

第 3 章 管壳式换热器传热性能衰减预测模型及阈值

3.1 引言

第2章分析和确定了管壳式换热器的传热和阻力计算模型，但这只是初步的判断管壳式换热器运行状况，并不能知道管壳式换热器传热性能衰减的程度及换热器具体清洗或维修的时间。因此，本章在上一章的基础上进一步分析，首先阐述管壳式换热器传热性能衰减的原因，并在此基础上建立了管壳式换热器常见故障的性能衰减程度表征式。然后为了实时评估管壳式换热器传热性能衰减情况，在 Kern-Seaton 模型的基础上建立了结垢预测模型。最后阐述了性能衰减阈值的确定方法及过程。

3.2 传热性能衰减表征

通常，管壳式换热器投入使用后，需要在进出口安装传感器以便实时监测进出口的温度、压力和流量参数。管壳式换热器正常运行时，其进出口参数的差值基本维持稳定。当管壳式换热器发生故障后，换热器出口监测变量就会发生改变，传热系数会下降，所以本文选择管壳程进出口温差、壳程进出口温差和传热系数作为特性参数，通过这些特性参数初步判断换热器的性能状况。

管壳式换热器长时间使用后不可避免地出现传热性能衰减，而引起管壳式换热器传热性能衰减的原因有很多种，其中主要是结垢、堵塞和泄漏三种。当积聚的污垢具有腐蚀性时，换热器内部引起腐蚀失效也会使管壳式换热器性能下降。在管壳式换热器发生结垢初期，由于并不严重，所以对出口监测变量的影响并不明显；当结垢严重或发生堵塞等失效时，出口的参数发生显著变化，此时操作人员需要对管壳式换热器内部进行及时的清洗或维护，保证其正常有效的运行。由于管壳式换热器发生故障时并不可见，所以需要根据这些故障的形成原因建立不同的表征关系式，以便更好地判断换热器传热性能衰减的程度。

（1）结垢程度

换热器结垢产生的主要原因是流体内固体杂质沉积或发生化学反应析出的不溶性物质附着在传热表面。结垢产生的影响可通过污垢热阻 R_f 来衡量。换热器在结垢时产生的垢层厚度并不均匀，为了便于计算传热，将传热表面各个位置的结垢厚度看作一致，且垢层按照多孔介质模型处理。因当量垢层厚度 δ_f 可由污垢热阻 R_f 与垢层所含主要成分的导热系数 λ_f 近似确定，所以可将结垢程度 ψ_f 定义为垢层厚度 δ_f 与壁厚 δ_w 的比值，即：

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

(2) 堵塞程度

在换热器长时间使用后,若内部结垢不及时清洗,让其继续保持运行的状态,内部污垢沉积和剥蚀的动态平衡就会逐渐被打破,从而引发换热器堵塞。由于换热管内部常走不洁净的介质,所以堵塞失效主要发生在换热管内部。堵塞最直接的表现是有效流通面积 S 的减小,所以可将堵塞程度 ψ_d 定义为堵塞后流通面积 S' 与换热管正常流通面积 S 的比值,即:

$$\psi_d = \frac{S'}{S} \times 100\% = 1 - \left(\frac{d_i - 2\delta_f}{d_i} \right)^2 \times 100\% \quad (3-2)$$

(3) 泄漏程度

若换热器内部结垢的物质具有腐蚀性或管壁与流体介质某些成分发生化学反应,就可能引起换热管破裂,从而造成换热器泄漏。泄漏会使发生泄漏一侧的出口流量明显降低,因此可将泄漏程度 ψ_l 定义为通过换热管进口流量 m_i 与出口流量 m_o 的变化率,即:

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

3.3 传热性能衰减预测模型建立

在实际工程应用中,大多数管壳式换热器传热性能衰减是从结垢开始逐渐加重的。换热表面结垢后,冷热流体间的传热厚度增加,垢层减小了热量交换导热系数,使冷热流体进行热量交换难度增大,从而使换热器的传热效率下降。与此同时,管壳式换热器内部的流通截面积也随着污垢积聚厚度的增长而逐渐减小。当流量一定时,结垢会导致内部流速增大,流动阻力增加,从而换热器需要消耗更多的能量来抵消结垢带来的阻力。当换热管内垢层厚度累积到一定程度,流通截面积就会明显减小,从而增大了管内流速。流速的增加会使冲刷力急剧增大,致使传热表面上的部分垢层脱落而出现堵塞。此外,换热面上的污垢还可能引起换热面腐蚀,导致壁面穿孔,从而造成内部流体外漏,影响换热器的正常运行。综上所述,结垢不仅影响换热器的传热和阻力性能,同时也是引起换热器堵塞、泄漏等故障的直接原因,所以建立传热性能衰减预测模型主要是建立结垢预测模型。建立管壳式换热器结垢预测模型,可以提前判断换热器结垢状况及结垢变化的趋势,是维持换热器高效运行的一个关键部分。

3.3.1 污垢生长机理

污垢一般定义为在加工设备设计的温差条件下,加工设备表面堆积或形成多余的物质,严重影响换热设备表面的传热能力。换热表面污垢是换热设备中最重要的问题之一。污垢的形成是一个非常复杂的过程,从根本上说,污垢可以表现为一个结合了

化学、溶解度、腐蚀和生物过程的非稳态、动量、质量和传热问题。污垢形成过程会受到诸多因素的影响，主要有流体流动速度、环境条件、换热面温度、换热面材料和流体介质成分等。由于不同因素形成的污垢特性不尽相同，所以即使广大科研人员对污垢特性进行了深入研究和分析，但是到目前为止，还没有人总结出一个适用性广、精度高的污垢理论模型。

含有杂质的流体经过换热表面时，一方面会将流体中的污秽物残留在换热表面上，增大换热表面的热阻；另一方面形成的污垢层会因流体的冲刷而致使其部分剥离，减小换热表面的热阻。Kern-Seaton 模型^[54]就是根据这一推测并结合质量平衡提出的，认为污垢形成是沉积和剥蚀共同作用的结果，用常微分方程表示为：

$$\frac{dm_f}{dt} = \dot{m}_d - \dot{m}_r \quad (3-4)$$

式中， m_f 为污垢在单位换热面内所沉积的质量，kg； \dot{m}_d 为污垢沉积率，kg/h； \dot{m}_r 为污垢剥蚀率，kg/h。

假设污垢的成分和特性在传热表面上是均匀分布的，则污垢热阻可表示为：

$$R_f = \frac{m_f}{\rho_f \lambda_f} \quad (3-5)$$

对两边取积分可得：

$$dm_f = \rho_f \lambda_f dR_f \quad (3-6)$$

式中， ρ_f 为污垢的密度，kg/m³； λ_f 为污垢的导热系数，W/m·K。

将公式(3-6)代入公式(3-4)可以得到：

$$\rho_f \lambda_f \frac{dR_f}{dt} = \dot{m}_d - \dot{m}_r \quad (3-7)$$

将上式变形可得：

$$\frac{dR_f}{dt} = \frac{\dot{m}_d - \dot{m}_r}{\rho_f \lambda_f} = \phi_d - \phi_r \quad (3-8)$$

式中， ϕ_d 为沉积率； ϕ_r 为剥蚀率。

由公式(3-8)分析可知，污垢热阻随时间的变化率是沉积率和剥蚀率共同作用的结果。若沉积率 ϕ_d 和剥蚀率 ϕ_r 的值能确定，就可准确预测污垢热阻随时间的变化规律。但是这些参数的获取并不是容易的，需要从污垢的形成机理出发。上面已经提到，污垢形成过程非常复杂，涉及到很多方面，并且不同的影响因素有着不同的结果，所以

该污垢热阻的预测模型仅考虑了理论方面，对于实际换热器工程应用的指导意义并没有很明确。

3.3.2 结垢预测模型建立

截至目前，研究人员已经建立了很多种污垢热阻的预测模型，但是它们主要都是在 Kern-Seaton 模型的基础上加以优化和完善的。根据大量研究学者统计发现，污垢热阻随时间的变化规律不外乎四种，即图 3.1 中 1~4 所示，分别为线性增长型、降率型、幂律型和渐近型。但是图中 1~4 仅为理想情况下污垢增长走势，在实际工程应用中，污垢热阻的变化趋势并不会像这四种类型的曲线那样光滑，而更有可能是类似 5 那样波浪上升的曲线。

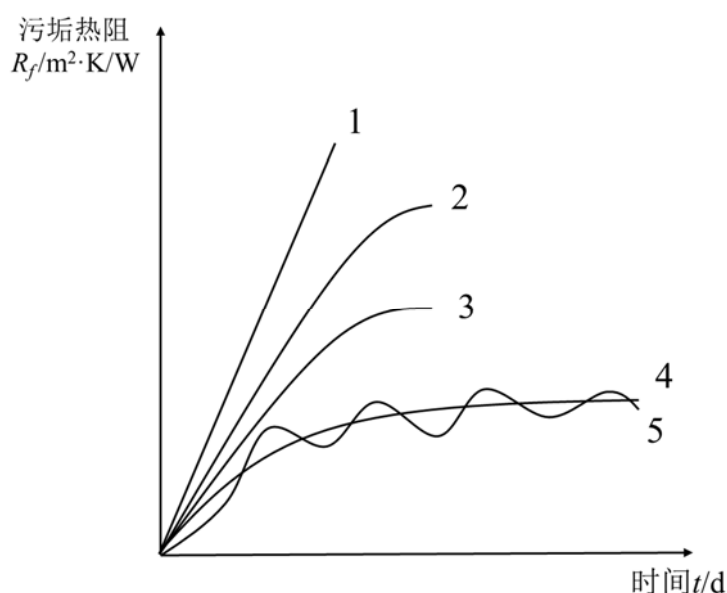


图 3.1 污垢热阻随时间的变化

Fig. 3.1 Variation of fouling thermal resistance over time

根据以上常出现的几种污垢热阻随时间的变化规律，可以将其归纳为以下几种污垢热阻增长模型^[59]：

线性污垢模型：

$$R_f(t) = Bt \quad (3-9)$$

幂律污垢模型：

$$R_f(t) = Bt^n \quad (3-10)$$

降率污垢模型：

$$R_f(t) = B \ln t \quad (3-11)$$

渐近污垢模型：

$$R_f(t) = R_f^* [1 - \exp(-t/t_c)] \quad (3-12)$$

根据很多研究人员的研究结果，在以上四种常用的经验模型中，管壳式换热器内部的污垢增长与渐近污垢模型更吻合，所以本文选择该模型作为管壳式换热器的结垢预测模型。下面利用 Kern-Seaton 微分方程对该模型进行推导说明。

公式(3-4)是最基本的结垢预测模型，描述了污垢生长随时间的变化关系。若假定 m_d 为常数，那么 m_r 与 m_f 成正比关系，则公式(3-4)可按式表示：

$$\frac{dm_f}{dt} = \dot{m}_d - bm_f \quad (3-13)$$

式中， b 为污垢剥蚀率的比例常数， $1/s$ 或 $1/d$ 。

当 $\theta=0$ ， $m_f=0$ 时，对公式(3-10)两边同时进行积分可得：

$$m_f = m_f^* [1 - \exp(-t/t_c)] \quad (3-14)$$

式中，常数 $m_f^* = m_d/b$ ， kg/m^3 ； t_c 为时间常数，为 b 的倒数， s 、 h 或 d ，该时间常数表示为沉积在换热表面上的污垢平均停留的时间。

将公式(3-14)代入公式(3-13)可得，

$$R_f = R_f^* [1 - \exp(-t/t_c)] \quad (3-15)$$

式中， $R_f^* = m_d / (\rho_f \cdot \lambda_f \cdot b) = \text{常数}$ ，为流体在换热表面沉积后渐进的污垢热阻， $m^2 \cdot K/W$ 。

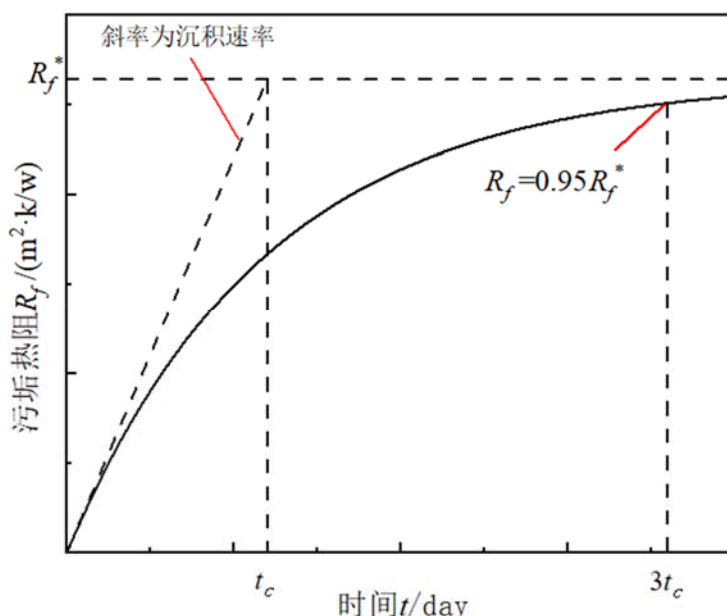


图 3.2 污垢热阻曲线图

Fig. 3.2 Thermal resistance curve of dirt

如图 3.2 所示, 在换热器结垢的初始阶段, 污垢热阻增长很快, 这是因为污垢的沉积速率远大于污垢的剥蚀速率。随着换热器运行时间的持续增加, 内部结垢增长逐渐缓慢, 实测污垢热阻也渐渐靠近渐近污垢热阻 R_f^* 。另外, 根据大量研究人员的实验数据, 当换热器运行时间达到 $3t_c$ 时, 结垢产生的污垢热阻恰好是 $0.95R_f^{[59]}$ 。

若要准确地预测换热器内部结垢随时间的变化规律, 就必须知道公式(3-15)中 R_f^* 和 θ_c 的确切值。对于稳定污垢热阻 R_f^* 而言, 可以每隔固定的时间通过热阻法记录对应的污垢热阻值, 在按照公式(3-15)进行拟合, 从而确定结垢预测模型。当然, 如果因缺少历史运行数据而无法确定渐近污垢热阻时, 则可以根据常用污垢热阻的推荐值来近似代替。表 3.1 给出了常用冷却水介质在不同流速和温度下的污垢热阻值, 其余流体介质可以通过查表或相关资料获取^[5]。时间常数 θ_c 为换热器以刚开始沉积的速度到达渐进污垢热阻 R_f^* 所需要的时间。

