

스팀 트레이싱 시스템 사양 선정 GUI 프로그램 개발에 관한 연구

최요한*, 이광희*, 이철희*[#], 박광호**

*인하대학교 기계공학과, **(주)한길플랜트

A Study on GUI Program Development for Steam Tracing System Selection

Yo Han Choi*, Kwang-Hee Lee*, Chul-Hee Lee*[#], Gwang Ho Park**

*Department of Mechanical Engineering, Inha University School of Mechanical Engineering,

**Han-gil Plant CO., LTD.

(Received 28 October 2020; received in revised form 27 January 2021; accepted 16 February 2021)

ABSTRACT

A graphical user interface (GUI) program for steam tracing system selection was developed by using a theoretical model. We derived the model on the basis of the one-dimensional heat transfer theory of conduction and convection through a composite wall. Computational fluid dynamics (CFD) and experiments were performed for validation at steam temperatures of 120.4[°C] and 158.9[°C]. The temperature of a pipe's outer surface obtained through CFD matched well with that predicted by the proposed model for both conditions. By contrast, the experiment results showed a small error at 120.4[°C] and a large error at 158.9[°C] because of the melting of the heat transfer compound and water phase transition. Thus, the steam temperature range of the proposed model is below 120.4[°C].

Key Words : Steam Tracing System(스팀 트레이싱 시스템), Steam Tracer(스팀 트레이서), Fluid Transport(유체 수송), CFD(전산유체역학), GUI(그래픽 사용자 인터페이스), HTC(열전달 컴파운드)

1. 서 론

플랜트 산업에서 화학물질의 수송은 배관을 통해 이루어진다. 이때 원활한 수송을 위해서는 화학물질이 유체상태, 즉 녹는점 이상이 되어야 하고, 이에 따라 배관의 온도 유지가 필수적이다. 이때 히트 트레이싱 시스템(Heat Tracing System)은 상기 이슈를 해결할 수 있는 효과적인 방법이다.

히트 트레이싱 시스템은 배관(Pipe) 외벽에 히트 트레이서(Heat Tracer)를 부착하여 유체에 열을 전달하는 시스템을 말하며, 부착하는 트레이서의 종류에 따라 스팀 트레이싱, 온수 트레이싱, 전기 히트 트레이싱 등 상이한 방식을 갖는다. 이러한 히트 트레이싱 기술은 단순히 플랜트 산업뿐만 아니라 가정주택 등 그 활용범위가 넓어 관련된 연구가 꾸준히 이루어지고 있다.

Seo 등^[1]은 수치해석을 활용하여 전기 히트 트레이싱을 적용한 원형 배관 내에서의 자연대류에 의한 열유동 특성에 관한 연구를 수행하였고, Lee

Corresponding Author : chulhee@inha.ac.kr

Tel: +82-10-5135-3546, Fax: +82-70-8249-7312

등^[2]은 비정상 열전달 수치해석을 통해 배관에 부착되는 열선의 위치별 최고온도, 평균온도, 그리고 최저온도에 관한 해석결과를 도출하였다. 한편 Jeong 등^[3]은 히트 트레이싱이 적용된 수평 배관 내부 열성층 유동에 대하여 비정상 2차원 열전달 해석을 수행하였으며, Choi 등^[4]은 상기와 같은 2차원 열전달 수치해석 방법으로 배관의 물성에 따라 CPVC 배관의 통과방지에 효과적인 열선의 위치를 도출하였다. 그리고 Lai 등^[5]은 전기 트레이싱 기술을 실제 Dongnanli 고속도로 터널에 적용하여 전기 히트 트레이싱이 가동되고 3시간 뒤에 온도가 상온을 유지하는 것을 확인하였다. 이렇듯 지금까지 전기 히트 트레이싱 기술에 관해 많은 연구가 이루어졌지만, 아직까지 전기 히트 트레이싱은 화재 발생 가능성 문제가 꾸준히 제기되고 있으며^[6-7], 결정적으로 발열을 위해 추가적인 전기 에너지를 공급해주어야 한다는 단점이 있다. 이때 스팀 트레이싱법은 상기 문제를 해결할 수 있는 좋은 해결책이 될 수 있다.

