

$$R_{f,o} = \frac{d_o}{2\lambda_f} \ln\left(\frac{d_o + 2\delta_f}{d_o}\right) \quad (2-21)$$

根据 2.2 节的分析，计算出结垢后的管壳程的雷诺数和流速，分别记为 $Re_{t,f}$ 、 $Re_{s,f}$ 和 $u_{t,f}$ 、 $u_{s,f}$ 。在结合管壳对流传热系数的准则关系式，计算出结垢后的值，记为 $\alpha_{i,f}$ 、 $\alpha_{o,f}$ 。

根据清洁工况下的传热计算模型确定运行工况下的传热计算模型，如式 (2-22) 所示，结垢后的总传热系数的理论值记为 $K_{f,t}$ 。同理，运行工况下的管壳程阻力计算模型确定下来。

$$\frac{1}{K_{f,t}} = \left(\frac{1}{\alpha_{i,f}} + R_{f,i} \right) \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha_{o,f}} + R_{f,o} + R_w \quad (2-22)$$

在换热器实际监测过程中，实时采集换热器进出口的温度和流量，再根据式 (1-2)，可计算得到实测总传热系数，记为 $K_{f,m}$ 。令实测总传热系数和理论总传热系数的相对误差记为 δ ：

$$\delta = \left| \frac{K_{f,m} - K_{f,t}}{K_{f,m}} \right| \times 100\% \quad (2-23)$$

根据文献^[52]中采用修正 Wilson 图解法得到的结果，修正后传热计算模型的相对误差保持在 0~5% 的范围内，因此取 $\delta=5\%$ 。

需要特别指出的是，在换热器运行的初始阶段，也就是污垢热阻以及当量垢层厚度都为 0 时，认为相对误差很小，并且在运行一段时间后相对误差也能够保持在允许

的范围之内，初始时刻的雷诺数记为 Re_0 。而当污垢热阻或垢层厚度达到一定阶段时，相对误差超过允许值，此时的当量垢层厚度 $\delta_{f,l}$ 对应的雷诺数记为 Re_l 。可以认为在换热器结垢过程中，雷诺数在 $Re_0 \sim Re_l$ 或当量结垢厚度在 $0 \sim \delta_{f,l}$ 范围内，现有的传热理论计算模型计算仍然适用。而当垢层厚度大于 $\delta_{f,l}$ ，雷诺数大于 Re_l 时，运用现有的传热理论计算模型计算得到的总传热系数与实际值可能存在较大的偏差。因此，需要通过传热理论计算模型进行修正。

2.4.2 基于 Wilson 图解法的传热模型的修正

对于管壳式换热器通常采用修正 Wilson 图解法确定管程和壳侧的对流传热系数的计算式，相比于 Wilson 图解法需要的已知条件更少。此外，通常认为传热模型中的自变量和因变量的函数关系为非线性，在确定传热计算模型的函数形式后进行回归分析，可以确定具体函数表达式，这种方法称为非线性回归分析法。由于修正 Wilson 图解法需要先对准则关系式中的模型参数进行假设，对于管壳式换热器模型参数可根据经验公式获得。而非线性回归分析法适用于经验关系式未确定的特殊结构换热器。因此，本节中对运行工况下的传热系数计算模型的修正采用修正 Wilson 图解法。

由于换热器的运行过程中，管壳程介质的温度变化不大，认为物性参数不变。而管壳程的雷诺数由于结垢导致流通截面积的变化而增长，因此传热计算模型的修正主要是对于雷诺数的常数项和指数项这两个模型参数进行修正。而当只有管程存在结垢时，认为壳侧的对流传热系数不变，只对管侧的对流传热系数的准则关系式进行修正。同理，当壳侧存在结垢时，修正壳侧准则关系式中的模型参数。根据管侧经验公式 (2-3)，管程的对流传热系数的准则式可以表示为：

$$\alpha_i = c \frac{\lambda_i}{d_i} Re_i^m Pr_i^{0.4} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2-24)$$

为了求得 c 和 m 的确切值，在测试过程中，保持壳程的流动状态不变，改变管程的流量。在测试的过程中，管壁热阻 R_w 壳程对流传热系数保持 α_o 不变，另外管内流体的温度变化很小，可以认为物性参数保持不变。污垢热阻 R_f 根据热阻法监测得到，在调节流量的过程中认为污垢热阻不变。记录测试过程中的管壳程温度和流量，根据式 (2-9) 计算总传热系数 $K_{f,m}$ ，将式 (2-9) 转换为 $Y = mX + b$ 的形式。

$$\text{其中, } Y = \frac{1}{K_{f,m}} - R_w - R_f, \quad a = \frac{d_o}{c \lambda_i Pr_i^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14}}, \quad X = Re_i^{-n}, \quad b = \frac{1}{\alpha_o}$$

通过获得的多组测试数据，进行线性拟合，得到系数 a 和 b 的值。根据 a 值得到管程对流传热准则关系式的常数项 c_0 ，根据 b 确定 α_o 和 α_i 。

将式 (2-24) 转换为下面的形式，并取对数后得到：

$$\frac{\alpha_i d_i}{\lambda_i Pr_i^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14}} = c Re_i^n \quad (2-25)$$

取对数：

$$\ln \frac{\alpha_i d_i}{\lambda_i Pr_i^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14}} = \ln c + n \ln Re_i \quad (2-26)$$

令 $U = \ln \left[\frac{\alpha_i d_i}{\lambda_i Pr_i^{1/3} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w} \right)^{0.14}} \right]$, $V = Re_i$ ，再进行线性拟合，确定 n' 和 c' 的值，并与

n 和 c 的初始值作比较。若满足一定的精度则用修正后的 n 和 c 值替代初始值，若不满足则对初始的 n 和 c 进行迭代计算，直到满足一定的精度要求为止。

具体修正 Wilson 图解法计算流程图如图所示。

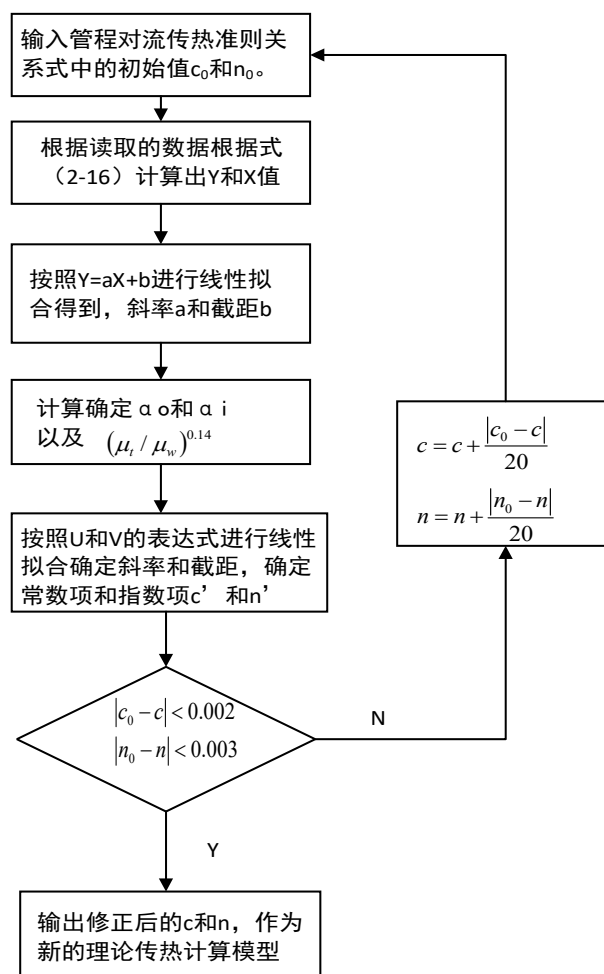


图 2.3 修正 Wilson 图解法的迭代计算流程图

Fig. 2.3 The Iterative calculation flowchart of modified Wilson plot method

在上述的分析中,修正 Wilson 图解法先将管侧和壳侧的对流传热系数分离开,在通过管侧的对流传热系数 α_i 和管程雷诺数的关系确定准则关系式中的模型参数。由于分离出的壳侧对流传热系数 α_o 式基于测试数据得到的,认为 α_o 接近实际测量值。通过与现有的壳程对流传热准则关系式计算出 α_{of} 进行比较,若误差在允许范围之内,则不需要对壳侧的计算模型进行修正。若两者的误差较大,则同样地按照图 2.2 的计算流程图,对壳侧的对流传热计算模型进行修正。此时,需要保持管程流量不变的同时改变壳程的流量,再将测试数据输入计算程序中,最终得到壳程修正后的模型参数。

运行工况下传热计算模型的修正实质上是对管侧和壳侧传热准则式中雷诺数的常数项 c 和指数项 n 这两个模型参数的优化的过程。通过修正确保传热模型计算得到的运行工况下的总传热系数与实际值更接近。

2.5 本章小结

本章根据浮头式换热器设计时所采用的管侧和壳侧对流传热准则关系式建立清洁工况下传热计算模型。在已知换热器具体结构尺寸参数和进口工况参数的条件下,根据传热计算模型得到清洁工况下的总传热系数,再通过対数平均温差法校核出清洁工况下的出口温度。考虑到在浮头式换热器运行工况下,随着结垢厚度的增长,由传热计算模型得到的结垢后的总传热系数与实际值的偏差也会增大。为了确保传热计算模型的准确性,通过修正 Wilson 图解法对现有的传热计算模型进行优化。

清洁工况下传热和阻力模型的建立和出口温度的校核计算以及修正 Wilson 图解法的迭代流程图作为后面故障监测与诊断系统的中数据处理模块的重要组成部分。

第 3 章 浮头式换热器故障预测模型及阈值的确定

3.1 引言

换热器的传热和阻力性能是评价一台换热器是否能够正常运行并满足生产需求的指标之一，也是进行故障监测与诊断的重要依据。据统计，大部分换热器的故障都是由于结垢所引发。换热表面结垢后，冷热流体间热量传导的厚度增加，整体导热系数降低，传热效率降低；流通截面积随着垢层厚度的增长而逐渐减小，在流量一定的情况下，导致平均流动速度增加，流动阻力增加，需要增加泵的功耗才能抵消增大的阻力；随着垢层厚度的增加，结垢严重，流通截面积骤减，流速的增加导致冲刷力骤增，致使部分垢层脱落而出现堵塞。此外，换热面上的污垢还会引起换热面局部腐蚀乃至穿孔，导致介质的内漏、窜漏、外漏，从而严重威胁换热设备的安全运行。由此可见，换热器传热面结垢不仅影响换热器的传热性能和阻力性能，而且是引发换热器堵塞、泄露等故障的根本原因。

因此，本章首先分析结垢故障对传热和阻力性能的影响，在此基础上进一步分析堵塞和泄露故障的影响。在假设换热器进口监测变量稳定的基础上，分析各类故障影响下，出口监测变量的变化情况，并总结其变化规律作为判断故障类型的依据。并对不同故障类型的故障程度进行表征。然后，根据第二章建立的传热和阻力计算模型，分别模拟计算出不同结垢程度和堵塞程度下对应的出口温度和出口压力，并拟合得到监测变量的偏差程度与故障程度的函数关系，作为状态预测模型。最后，根据状态预测模型和结垢预测模型，确定了报警、清洗和维修阈值。

3.2 不同故障对传热和阻力性能的影响

3.2.1 故障对监测变量的影响

对于一台正常运行的换热设备，通常需要对换热器的出口温度、压力和流量参数进行监测。正常工况下，各监测变量在一定的数值呈上下波动的变化趋势。若不考虑对于换热器调控，也就是认为各进口监测变量的值不变的情况下，其出口监测变量也必然能够稳定在设定工艺条件允许的范围内，进口和出口监测变量的差值也基本保持不变。因此，通过换热器进出口的温度差、压差和流量差能够初步判断换热器是否能够维持正常工作。

当换热器内部某一位置发生故障，例如换热管的某一部位发生破裂或是堵塞，换热器的性能必然会受到影响。初期，由于故障很小，出口监测变量并不会发生明显的

偏差。随着故障程度的增加，出口监测变量的变化幅度越来越大，甚至超过允许的范围。这时可以认为该换热器的换热性能已经不能满足工艺生产的要求，需要通过对进口参数的调控，使得出口温度满足工艺要求。当用过调控的手段无法减小故障对换热性能的影响时，则需要对换热器进行挺工维修，并更换一些损坏严重的部件。一般情况下，工厂的操作人员通过对换热器的定期巡检，观察出口监测变量的变化能够判断是否发生故障。然而具体的故障类型以及故障程度无法确定。