表 3.1 冷却水的污垢热阻^[5]

Table 3.1 Fouling thermal resistance of cooling water

	m ² ·K/W			
加热介质温度	115℃以下		115~205℃	
水的温度	52℃以下		52℃以上	
流速	≤1m/s	>1m/s	≤1m/s	>1m/s
海水	0.000086	0.000086	0.000172	0.000172
苦咸水	0.000244	0.000172	0.000516	0.000344
处理过的补给水	0.000172	0.000172	0.000344	0.000344
未处理过的补给水	0.000516	0.000516	0.000086	0.000086
自来水	0.000172	0.000172	0.000344	0.000344

由于换热器从投入使用到发生结垢失效持续的周期时间很长, 正常换热器的性能测试条件比较复杂, 从而获取换热器的结垢数据比较困难, 所以本文采用文献[82]中换热器污垢热阻的数据简要说明求解过程。

表 3.2 文献部分实验数据^[82]

Table 3.2 Experimental data in literature

θ/d	$T_{h,in}/K$	$T_{h,out}/K$	$T_{c,in}/K$	$T_{c,out}/K$	$m_s/kg/s$	$m_l/kg/s$	$R_f/m^2 \cdot K/W$
1	41.83	-5.71	-17.65	24.71	10.47	9.7	0.0028
11	42.52	-6.07	-17.79	21.9	11.84	10.06	0.00569
21	44.76	-5.07	-17.92	22.4	10.1	8.49	0.01006
31	44.48	-3.93	-17.67	22.14	10.04	8.59	0.01205
41	47.81	-2.45	-17.21	23.91	10.51	8.94	0.01267
51	47.59	-1.02	-17.84	23.48	10.15	8.97	0.01627
61	46.44	-0.97	-18.04	23.32	9.78	8.87	0.01671
71	45.27	-2.48	-18.03	22.21	9.12	7.99	0.017
81	43.56	-1.59	-17.92	21.93	9.05	8.31	0.01773

91	47.03	-0.29	-17.98	23.72	9.83	9	0.01727
95	46.26	-0.43	-17.89	23.37	9.8	9	0.01715
97	46.35	-0.87	-17.8	23.67	8.95	8.17	0.01803

由表 3.2 可知，当换热器运行至 81 天时，污垢热阻开始渐渐趋于稳定；到 97 天时污垢热阻 R_f^* 的值为 $0.01803\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$ ，根据这段时间的污垢热阻将稳定污垢热阻定为 $0.018\text{m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$ 。根据换热器结垢的时间常数 t_c 的定义，可求解其值为 26.5243。将 $R_f^*=0.01803$ 和 $t_c=26.5243$ 代入结垢预测模型公式(3-15)，可以得到该换热器结垢预测模型为：

$$R_f=1.8\times10^{-2}\cdot[1-\exp(-t/26.5243)] \quad (3-16)$$

3.4 传热性能评估阈值确定

3.4.1 阈值确定方法

对一台已经投入使用的换热器而言，若要评估其性能状况，仅拥有性能衰减表征关系式、结垢预测模型是不够的，还需要有合适的阈值作为评估的标准，阈值的确定直接决定评估的稳定性和准确性。例如，对于换热器的传热系数，若阈值的选择过小，当管壳式换热器性能下降严重时，系统可能不发生警报，这样出现的问题就不能及时解决，从而引发一系列的问题；若阈值选取过大，系统就会更容易发生警报，这样假报警的可能性就会增高，加大了操作人员对换热器进行监测和维护的麻烦。所以，确定合适的阈值可以有效降低监测的虚警率，提高性能监测的准确性和可信性，对管壳式换热器性能监测具有积极的意义。对于换热器而言，通常其阈值的确定有以下几种方法：

(1) 启发式方法：根据换热器的历史运行数据确定阈值。这种方法的准确性比较依赖于专家知识和历史数据的完整性。

(2) 统计方法：利用换热器发生性能衰减的特征参数的实际测量值或计算值与预测值的残差标准偏差值来确定阈值。这种阈值确定方法一般由训练数据确定，阈值选取是否合理还需要根据换热器正常运行状态的数据来判断。

(3) 经济性分析法：寻找换热器产生能源损耗与清洗费用之间的平衡点，根据换热器历史运行数据计算对比水泵额外电耗与换热器清洗成本之间的关系，以此确定清洗换热器最经济的时间点，从而确定换热器的阈值。

(4) 用户自定义方法：用户可以根据换热器的实际运行情况自行设置或更改阈值。

在换热器实际性能监测过程中，阈值往往很难确定，通常需要借助已存在故障的管壳式换热器的历史运行数据来确定初始阈值。确定的初始阈值一般都是经验性的，受人为影响较大。为了使系统能够准确的对换热器性能进行评价，本文在使用启发式方法的基础上，结合统计方法来初步确定故障阈值，减小人为决策失误的发生。以结

垢故障评估为例，利用结垢预测模型对管壳式换热器进行性能衰减评估时，首先将系统运行时的实际测量值与预测模型的预期值进行比较，得到残差之后再将其与事先定好的结垢故障评估阈值比较，从而判断管壳式换热器性能是否发生衰减或性能下降的程度，具体判断流程如图 3.3 所示。另外，由于换热器的工况条件复杂多变，系统也使用了用户定义方法确定阈值，即系统预留了更改阈值的功能，用户可以根据管壳式换热器的实际运行情况及时进行调整。

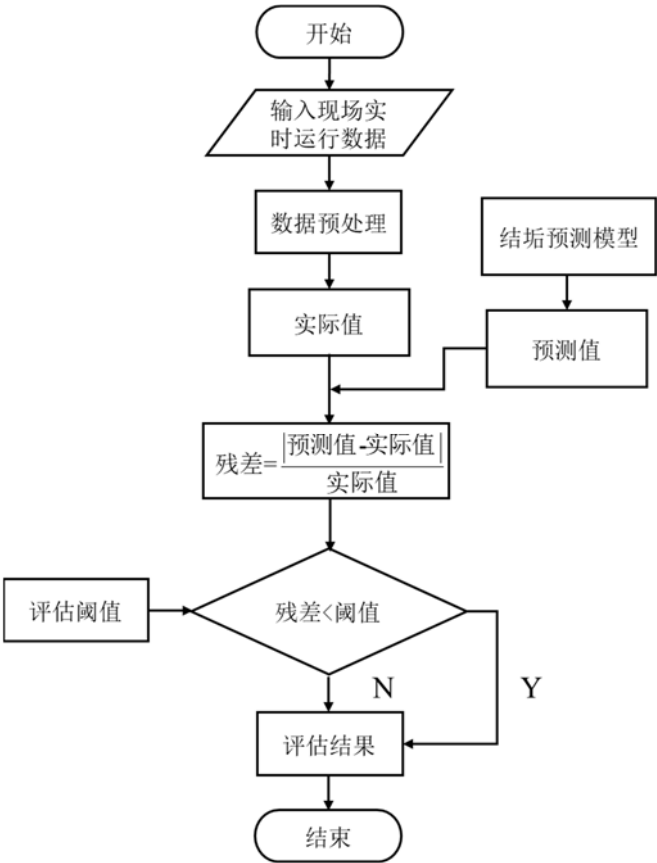


图 3.3 结垢故障评估流程图

Fig. 3.3 Scale fault evaluation flow chart

3.4.2 基于 EWMA 方法的阈值确定

通常，T 统计和指数加权平均数（EWMA）方法是确定阈值的常用统计方法。其中，EWMA 方法不仅可以提高管壳式换热器特征参数的敏感性，适用于预测领域；同时还能避免发生第二类统计错误，所以本文采用 EWMA 方法来确定阈值。

1959 年 Roberts 首次提出指数加权移动平均控制图^[83]，之后被研究人员广泛使用，它的核心要素是 EWMA 统计量，定义公式如下：

$$Z_i = \lambda \overline{X_i} + (1 - \lambda) Z_{i-1} \tag{3-17}$$

式中, Z_i 为 i 时刻的累加值; λ 为权重因子, 通常其取值范围为 $0 < \lambda \leq 1$; \bar{X}_i 为第 i 个样本的平均值, 总样本数为 n 。需要注意的是在初始时, 即当 $i=1$ 时, 初始值 Z_0 的残差期望的估计值为 μ_0 , 也就是中心线的值。

在 EWMA 控制图中, 横轴表示的是样本序号或时间, 纵轴表示的是 Z_i 。由于换热器故障检测的数据庞大, 即样本点较多, 所以其控制上限 (UCL) 和控制下限 (LCL) 可用下式进行计算:

$$UCL = \mu_0 + L\sigma \sqrt{\frac{\lambda}{n(2-\lambda)}} \quad (3-18)$$

$$LCL = \mu_0 - L\sigma \sqrt{\frac{\lambda}{n(2-\lambda)}} \quad (3-19)$$

式中, σ 为残差的标准差; L 为控制限的宽度; 样本的总数为 $n=1$ 。

由实践经验可知, 当 $L=2$ 时, 控制图所表示的置信度可达 95.45%; 当 $L=3$ 时, 控制图所表示的置信度可达 99.73%。根据表 3.3 结果可以知道, 当 $L=3$ 时的虚警率明显低于 $L=2$ 时的虚警率, 因此本文将 L 的值定为 3。根据上面分析可知, λ 的值一旦确定下来, 阈值的控制上下限就可确定。另外, 当 λ 的值 ≤ 0.4 时, 控制效果较好。根据公式(3-18)和公式(3-19)可知, 若 λ 的取值越小, UCL 的值就越小, LCL 的值就越大, 这样控制限的区域就会变窄, 利于识别残差的微小偏差。但控制限也不能过小, 不然正常的的数据可能被误认为是故障数据, 让虚警率变大。相反的, 若 λ 的取值越大, UCL 的值就越大, LCL 的值就越小, 这样控制限的区域就会变宽, 此时不利于识别残差的微小偏差, 但控制限过大会降低虚警率。对换热器的不同特性参数而言, 其故障所表现出的变化不同, 所以不同特性参数的 λ 值不同, 需要分别确定其阈值。

为了使阈值的确定更加合理准确, 本文先确定权重因子 λ 的取值, 并使虚警率在合理的范围, 以此确定阈值。在管壳式换热器性能监测过程中, 允许有一定的误差存在, 本文假设虚警率 $\leq 5\%$ 误差范围是可以接受的。前面已经提到, 当 $\lambda \leq 0.4$ 时, 控制域的效果比较好, 根据相关经验, 选取 $\lambda = 0.05, 0.15, 0.2, 0.3, 0.35, 0.4$ 进行比较分析, 从而确定 λ 的取值。本文以管程进出口温差为例进行说明, 在 Minitab 软件中对管壳式换热器历史运行数据进行残差分析, 得出其 λ 的取值, 以此确定管程进出口温差的阈值, 具体如图 3.4 所示。

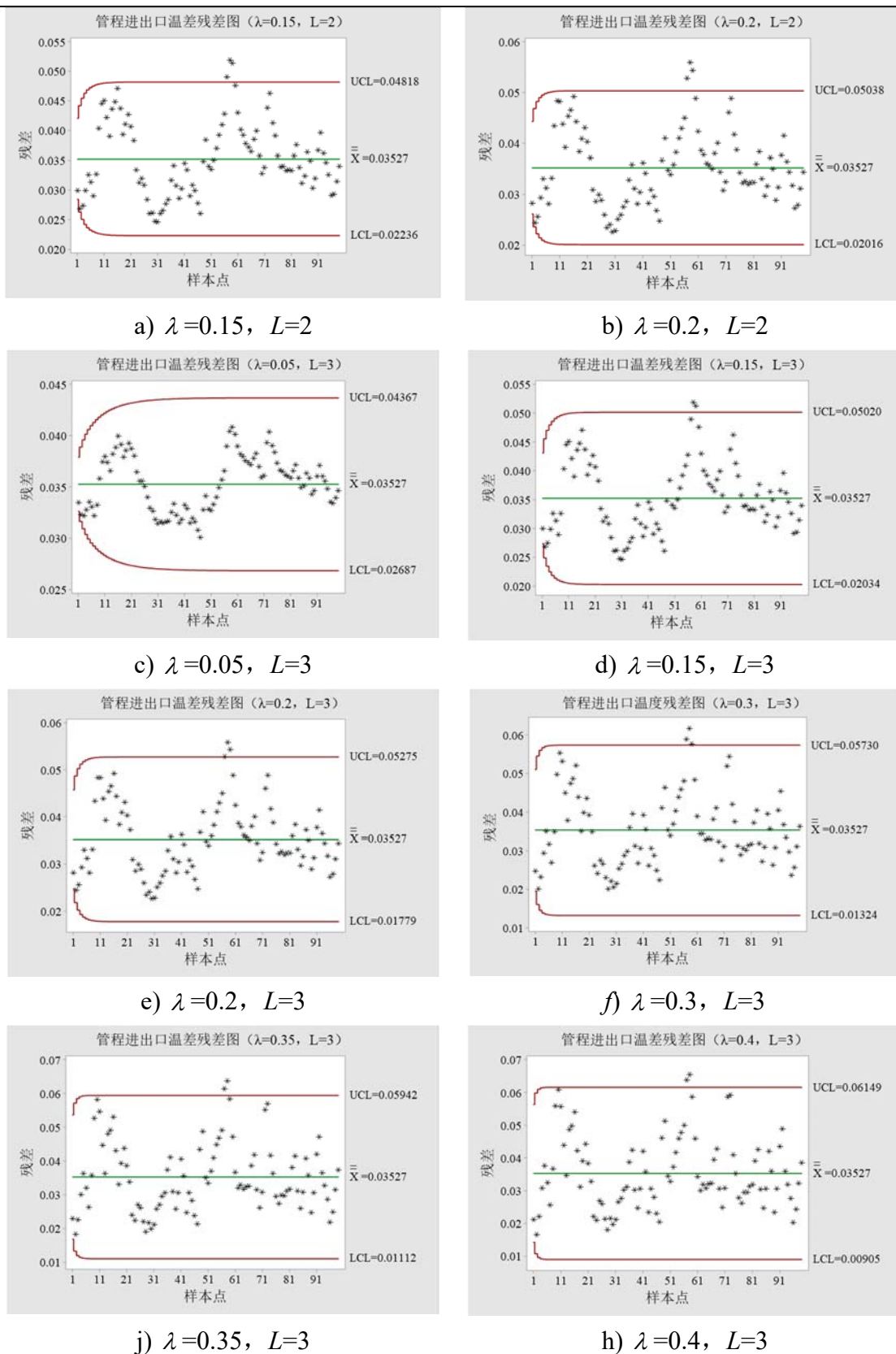


图 3.4 管程进出口温差的 EWMA 控制图

Fig. 3.4 EWMA control chart of inlet and outlet temperature difference of pipe side