스팀 트레이싱법은 고온의 스팀을 통해 충분한 열을 배관에 공급해줄 수 있고, 플랜트에서 버려지는 폐스팀 등을 재사용할 수 있어 경제적이다. 또한, 스팀은 압력과 온도 사이에 일정한 관계가 있어 제어가 용이하고, 원거리 및 등온 열전달이 가능하다는 장점이 있다.^[8] 이러한 기술적, 경제적 우수성에도 불구하고, 스팀 트레이싱법은 아직까지 많은 연구가 이루어지고 있지 않은 실정이다.

본 연구에서는 스팀 트레이싱 시스템의 이론적 모델을 열전달 이론을 바탕으로 구축하고, 이를 수치해석 및 실험을 통해 검증하여 최종적으로는 검증된 이론적 모델을 기반으로 스팀 트레이싱 시스템 사양 선정 GUI 프로그램 개발을 목표로 한다. 해당 프로그램은 배관 내 유체의 온도 유지에 필요한 스팀 트레이서 개수를 산출해주며, 이는 실제 플랜트 산업현장에서 스팀 트레이서 설계 및 제작의 가이드라인이 될 것이라 기대한다.

2. 이론적 모델링

Fig. 1은 스팀 트레이싱 시스템의 레이아웃을 나타내며, 기본적으로 스팀 트레이서가 배관 외벽에

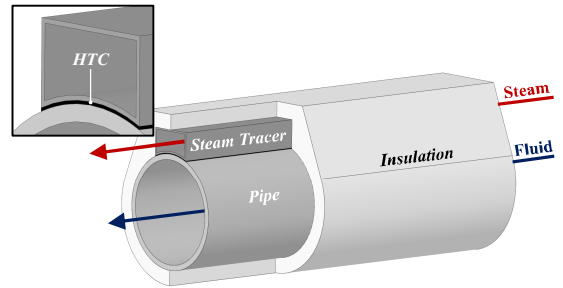


Fig. 1 Steam tracing system layout

부착되고 그 주위를 보온재(Insulation)가 감싼 형태이다. 이때 배관과 스팀 트레이서 접촉면에는 열전달 성능을 저하시키는 공극(Air gap)이 발생하는데, 이를 위해 HTC(Heat Transfer Compound)가 접촉면에 도포되어 공극을 감소시킨다. 본 연구에서는 상기 스팀 트레이싱 시스템의 이론적 모델을 전도 및 대류 열전달 이론을 기반으로 구축하고, 이를 통해 시스템의 보온 성능을 평가하고자 하였다. 이때 스팀 및 유체의 이동에 의한 열전달은 강제대류조건이기에 복사에 의한 열전달은 무시하였다.^[9]

Fig. 2는 스팀 트레이싱 시스템의 단면을 나타내며, 본 연구의 이론적 모델 구축의 기반이 된다. 여기서 모델링 시 배관 길이 방향으로의 온도변화는 작다고 가정하였고, 이러한 가정은 수치해석 및 실험을 통해 검증하고자 하였다.

먼저, Fig. 2에 표기된 치수는 아래와 같은 관계를 갖는다.

$$r_1 = r_{pipe} \quad (1)$$

$$r_2 = r_1 + t_{pipe} \quad (2)$$

$$r_3 = r_2 + t_{tracer} \quad (3)$$

$$r_4 = r_2 + t_{ins} \quad (4)$$

여기서 r_{pipe} , t_{pipe} , t_{tracer} 및 t_{ins} 은 각각 배관의 내부 반지름, 배관의 두께, 스팀 트레이서의 두께 및 보온재의 두께를 나타낸다. θ 는 스팀 트레이서와 배관의 접촉 면적을 표현하며, 삼각법에 의해 아래와 같은 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$\theta = 2 \times \sin^{-1} \frac{a/2}{r_2} \quad [rad] \quad (5)$$

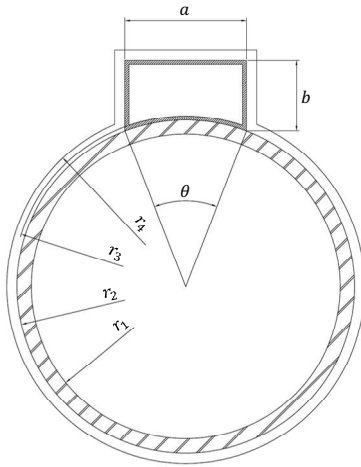


Fig. 2 Cross section of the steam tracing system

여기서 a 와 b 는 각각 스팀 트레이서 단면의 너비와 높이를 나타낸다.