结垢是由于导热系数较小的物质在换热表面积累阻碍冷热流体的正常传热，通常会导导致总传热量的降低。而根据热平衡方程（1-11），冷热端的温差也会随之减小，在保证进口温度一定的前提下，热流体出口温度会逐渐升高而冷流体出口温度逐渐降低。当结垢达到一定程度时，热流体无法被冷却或是冷流体无法被加热到设定的温度。由于结垢初始阶段，污垢通常均匀分布在换热表面上，其形成的污垢层的厚度比较小，通常可以忽略结垢对换热器阻力性能的影响。在运行的后期阶段，换热表面上通常已经形成了一定厚度且致密的污垢层，根据式（2-4）和（2-10），换热器的流通面积也由于污垢层厚度的增加而减小，流速也会有明显的增长。流动阻力的增大导致监测的进出口压差值明显升高。尤其是部分换热管内，污垢在某一位置大量积聚，而导致该换热管完全堵死，进出口压差值的增长速率会明显提高，这时就可以认为换热器发生了堵塞故障。同时监测管程和壳程的压降变化，能够判断结垢或是堵塞发生在管程还是壳程。此外，堵塞也会导致出口流量的减小。而泄露故障最明显的表现为出口流量的减小，通过监测出口流量的变化能够判断是否发生泄露。比较管程和壳程的操作压力可以判断内部介质的泄露方向。若没有对出口流量进行监测，在判断管壳程内操作压力后，根据管侧和壳侧的压降变化判断内部的泄露情况，流量损失后其压降也会减小。

由于换热器常见的故障类型包括结垢、堵塞和泄露，根据故障发生的位置又可以进一步细分。根据上文的分析，总结了不同故障下对应的监测变量的变化规律，如表 3.1 所示。在实际监测过程中，通过观察各监测变量的变化趋势，并且是否保持在合理的阈值范围内，来判断故障类型。需要注意的是，根据出口监测变量来判断故障类型的前提是各进口变量保持稳定。换热器进行温度调控属于人为干预出口监测变量的变化，必须等到调控结束，各进口变量稳定后在进行监测。

表 3.1 不同故障下监测变量的变化趋势

Table 3.1 Variation trend of monitoring variables under different faults

故障类型	监测变量变化情况							
	管程-热流体, 壳程-冷流体				管程-冷流体, 壳程-热流体			
F1 管程结垢	$T_{to}\uparrow$	$T_{so}\downarrow$	$\Delta P_t\uparrow$	$\Delta P_s\text{—}$	$T_{to}\downarrow$	$T_{so}\uparrow$	$\Delta P_t\uparrow$	$\Delta P_s\text{—}$
F2 壳程结垢	$T_{to}\uparrow$	$T_{so}\downarrow$	$\Delta P_t\text{—}$	$\Delta P_s\uparrow$	$T_{to}\downarrow$	$T_{so}\uparrow$	$\Delta P_t\text{—}$	$\Delta P_s\uparrow$
F3 管程堵塞	$\Delta P_t\uparrow$	$\Delta P_s\text{—}$	$m_{to}\downarrow$	$m_{so}\text{—}$	$\Delta P_t\uparrow$	$\Delta P_s\text{—}$	$m_{to}\downarrow$	$m_{so}\text{—}$
F4 壳程堵塞	$\Delta P_t\text{—}$	$\Delta P_s\uparrow$	$m_{to}\text{—}$	$m_{so}\downarrow$	$\Delta P_t\text{—}$	$\Delta P_s\uparrow$	$m_{to}\text{—}$	$m_{so}\downarrow$
F5 泄露 ($t\rightarrow s$)	$\Delta P_t\downarrow$	$\Delta P_s\uparrow$	$m_{to}\downarrow$	$m_{so}\uparrow$	$\Delta P_t\downarrow$	$\Delta P_s\uparrow$	$m_{to}\downarrow$	$m_{so}\uparrow$
F6 泄露 ($s\rightarrow t$)	$\Delta P_t\uparrow$	$\Delta P_s\downarrow$	$m_{to}\uparrow$	$m_{so}\downarrow$	$\Delta P_t\uparrow$	$\Delta P_s\downarrow$	$m_{to}\uparrow$	$m_{so}\downarrow$

表中: \uparrow 表示监测变量发生正偏差, \downarrow 表示监测变量发生正偏差; $t\rightarrow s$ 表示为管程介质向壳程泄露, 只有当管侧操作压力大于壳侧时才会发生该故障, 需要先比较管程和壳程进口压力。

3.2.3 故障程度的表征

由于换热器故障的不可见, 需要结合不同故障的形成机理, 故障的表现形式, 并建立能够描述故障程度的指标。

(1) 结垢程度

结垢主要由于流体介质中的固体颗粒的沉积、析出的结晶物质或是与其他介质发生化学反应形成的污垢在换热表面积聚, 形成了一定厚度的污垢层。而结垢对传热性能的影响通过污垢热阻 R_f 来表征。实际工况下, 换热表面的垢层分布并不均匀, 并且污垢层与换热表面之间存在溶液, 一些研究中将污垢视为多孔介质模型进行分析。为了方便计算不妨假设污垢为单一物质且均匀分布在换热表面上。也就是认为换热管不同位置的垢层厚度 δ_f 一致, 且污垢的导热系数 λ_f 参考污垢主要成分固体介质的导热系数。通过热阻法得到换热器运行工况下的污垢热阻后, 根据式 (2-20) 和 (2-21) 确定当量厚层厚度。

由于计算得到的当量垢层厚度 δ_f 与换热管的壁厚 δ_w 较为接近, 为了更好地描述结垢的程度, 定义结垢程度的评判指标 α_f 为垢层厚度与换热管壁厚的比值:

$$\alpha_f = \frac{\delta_f}{\delta_w} \times 100\% \quad (3-1)$$

(2) 堵塞程度

堵塞故障主要表现为有效流通面积 S_f 的减小, 当换热管结垢严重时可能造成堵塞。实际情况下, 只有少数换热管发生了堵塞, 其他换热管不影响介质的正常流通。根据堵塞程度的不同, 又可分为部分堵塞和完全堵塞。为了方便计算, 不妨认为发生堵塞

后的有效流通面积 S_t' 等效于堵塞厚度 δ_b 对应的管内或管外的流通截面积。而堵塞程度的评判指标 α_b 定义为有效流通面积的减小程度：

$$\alpha_b = \frac{S_t - S_t'}{S_t} = \frac{\Delta S_t}{S_t} = 1 - \left(\frac{d_i - 2\delta_b}{d_i} \right)^2 \times 100\% \quad (3-2)$$

(3) 泄露程度

换热器发生内部泄露主要由于换热管的破裂使得高压侧流体向低压侧渗漏，管内流量损失，表现在一侧出口流量的明显降低。因此可以通过进出口流量的变化率来判断泄露的程度，泄露故障的评判指标。

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

3.3 故障预测模型的建立

3.3.1 结垢预测模型

污垢的形成过程是一个非常复杂的过程，其中包含了动量、能量与质量的传递。并且在该过程中受到许多因素的影响，诸如：工质成分、环境条件、设备表面几何设计等，此外不同类型污垢的形成机理也有很大的差别，因此总结出一个适用范围广、预测精度高的污垢预测模型是十分困难的^[53]。

目前一些应用比较广泛的污垢数学模型都是根据污垢形成过程中物理、化学影响因素，结合实验数据，再进行一些假设和理想化处理得到的。通常建立污垢数学模型时需要进行理想化假设：

- (1) 在包含多种污垢的情况时，可以先单独分析主要污垢的相关特性；
- (2) 污垢层均匀地分布在换热表面上，其物性参数各向同性；
- (3) 忽略污垢的表面粗糙度造成的影响；
- (4) 流体导热系数和密度等物理性质在污垢形成的过程中不发生变化；
- (5) 忽略换热表面的初始状态。

不洁净的流体经过换热表面时，流体中的颗粒在换热表面沉积或是发生化学反应，使得污垢热阻增加，同时，形成的污垢层被流体冲击而剥离，使得污垢热阻减小。

Kern-Seaton 模型就是根据这种现象结合质量平衡提出的，认为结垢过程是沉积和剥离共同作用的结果，用结垢速率表示为：

$$\frac{dR_f}{d\theta} = \frac{d\delta_f}{\lambda_f d\theta} = \frac{dm_f}{\rho_f \lambda_f d\theta} = \frac{\dot{m}_d - \dot{m}_r}{\rho_f \lambda_f} \quad (3-4)$$

式中： m_f 为单位换热面积的污垢质量， kg/m^2 ； \dot{m}_d 为沉积速率， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ； \dot{m}_r 为剥蚀速

率, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; R_f 为污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$; t 为时间, h ; δ_f 为垢层厚度, m ; ρ_f 为污垢密度, kg/m^3 ; λ_f 为污垢导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。

Kern-Seaton 模型认为沉积速率为常数, 剥离速率同垢层厚度成正比, 则有:

$$\frac{dR_f}{d\theta} = K_1 - K_2 R_f \quad (3-5)$$

积分得:

$$R_f(\theta) = \frac{K_1}{K_2} [1 - \exp(-K_2 \theta)] = R_f^* [1 - \exp(-\frac{\theta}{\theta_c})] \quad (3-6)$$

式中: R_f^* 为渐进污垢热阻, $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$; θ 为换热器的运行时间, day , K_1 、 K_2 、 θ_c 为常数。

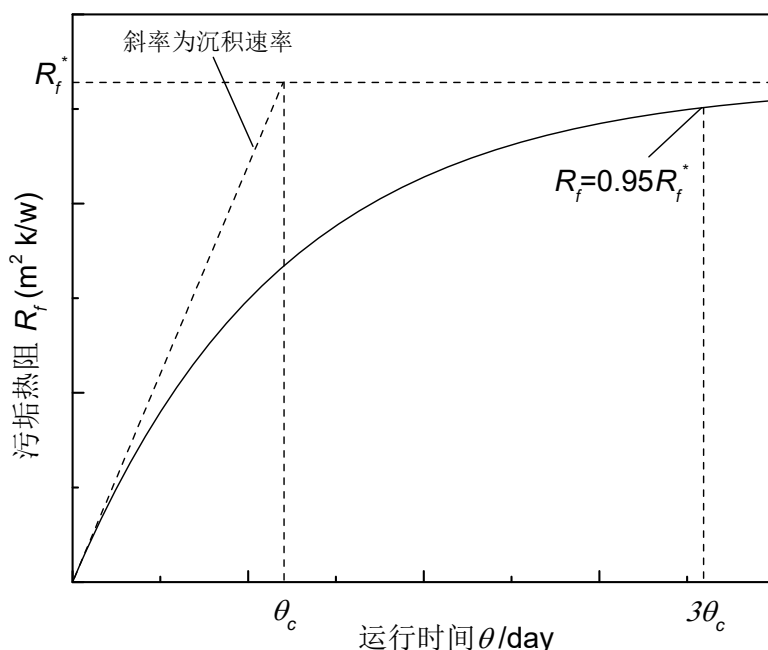


图 3.1 污垢热阻曲线

Fig. 3.1 the curves of fouling thermal resistance

如图 3.1 所示, 在结垢初始阶段, 结垢主要由污垢的沉积主导, 对式 (3-6) 求导得到初始阶段的结垢速率也是污垢的沉积速率为 R_f^*/θ_c 。当运行时间达到 $3\theta_c$ 时, 代入结垢预测模型, 得到此时的污垢热阻约为 0.95 倍的 R_f^* 。在结垢到达一定程度后, 实测污垢热阻趋于平稳, 根据稳定后的污垢热阻值和对应的时间, 可以反推出结垢预测模型。

为了能够预测结垢随时间的变化规律, 必须知道 R_f^* 和 θ_c 的值。通常采用热阻法每隔固定的时间间隔记录对应的污垢热阻值, 再按照式 (3-6) 进行拟合, 确定结垢预测模型。在缺少足够历史运行数据的条件下, 渐进污垢热阻值 R_f^* 可以参考换热器设计时推荐的不同介质在不同温度和流速下的污垢热阻。由于换热器运行一端时间后, 需要对污垢清洗后才能够继续使用, 从换热器开工到停工清洗的这段时间成为换热器的清洗周期。换热器经过一个完整的运行周期为 t_c , 则 θ_c 等于 t_c 的 1/3。通过结垢预测

模型可以估算出换热器各个运行阶段的结垢情况。

表 3.2 水的污垢热阻参考值^[54]