为了清楚地说明 EWMA 方法确定阈值的结果，将图 3.4 的结果整理至表 3.3。管壳式换热器的实际运行数据为 100 个，即样本总数为 100 个，其中实际运行性能下降严重的数目为 14 个。

根据表 3.3 结果可以知道，当 λ 的值越远离 0.3 时，虚警率越高；当 $\lambda=0.3$ 时，虚警率为 1%，低于 5%，满足事先假设的要求，从而确定了管壳式换热器在该种工况下的管程进出口温差的阈值。同理，以同样的过程确定换热器壳程进出口温度、传热系数等特性参数的阈值。

表 3.3 不同 λ 与 L 取值下的虚警率

Table 3.3 False alarm rates with different values of λ and L

EWMA 中 λ 和 L 的取值	阈值上限值	故障数	虚警率
$\lambda=0.15, L=2$	0.04818	24	10%
$\lambda=0.2, L=2$	0.05038	21	7%
$\lambda=0.05, L=3$	0.04367	35	21%
$\lambda=0.15, L=3$	0.05020	21	7%
$\lambda=0.2, L=3$	0.05275	16	2%
$\lambda=0.3, L=3$	0.05730	13	1%
$\lambda=0.35, L=3$	0.05942	10	4%
$\lambda=0.4, L=3$	0.06149	8	6%

3.4.3 传热性能衰减阈值确定

对于管壳式换热器进出口温度、温差、压力等特性参数均可利用已经失效的管壳式换热器的历史运行数据通过 EWMA 方法确定其阈值，能初步判断换热器运行是否异常或性能是否下降，但并不能知道换热器性能衰减的程度，此时还需要利用已建立换热器的结垢、堵塞和泄漏程度的故障表征式来进一步评判。在管壳式换热器运行的初始阶段， ψ_f 、 ψ_d 、 ψ_l 的值近似为 0，随着换热器运行时间的推移而逐渐增大。

通常，换热器在运行一段时间后，内部就会严重结垢，就不得不让换热器停下来清洗其内部污垢，使换热效率提上来，所以换热器就需要设定合适的清洗周期。前面已经说明，结垢是引起管壳式换热器传热性能衰减的直接原因。为了更准确的衡量管壳式换热器结垢的程度，使之后系统报警更加可信，本文对管壳式换热器的结垢程度设置两种阈值，即报警阈值和清洗阈值。报警阈值可以根据换热器的历史运行数据通过 EWMA 方法确定，也可以根据经验人为设置。根据相关换热器的数据，经 EWMA 方法计算报警阈值为 45.2%，取 45%。当换热器结垢率达到该值，说明换热器换热效率因结垢已经下降到一定程度，但换热器仍可以继续运行使用。

根据前面建立的结垢预测模型可知, 换热器最终污垢热阻会趋于一个稳定值。以上文确定的结垢预测模型案例为例, 其污垢热阻渐近值 R_f^* 约为 $1.8 \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, 则稳定的污垢热阻值为 $1.71 \times 10^{-3} \text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 。管内介质为石脑油, 其导热系数为 $0.1332 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 则结垢的垢层导热系数为 $0.1332 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 经计算可得垢层厚度为 1.58mm , 从而计算得到此时的结垢程度 ψ_j 的值为 75.02% , 取 75% 为该介质的清洗阈值。当结垢程度 ψ_j 的值为 75% 时, 说明换热器已经严重结垢, 此时操作人员需要将换热器停下来清洗其内部污垢。已经投入使用的换热器在清洗之后, 内部壁面不可能恢复到像最初一样光滑的壁面, 内部会残留污垢, 在继续使用后换热器依然具有一定的结垢率, 甚至可能达到报警阈值的值。若此时换热器的换热效率满足要求, 则操作人员可以重新设置报警阈值的值, 防止系统错误报警。

在换热器结垢的同时, 换热器内部换热管堵塞也在进行。当结垢率到达清洗阈值时, 换热器堵塞的风险就会急剧增大, 若此时不清洗换热器, 让其继续运行, 换热器内部管壁由于流体的冲刷而使污垢层脱落, 污垢积聚和脱落同时进行。随着时间推移, 动态平衡就会被打破, 很容易造成换热管内部部分堵塞或者完全堵塞, 从而导致换热管的流通面积减小, 管程的进出口压降陡然增大。根据建立的堵塞程度公式可得, 当结垢率刚到达清洗阈值时, 堵塞率为 29.6% 。假设垢层厚度达到 2.6mm 时, 已经严重堵塞, 经计算堵塞率为 45.24% , 取 45% , 此时换热管内部阻力过大, 换热效率很低, 因垢层厚度过厚造成换热管振动, 换热管很容易发生破裂产生泄漏。因此, 将堵塞率 46% 定为管壳式换热器的维修阈值。当堵塞率达到此值时, 换热器需要立即停下来进行维修, 对于堵塞严重的换热管需要进行更换。

为了直观地显示换热器性能衰减程度随时间的变化曲线及不同阶段阈值的确定, 作出图像如图 3.5 所示。在换热器运行的前半段, 即内部从开始结垢到结垢率达到清洗阈值这段时间, 此时结垢率随时间的变化关系由建立的结垢预测模型确定。当结垢率到达清洗阈值后, 若换热器继续使用, 内部垢层还会继续缓慢增加, 直至达到维修阈值, 此时换热器内部已经堵塞严重, 操作人员需要立即将换热器停下来进行维修。

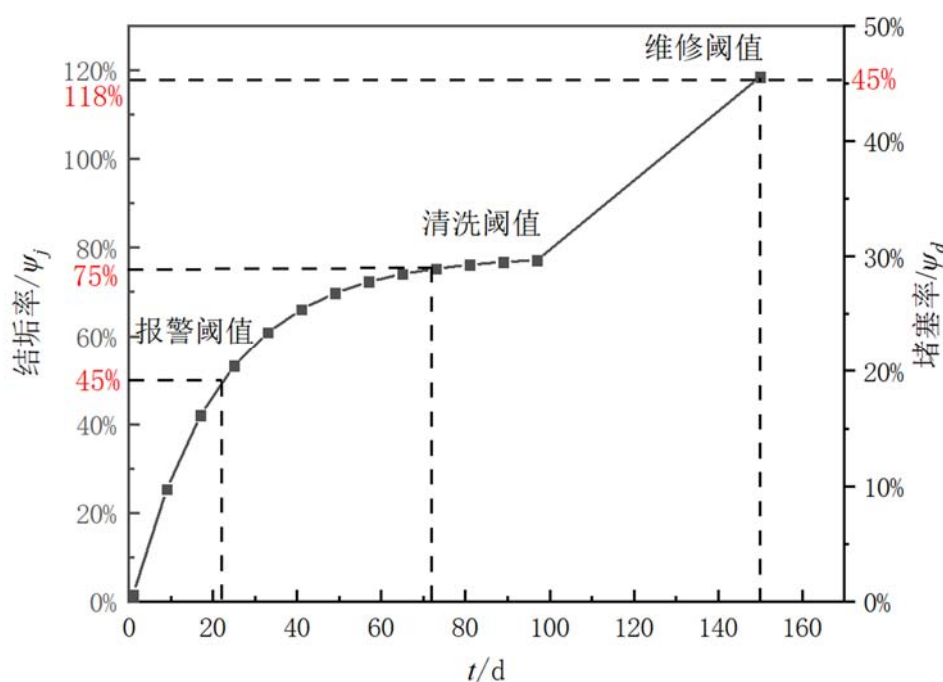


图 3.5 性能衰减程度的变化曲线及不同阶段的阈值

Fig. 3.5 The variation curve of performance attenuation degree and the threshold value at different stages

3.5 本章小结

本章通过分析管壳式换热器传热性能衰减的原因，建立了管壳式换热器结垢、堵塞和泄漏三种常见性能衰减程度的表征式，同时明确了结垢是管壳式换热器性能衰减最主要的原因。基于 Kern-Seaton 模型建立了结垢预测模型，并通过试验数据确定了稳定污垢热阻 $R_f^*=0.01803$ ，时间常数 $t_c=26.5243$ 。之后利用启发式方法和统计方法相结合的方式确定故障阈值，同时还使用用户自定义方法，给后续系统中预留了更改阈值的功能。以管程进出口温差特性参数为例，基于 EWMA 方法确定其 $\lambda=0.3$ 时，虚警率最低，从而确定了管程进出口温度的阈值。为了进一步评估换热器性能下降的程度，根据结垢预测模型确定了报警阈值为 45%，清洗阈值为 75%及维修阈值为 45%。

第 4 章 管壳式换热器性能衰减智能监测方法

4.1 引言

迄今为止，石油化工等很多领域仍然采用传统的方法对换热设备进行性能监测，即观测人员定期观察换热器进出口位置布置的温度、压力和流量测点的数据，以此来判断换热设备的换热效率是否下降、内部是否已经发生故障。传统方法不仅耗费了大量的人力和物力，还不能对数据进行有效的记录，查询历史运行数据困难，不利于对发生故障的换热器进行进一步分析和后期维修。因此，有必要利用新的监测方法对管壳式换热器的性能进行实时监测，这对保障换热器高效、稳定、安全运行具有重要的意义。

浮头式换热器性能监测及故障诊断系统^[84]可以实现换热器进出口参数实时采集、数据存储、数据查询和初步性能监测等功能，但系统采用的监测方法和模型并不能准确反映换热器的性能衰减程度，监测范围较窄，计算结果也不够准确。所以，本章在原有系统的基础上，以第 2 章建立的修正传热计算模型对内部程序的传热-阻力模型进行修正，将第 3 章的结垢预测模型和阈值的设定嵌入系统，并对系统原有的用户登录、数据采集和数据库等功能和内容进行完善和优化，使系统的功能更加突出、监测结果更加可信。

4.2 传热-阻力智能监测

为了使系统能够对管壳式换热器的运行状态进行有效的监测，在原有系统中增加了传热-阻力计算子程序。该子程序是系统对管壳式换热器性能衰减评估的关键部分，主要对来自用户及系统输入参数、系统实时采集和公用数据库中的数据进行计算处理，并将结果反馈给系统的性能监测界面和计算结果界面，传热-阻力智能监测的具体实现过程如图 4.1 所示。

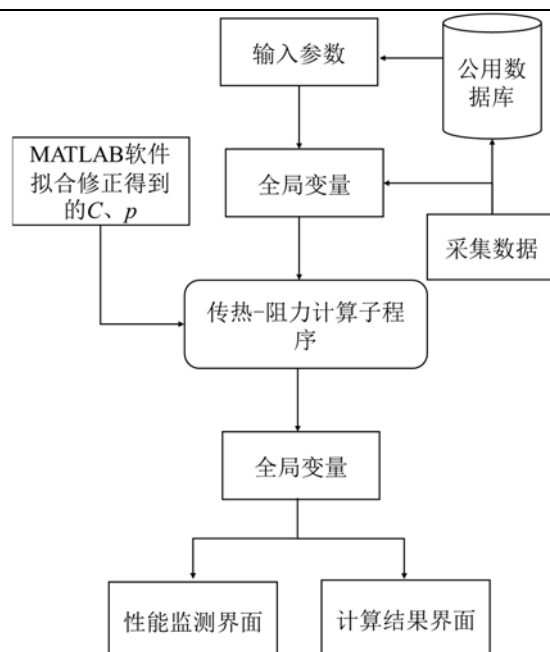


图 4.1 传热-阻力智能监测流程图

Fig. 4.1 Flow chart of heat transfer and resistance intelligent monitoring

输入参数主要包括管壳式换热器的结构参数、工艺参数、管壳程介质的物性参数及一些基本参数的输入。其中，工艺参数子 VI 主要由用户进入系统后调用，对换热器的管壳程介质、管内流体传热方式等一些必要参数进行设置，不进行更改的参数系统会自动设为默认值，工艺参数输入的程序框图如图 4.2 所示。LabVIEW 软件为了实现子 VI 之间访问和数据传递，提供了全局变量的调用命令。本系统正是利用全局变量这一功能，先将实时采集到的温度、压力及流量数据和输入参数的数据传入全局变量中，再由全局变量将数据传入传热-阻力计算子 VI，系统部分全局变量展示如图 4.4 所示。