스팀 트레이싱 시스템에서 발생하는 열 손실량(Heat loss)과 열 취득량(Heat gain)은 복합벽(Composite wall)에서의 열전달 이론^[10]을 기반으로 Fig. 3과 같이 1D 형태로 표현할 수 있고, 이에 따라 아래의 식과 같이 전개된다.

$$dq_{loss}' = \frac{T_f - T_\infty}{R_{loss}} \quad (6)$$

$$\text{where } R_{loss} = \frac{1}{r_1 h_f} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_p} + \frac{\ln(r_4/r_2)}{k_i} + \frac{1}{r_4 h_\infty}$$

$$dq_{gain}' = \frac{T_s - T_f}{R_{gain}} \quad (7)$$

$$\text{where } R_{gain} = \frac{1}{r_1 h_f} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_p} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_t} + \frac{1}{r_3 h_s}$$

여기서 dq_{loss}' 와 dq_{gain}' 은 각각 단위길이당 미소 면적에서 발생하는 열 손실량과 열 취득량을 나타

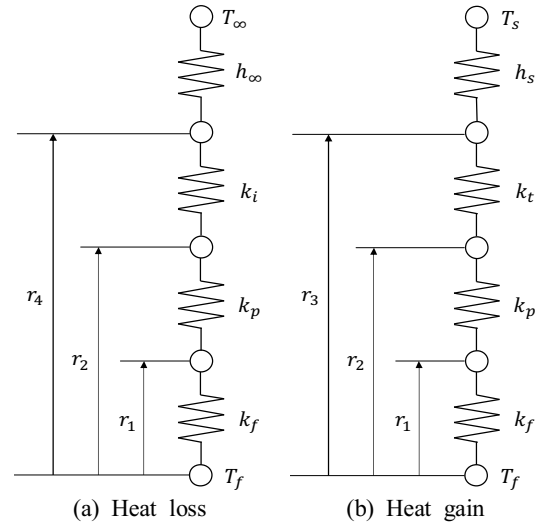


Fig. 3 Schematic of the heat transfer in the steam tracing system

내고, R_{loss} 와 R_{gain} 은 각각 열 손실과 열 취득이 발생할 때의 열저항(Thermal resistance)를 나타낸다. 그리고, T_f , T_s 및 T_∞ 는 유체의 온도, 스팀 온도 및 대기온도를 각각 나타내며, h_f , h_s 및 h_∞ 는 각각 유체, 스팀 및 대기의 대류열전달계수(Convective heat transfer coefficient)를 나타내고, k_p , k_t 및 k_i 는 각각 배관, 스팀 트레이서 및 보온재의 열전도도(Thermal conductivity)를 나타낸다. 그리고 도출된 식(5), 식(6) 및 식(7)을 사용하여 단위 길이당 발생하는 총열량을 표현하면 아래의 식(8) 및 식(9)와 같다.

$$q_{loss}' = \int_0^{2\pi - N\theta} dq_{loss}' = (2\pi - N\theta) dq_{loss}' \quad (8)$$

$$q_{gain}' = \int_0^{N\theta} dq_{gain}' = N\theta dq_{gain}' \quad (9)$$

여기서 N 은 부착된 스팀 트레이서의 개수를 나타내고, q_{loss}' 와 q_{gain}' 은 각각 단위 길이당 발생하는 총 열 손실량과 열 취득량을 나타낸다. 이때 정상상태(Steady state)에서는 $q_{loss}' = q_{gain}'$ 이므로, 이를 T_f 에 대하여 정리하면 식(10)이 도출된다.

$$T_f = \frac{R_{loss}(N\theta)T_s + R_{gain}(2\pi - N\theta)T_\infty}{R_{loss}(N\theta) + R_{gain}(2\pi - N\theta)} \quad (10)$$

이는 정상상태에서의 유체의 온도, 즉 해당 시스템에서의 최종 유체 온도를 나타낸다.