Table 3.2 Reference values of fouling resistance of water

	10 ⁻⁵ m ² ·K/W			
加热介质温度	≤115℃		116~205℃	
水的温度	≤52℃		>52℃	
流速	≤1	>1	≤1	>1
海水	8.8	8.8	17.6	17.6
微咸水	35.2	17.6	52.8	35.2
处理过的补给水	17.6	17.6	35.2	35.2
未处理过的补给水	52.8	52.8	88.0	70.4
自来水	17.6	17.6	35.2	35.2

3.3.2 状态预测模型

在第 2 章中，根据传热和阻力计算模型，在已知换热器的结构尺寸参数和部分工艺参数的条件下，可以校核计算出对应理想工况下的出口温度和出口压力。在 3.2 节中分析了不同故障对于各监测变量的影响，如结垢会导致出口温度逐渐偏离设定值，而发生堵塞前后的压降的比值也会逐渐升高。故障程度的不同，其对应的出口温度和压降也会发生变化。为了研究故障程度与监测变量之间的关系，不妨人为地改变故障程度，结合传热和阻力的计算模型，通过换热器校核计算的方法得到不同故障程度下对应监测变量的值。随着故障程度的增加，发生故障的出口监测变量逐渐偏离无故障工况（理想工况）下的值。通过故障后与理想工况下出口监测变量的差值与故障程度的关系曲线，观察曲线的形式，并通过拟合确定函数关系式作为状态预测模型。在实际监测过程中，通过监测变量的偏差程度，预测出换热器当前的运行状态。

在确定状态预测模型前，首先根据管壳程流体的性质，判断哪一侧更容易发生结垢。假设管壳介质为冷却循环水，壳程介质为工艺水，管程更容易发生结垢故障。通过模拟计算的方式得到不同管程污垢热阻和垢层厚度下对应的出口温度和出口压力。在此之前，通过第 2 章建立的清洁工况下的传热和阻力模型计算出，清洁工况下的总传热系数和管程压降。

(1) 不同结垢程度下出口温度的校核计算

由于结垢故障的评判指标主要根据垢层厚度 δ_f 得到，不妨假设整个结垢过程中当量垢层厚度 δ_f 从 0 增长到 2mm，增长幅度为 0.2mm。根据式 (2-20) 计算得到对应的污垢热阻值 R_f 。将污垢热阻值代入式 (1-1)，得到结垢后的总传热系数 K_f ，再根据 2.2 节中的计算流程图校核出不同 K_f 对应的结垢后管程和壳程出口温度。

根据 3.2 节中的定义，将当量垢层厚度 δ_f 转换为结垢程度的评判指标 α_f 。为了确定监测变量与故障评判指标之间函数关系，需要将监测变量进行无量纲化处理。本案例中，管程为循环，壳程为工艺水，监测时更加关注目标介质出口监测变量的变化情况。根据工艺条件信息，壳程工艺水的理想工况下的出口温度，用 $T_{so,c}$ 表示。随着垢层厚度的增加，任意时刻的壳程出口温度 $T_{so,f}$ 逐渐偏离理想值，设定壳程出口温度的偏差度为 α_s ：

$$\alpha_s = \left| \frac{T_{so,f} - T_{so,c}}{T_{so,c}} \right| \quad (3-8)$$

根据文献^[55]中的结垢预测模型，垢层厚度与出口温度的函数关系符合多项式的形式。将通过模拟计算得到的一系列出口温度偏差和结垢程度按照式（3-9）的形式进行拟合，就能确定结垢的状态预测模型。

$$f(\sigma_f) = a_1 \alpha_s^3 + b_1 \alpha_s^2 + c_1 \alpha_s + d_1 \quad (3-9)$$

其中： a_1 、 b_1 、 c_1 和 d_1 为待确定的模型参数。

（2）不同堵塞程度下压降的计算

由于堵塞故障的评判指标主要根据堵塞厚度 δ_b 得到，不妨假设整个结垢过程中垢层厚度 δ_b 从 0 增长到 2mm，增长幅度为 0.2mm。根据式（2-4）计算堵塞后的流通面积，再根据式（2-13）计算堵塞后的管程压降 $\Delta P_{t,d}$ 。

考虑到发生堵塞后的压降通常成倍地增长，因此堵塞后与清洁理想工况下管程压降的比值 β_t ：

$$\beta_t = \frac{\Delta P_{t,i}}{\Delta P_{t,0}} \quad (3-10)$$

根据文献中的污垢增长的压降预测模型，压降与堵塞程度呈降幂的函数形式。将通过模拟计算得到的一系列管程压降比值和堵塞程度按照式（3-11）进行拟合，获得堵塞的状态预测模型：

$$f(\sigma_b) = a_2 - b_2 e^{-c_2 \beta_t} \quad (3-11)$$

其中： a_2 、 b_2 和 c_2 为待确定的模型参数。

因此对于任意结构尺寸参数以及工况条件下的浮头式换热器，可以通过以下的步骤获得结垢和堵塞的状态预测模型：

- 1) 根据传热和阻力的计算模型，求出理想工况下的出口温度和管壳程压降。
- 2) 计算不同污垢热阻（结垢厚度）和堵塞厚度下的实际出口温度和压降。
- 3) 将实际出口温度转换为无量纲的温度偏差和压降比，并按照已知的函数关系拟合获得结垢和堵塞的状态预测模型。

- 4) 在浮头式换热器运行工况下, 实时监测管壳程的出口温度和压降, 分别换算成出口温度偏差和压降比值, 再根据已经确定的状态预测模型就能判断故障的程度。

3.4 故障阈值的确定

3.4.1 故障阈值的确定方法

在换热器故障检测与诊断过程中, 比较常用的确定故障阈值的方法有三种:

第一种是利用已有的换热器的历史数据进行数据分析, 确定故障发生的阈值, 这种方法的准确性主要取决于历史数据完整性和知识系统的容量。

第二种是利用统计的方法确定冷水机组故障检测与诊断的阈值, 利用残差的标准偏差值来确定故障的阈值, 精确度取决于所使用的训练数据, 采用统计方法结合的历史运行数据确定故障发生的值域。

第三种方法是用户选择故障的阈值, 根据换热器的实际运行情况设置故障阈值, 对于对系统影响较大的故障可以适当增大故障阈值, 避免出现不报警的状况, 对于对系统运行影响不大的故障可以适当减小故障阈值, 避免出现假报警的状况, 并且用户可以根据实际运行情况来及时更新故障的阈值。

3.4.2 不同故障程度的阈值确定

在 3.2 节中, 确定了表征结垢、堵塞和泄露程度的故障评判指标。在换热器的实际运行过程中, 将采集到的进出口温度、压力和流量数据根据已经建立的监测模型, 计算出三个故障评判指标 α_f 、 α_b 和 α_l , 作为判断故障程度的阈值。换热器运行的初始阶段, 这三个指标接近 0, 随着运行时间的增加而逐渐增大。

通常浮头式换热器管侧和壳程的出口温度需要控制在要求的范围内, 若出口温度超出允许的范围, 不仅说明此时的结垢导致换热器传热性能明显下降, 还可能影响下一阶段的工艺过程。假设, 按工艺要求, 出口温度需要控制在 5% 的范围内, 根据上一节中建立的结垢状态预测模型 (3-9), 计算出对应的 α_f 为 28.13%。则设定结垢报警阈值为 30%, 当监测 α_f 到超过 30% 时, 进行故障报警, 提醒操作人员通过调节进口流量或是温度的方式, 来控制出口温度。

通常换热器有固定的清洗周期, 根据 3.3.1 节中的结垢预测模型, 换热器运行到一定阶段后污垢热阻趋于稳定, 通过此时的污垢热阻, 计算出对应的 α_f 值。假设, 监测的对象为循环冷却水, 其稳定污垢热阻值为 $5.016 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (取 0.95 倍的 R_f^*), 由于水垢的主要成分为 CaCO_3 , 其导热系数 λ_f 为 $2.58 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 。根据式 (2-20) 计算出此时的当量垢层厚度达到了 1.23mm, 在计算出对应的结垢程度为 49.2%, 取 50%, 设为清洗阈值。当监测 α_f 到超过 50% 时, 提醒操作人员此时的换热器已经严重结垢需要及时清洗。由于上一次未能充分清洗导致运行初始阶段残留有部分污垢, 进口工况未

能保持稳定等因素的影响,使得换热器在未到达清洗周期前进行报警,此时为了不提前停工,可以继续保持运行。

当换热器结垢到达一定阶段后,虽然污垢热阻增长缓慢,换热器传热性能下降的速度较低。但换热管的局部区域存在部分堵塞或完全堵塞,早成流通面积的持续减小,压降的持续增长。假设,管程压降比值不能超过 2.5,根据堵塞状态预测模型(3-11)计算出对应的堵塞程度为 35.4%,取 35%。将该值设定为维修阈值。由于换热器阻力降越大,换热管的振动也就越剧烈,换热管破裂造成泄漏的风险也就越大。因此,当达到维修阈值时,应提醒操作人员必须停工进行清洗和维修。

如图 3.2 所示,各故障阈值可以在故障程度随时间变化的预测曲线上直观的体现。这里换热器运行的前阶段处于持续结垢的状态,结垢程度随时间的变化曲线可以由结垢预测模型得到。而结垢到达一定阶段,由于部分换热管内可能形成堵塞,虽然污垢热阻不会有明显的增长趋势,但压降的持续增长,说明堵塞程度越来越严重。当监测到结垢程度或堵塞程度超过允许的阈值时,需要提醒操作人员及时地排除故障。

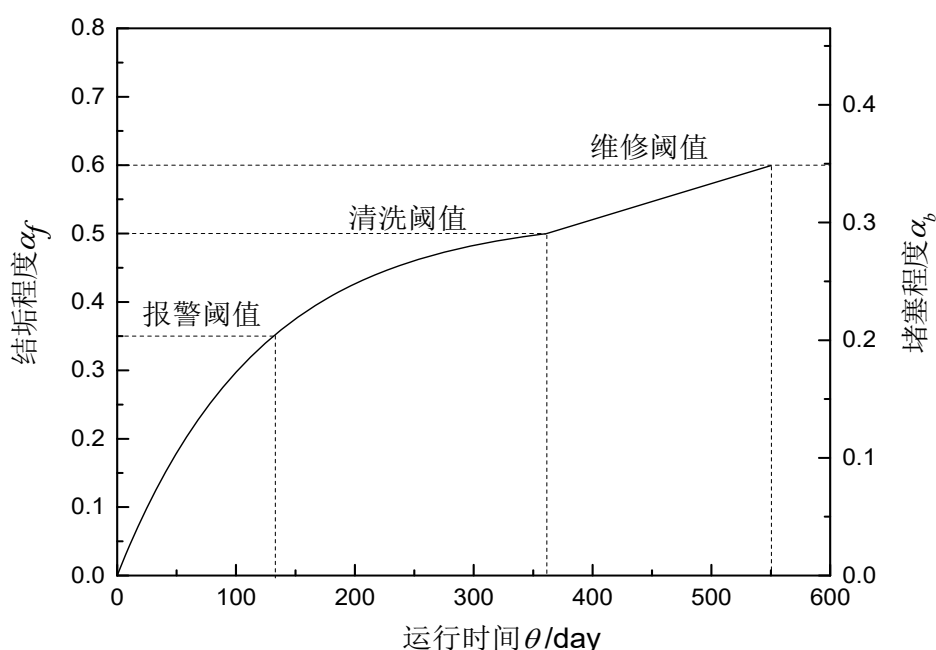


图 3.2 故障程度的变化曲线及不同阶段的故障阈值

Fig. 3.2 the curves of change of fault degree and the fault threshold of different stages

3.5 本章小结

本章通过结垢、堵塞和泄露故障的表现形式以及对换热器传热和阻力性能的影响,并结合热平衡方程和阻力计算方程,总结了在换热器进口参数不变的条件下,各故障

类型下出口监测变量的变化规律。在换热器的实际监测过程中，根据总结的规律可以初步判断故障的类型。此外，根据三种故障的表现形式，对故障程度进行了表征。

根据 Kern-Seaton 模型建立了换热器的结垢预测模型，并给出了模型参数中的渐进污垢热阻 R_f^* 和时间常数 θ_c 的确定方法。

根据传热和阻力计算模型，分别计算校核出不同结垢程度下的出口温度和不同堵塞程度下的管壳程压降，再按照对应的函数形式进行拟合，就可以确定监测变量的偏差程度与故障程度的状态预测模型。结垢程度与出口温度偏差的函数关系为多项式的形式，堵塞程度与堵塞前后的压降比值的函数关系为降幂的函数形式。在实际监测过程中，通过测量实际出口变量，结合所建立的状态预测模型，就能够初步判断换热器内部的故障程度。