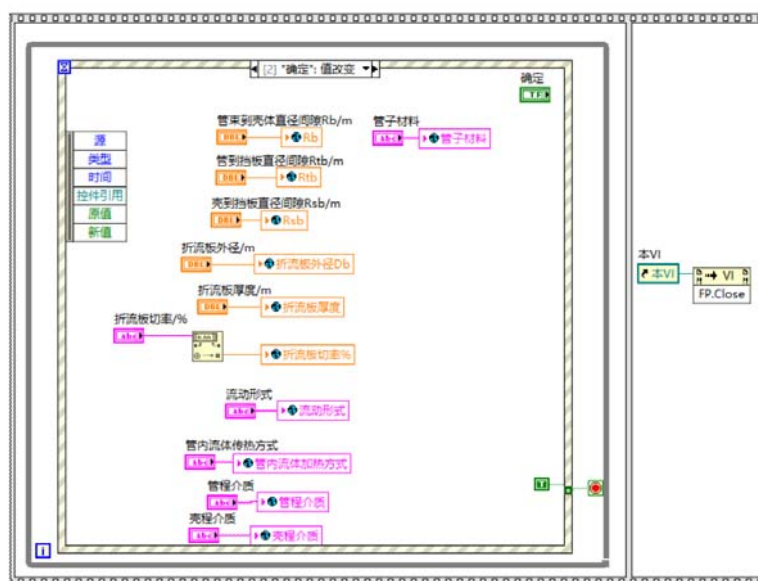


图 4.2 工艺参数输入程序框图

Fig. 4.2 Process parameter input program block diagram

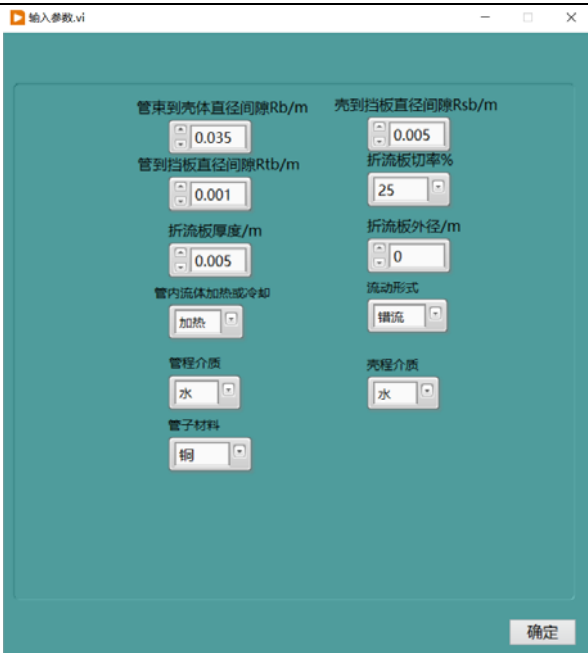


图 4.3 工艺参数输入界面

Fig. 4.3 Input interface of process parameters

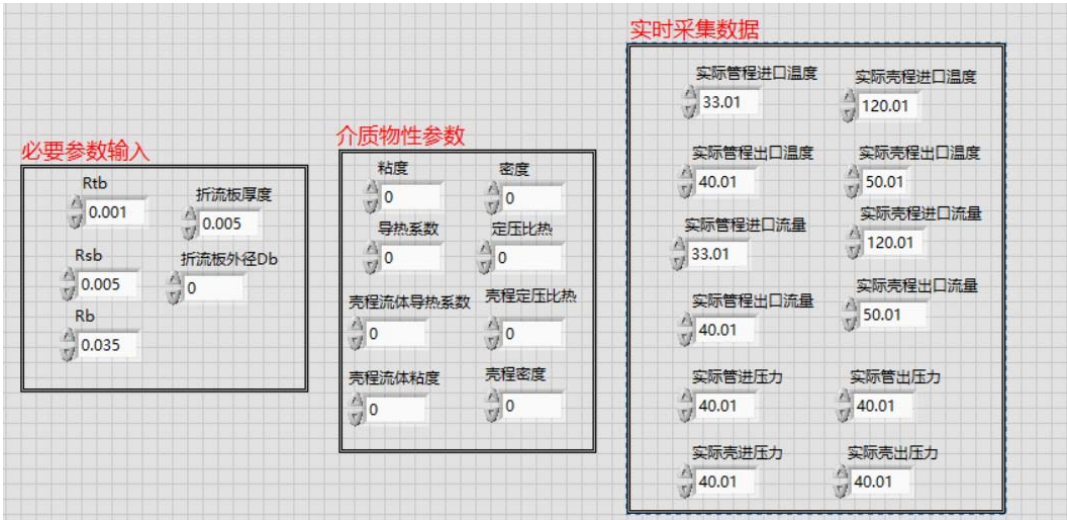


图 4.4 系统部分全局变量展示

Fig. 4.4 Display of global variables in the system

第 2 章已经建立了管壳式换热器的传热-阻力计算模型，传热-阻力计算子程序是在此基础上对全局变量传入的数据进行计算处理。传热-阻力计算子程序中换热器的管壳程压降的计算代码分别如图 4.5 和图 4.6 所示。在换热器实际运行过程中，当污垢到达一定程度时，需要对传热模型进行修正，修正传热模型主要就是修正管内放热系数，即确定管内放热系数关系式中的 C 和 p 值。传热-阻力计算子程序中最核心的部分就是修正传热模型，首先需要在 MATLAB 软件经过迭代计算出 C 和 p 值，如图 4.7 所示是 MATLAB 中迭代确定 C 和 p 值的部分代码。图 4.8 和图 4.9 分别是 MATLAB 迭代过程中第一次曲线拟合和第二次曲线拟合的图像，从图中可以清楚的看出，拟合的曲线与

原始数据重合度较高，拟合效果较好。图 4.10 是传热-阻力计算子程序中修正管内放热系数的计算代码，管程雷诺数不同的范围对应不同的 C 和 p 值，分别代入管内放热系数关系式进行计算。

```
//Re=11 (u/di),///计算
//管程理论压降计算
if(Re<2000) Mc=64/Re;
else Mc=0.01227+0.7543/pow(Re,0.38);
J=Mc*pow(ui,2)/2;
pl=Mc*L*/di;
pr=4*J;
pn=1.5*J;
P=(pl+pr)*Ft*Np*Ns+pn*Ns;
```

管程理论
压降计算

图 4.5 管程理论压降计算代码

Fig. 4.5 Calculation code of theoretical pressure drop on pipe side

```
//壳程理论压降
if(ty==1)
{Pc=Nc*Kf/(2*Mdo*Vmax*Vmax);
Sw=Di*Di/4*(acos(Di-2*Lc)/Di-(Di-2*Lc)/Di*sqrt(1-(Di-2*Lc)/Di*(Di-2*Lc)/Di))-n
Pw=(2+0.6*Ncw)*mo*mo/2/Sm/Sw/Mdo;
Po=((Nb-1)*Pc*RB+Nb*Pw)*RL+2*Pc*RB*(1+Ncw/Nc);}
fo=5.0*pow(Reo,-0.228);
Ao=lb*(Di-nc*d);
uo1=mo/(Mdo*Ao);
p1=F0*fo*nc*(Nb+1)*Mdo*pow(uo1,2)/2;
p2=Nb*(3.5-2*lb/Di)*Mdo*pow(uo1,2)/2;
if(ty==2) Po=(p1+p2)*1.15*Ns;
if(ty==3) Po=((p1+p2)*1.15*Ns+0.816*0.058*(Di/des)*(L/lb)*Mdo*uo*uo/2*(1
if(ty==4) Po=0.816*0.06*(Di/des)*(L/lb)*Mdo*uo*uo/2*(1/uto);
```

壳程理论
压降计算

图 4.6 壳程理论压降计算代码

Fig. 4.6 Calculation code of theoretical shell pressure drop

```
1.1. 拟合/拟合,
Rov=dtm./Q;
K=Q./Ao./dtm;
y=1./K;
x=1./(Re.^p0);
tf1=polyfit(x,Rov,1);
C2=tf1(1);
C1=tf1(2);

U=log(1./(Rov-C1));
V=log(Re);
tf2=polyfit(V,U,1);
p=tf2(1);
C=1/(1/exp(tf2(2))*(Pr^0.4)*1.05*(Drt/di)*Ao);

if abs(p-p0)<0.001&&abs(C-C0)<0.1
    break
end
i=i+1;p0=p0+0.001;C0=C0+0.001;
end
```

一次拟合

二次拟合

迭代过程

图 4.7 MATLAB 软件中确定 C 和 p 值的部分代码

Fig. 4.7 Part of code determining C and p values in MATLAB software

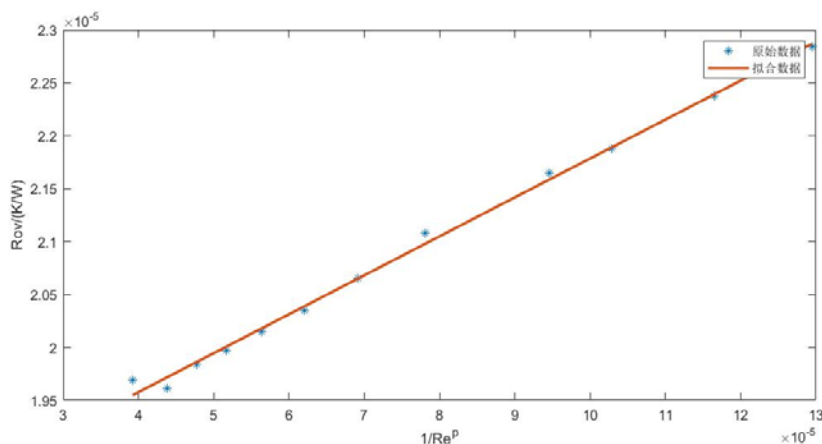


图 4.8 一次曲线拟合图像

Fig. 4.8 Image of primary curve fitting

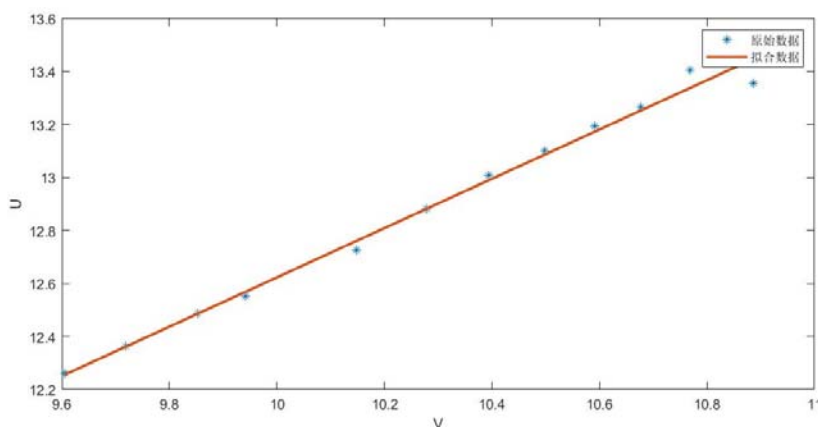


图 4.9 二次曲线拟合图像

Fig. 4.9 Conic curve fitting image

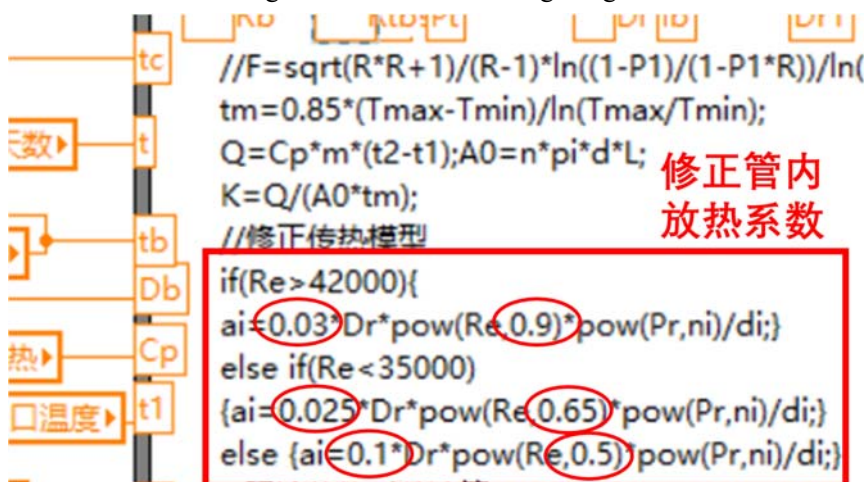


图 4.10 修正管内放热系数的计算代码

Fig. 4.10 Calculation code for modifying heat release coefficient in tube

传热-阻力计算子程序不仅通过局部变量将计算得到的结果传递给性能监测界面，用于初步判断管壳式换热器性能是否衰减；还将计算得到的结果传递给计算结果界面，可以实时查看换热器各关键参数的数值。图 4.11 和图 4.12 分别是管壳式换热器传热系数和管壳程压降变化性能监测的界面，用户可以通过变化曲线和显示的数据初步判断换热器的状态。图 4.13 是计算结果界面图，用户可以通过点击菜单选项卡数据分析中“计算结果”，可调用该界面。该子程序及时处理采集到的数据，并将关键数据显示出来。



图 4.11 传热系数监测界面

Fig 4.11 Heat transfer coefficient monitoring interface

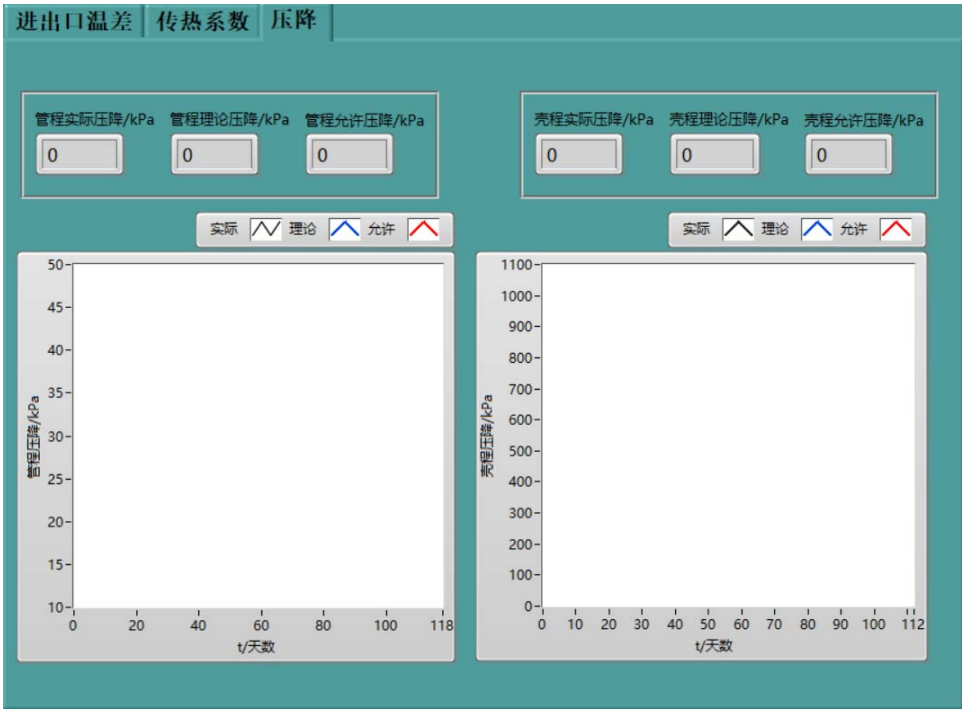


图 4.12 管壳程压降监测界面

Fig. 4.12 Monitoring interface of shell side pressure drop



图 4.13 计算结果子程序界面

Fig. 4.13 Calculation result subroutine interface

4.3 性能衰减智能预警

在性能监测界面，操作人员可以简单方便的查看换热器的运行状态，并能初步判断换热器性能衰减，但并不能评估换热器衰减的程度以及故障的原因和类型。因此，在第3章的理论基础上，在原系统中增加了换热器性能衰减预警功能，使系统可以实时评估换热器性能下降的程度。一旦有数据超过设置的阈值，系统就会发出报警，以此提醒操作人员。性能衰减预警功能主要有三个部分组成，即结垢预测、阈值设置和故障预警。