3. 수치해석

3.1 지배방정식

본 연구에서는 수치해석을 통해 앞서 도출한 이론적 모델을 검증하고자 하였다. 이때 유한체적법(Finite volume method) 기반의 전산유체역학(Computational fluid dynamics, 이하 CFD)를 사용하였으며, 상용 CFD 코드인 ANSYS FLUENT를 사용하였다. 상기 수치해석에 사용된 지배방정식인 연속 방정식, 운동량 방정식 및 에너지 방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j}) \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho c_p u_i T) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(-k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \overline{\rho c_p u_i T}) \quad (13)$$

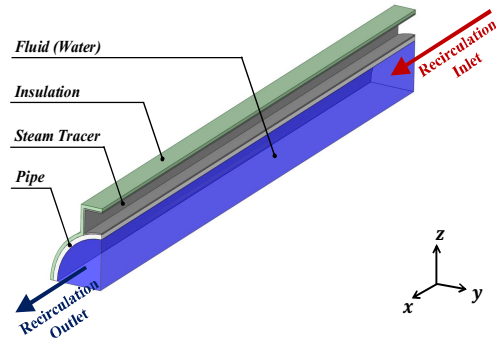
여기서 하첨자 i, j 는 텐서 표기 ($i, j = 1, 2, 3$)를 나타내며, ρ, u, p, τ, c_p, k 및 T 는 각각 밀도, 속도벡터, 압력, 전단응력, 정압비열, 열전도도 및 온도를 나타낸다.

3.2 전처리 (Pre-processing)

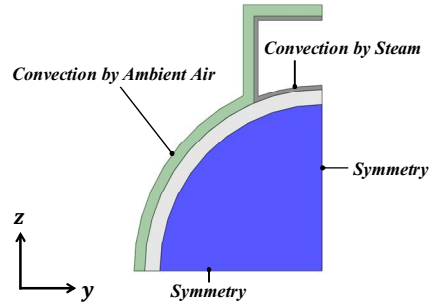
Fig. 4는 Table 1에 명기된 치수들을 기반으로 구축한 해석 모델을 나타낸다. 모델은 2000[mm]의 길이를 가지며 스팀 트레이서 2개가 부착된 형태이

Table 1 Design parameter values

Parameter	a (mm)	b (mm)	r_{pipe} (mm)	t_{pipe} (mm)	t_{tracer} (mm)	t_{ins} (mm)
Value	60	30	76.2	7.11	2	5



(a) Components, inlet and outlet



(b) Cross section of the geometry

Fig. 4 Geometry of steam tracing system for CFD analysis

다. 이에 따라 기하학적 대칭성을 고려하여 전체의 1/4 형상만 모델링 하였고, Fig. 4(b)와 같이 xy 및 xz 평면 대칭 조건을 부여하였다.

입구 및 출구 조건에는 각각 Recirculation inlet 및 outlet 조건을 인가하였는데, 물이 순환하는 상황을 모사하기 위함이었다. Recirculation boundary condition의 계산과정은 Fig. 5와 같다. 즉, Iteration마다 산출되는 유체의 출구온도가 다음 계산 수행시 입구온도에 반영되고, 이와 같은 계산과정은 출구온도의 잔차(Residual)가 충분히 작을 때(본 연구에서는 $1e-5$)까지 반복된다.

Table 2는 주요 해석조건을 정리한 것이다. 난류 모델은 Standard $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하였고, 상류 차분 기법(Second order upwind scheme)을 계산에 사용하였다. 해석은 스팀 온도가 $120.2[^\circ\text{C}]$ 와 $158.9[^\circ\text{C}]$ 일 때, 총 두 가지 조건에 대하여 수행하였다. k_p, k_i 및 k_s 는 각각 $51[\text{W/m}\cdot\text{K}]$, $54[\text{W/m}\cdot\text{K}]$ 및 $0.041[\text{W/m}\cdot\text{K}]$ 을 사용하였고, 유체의 질량유량에는