为了对换热器运行至不同阶段的故障进行诊断，需要确定合理的故障阈值进行判断。当达到故障阈值后，根据故障的严重程度给出对应的处理措施。根据状态预测模型和结垢预测模型，确定了报警阈值、清洗阈值和维修阈值。以管程走冷却循环水为例，做出了换热器结垢故障程度与堵塞故障程度随运行时间的变化曲线。并确定了 35% 的报警阈值，50% 的清洗阈值和 35% 的维修阈值。

第 4 章 浮头式换热器性能监测与故障诊断系统的设计

4.1 引言

目前, 工业生产过程中对换热设备的故障监测与诊断仍有许多采用传统方法, 主要依靠观测人员定期观察在换热器进出口位置布置的测试点记录的数据来判断是否发生故障, 并反馈给专家咨询故障的处理措施。这样不仅耗费了大量的人力物力, 故障诊断的实时性和准确性也很难得到保障。此外, 由于缺少数据记录与查询系统, 不利于后期的故障维修和后续进一步故障诊断分析研究。因此, 设计开发一个能够对浮头式换热器进行实时性能监测并给出预警建议的系统, 对浮头式换热器的高效、安全、可靠运行具有重要的意义。

本章主要分析了浮头式换热器运行状态监测的系统需求, 研究了浮头式换热器性能监测与故障诊断系统框架的总体设计, 并讨论了浮头式换热器性能监测与故障诊断系统各功能模块的设计与实现。

4.2 系统需求分析

在进行系统开发时, 首先需要知道该系统的需要实现的功能, 也就是系统的需求分析。本系统是实现浮头式换热器的故障监测与诊断, 首先要解决的就是换热器监测数据的获取问题, 也就是具备数据采集和读取的功能。此外, 为了实现采集数据的存储, 并能在后期查询历史故障信息, 需要有一个与监测系统关联的数据库。最后, 为了方便操作人员随时了解换热器的运行情况, 需要实现监测数据和诊断分析结果的可视化。系统具体的功能需求如下:

- (1) 用户登录功能, 对已经储存相关信息的用户, 允许其进入和管理系统。
- (2) 添加设备信息, 对需要监测的换热器, 需要在监测前在数据库中添加被监测换热设备相关信息, 并可以在程序中随时查看与修改。
- (3) 数据采集, 程序与配套的数据采集系统连接, 并实时读取各监测变量的数值并显示运作阶段的实时变化曲线。
- (4) 历史数据查询, 实现任意时间段内的监测变量以及故障信息的查询, 并通过图表的形式展示。专家能够通过远程客户端查询相关数据。
- (5) 实时监测、诊断与报警功能, 通过监测的数据监测换热器的运行情况, 判断是否发生故障。若发生故障, 能及时提醒操作人员, 并反馈故障类型, 故障程度以及故障处理建议等信息。

4.3 系统环境

换热器故障监测与诊断系统的主程序，包括现场服务端和远程客户端都是基于 Windows 系统上的 LabVIEW 程序开发的。本地和远程数据库分别基于 Access 和 MySQL 关系型数据库开发，所有需要预先安装对应的数据库和数据库引擎，以确保系统中数据查询功能的实现。

通过 LabVIEW 主程序实时读取采集到的数据，并在界面上显示具体的数值信息以及数据的变化曲线。建立主程序与本地和远程数据库链接，实现主程序和数据库之间的数据存储与调用。同时在移动监测端上也能够随时观测数据的变化情况。

4.4 系统功能及结构框架

本系统主要针对换热器在运行过程中可能存在的故障，采集进出口位置的温度、流量和压力，结合换热器故障的理论模型，对是否出现故障进行评判，并给出故障类型及故障的处理建议。此外，实时监测的数据以及运行的结果也需要存储在对应的数据库中，并能够在远程客户端上显示相关信息。主程序基于 LabVIEW 建立，除了实现上述功能外，也需要建立数据库及远程客户端的连接接口。

根据上述程序所需要的实现的功能，主程序分为三大模块，分别为：采集与通讯模块、数据处理模块、监测与报警模块。根据实现功能的不同，进一步划分为多个小模块。各模块并不是相互独立的，相互之间随时进行数据的传输与调用。下面结合程序的内容说明各模块具体功能的实现以及相关之间的关联：

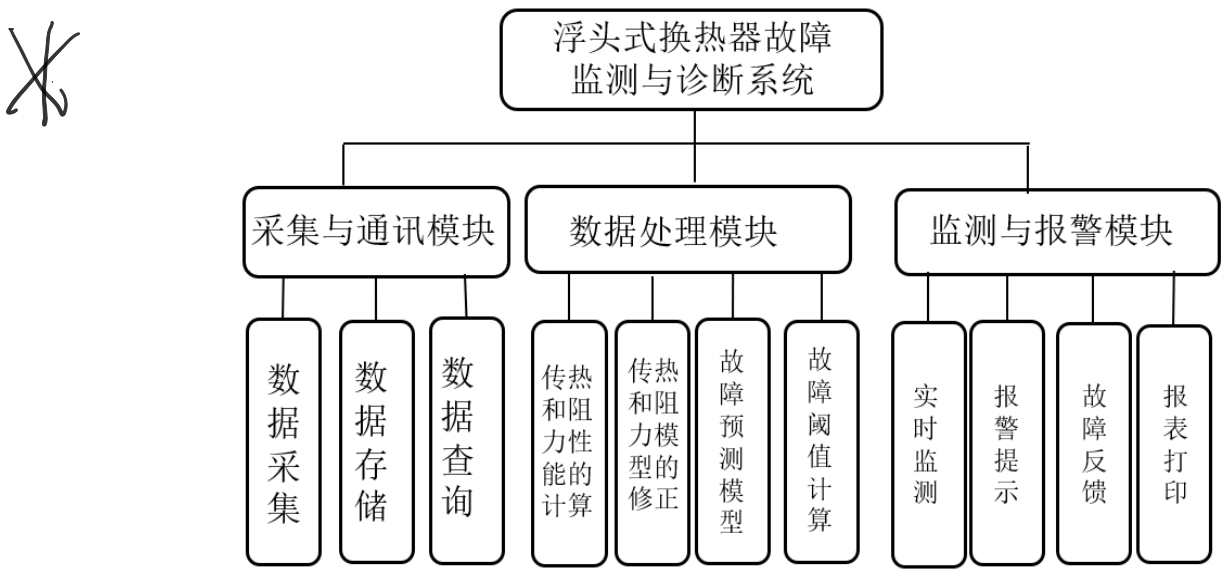


图 4.1 系统整体框架图

Fig. 4.1 the frame diagram of system

4.5 系统各功能模块设计

4.4.1 人机交互界面

人机交互界面是操作人员观察换热器运行状态，获取故障信息及处理故障措施，进行历史数据查询等操作的主要面板。整个换热器故障监测与诊断系统由数据采集界面、故障监测界面和数据查询界面构成并通过选项卡实现各界面之间的切换。左侧主要用来对被测换热器进行参数设置。下方的信息提示框中显示系统的操作记录和故障记录。

数据采集界面主要显示采集到的换热器进出口的温度、压力和流量信息。同时根据故障指示灯，判断运行的换热器是否发生故障。若发生故障，可以切换至故障监测界面查询具体故障原因及处理建议，也可以切换至数据查询界面进行故障记录查询。

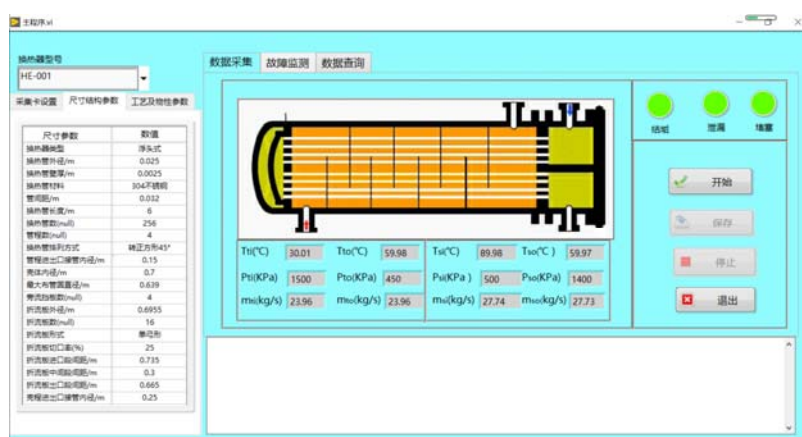


图 4.2 数据采集界面

Fig. 4.2 the data acquisition interface

故障监测界面主要将采集到的数据进行数据处理，导入故障数学模型中计算得到不同的故障程度，并显示其随时间的变化曲线，并通过对应的故障阈值判断是否发生故障，右侧对话框中显示故障原因及处理建议。

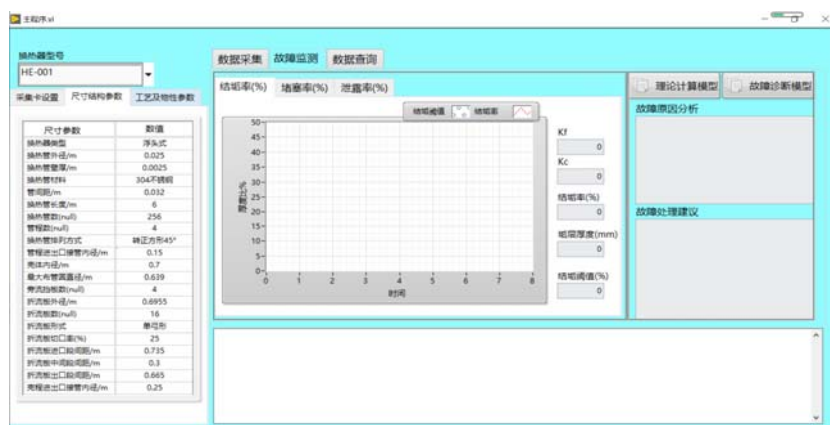


图 4.3 故障监测界面

Fig. 4.3 the fault monitoring interface

数据查询界面上可以同时查询本地和远程数据库中的数据，远程数据库主要用于远程客户端的数据查询。查询项目下拉列表其中包括各监测变量和故障程度，通过选择查询的起始时间和结束时间，查询该时间段内的历史数据曲线，并显示在右侧的图形总。右键图形可以将该时间段内的查询结果以 excel 文件的形式保存。

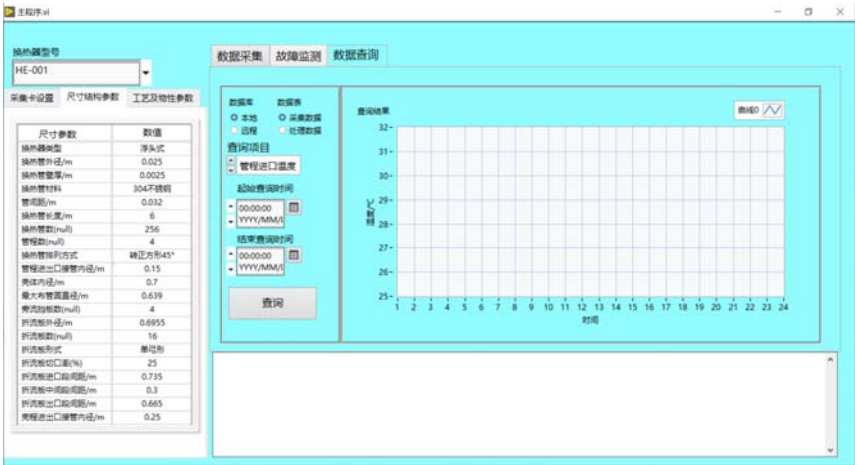


图 4.4 数据查询界面

Fig. 4.4 the data query interface

4.4.2 数据采集模块

为了实现数据的采集，需要在系统开始监测前对采集的相关参数进行设置。如图 4.2 所示，左边采集卡设置选项卡中设置采集数据的物理通道，也就是与采集卡连接的传感器。并且根据数据采集卡的配置信息，设定好采样率、采样数以及信号的量程，以确保程序能够准确读取到传感器的数据。系统运行时可以在数据采集、故障监测和数据查询三个选项卡自由切换。数据采集界面主要显示被监测换热器的示意图，包括冷热流体的走向。下方显示换热器进出口位置的温度、压力和流量数值，共 12 个监测变量。点击任意一个被监测变量，弹出监测变量的实时变化曲线图。