4.3.1 结垢预测

由于管壳式换热器受环境、工况等各种因素影响，内部流体介质不一样，导致结垢预测模型也不一样。所以在系统运行监测之前，需要根据该管壳式换热器的历史运行数据将结垢预测模型导入系统。确定结垢预测方程需要时间常数和稳定污垢热阻的值，为了便于用户操作，在结垢预测模型界面中增加了结垢预测模型的拟合程序界面，如图 4.15 所示。图中蓝色线为换热器实际污垢热阻的变化趋势，红色线为拟合的曲线，用户输入渐近污垢热阻后，界面左侧会显示拟合结果。若拟合效果不好，用户可更改数据，重新拟合。当然，在系统中也可选择对应的结垢预测模型，不过目前数据库中关于结垢预测模型较少，后续随着换热器和流体介质的使用种类不断增多对数据库进行补充或完善。

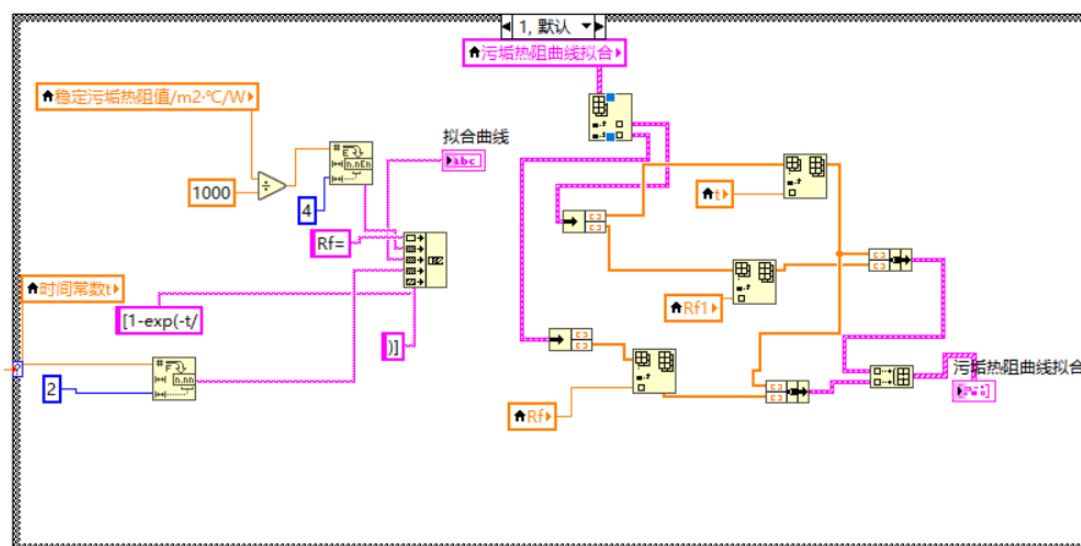


图 4.14 结垢预测模型拟合部分程序框图

Fig. 4.14 Part of the program block diagram of scaling prediction model is fitted

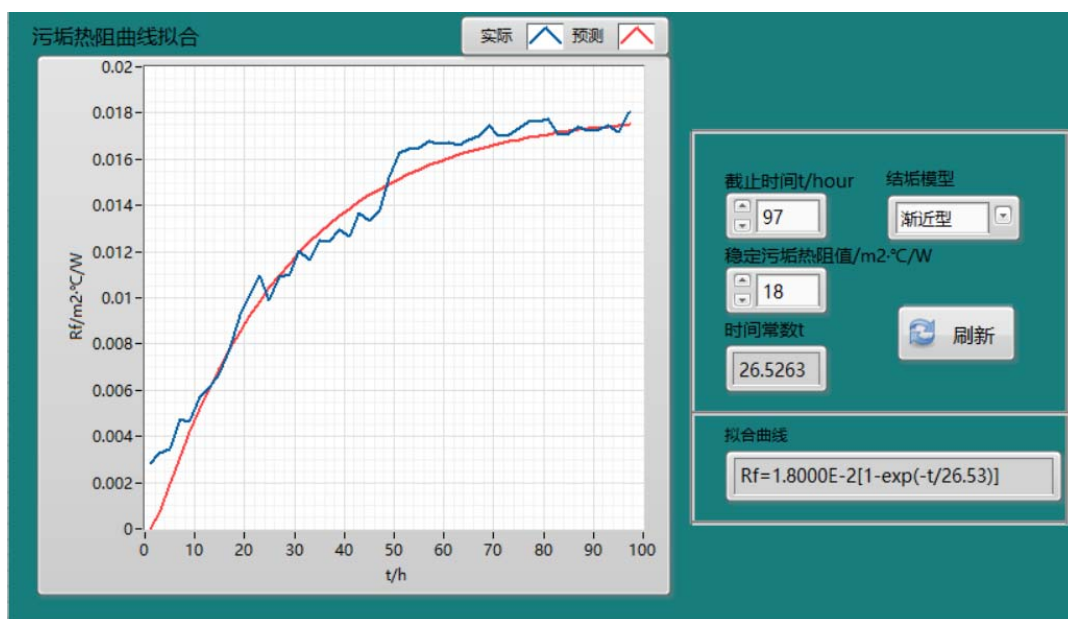


图 4.15 结垢预测模型拟合界面

Fig. 4.15 Scaling prediction model fitting interface

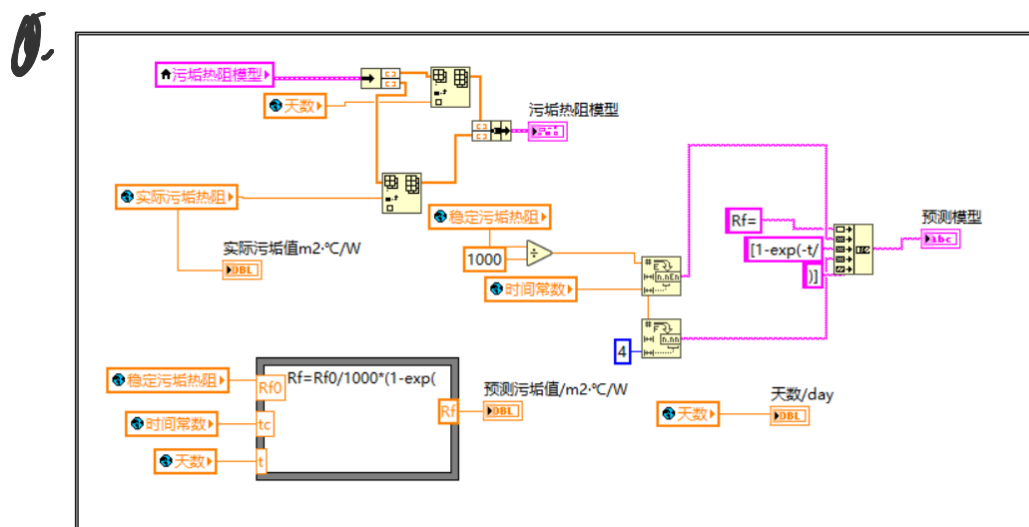


图 4.16 结垢预测模型程序框图

Fig. 4.16 Program block diagram of scaling prediction model

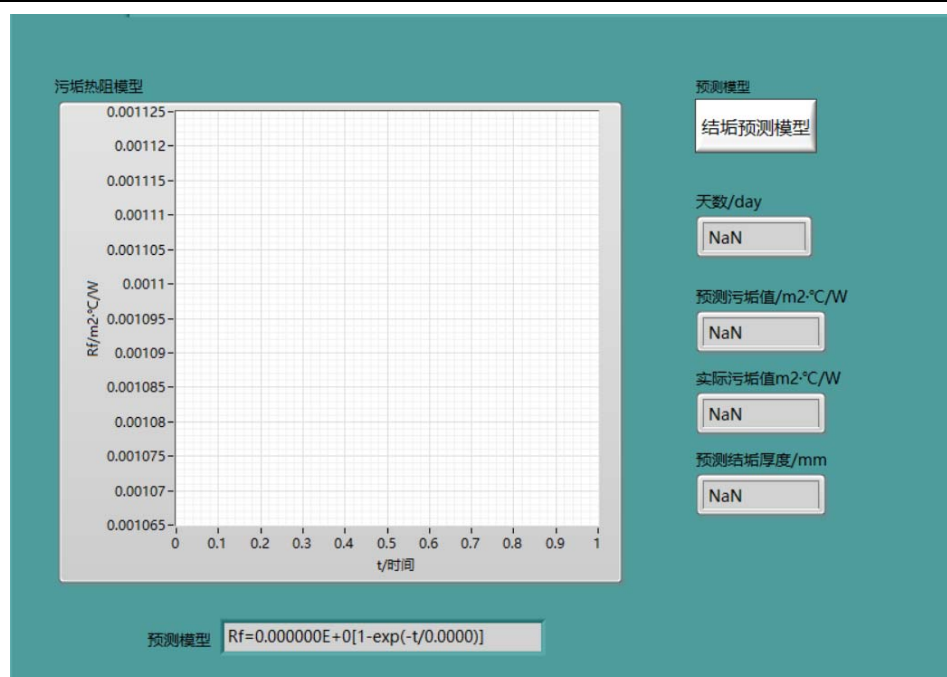


图 4.17 结垢预测模型界面

Fig. 4.17 Interface scaling prediction model

结垢预测模型导入系统后，系统会在运行时给出预测的污垢热阻值，以此与换热器实际污垢热阻作对比。通过预测模型可以掌握换热器未来时间结垢的变化趋势，使操作人员能够提前对换热器结垢情况做出判断，给予充足的时间去应对。另外，在结垢预测模型界面还给出预测结垢厚度值，如图 4.17 所示。

4.3.2 阈值设置

为了准确评估管壳式换热器的性能衰减情况，系统内部设置了多个阈值，分别评估换热器的不同性能情况。阈值设置有两种方式，即系统默认和用户自定义设置。系统默认值需要根据换热器的历史运行数据进行确定。例如，换热器结垢率的报警阈值经过 EWMA 方法计算得到为 45%，清洗阈值和维修阈值根据换热器内部结垢情况计算分别为 75%和 45%。若阈值数据已经储存在系统的数据库中，当系统运行选择该换热器后，内部会自动将阈值默认为该换热器的阈值。若阈值未进行设置时，系统会自动默认为 20%。如图 4.18 所示为阈值设置界面。当然，若用户根据人为经验已经确定好阈值或换热器不同情况下阈值不同，则操作人员可在阈值设置界面自行对阈值进行设置或更改。

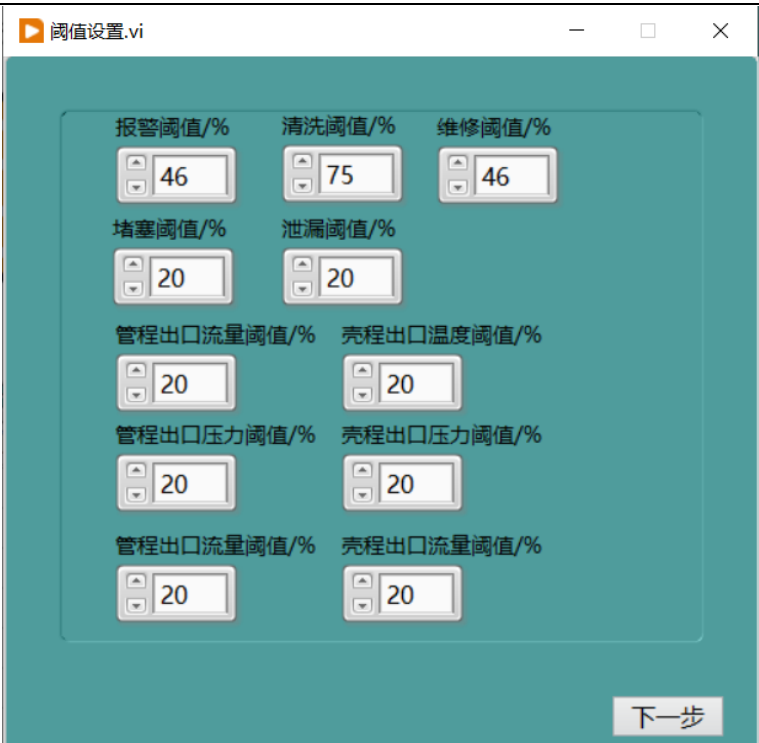


图 4.18 阈值设置界面

Fig. 4.18 Threshold setting interface

4.3.3 故障预警

管壳式换热器长时间运行后，传热效率会下降，为了使系统能够对实时采集的数据进行及时处理并反馈，在原系统的基础上增加了故障预警界面。故障预警界面主要是结垢、堵塞和泄漏三种故障程度的监测界面。当采集到的进出口数据超过设置的阈值后，系统的报警灯就会持续闪烁，同时发出报警提示声，并给出换热器出现故障的原因和相应解决的初步方案。