右侧的 4 个按钮分别为控制开始/停止采集数据，是否将采集到的数据保存到数据库中，退出程序。按钮上方的指示灯在监测出结垢、堵塞或是泄露故障时会闪烁，提示操作人员查询具体的故障信息，以便于及时地对故障进行处理。

4.4.3 数据库模块

数据库为系数数据的存储和调用提供了充足的空间，也是后续进行数据查询与分析的重要组成部分。本系统中的本地数据库为 Access，通过微软提供的应用程序访问关系数据的接口 ODBC，实现 LabVIEW 程序与 Access 数据库的连接。Access 数据库中主要存放以下表：

- (1) 尺寸结构参数表：包括换热器的类型，换热管尺寸，折流板信息等，主键为换热器的型号，系统通过换热器的型号检索其对应的各项尺寸参数。
- (2) 工艺参数表：包括换热器设计时的进出口流量、温度和压力参数以及操作压

力和允许压降的信息，主键为工艺序号。换热器的尺寸结构和工艺信息需提前录入数据库中。

(3) 物性参数表：用于查询对应温度下的物性参数。

(4) 采集数据表：用于存储采集到的监测变量，主键为采集时间。

(5) 故障信息表：当诊断出故障后，系统会将故障类型，及其对应的故障程度存放在该表中，主键为时间，可以用于后续的故障记录的查询。

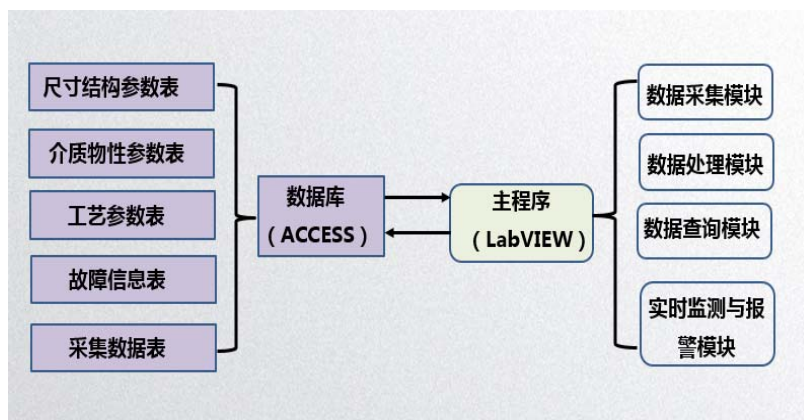


图 4.5 数据库中各参数表与主程序各功能模块的关系

Fig. 4.5 the relationship between parameter tables in the database and the function module of the main program

如图 4.5 所示，主程序与数据库连接，当系统需要调用数据库中的数据进行分析处理时，通过查询命令从对应的参数表中索引出需要的信息。例如，当进行传热和阻力计算时，根据用户的设置从数据库中查询对应换热器的结构尺寸参数和工艺条件以及对应的物性参数，再将查询到的数据导入数据处理模块中进行分析。换热器运行时，通过数据采集模块，自动地将数据存储与采集数据表中。后期需要查询或分析时再从该表中，检索出所需要的信息。

系统程序部分主要通过 LabVIEW 自带的 Database 技术，通过 SQL 查询语言，实现数据的查询、存储、修改和删除。当需要观察某一段时间内，某一项监测变量或是故障评判指标的变化情况。切换至数据查询界面，查询某一段时间内的历史数据变化情况。

为了实现远程客户端的数据查询，需要在远程服务器上用 MySQL 建立远程数据库。通过服务器提供的 ip 地址和端口号连接系统。这样，采集的数据能够实时存储至远程数据库中，而通过远程客户端也能够获取需要的数据。

4.4.4 数据处理模块

数据处理模块主要根据第二和第三章建立的传热和阻力计算模型、状态预测模型等建立能够实现对对应功能的子程序，以供主程序调用。

以监测时间为节点，将子程序分为监测前和监测过程中调用的子程序。

监测前调用的子程序包括：

- 1) 通过传热和阻力模型计算理想工况下的总传热系数和管壳程压降的子程序。
- 2) 不同传热系数下出口温度校核计算的子程序。
- 3) 建立状态预测模型的子程序。
- 4) 建立结垢预测模型的子程序。
- 5) 故障阈值计算的子程序。

监测过程中调用的子程序包括：

- 1) 通过监测变量计算故障程度的子程序。
- 2) 通过监测变量变化趋势识别故障类型的子程序。
- 3) 修正传热计算模型的子程序。

子程序计算时通过系数的数据库调用接口，从尺寸结构参数表、工艺参数表和物性参数表中索引出需要的数据。在调用修正传热计算模型的子程序时，将测试数据输入子程序中才能够得到修正后的模型参数。需要将有效的测试数据保存为 excel 文件，通过 ActiveX 控件读取测试数据。在对传热计算模型修正和确定状态预测模型的过程中，需要进行相关的拟合操作。拟合的过程不需要人为操作，系统会根据输入的尺寸参数和工况参数自动进行拟合。如图，拟合的结果以及建立的相关模型会以曲线图的形式呈现，通过点击“理论计算模型”进行查看。

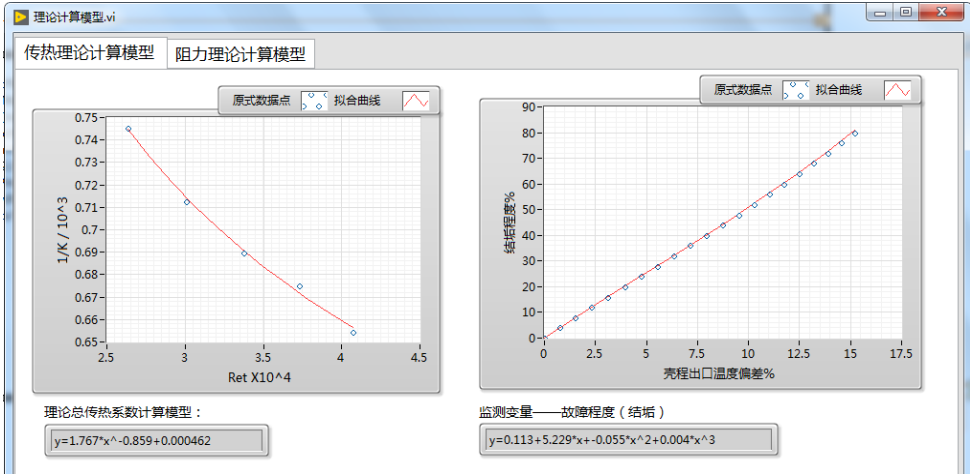


图 4.6 传热计算模型和结垢状态预测模型

Fig. 4.6 the heat transfer calculation model and scale state prediction model

4.4.5 实时监测与报警模块

故障监测界面上主要显示不同故障程度随时间的变化，而故障程度通过采集的监测变量代入故障诊断模型得到。当故障程度超过其对应的故障阈值后，系统会进行故障报警提醒，主要方式有：

- (1) 数据采集界面上故障类型的指示灯地持续闪烁，
- (2) 报警对话框的弹出，并播放报警提示音；

(3) 主界面下方信息提示框内，记录故障发生的类型和时间。

如图 4.3 所示，故障监测界面右侧会对引发故障可能的原因进行分析，并根据故障类型不同给出相应的故障处理的措施。按下上方的理论计算模型和故障诊断模型按钮，进入后台的数据处理模块子程序，且不会影响主程序的正常运行。在子程序中，可以看到对对应理论模型、故障诊断模型以及结垢的预测模型的函数曲线及表达式，更加直观地显示数据处理的过程。

4.6 本章小结

本章根据系统需求，搭建了主程序基于 LabVIEW，数据库基于 ACCESS 和 MySQL 的浮头式换热器故障监测与诊断系统。将系统的各功能模块分为：人机交互界面、数据采集系统、数据库系统、数据处理系统和实时监测与报警系统。详细阐述了各功能模块所包含的内容、实现的功能以及相互之间的关系。

第 5 章 系统的工程应用

5.1 引言

为了证明程序系统在换热器实际运行中能够及时准确地诊断出故障，并且对操作人员进行故障处理时能够提供有效的指导，需要结合实际工程案例的故障数据。由于实际运行时的故障数据获取较为困难，本章采用一台实际案例中的浮头式换热器，利用其结构尺寸和工况条件参数，结合换热器模拟仿真软件获取结垢的故障数据。介绍了浮头式换热器性能监测与故障诊断系统的使用方法和操作步骤，并进一步验证了该系统的可行性与可靠性。

5.2 浮头式换热器结构参数与运行条件

本文以上海某石化企业采用的浮头式换热器，其具体的结构尺寸参数如表 5.1 所示。根据其工艺要求：通过循环冷却水将工艺水冷却至 60℃并输送至下一工艺流程，其设定的进口温度和流量以及压降要求如表 5.2 所示。


 表 5.1 换热器结构尺寸




Table 5.1 The structure size parameters of heat exchanger	
换热器类型	AES
换热面积 $A(\text{m}^2)$	118
管程 N_{tu} /壳程数 N_s	1/4
换热管外径 d_o /壁厚 δ_w (mm)	25/2.5
换热管长度 L (m)	 , 
换热管数 N_t	256
换热管布置形式	转正方形
换热管间距 P_t (mm)	32
壳体内径 D_i (mm)	700/15
折流板类型/切口率	单弓形/25%
折流板间距 L_o (mm)	 300
管程进/出口接管直径 D_{ti}/D_{to} (mm)	150
壳程进/出口接管直径 D_{si}/D_{so} (mm)	250

表 5.2 工艺参数

Table 5.2 The process parameters

工艺条件	管程	壳程
介质	循环冷却水	工艺水
进口温度/°C	30	90
出口温度/°C	—	60
质量流量/(kg/s)	24	27.778
进口压力/MPa	1.5	0.5
允许压降/kPa	150	50

5.3 基于 PRO/II 的浮头式换热器故障模拟

5.2.1 换热器仿真模型的建立

PRO/II是一个通用性的化工稳态流程模拟软件，广泛应用于油气、炼油、化工、制药等行业。为了满足各种工艺条件的模拟要求，该软件提供了丰富的单元包括：管道、阀门、压缩机以及各类反应器。对于换热器单元，软件提供了两种模型，包括 Simple HX 和 Rigorous HX。采用 Simple HX 进行模拟时，仅需要输入换热器的传热面积和总传热系数。而 Rigorous HX 则需要输入换热器详细的结构尺寸信息和污垢信息后才能进行模拟计算。为了模拟不同结垢程度下换热器的工况参数的变化情况。

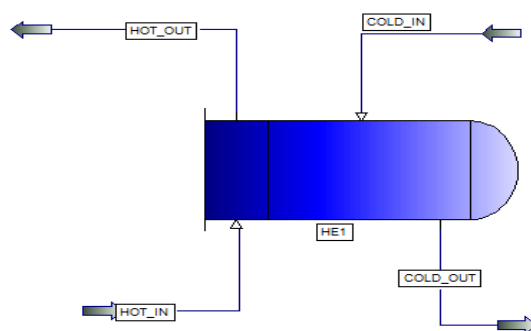


图 5.1 Rigorous HX 模型

Fig. 5.1 The Rigorous HX model

Rigorous HX 的建模如图 5.1 所示。根据表 5.2 所给的工艺参数，在换热器的管壳程进口处设置介质的类型、进口温度、流量和压力。根据表 5.1 所示工程所用换热器的实际参数信息，在模型中输入具体结构尺寸参数。然后，利用 PRO-II 中 Rigorous HX 的计算校核功能，即能得到出口参数的结果。

5.2.2 结垢故障的模拟

基于 PRO-II 的故障模拟主要通过设置管壳程的污垢热阻值和垢层厚度来模拟故

障对换热器的传热和阻力性能的影响。根据工艺条件所给出的信息，通常管程的循环冷却水容易发生结垢故障。根据第 3 章的结垢预测模型，渐进污垢热阻值 R_f^* 可以参考换热器设计时推荐的不同介质在不同温度和流速下的污垢热阻，如表 3.2 所示。根据所给的工艺参数信息，运行时管程的流速为 1.21m/s，定性温度为 45℃，根据表 3.2 渐进污垢热阻 R_f^* 取为 $5.28 \times 10^{-4} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。而案例浮头式换热器的清洗周期为 360 天，则 θ_c 为 120。据此可以做出针对本案例的污垢热阻随时间的变化曲线，如图 5.2 所示。