系统会根据换热器不同阶段的运行状况给出不同的建议及相应的解决措施。当结垢率达到报警阈值 45%时，系统给出的原因有：换热效率下降、内部已经结垢、管内流速过低等。系统给出的建议有：对于需要维持高换热的场所，建议对换热器进行清洗；对于换热要求不高的场所，此时认为换热器的换热性能仍然满足工艺要求，无需进行清洗，但会影响管壳程进出口的温差，建议通过增大管程进口流量，提高流体的速度来改善这一问题。当结垢率达到清洗阈值 75%时，给出的故障原因：换热器内部结垢已经非常严重，换热器的换热效率也显著下降，且内部可能存在已经堵塞的换热管。系统此时给出的建议有：立即停工对换热器进行清洗，并对堵塞的换热管进行更换等。当堵塞率达到维修阈值 45%时，系统给出的故障原因有：换热器内部管道堵塞严重，换热效率很低，已经无法满足换热要求等。系统此时给出的故障建议有：更换内部的换热管；对换热器进行全面检查，更换已损坏的部分等。

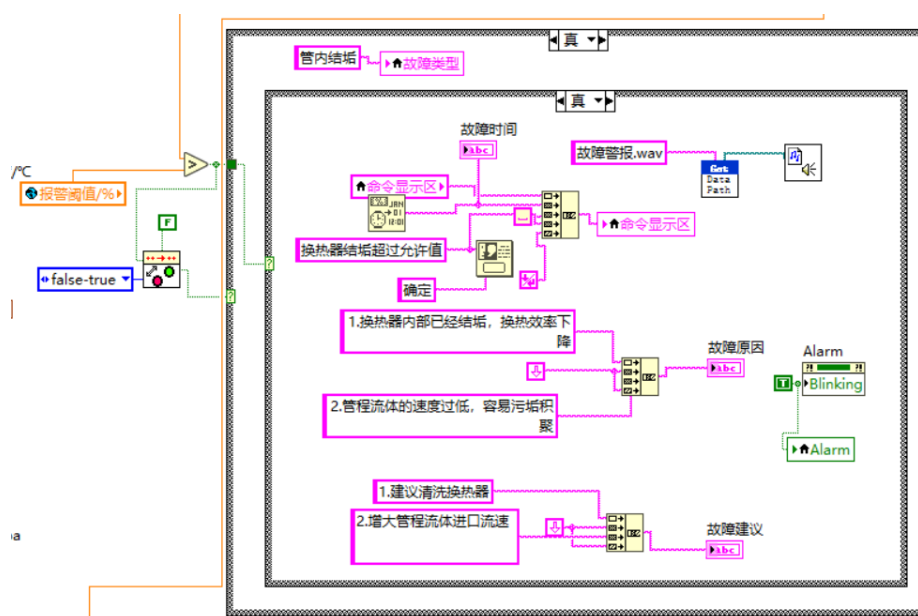


图 4.19 报警部分程序框图

Fig. 4.19 Program block diagram of alarm part

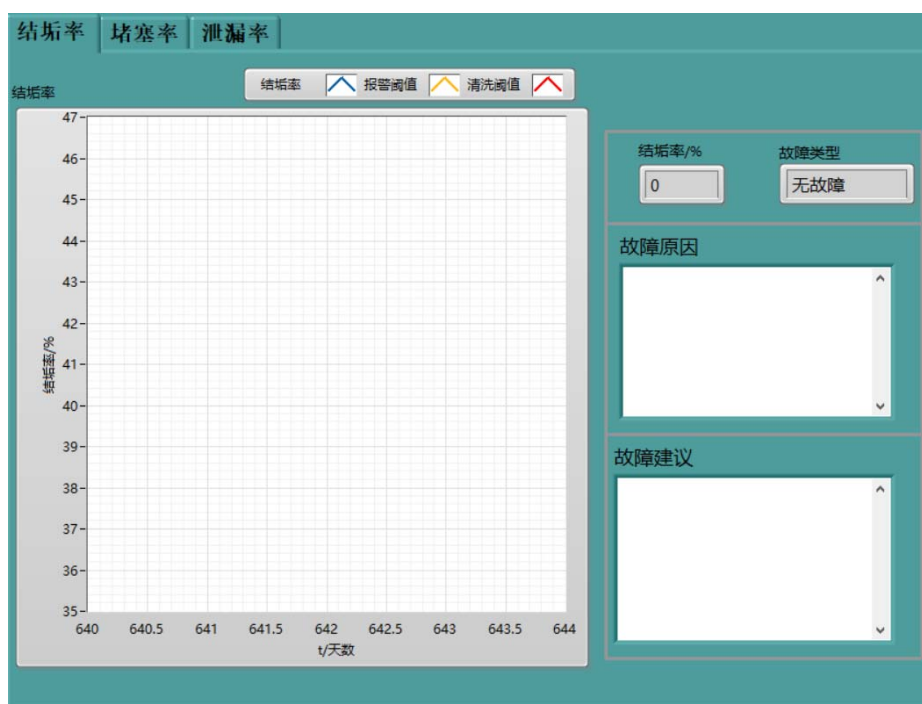


图 4.20 换热器结垢率的监测界面

Fig. 4.20 Monitoring interface of heat exchanger with different fault degrees

系统内部目前仅给出了换热器常见故障的原因和其相应处理的建议，因换热器自身工艺条件和服役工况条件复杂多变，后续还需要对系统内部数据库原因和建议进行完善和补充，使系统实现对换热器的智能诊断。

4.4 其他信息的智能管理

4.4.1 用户交互

用户交互的主要功能是防止未经许可的人员擅自进入系统，采用密码登录的方式，从而实现对换热器整个性能监测系统的安全保护。只有注册的用户且其密码输入正确才能进入软件操作界面，完成下一步的操作。由于原有系统的用户登录功能不够完善，并不能对系统进行安全保护及用户进行有效管理用户，所以在实现原有系统登录功能的基础上进行优化和完善。用户登录界面如图 4.21 所示，当操作人员输入的用户名和密码都正确时，就会弹出系统的参数设置界面；当输入的用户名或密码有误时，就会弹出对应的提示对话框，无法进入下一步操作。登录界面设置了两种级别的权限，即管理员和普通操作人员。其中拥有管理员权限的用户可以对所有用户进行增添、修改或删除。对于新用户而言，可以在被管理员允许的情况下进行注册，如图 4.22 所示，并设置自己的用户名和密码。用户信息的管理是通过 LabVIEW 与 Microsoft Office Access 数据库交互实现的，具体交互程序框图如图 4.23 所示。



图 4.21 用户登录界面
Fig. 4.21 User login interface



图 4.22 用户注册界面
Fig. 4.22 User registration interface

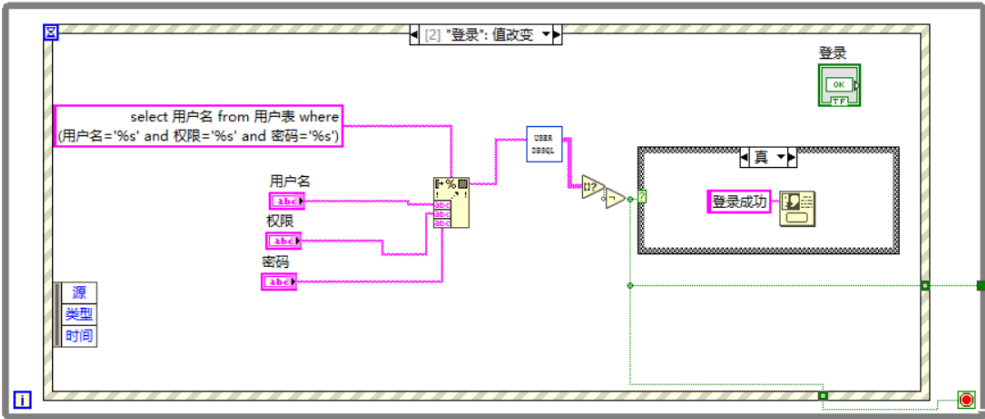


图 4.23 用户交互程序框图

Fig. 4.23 User interaction block diagram



图 4.24 系统参数设置界面

Fig. 4.24 System Parameter setting interface

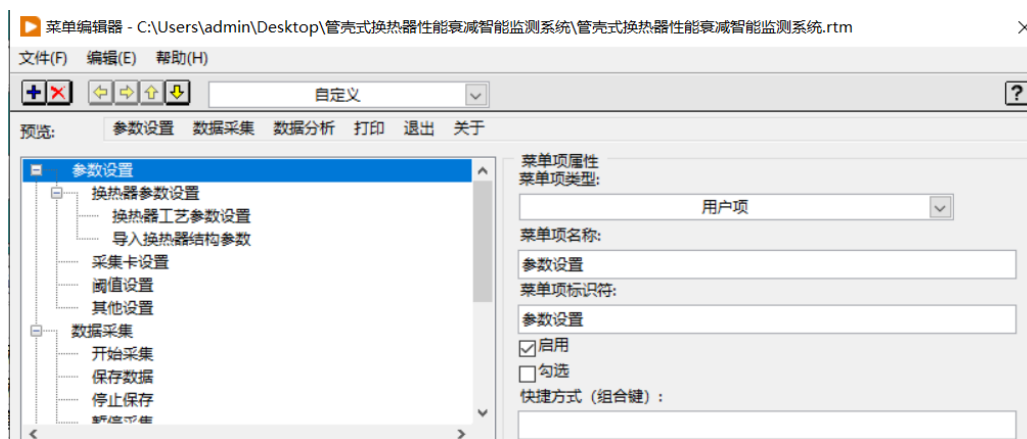


图 4.25 系统菜单编辑器

Fig. 4.25 System menu editor



图 4.27 系统导入数据在 Windows 系统中的显示效果

Fig. 4.27 Display effect of system imported data in Windows system

用户验证成功后程序会自动跳转到系统主界面，即参数设置界面，如图 4.24 所示。参数设置界面内设有功能区和命令区，功能区是为了方便用户进行界面切换和相关功能的快捷操作；命令区显示用户操作关键步骤的时间和提示内容。为了使用户操作简单直观，在原系统中增加了菜单选项卡的功能，如图 4.25 为系统菜单编辑器。在参数设置界面，用户不仅可以选择管壳式换热器的类型，同时也可以选择要监测的换热器。若数据库中无可选择的换热器编号，则需要点击上面的菜单栏的“参数设置”，再点击“导入数据模板”，将按所给的 EXCEL 模板填好数据的文档导入进来。之后，用户根据菜单栏按操作流程进行采集卡配置、阈值设置和其他一些选择的设置。设置完成后，参数设置界面下方会显示被监测换热器的结构和工艺参数数据，同时右下方命令区也会显示操作成功，以此来提醒用户输入准确无误。

4.4.2 数据采集

所谓数据采集就是数据获取，它的主要原理是通过采样、量化、A/D 转换三个过程将模拟信号转换成计算机能识别的数字信号。LabVIEW 软件中数据采集主要有通道设置、定时设置和数据采集三个部分，是在数据采集的原理上进行工作的，如图 4.28 为 LabVIEW 软件中数据采集过程的程序框图。图 4.29 为采集卡配置界面，在用户未设置之前各参数为默认值。由于采集数据的通道数较多，所以用户可以根据实际需要在采集卡配置界面进行相关设置，同时可以调整采样频率，以免因数据庞大而影响采样效果。

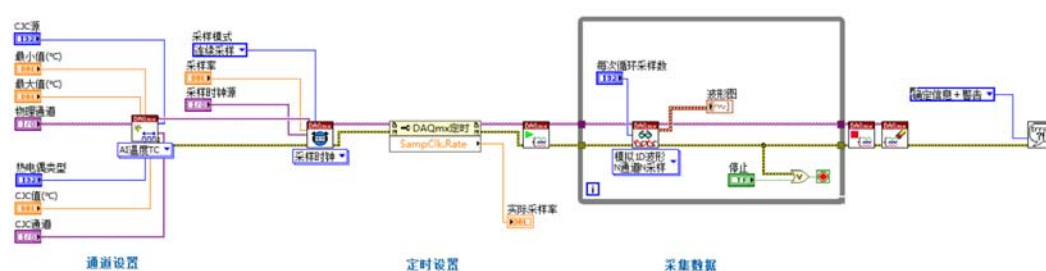


图 4.28 数据采集程序框图

Fig. 4.28 Data acquisition program block diagram



图 4.29 采集卡配置界面

Fig. 4.29 Collection card configuration interface

数据采集主要有两个功能，一是实时采集并监测换热器进出口的温度、压力和流量数据，为之后换热器进行相关参数计算提供数据支持；二是具备数据存储和数据查

询功能。由于原系统的数据采集模块不够人性化，部分功能不能实现，所以本文在实现原系统功能的基础上对其进行优化和完善。数据采集的界面如图 4.30 所示，右下侧显示实时采集的数据值，当采集管壳程的出口温度、压力和流量数据超过指标时，数据会变红，以此提醒用户换热器出口参数出现异常。在数据采集时，用户可以点击右侧或选项卡中的“保存数据”，将采集到的数据保存下来，一旦换热器后期出现问题，可以通过查询历史数据寻找原因和解决的办法。考虑到采集数据的庞大，在系统中增加了保存时间间隔的设置控件，操作人员可以根据需要设置一小时、一天甚至更长的时间保存一次运行数据。



图 4.30 数据采集界面

Fig. 4.30 Data acquisition interface

系统保存的数据不仅包括换热器实时运行的温度、压力和流量数据，还包括了换热器是否故障及传热系数、压降等信息。如图 4.31 所示为数据查询界面，操作人员可以通过改变起始时间和终止时间查看任意时间点或任意时间段的换热器历史运行数据，同时还可以迅速查看换热器故障的时间点，为已经发生故障的换热器寻找原因和进一步分析提供了方便。

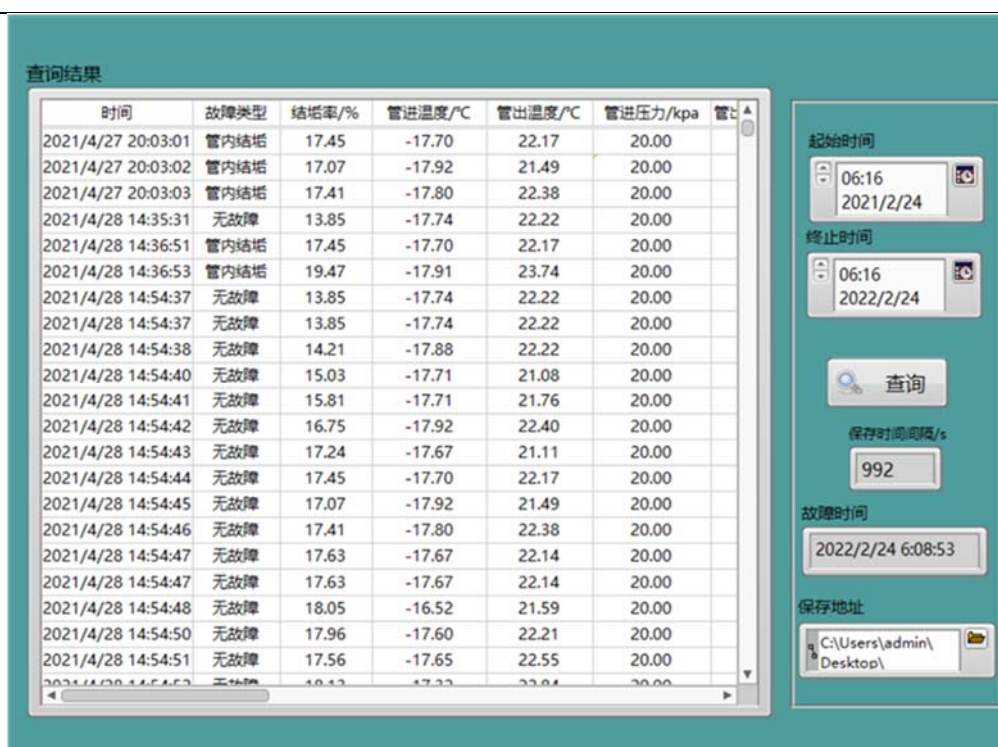


图 4.31 数据查询界面

Fig. 4.31 Data query interface

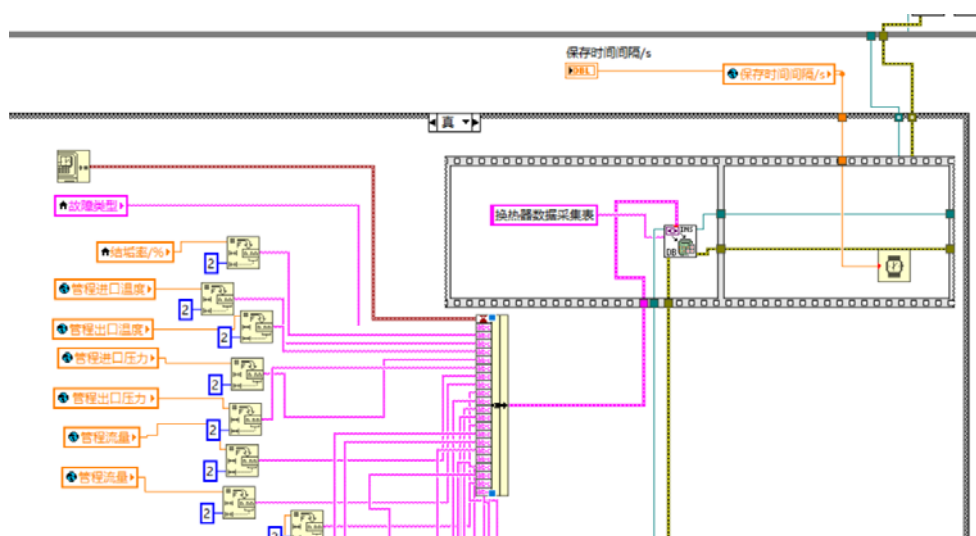


图 4.32 数据保存至 Microsoft Access 数据库的部分程序框图

Fig. 4.32 Block diagram of data saving to Microsoft Access database

4.4.3 公用数据库

数据库不仅为系统提供数据调用和存储的空间，还为系统提供数据查询、修改和更新等功能。若要成功实现 LabVIEW 软件与 Microsoft Access 数据库的交互，就需要创建与数据库相对应的数据源。Microsoft Access 数据库不但其自身功能强大，而且普通笔记本电脑 Windows 系统内就有支持的开放数据库 ODBC (Open Database Connectivity)，因此很容易完成数据源的创建。

在系统对管壳式换热器进行性能衰减程度评估时，离不开各种数据的输入和输出，数据的好坏直接关系着系统评估结果的准确性。系统所需要的数据全部存放于 Microsoft Access 数据库中，由于原有的系统数据库不够完善，缺少换热器必要的参数、介质的物性数据以及用户信息等，所以本系统在原有数据的基础上对其扩充，并将关键数据表整理至表 4.1。其中，结构尺寸表为数据库中记录的不同管壳式换热器的结构参数表，对于数据库中没有的用户可以自己增加，便于在系统界面通过换热器编号控件进行选择；物性参数表目前包含常使用的水、空气及部分油等介质在不同温度下的物性参数，目前还没有其他流体的物性参数，不过数据库中预留了空间，可以在后续不断补充或完善。性能阈值表包含了常用参数的性能下降的百分比，也可由用户输入保存至数据库，便于后续调用。

表 4.1 Microsoft Access 数据库中各种数据表

Table 4.1 Various data tables in Microsoft Access database

数据表名称	参数名称
结构尺寸表	管长、管厚、管间距、管径、管壳程数、布管方式、折流板间距、折流板厚度、折流板形式等
工艺参数表	管壳程介质理论的进出口温度、允许压力等
物性参数表	密度、导热系数、定压比热、粘度
用户信息表	用户名、权限、密码
性能阈值表	报警阈值、清洗阈值、维修阈值等
数据采集表	故障类型、结垢程度、管壳程温度、压力、流量及关键参数的计算结果等

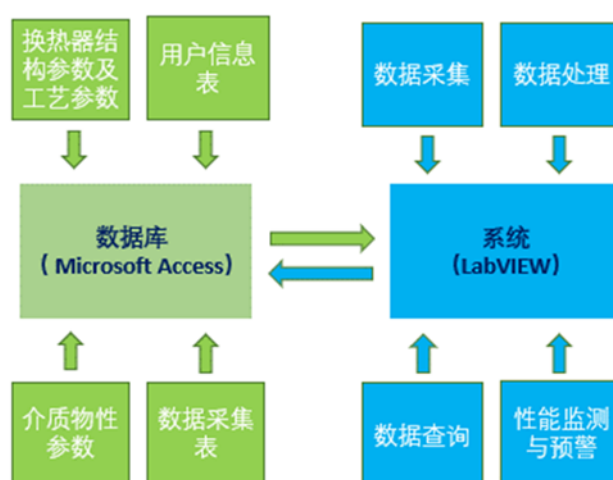


图 4.33 Microsoft Access 数据库与系统交互图

Fig. 4.33 Interaction between Microsoft Access database and system

由图 4.33 可知，Microsoft Access 数据库与 LabVIEW 设计的系统密切连接。系统进行各项功能时，都离不开数据库的支持。当用户在主程序进行选择指令后，内部程度

会自动调动数据库的对应数据。当然，用户也可以根据实际需要往数据库增加数据。Database 是 LabVIEW 软件自带的一个工具包，本文主要利用其中的子 VI 并结合 SQL 语言来实现数据的查询、修改、存储和删除等功能。系统中用于 LabVIEW 与 Microsoft Access 数据库交互的程序框图如图 4.34 所示。

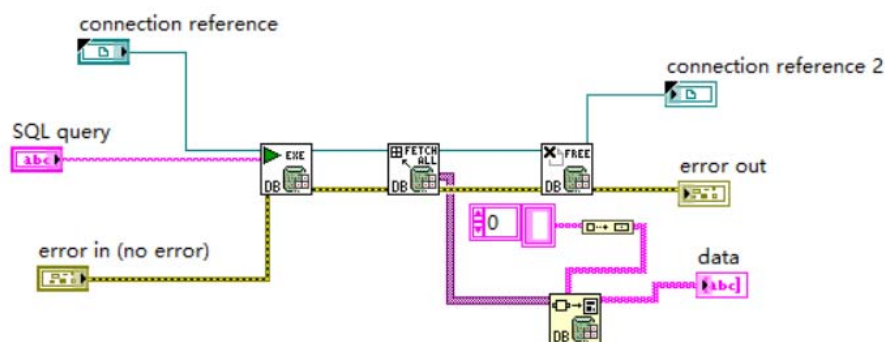


图 4.34 LabVIEW 与 Microsoft Access 数据库交互的程序框图

Fig. 4.34 Block diagram of the interaction between LabVIEW and Microsoft Access database

4.5 本章小结

本章在浮头式换热器性能监测及故障诊断系统已实现功能的基础上，对其进行完善和优化。首先以第 2 章的内容为基础，在原系统中增加传热-阻力计算子程序，使系统能够对采集到的数据利用修正后的模型进行计算，实现了对换热器传热系数和压降的智能监测。之后以第 3 章的内容为基础，在原系统中增加了性能监测界面，详细阐述了结垢预测、阈值设置和故障预警的过程，实现了对换热器性能衰减的智能预警。最后为了使系统的界面交互性更好，功能更加完善，对已有的用户登录功能、数据采集功能和公用数据库进行优化，并详细阐述了内部设计和实现过程。

第 5 章 工程案例分析

5.1 引言

第 4 章在浮头式换热器性能监测及故障诊断系统^[84]的基础上进行优化和完善，为了进一步验证系统能够对管壳式换热器进行实时性能监测和故障预警，本章通过两个工程案例的实施，说明本文建立的换热性能衰减智能监测方法及系统的有效性和实用性，同时也进一步验证第 2 章和第 3 章建立模型的可行性和准确性。

5.2 工程案例分析

5.2.1 石脑油管壳式换热器

本文以文献[82]中管壳式换热器为验证对象，其具体的结构参数如表 5.1 所示。由于换热器在运行时进出口温度变化不大，所以物性参数可近似不变，其介质的物性参数如表 5.2 所示。

表 5.1 该换热器的结构参数

Table 5.1 Structural parameters of the heat exchanger	
参数名称	数值
换热器壳体内径 $D_i(\text{m})$	0.498
管程 N_p /壳程数 N_s	2/1
换热管外径 d_o /内径 $d_i(\text{mm})$	19.05/14.83
换热管长度 $l(\text{m})$	18.288
换热管数 n	250
换热管布置形式	转角正方形
换热管间距 $p_t(\text{mm})$	25.4
折流板切口率	25%
折流板间距 $B(\text{mm})$	381
管束与壳体直径间隙 $\Delta_b(\text{mm})$	3.5
壳体到折流板管孔的径向间隙 $\Delta_{sb}(\text{mm})$	5
换热管到折流板管孔的径向间隙 $\Delta_{tb}(\text{mm})$	1

表 5.2 介质物性参数

Table 5.2 Physical parameters of medium		
参数名称	管程（石脑油）	壳程（石脑油）
密度(kg/m^3)	800	752
导热系数($\text{W/m}\cdot\text{K}$)	0.1332	0.1332
定压比热($\text{J/kg}\cdot\text{K}$)	1854.8	2051.63
粘度($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	0.000678	0.000546

在系统运行之前，假设数据库已经存储了系统运行所需要的数据，并且用户已经完成注册。另外，结垢预测模型也已经确定。用户输入用户名和密码正确后，进入系统参数设置界面。用户将换热器的主要结构参数和工艺参数导入系统，并按照操作流程将所有参数设置好，此时参数设置界面下面显示了该种换热器的结构参数和工艺参数，经过比对查看输入准确无误，如图 5.1 所示。全部设置完成后，界面弹出对话框，如图 5.2 所示，提示用户进行下一步操作。



图 5.1 参数设置完成后的界面

Fig. 5.2 Interface after parameter setting

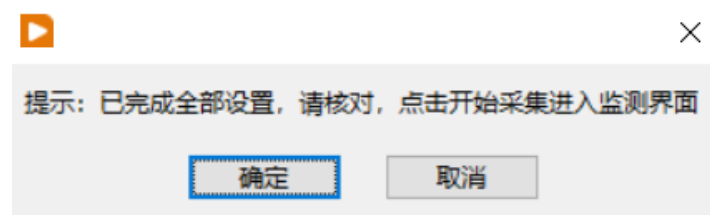


图 5.2 设置完成后提示对话框

Fig. 5.2 Prompt dialog box after setting

点击图 5.1 右侧“开始采集”按钮后，系统自动跳至数据采集监测界面。监测界面实时显示换热器管壳程的进出口温度、压力和流量数据，开始监测时数据并没有异常，但随着该换热器运行时间不断加长，内部结垢越来越严重，结垢率持续增长，直到程序右上角的警报灯变红，并发出警报声。这时点击“故障预警”选项，进入故障预警监测界面，可以发现换热器在运行 215 天左右结垢率已经达到报警阈值，但并未达到清洗