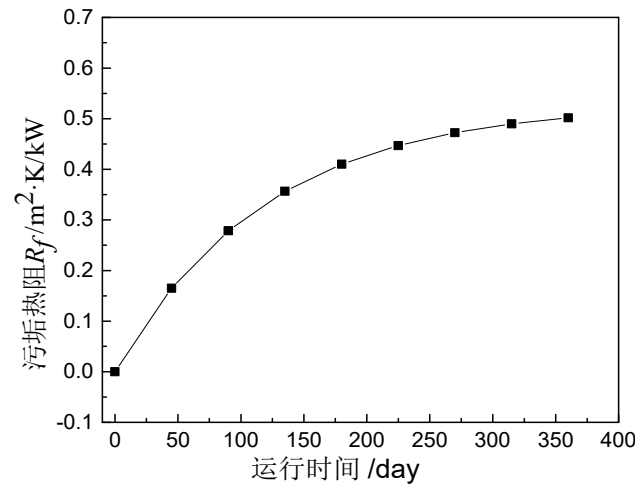


图 5.2 浮头式换热器污垢热阻随时间的变化曲线

Fig. 5.2 The curve of fouling resistance with time of floating head heat exchanger

根据式（2-22）可以计算出在该时间段内的当量垢层厚度。以 45 天为间隔，计算出对应的污垢热阻和垢层厚度，再输入至所建立的仿真模型中，计算出各时间点对应的出口温度和出口压力。结垢后出口温度和管程压降的模拟结果如表 5.3 所示。

表 5.3 结垢的模拟结果

Table 5.3 The simulation results of scaling

时间/day	$R_f/\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{kW}$	δ_f/mm	$K_f/\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$	$T_{t0}/^\circ\text{C}$	$T_{s0}/^\circ\text{C}$	$\Delta P_t/\text{kPa}$
0	0	0	1528	64.9	60	29.9
45	0.165	0.462	1185	62.8	61.8	36.9
90	0.279	0.767	1025	61.3	63.1	42.7
135	0.357	0.971	938	60.3	63.9	47.2
180	0.410	1.108	886	59.6	64.5	50.5
225	0.447	1.202	854	59.2	64.9	52.9
270	0.472	1.265	833	58.9	65.1	54.8
315	0.490	1.309	819	58.7	65.3	56.1
360	0.502	1.338	810	58.4	65.5	57.5

根据结垢模拟的结果作出出口温度和压降随时间的变化曲线,如图 5.3 和 5.4 所示。壳程的出口温度较初始运行时上升了 5.5°C , 通常对流体出口温度有着严格的要求,如要求产物的出口温度的偏差控制在 5% 以内,则完成一个完整的运行周期前就已经需要采取相应的措施来减小结垢故障的影响。而由于管内垢层厚度的增加,管程压降增长了 1.67 倍,运行结束时的压降并没有超过允许压力降。由于在第 3 章时,对于结垢过程假设污垢均匀分布在整個换热表面上,此时所得到的垢层厚度比较小,因此结垢后压降的增长并不明显。而实际过程中,由于污垢层分布不均匀所导致的粗糙度增大,局部区域结垢程度严重,都会导致实际的管程压降会大于模拟得到的结果。

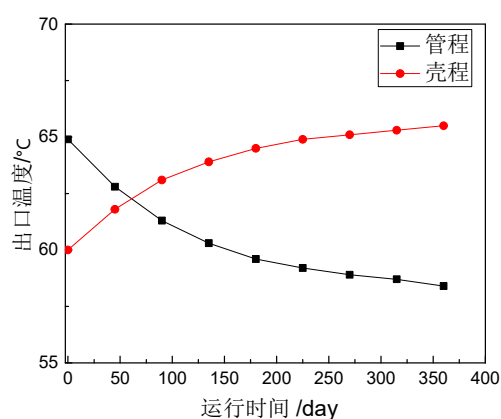


图 5.3 出口温度随时间的变化曲线

Fig. 5.3 The curve of outlet temperature with time

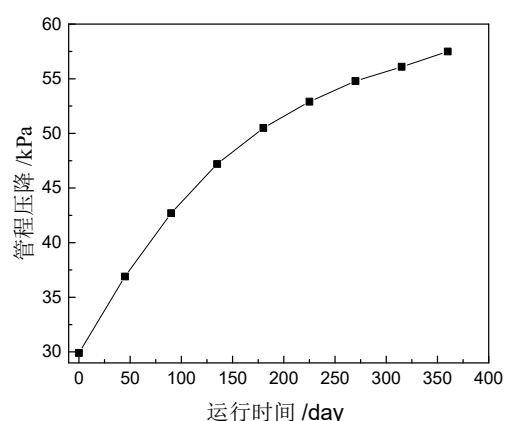


图 5.4 管程压降随时间的变化曲线

Fig. 5.4 The curve of tube pressure drop with time

5.4 浮头式换热器性能监测与故障诊断

将上一节的仿真案例作为监测对象,采用前述设计开发的浮头式换热器性能监测与故障诊断系统对其进行监测与分析。并通过具体的操作步骤,指导操作人员如何从系统中获取有用的信息。

5.4.1 系统程序的操作与运行

为了演示浮头式换热器运行中的性能监测与故障诊断的过程,下面按照程序运行的不同阶段介绍其操作步骤及系统所反馈的信息。

(1) 运行前的准备工作

考虑到本文所建立的浮头式换热器性能监测与故障诊断系统能够适用于不同结构和不同工况条件下的换热器。在系统运行前,需要确保数据库中已经记录有所有被测换热器的结构尺寸参数和工艺参数。在结构尺寸参数表中,通过换热器的型号进行索引。在工艺参数表中,通过工艺路线进行索引。而物性参数表包含所有可能的介质,具体的物性参数通过定性温度进行索引。

（2）进入系统，并进行相关设置

进入系统前需要输入正确的用户名和密码。为了确保能够准确地采集到各监测变量的实际信号，需要对采集卡进行相关设置，主要是采集设备和采集通道的设置。同时，每隔多少时间记录一组采集的数据，可以通过存储时间间隔进行设置，默认是 1min。然后，根据被测换热器，在“换热器型号”的下拉菜单进行设置。设置完毕后，可以在对应的表格中检查是否准确。

在数据采集界面，可现实浮头式换热器的结构示意图，冷热流体的走向也可以根据工艺参数判断在示意图上显示。在运行前，点击各监测变量，可以对其阈值进行设置。比如在本案例中，更关注的是壳程工艺水的出口温度，按照要求可以设置±5%的阈值。其他没有设置阈值的变量，默认为在监测过程中不进行判断。详细的程序界面，见第 4 章的数据采集界面。

（3）换热器实际运行过程中查看换热器的运行情况

如图 5.2 所示，点击“开始”按钮，系统读取采集到的各监测变量，并显示具体的值。若运行过程中，监测变量超过允许的阈值，监测变量会变成红色，以提示操作人员。界面下方的信息提示框中，显示操作记录和报警记录。当监测到某一监测变量超出设定的阈值，会弹出消息提示框，并发出报警声。同时，根据设定的阈值判断当前是否发生结垢、堵塞和泄露故障，若检测到发生故障，右上方的故障指示灯会闪烁。

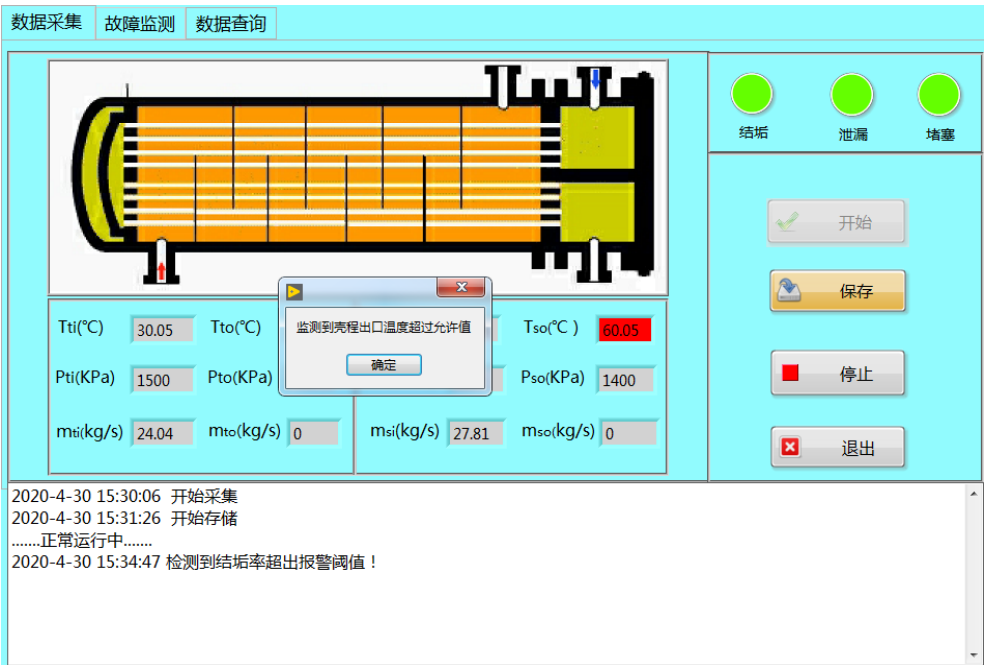


图 5.5 采集界面上的故障提示

Fig. 5.5 The fault prompt on the acquisition interface

运行时，点击采集界面上的监测变量的数值框后，就能显示各监测变量的实时变化曲线，同时还可以查看实际总传热系数和污垢热阻的变化情况。这些参数反应出换

热器当前的传热和阻力性能情况。当监测到故障时，进入故障监测界面查看当前故障的程度、详细的故障原因分析和故障处理建议。

（4）运行结束后，查询历史数据和记录查询

在换热器在线运行或离线停工时，需要查看某段时间内的出口监测变量是否处于要求的范围内。在监测变量下拉按钮中选择要查询的名称（包括进出口的温度、压力和流量以及各故障程度的记录），在分别输入起始查询时间和结束查询时间，该时间段的监测变量的数据在右侧图形中显示，如图 5.5 所示。若查询到的记录是超出阈值的，则会以红点标记出来。

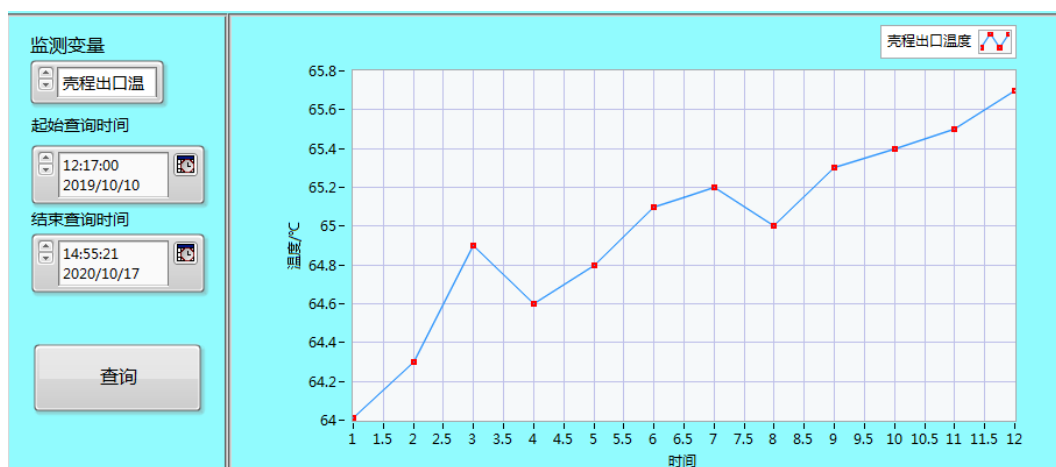


图 5.6 历史数据查询结果

Fig. 5.6 The query results for historical data

本章所采用的数据为结垢故障模拟得到的结果，得到的变化曲线比较平滑。而实际监测过程中，监测变量的变化曲线通常呈锯齿形。此外，由于缺少实际经验和数据的支持，故障阈值的设置的偏差可能会导致漏判或误判，需要在后期结合专家经验对故障阈值进行调整。

5.4.2 性能监测与故障诊断

（1）性能监测

如换热器监测过程中，在采集界面上点击壳程出口监测变量的名称，显示出口温度的实际测量值和理论计算值，其中理论壳程出口温度是根据第 2 章的清洁工况下出口温度的校核计算得到。如图 5.9 所示，在运行初期，此时壳程的出口温度为 60.5℃，与理想工况下的出口温度 60℃偏差较小，说明此时结垢对浮头式换热器传热性能的影响较小。



图 5.7 壳程出口温度的实时变化曲线

Fig. 5.7 The real-time variation curve of shell outlet temperature

如图 5.8 和 5.9 所示, 在故障监测界面处, 可以看到运行 90 天时浮头式换热器的总传热系数和污垢热阻分别为 $1055 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 和 $0.26 \text{ m}^2 \cdot \text{K/kW}$, 与实际值的相对误差分别为 2.9% 和 6.9%; 运行至 180 天时浮头式换热器的总传热系数和污垢热阻分别为 $886 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 和 $0.426 \text{ m}^2 \cdot \text{K/kW}$, 与实际值的相对误差分别为 1.6% 和 3.8%; 运行至 270 天时浮头式换热器的总传热系数和污垢热阻分别为 $816 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 和 $0.491 \text{ m}^2 \cdot \text{K/kW}$, 与实际值的相对误差分别为 2% 和 3.9%。270 天以后, 总传热系数和污垢热阻趋于稳定。

在监测过程中, 点击数值名称则会另外弹出窗口显示当前运行时间段内浮头式换热器的污垢热阻和总传热系数的变化曲线。根据该曲线可以判断此时的传热性能满足要求, 换热器能够正常运行。在整个运行阶段, 系统记录的总传热系数最大相对偏差小于为 5.6%, 污垢热阻的最大相对偏差为 6.9%, 说明本系统在浮头式换热器性能监测的过程中具有较高的准确性。

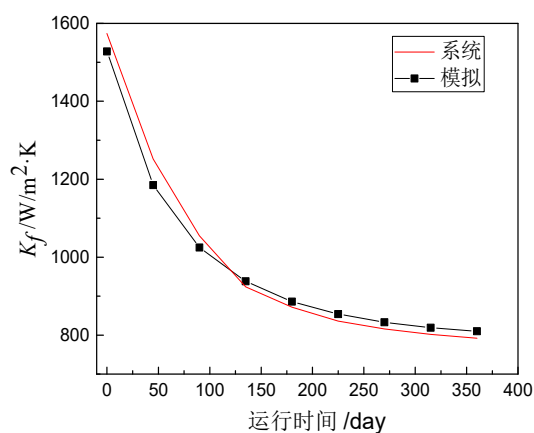


图 5.8 总传热系数的变化曲线

Fig. 5.8 The curve of heat transfer cofficeient

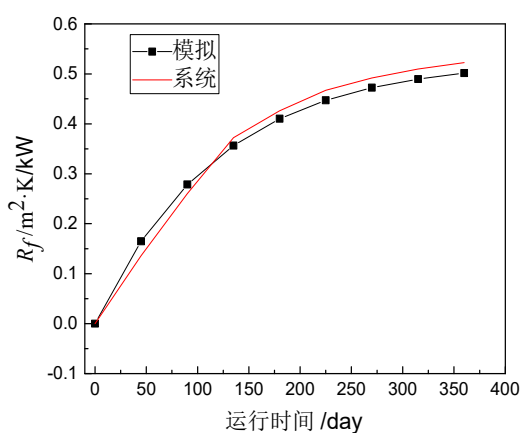


图 5.9 污垢热阻的变化曲线

Fig. 5.9 The curve of fouling resistance

(2) 故障诊断

当检测到故障后，选择故障监测界面，查看具体的故障原因和故障的处理建议。当采集界面处提醒出口温度超出阈值或是结垢故障指示灯闪烁时，进入故障监测界面发现运行至 100 天时结垢率超过报警阈值但未到达清洗阈值，查看右侧的故障原因分析和故障处理建议，如图 5.10 所示。通常对于结垢到达这一阶段时，认为结垢故障对换热器的进出口温差产生较大的影响，但此时的换热性能仍然能够满足工艺要求。因此，给出的故障建议是通过调节的方式来增大换热效率，使得调节后的出口温度降低至允许的范围之内。

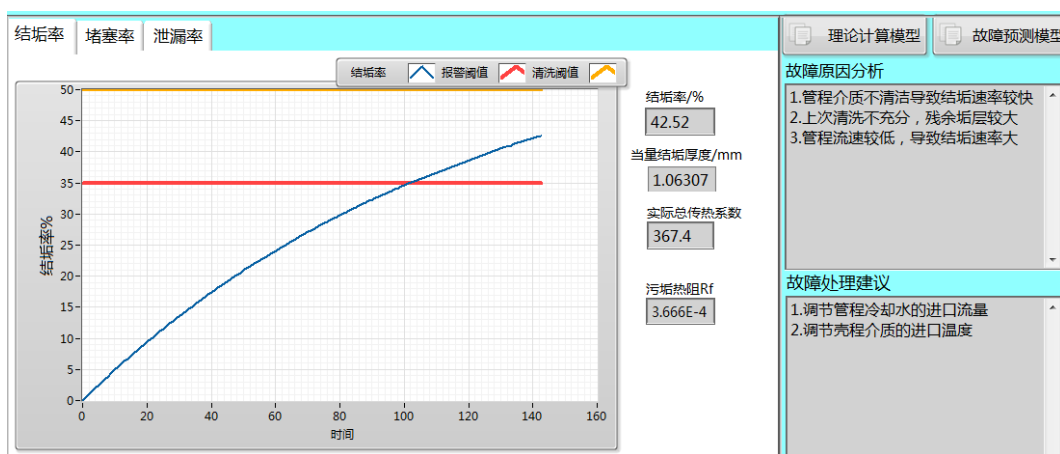


图 5.10 超出报警阈值时的故障提示

Fig. 5.10 The fault prompt when the alarm threshold is exceeded

当换热器运行至 210 天时，结垢程度超出清洗阈值，如图 5.11 所示，说明结垢故障的程度已经比较严重，此时换热效率以及不能够满足生产要求。此时，建议及时对换热器进行清洗，清洗的方式由污垢的类型及主要成分决定。操作人员可以结合换热器的运行时间决定是否需要马上停工清洗。

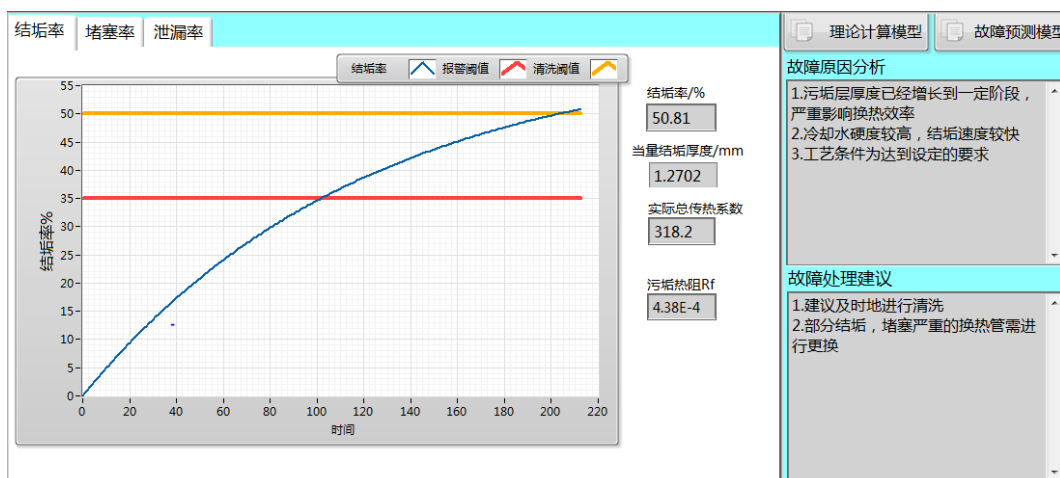


图 5.11 超出清洗阈值时的故障提示

Fig. 5.11 The fault prompt when the cleaning threshold is exceeded

5.5 本章小结

用户通过浮头式换热器性能监测与故障诊断系统，能够实时获取各监测变量的信息，通过故障程度观察换热器的性能变化，通过设定的故障阈值判断换热器是否满足生产的要求。当监测到故障后，对不同类型的故障，故障产生及发展的原因，并根据当前故障的严重程度给出合理的处理建议。系统还为用户提供了数据查询的功能，通过回顾以往的故障记录，用户能够更加合理有效地安排换热器的清洗和维修计划。

为了验证系统在实际监测过程中的实用性和准确性，根据具体的工程案例，基于 PRO/II 模拟仿真软件和结垢预测模型，对结垢故障进行了模拟，并根据获得的故障数据结合系统实际操作过程中所得到的监测结果，来验证系统处理和检测故障的能力。

第 6 章 总结与展望

6.1 本文主要工作的总结

本文对浮头式换热器，研究并设计了浮头式换热器故障监测与诊断系统，实现了同时对换热器运行过程中可能发生的结垢、堵塞和泄露故障进行在线监测。通过采集换热器进出口位置的温度、压力和流量，估算换热器的故障程度，并通过不同的故障阈值判断是否发生故障，针对不同的故障程度采取对应的故障处理措施。具体的内容如下：

1) 根据浮头式换热器设计时所采用对流传热准则关系式建立了清洁工况下传热计算模型，以确保通过热阻法和压降法更加准确地监测换热器运行时的传热和阻力性能。再通过对数平均温差法校核出清洁工况下的总传热系数对应的出口温度。考虑到在浮头式换热器运行工况下，随着结垢厚度的增长，由传热计算模型得到的结垢后的总传热系数与实际值的偏差也会增大。为了确保传热计算模型的准确性，通过修正 Wilson 图解法对现有的传热计算模型进行了优化。

2) 分析了结垢、堵塞和泄露故障产生的原因和形成的机理，故障的表现形式以及对换热器传热和阻力性能的影响。并根据不同故障下的出口监测变量的变化规律，确定故障的类型。根据故障的表现形式，确定能够表征故障程度的指标。基于传热和阻力模型，计算校核出不同故障程度下的出口温度和管壳程压降。并通过监测变量的偏差程度与故障程度的函数关系，建立了状态预测模型。基于状态预测模型和结垢预测模型，确定了报警阈值、清洗阈值和维修阈值的计算和判别方法，实现了对不同故障的诊断。

3) 设计开发了基于 LabVIEW 建立了浮头式换热器性能监测和故障诊断系统，实现了换热器监测变量的采集，数据的分析处理与模型的建立和修正，在线监测和报警等功能。并通过友好的人机交互界面，让操作人员实时了解换热器的运行状况，当发现故障后给出诊断的结果，并根据故障程度的大小给出合理的故障处理措施。基于 ACCESS 和 MySQL 数据库实现了数据的存储与查询。现场操作人员通过查询历史数据和故障记录，查看换热器的故障信息和发生的频率，以便于更好地管理现场的设备。远程专家通过远程客户端获取需要的数据，对已有监测和诊断模型进行优化，同时也为后续研究更加准确、精确的诊断方法提供了充足的数据支持。

4) 以上海某石化企业采用的浮头式换热器（循环冷却水冷却工艺水）为例，基于 PRO/II 模拟仿真软件和结垢预测模型，对该浮头式换热器的结垢故障进行了仿真模拟，介绍了该浮头式换热器性能监测和故障诊断系统的使用方法和操作步骤；并进一步

步根据获得的故障数据, 结合系统实际操作过程中所得到的监测结果, 验证分析了该系统处理和监测故障的可行性和可靠性。

6.2 本文工作的创新之处

1) 设计开发了基于 LabVIEW 建立了浮头式换热器故障监测和诊断系统, 实现了换热器监测变量的采集、数据的分析处理和存储/查询、在线监测和报警等功能。在对多个故障监测的同时, 还能够反映故障的程度, 便于操作人员更加直观的判断换热器的运行状态。此外, 通过远程数据库和客户端, 实现了远程的数据查询。

2) 在运用热阻法和压降法对浮头式换热器监测时, 基于传热和阻力计算模型获取理想工况下的总传热系数和管壳程压降。并通过修正 Wilson 图解法, 对理想工况下对流传热的准则关系式进行修正, 建立结垢后的传热和阻力计算模型。与传统直接测量清洁工况下的数据相比, 通过以理论计算模型为基准的监测结果更加准确。

3) 在进行实际监测前, 通过模拟校核的方式, 确定故障程度和监测变量之间的函数关系。与传统故障监测时采用单一的故障阈值进行判断相比, 结合状态预测模型, 确定不同的故障阈值, 以应对不同故障程度采用相应的处理措施。