阈值,如图 5.3 所示。系统此时给出的故障原因是换热效率下降,管程流体流速过低。针对故障原因系统给出的故障建议是清洗换热器和增大管程进口流速。

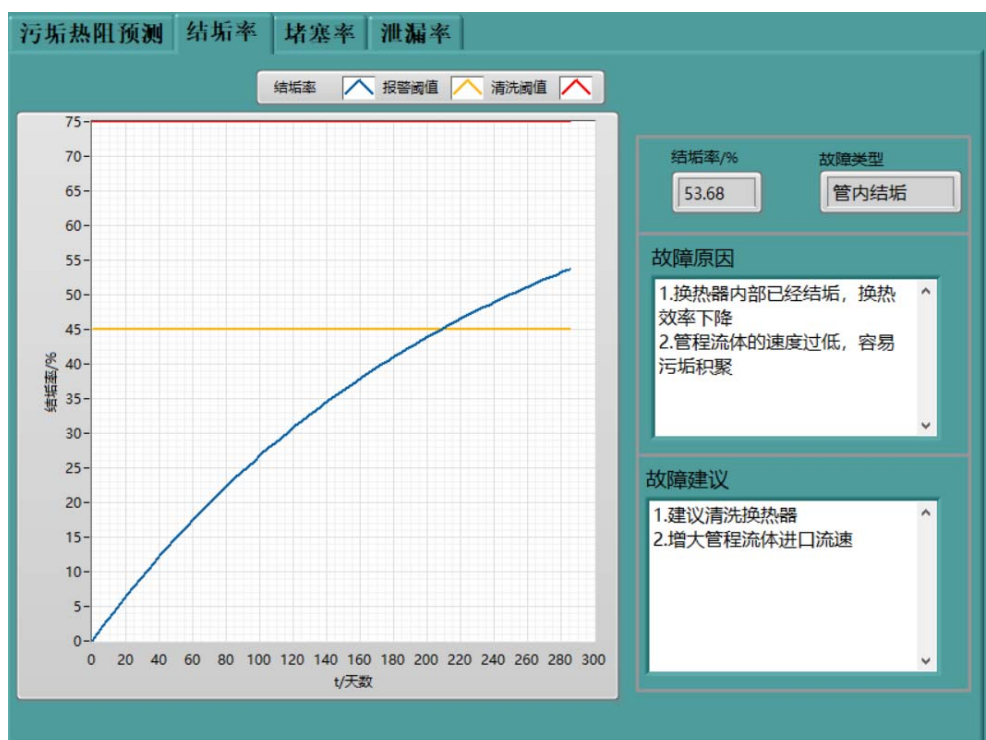


图 5.3 系统达到报警阈值时故障监测界面

Fig. 5.3 Fault monitoring interface when the system reaches alarm threshold

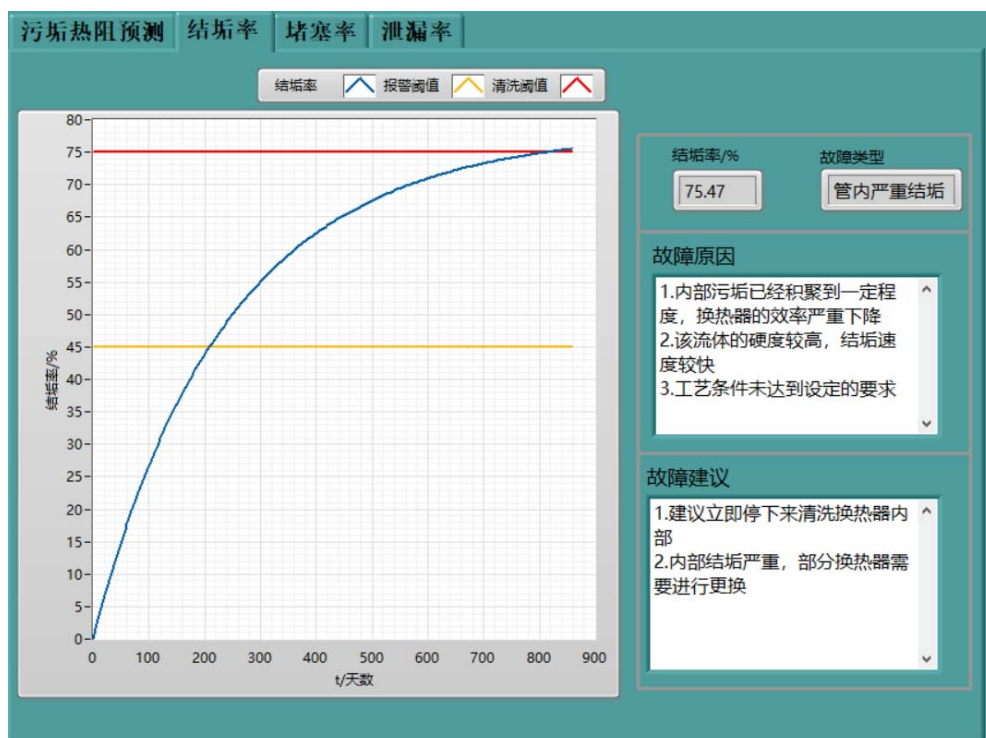


图 5.4 系统达到清洗阈值时故障监测界面

Fig. 5.4 Fault monitoring interface when the system reaches the cleaning threshold

系统发生警报时，换热器继续运行。当换热器运行到 815 天左右时，换热器的结垢率已经达到清洗阈值，如图 5.4 所示。此时系统给出的故障原因是换热器内部结垢已经非常严重，换热效率也显著下降，且内部可能存在已经堵塞的换热管。系统给出的建议是立即停工对换热器进行清洗，并对堵塞的换热管进行更换。

通过将系统监测计算得到的传热系数与实际的传热系数作对比，如图 5.5 所示，不难发现两者变化趋势基本吻合，偏差较小，说明系统监测的结果具有可靠性和可行性。从图中可以看出，传热系数随着时间的加长呈现下降的趋势，这是由换热器内部结垢引起的。

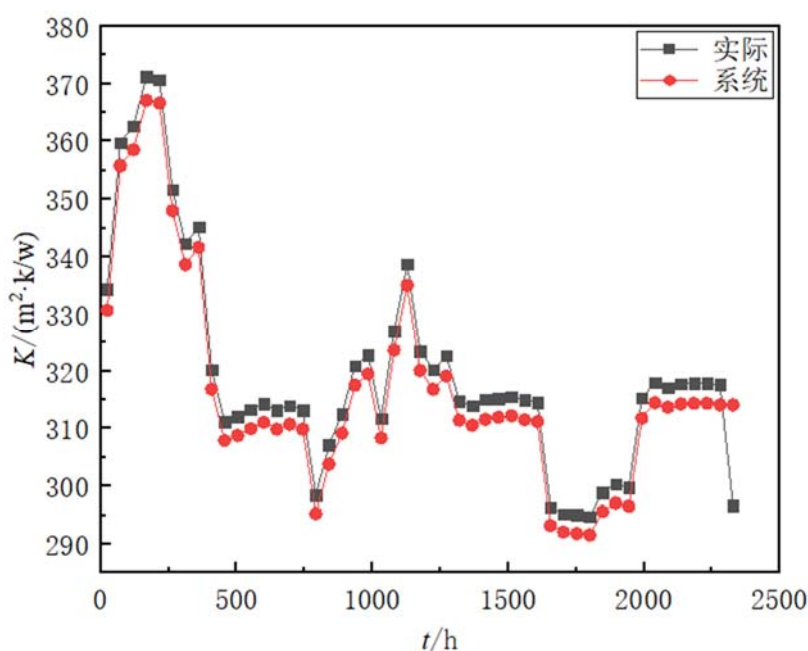


图 5.5 总传热系数的变化曲线图

Fig. 5.5 Total heat transfer coefficient curve

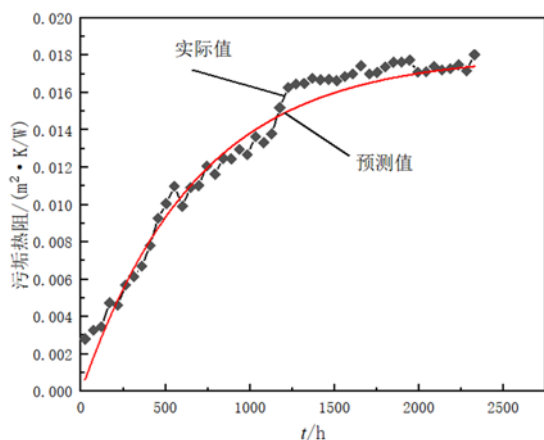


图 5.6 实验与预测的污垢热阻对比图

Fig. 5.6 Comparison of experimental and predicted fouling thermal resistance

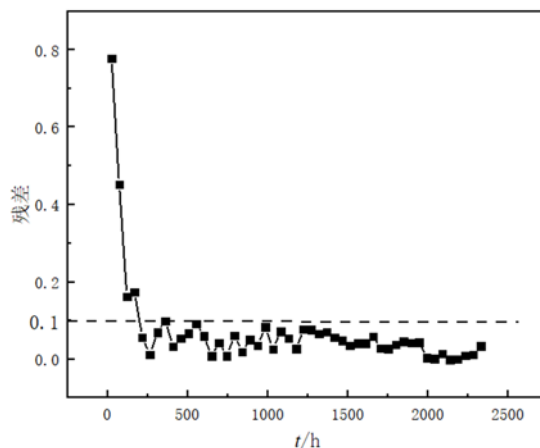


图 5.7 残差图

Fig. 5.7 Residual diagram

将该换热器前 97 天计算的实际污垢热阻与系统预测污垢热阻作对比, 结果如图 5.6 所示。从图中可以看出, 该换热器的结垢预测模型变化趋势与实验的污垢热阻值变化趋势一致。实际污垢热阻与预测污垢热阻的残差如图 5.7 所示。从图中可知, 结垢预测模型所得到的污垢热阻值与实际值的误差较小, 基本在 10% 以内。初始误差较大的原因是预测模型从污垢热阻为 0 开始计算, 但在实际过程中, 换热器难以保证起始污垢热阻为 0。由于换热器的污垢沉积机理复杂多变, 并且结垢预测模型的误差在工程所允许的误差范围之内, 所以可认为该结垢预测模型是可行且准确可信的。

5.2.2 高压加氢换热器

通常, 高压加氢换热器工况复杂, 内部铵盐极易结垢, 从而对换热器的换热性能造成影响, 因此有必要对高压加氢换热器的性能进行实时监测。本文考虑高压加氢换热器的特殊性, 对系统内部结构工艺参数和计算程序等进行完善和更改, 扩充了被监测换热器的介质数据库, 同时将文献[85]中 NH_4Cl 和 NH_4HS 结垢速率预测模型导入系统。

以上海某石油化工正常运行的高压加氢换热器为监测对象, 其具体的结构参数和介质物性参数分别如表 5.3、5.4 所示。

表 5.3 该换热器的结构参数^[85]

Table 5.3 Structural parameters of the heat exchanger

参数名称	数值
换热器壳体内径 $D_i(\text{m})$	0.7
管程 N_p /壳程数 N_s	2/1
换热管外径 d_o /内径 $d_i(\text{mm})$	25/22.5
换热管长度 $l(\text{m})$	3
换热管数 n	1037
换热管布置形式	转角正方形
换热管间距 $p_t(\text{mm})$	32
折流板切口率	25%

表 5.4 介质物性参数^[85]

Table 5.4 Physical parameters of medium

参数名称	管程 (反应产物)	壳程 (循环氢)
密度(kg/m^3)	868.54	18.91
导热系数($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)	0.1173	0.14
定压比热($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)	1638.81	3.408
粘度($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	0.75	84.2



图 5.8 该高压加氢换热器设置完成后的界面

Fig. 5.8 Interface of the high-pressure hydrogenation heat exchanger after setting

系统对传感器采集到管壳程的进出口温度、压力和流量数据进行实时监测，如图 5.9 所示。从图中可以清楚的看到换热器管壳程进出口数据保持基本稳定，报警灯也一直显示绿色，无明显异常，说明该换热器一直处于运行良好的状态。



图 5.9 该高压加氢换热器数据采集界面

Fig. 5.9 Data acquisition interface of the high-pressure hydrogenation heat exchanger

将系统污垢预测值与实际值对比, 结果如图 5.10 所示。从图中可以看出, 在换热器运行的初始阶段污垢热阻增长较快; 当换热器运行到 1500 天左右时污垢开始缓慢增长, 污垢的沉积与污垢的剥蚀基本维持动态平衡。系统预测的污垢值与实际污垢值相差较小, 在换热器运行到 2250 天, 大概 6 年的时间, 污垢热阻变化较小, 此时需要对换热器进行检查和清洗, 防止换热器结垢严重导致堵塞和泄漏的发生, 与该换热器实际检修的时间一致, 说明该系统监测具有可行性和准确性。

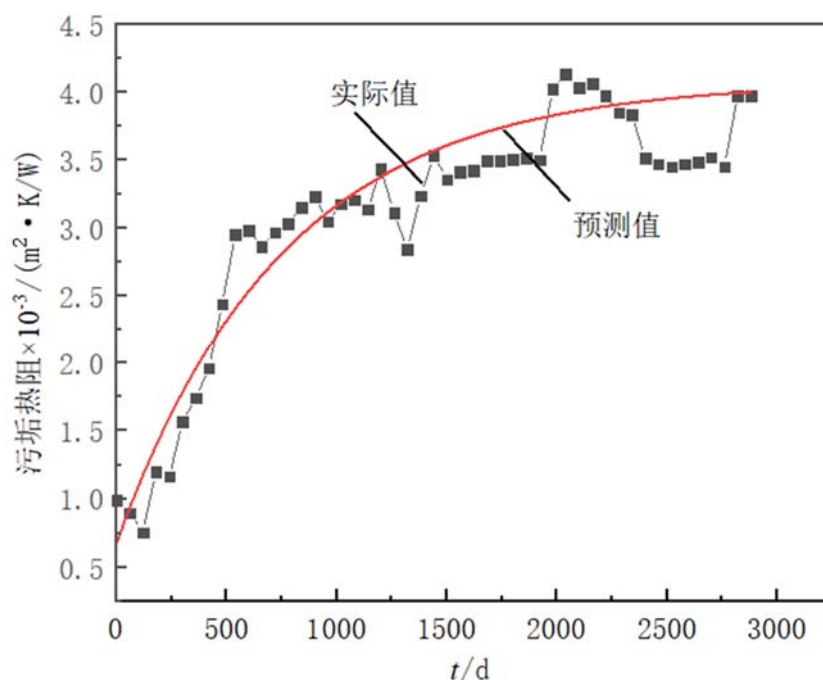


图 5.10 该换热器污垢热阻实际值与预测值对比图

Fig. 5.10 Comparison between actual and predicted fouling resistance of the heat exchanger

5.3 本章小结

本章通过两个实际工程案例对本文提出的换热器传热性能衰减智能监测方法和系统进行了详细说明, 进一步验证监测方法和模型的可靠性和准确性。通过对石脑油管壳式换热器进行监测分析, 得到该换热器分别在 215 天和 815 天到达报警阈值和清洗阈值, 系统分析其相应的故障原因分别为管内流速过低和内部结垢严重、部分换热管已经堵塞, 给出的相应处理建议分别为增大管程进口流速和立即将换热器停下来清洗或更换换热管。系统计算的传热系数与实际传热系数偏差较小, 并且实际污垢热阻和预测污垢热阻对比, 残差在 10% 之内。通过对高压加氢换热器进行监测分析, 得到该换热器运行状态良好, 系统预测污垢热阻值与实际污垢热阻值偏差较小, 且预测在 6 年后换热器需要维修, 与换热器实际维修的时间一致。