6.3 未来工作的展望

由于时间和精力所限, 本系统还有许多需要完善和拓展的地方, 主要包括:

1) 本系统中只对传热计算模型进行了修正。由于在压降的监测过程中, 无法准确测量局部阻力和沿程阻力, 目前还未能找到合适的方法对阻力计算模型进行修正。

2) 本文着重于对于结垢和堵塞故障的研究, 对于泄露故障目前仅采用监测进出口的流量进行判断。该方法在泄露量比较小或者进口流量发生改变时, 漏判和误判的可能性比较大。因此, 当一侧介质为冷却水, 另外一侧介质为酸或者油时, 在水侧出口处加装 PH 监测仪或 COD 监测仪, 能够有效地提高泄露故障监测的准确度。

3) 本系统主要针对浮头式换热器的故障进行监测和诊断, 是否能够应用于固定管板式和 U 型管式换热器的监测。若不能应用, 在那些地方需要进行调整。对于其他类型的换热器, 是否能够采用类似的方式建立故障监测和诊断系统。这些是后续研究中需要完善和补充的部分。

4) 状态预测模型是通过模拟校核的方式得到的, 而结垢预测模型通过换热器设计时推荐的污垢系数结合清洗周期得到的。这两个模型与通过实际监测的数据得到的模型可能存在较大误差。因此, 在得到一组完整的运行数据后, 需要对状态预测模型和结垢预测模型进行验证和修正。

5) 由于缺乏完整的历史数据, 本文着重于故障监测与诊断模型和故障监测方法的

研究。通过系统中的数据查询模块，可获得较为完整的数据样本，后续可以通过神经网络、模糊理论和主元分析等方法，进行故障预测与分析，故障评价与决策等方面的研究工作。

参考文献

- [1] 徐博. 全球能源发展趋势与中国能源结构调整的现实选择[J]. 煤炭经济研究, 2013, 33(10): 5-9.
- [2] 李敏, 钱伯章. 能源需求快速增长背后现危机——2019 年世界能源统计年鉴解读[J]. 中国石油和化工经济分析, 2019, (08): 51-55.
- [3] 王仲颖. 推进能源生产和消费革命, 构建清洁低碳、安全高效的能源体系[J]. 中国经贸导刊, 2018, (07): 24-25.
- [4] 吕文娟. 换热设备运行、维护与检修[J]. 化工管理, 2016, (15): 220
- [5] 许光第. 高性能换热装置的设计及优化[D]. 上海: 华东理工大学, 2013.
- [6] 孙通通. 换热器的研究现状及应用进展[J]. 现代制造技术与装备, 2019, (06): 164-165.
- [7] 祁立君. 汽轮机组远程诊断系统中的关键技术研究[D]. 长沙: 长沙理工大学, 2007.
- [8] 黄乃成. 基于知识的汽轮发电机组智能故障诊断研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2013.
- [9] 李志生. 制冷机组故障检测与诊断研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2008.
- [10] 张婷. 模糊神经网络在冷水机组故障诊断中的应用研究[D]. 天津: 天津大学, 2009.
- [11] 卢亚昆, 魏月娥. 乙烯装置工艺水汽提塔系统换热器结垢原因分析及对策[J]. 乙烯工业, 2016, 28(03): 34-38+5.
- [12] 凌波, 廖嘉锋, 沈柳平. 几起典型的空分设备主换热器堵塞现象及处理[J]. 冶金动力, 2014, (08): 31-35.
- [13] 曲观书. 管壳式换热器校核计算与数值模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- [14] 郭彦玲. 基于污水热利用的管壳式换热器的研究[D]. 哈尔滨: 重庆大学, 2011.
- [15] 冯源. 污水换热器结垢规律及在线清洗装置研究[D]. 山东: 山东建筑大学, 2011.
- [16] Seara J F, Uhía F J, Jaime Sieres, Antonio Campo. A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices[J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(17-18): 2745-2757.
- [17] 朱志彬, 王华明, 白平南, 陈路, 林燊. 一种综合非线性回归法和 Wilson 图解法计算对流换热系数的新方法[J]. 化工机械, 2008, (04): 197-201.

- [18] 田向宁. 板式换热器热工性能测试及其数据处理方法的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
- [19] 刘家瑞, 赵巍, 黄晓东, 张华, 余晓明. 板壳式换热器传热准则关系式的分析与实验研究[J]. 动力工程学报, 2015, 35(06): 469-475.
- [20] 欧阳新萍, 袁道安, 张同荣. R404A 在水平强化管外的冷凝实验及数据处理方法[J]. 制冷学报, 2014, 35(01): 92-97.
- [21] Kyoungmin Koo, Junhyeon Hwang, Hyun Hur, Jaekeun Lee, Byungchul Na, Yoonjae Hwang, Byungsoon Kim, Youngchull Ahn. An experimental study on the thermal and fouling characteristics in a washable shell and helically coiled heat exchanger by the Wilson plot method[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016, 30(6): 2805-2812.
- [22] 赵海波, 杨昭, 吴坤. 板换换热与压降关联式遗传算法参数辨识[J]. 制冷与空调, 2006, (05): 14-19.
- [23] 孙凯. 基于 LabVIEW 的管壳式换热器性能测试平台的设计与研究[D]. 衡阳: 南华大学, 2018.
- [24] 刘伟. 基于 LabVIEW 的回热系统远程状态监测与智能故障诊断系统研究[D]. 长沙: 长沙理工大学, 2009.
- [25] 管庆安. 基于 LabVIEW 的供热监控系统的设计与研究[D]. 大庆: 东北石油大学, 2013.
- [26] 何小英. 换热器在线监测系统的设计与实现[D]. 成都: 电子科技大学, 2009.
- [27] 罗林聪, 段飞, 邢鑫, 朱君, 王刚. 基于物联网的换热器能效状态在线监测系统研究[J]. 能源与节能, 2017, (11): 88-90.
- [28] 唐婷. 换热器远程监控相关技术的研究与应用[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2006.
- [29] 黄山. 基于嵌入式 Internet 的换热器在线监测系统的设计与实现[D]. 天津: 天津理工大学, 2008.
- [30] 杨善让, 徐志明. 换热设备污垢与对策[M]. 北京: 北京科学出版社, 2004
- [31] 曹生现. 冷却水污垢对策评价与预测方法及装置研究[D]. 北京: 华北电力大学(河北), 2009.
- [32] 全贞花, 陈永昌, 王春明, 李兵, 马重芳. 污垢热阻动态监测装置及其传热计算方法的研究[J]. 工程热物理学报, 2007, (02): 322-324.
- [33] 安艳平, 田琦, 程锁明. 板式换热器智能故障诊断系统研究[J]. 中国科技论文, 2015, 10(11): 1291-1294+1298.
- [34] 李鑫. 污水源热泵系统中换热器内污垢生长特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.

- [35] 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): 742-759.
- [36] 罗博文. 基于污垢厚度检测的管道污垢热阻研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2018.
- [37] WNAG J.F, REN H.Q, LI X.H, LI J.X, DING L.L, GENG J.J, XU K, HUANG H, HU H.D. In situ monitoring of wastewater biofilm formation process via ultrasonic time domain reflectometry (UTDR)[J]. *Chemical Engineering Journal*, 2018, 334.
- [38] 曹生现. 冷却水污垢对策评价与预测方法及装置研究[D]. 保定: 华北电力大学(河北), 2009.
- [39] 林春光. 基于温压信号的换热器结垢性能监测[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [40] 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]. 广州: 华南理工大学, 2016.
- [41] 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.
- [42] 靳世久, 王立宁, 李健. 瞬态负压波结构模式识别法原油管道泄漏检测技术[J]. *电子测量与仪器学报*, 1998, (01): 3-5.
- [43] 于清澄. 输油管道泄漏监测系统的设计与应用[J]. *中国仪器仪表*, 2015, (01): 65-68.
- [44] 李录平, 吴昊, 黄章俊, 晋风华, RAO Hong-de. 换热器管道内漏故障状态与声发射特征定量关系实验研究[J]. *热能动力工程*, 2016, 31(06): 15-20+120-121.
- [45] 黄杨. 循环水换热器泄露在线监测方法的讨论[J]. *化工管理*, 2016, (11): 19.
- [46] 林林. 管壳式换热器结垢和泄漏的传热特性及预测研究[D]. 大庆: 东北石油大学, 2014.
- [47] 鹿林. 电站热交换器的监测与故障诊断研究[D]. 南京: 东南大学, 2006.
- [48] 赵波, 杨善让, 刘范, 胡艳平, 曹生现, 门洪, 徐志明. 冷却水污垢热阻预测的支持向量机法动态模拟实验研究[J]. *中国电机工程学报*, 2010, 30(11): 92-97.
- [49] 苏岳龙. 基于 PCA 的换热器健康状态预测与实时监控[C]. 中国自动化学会过程控制专业委员会. 第 25 届中国过程控制会议论文集. 中国自动化学会过程控制专业委员会: 中国自动化学会, 2014: 343-351.
- [50] 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]. 北京: 华北电力大学, 2015.
- [51] 鹿琳. 基于参数集总模型的冷水机组结垢故障检测与诊断研究[D]. 南京: 东南大学, 2018.

-
- [52] 上海冷气机厂技术科、西安交通大学热工教研室冷凝器改革小组. 水冷式氟里昂冷凝器传热的强化[J]. 西安交通大学学报, 1974, (01): 13-30.
- [53] 李冠球. 板式换热器传热传质实验与理论研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- [54] 钱颂文. 换热器设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.8:1-20.
- [55] 刘贺. 飞机热交换器状态监测系统的应用[D]. 天津: 天津工业大学, 2018.

致 谢

时光荏苒，岁月如梭，三年的研究生生活即将结束。回想这三年所经历的事情，从研一刚进入学校时对科研学习的憧憬，到现在即将离开学校，踏入社会的不舍，感

触颇深。这三年中既有面对挫折时的迷惘与苦恼，也有取得成就后的兴奋和喜悦。在这过程中离不开周围同学和老师的帮助和鼓励，在此，表示由衷的感谢。

首先，由衷地感谢我的导师周帼彦教授。不论是从最初课题的选择和规划，中期研究工作的完成，到最后论文的撰写，都离不开周老师的悉心指导。当我在科研中遇到困难举步维艰时，周老师耐心地聆听了我的想法以及遇到的问题，纠正我的错误，并帮助我准确地分析和定位问题，指导我寻找更加合理高效的解决方案。在我的科研道路上也经历过迷茫，周老师更多的是鼓励我调整好心态，以积极的心态迎接以后的挫折与挑战。在此向我的导师周帼彦教授致以最诚挚的感谢。

在本课题的研究过程中，德国汉诺威大学的罗行教授给与了很多指导与帮助。在和罗老师交流的过程中，他严谨的学术风格、扎实的学术功底以及幽默风趣的聊天方式深深地影响了我。对我所遇到的问题，罗老师通过细致的讲解和指导，让我对已经完成和以后需要完善的工作内容有了更加清晰的认识。在此向罗行教授致以最诚挚的感谢。

科研和生活中也少不了周围其他老师和同学的帮助。通过参加课题组会、讲座培训以及其他师兄师姐的经验分享，让我在完成和总结自身工作的基础上，拓展了视野了解到更多领域的知识，最重要的时在这个良好的学历氛围中，让我更加积极主动地去学习和充实自己。在此感谢课题组的师兄、师姐和同学的帮助。感谢高兴辉师兄、王俊崎师兄、段鹏洋师兄和武梦丹师姐的帮助，在学习和交流过程中提出了许多宝贵的意见。感谢王海霞同学和余海洋同学在文献查找、论文写作与修改以及本人编写程序的修改提供了许多帮助。同时同组的各位师兄师姐以及师弟师妹，大家一起学习交流，互相促进，为实现各自的目标而奋斗。

感谢我的家人在我科研道路上的理解、支持与陪伴，正是他们的关心和鼓励让我重拾信心，砥砺前行。

最后，对所有帮助过我的老师和同学，愿每个今后能够收获幸福美满的生活。

在读期间发表的论文、参与的项目情况

发表的论文情况

- [1] Guo-Yan Zhou, Jiaqi Cai, Xinghui Gao, Shan-Tung Tu, Jinguo Zhai. A Correlation for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Spiral-Wound Heat Exchangers. International Conference on Applied Energy 2019, Aug 12-15, 2019, Västerås, Sweden

参与的项目情况

2017 年 11 月-2020 年 8 月，管壳式换热器性能监测与故障诊断系统的研究，无锡鼎邦换热设备有限公司。