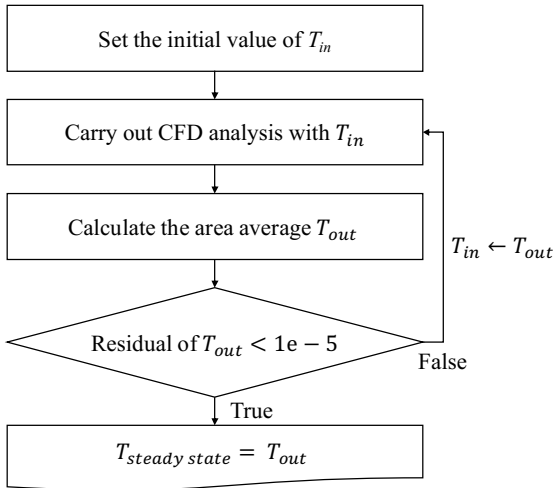


Fig. 5 The flowchart of recirculation boundary condition

Table 2 Summary of the CFD analysis conditions

Analysis conditions	
Properties	Pipe $k_p [W/m \cdot K]$
	Steam tracer $k_t [W/m \cdot K]$
	Insulation $k_i [W/m \cdot K]$
Water	Default values in FLUENT
Recirculation Inlet	$T_{f,initial} [^{\circ}C]$
Recirculation Outlet	$MFR [kg/s]$
Wall	Steam tracer $h_s [W/m^2 \cdot K]$ and $T_s [^{\circ}C]$
	Insulation $h_{\infty} [W/m^2 \cdot K]$ and $T_{\infty} [^{\circ}C]$

실제 실험에 사용된 DSC-50 펌프모델의 최대토출량 250[l/min]를 환산하여 입력하였다. 유체의 초기 온도는 80[°C], 대기온도는 조건별로 각각 13°C와 18°C로 설정하였다. 상기 값들은 실제 실험에 사용 및 측정값에 기인한 것이다. h_{∞} 에는 자연대류에서의 일반적인 열전달계수인 5[W/m²·K]^[11]를 인가하였고, 스팀의 강제대류(Forced convection)에 의한 열전달을 모사하기 위해 스팀의 대류열전달계수 h_s 를 아래의 과정을 거쳐 산출하였다.

먼저, 대류열전달계수 산출을 위해 누셀트 수(Nusselt Number)를 산출하였다. 이때 산출에는

Dittus-Boelter의 식의 원형(Original form)이 사용되었다.^[12-13]

$$Nu_D = 0.0243 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \quad (14)$$

$$Nu_D = 0.0265 Re_D^{0.8} Pr^{0.3} \quad (15)$$

$$where \begin{cases} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \\ L/D \geq 10 \end{cases}$$

이때 $T_{surface}$ 와 T_{fluid} 는 각각 표면 온도와 유체의 온도를 의미하며, $T_{surface} > T_{fluid}$ 인 경우엔 식(14)를 사용하고, $T_{surface} < T_{fluid}$ 인 경우엔 식(15)를 사용한다. 따라서 본 연구에서는 식(15)를 사용하여 스팀의 누셀트 수를 산출하였다. 한편, Pr 와 Re_D 는 각각 프란틀 수(Prandtl number)와 원형 단면을 갖는 배관에서의 레이놀즈 수(Reynolds Number)를 나타내며, 이때 레이놀즈 수는 다음과 같이 정의한다.^[10]

$$Re_D \equiv \frac{\rho VD}{\mu} \quad (16)$$

여기서 ρ , μ , V , 및 D 는 각각 유체의 밀도, 점도, 속도 및 배관의 내경을 의미한다. 해석 시 V 는 실제 실험에 사용한 스팀 전기 보일러 PHE-20 모델의 스팀 증발량 32[kg/hr]와 스팀 트레이서의 단면적을 기반으로 산출하였다.

한편, 스팀 트레이서의 경우 비원형 단면이기 때문에 상기 식들을 그대로 사용할 수 없다. 이를 해결하기 위해서는 수력직경(Hydraulic diameter) D_h 를 산출하고, 식(16)에서 D 를 D_h 로 대체하여야 한다. 수력직경의 정의는 아래와 같다.^[10]

$$D_h \equiv \frac{4A_c}{P} \quad (17)$$

여기서 A_c 와 P 는 각각 단면적과 접수주변길이(Wetted perimeter)를 의미한다.

최종적으로, 대류열전달계수는 앞서 구한 누셀트

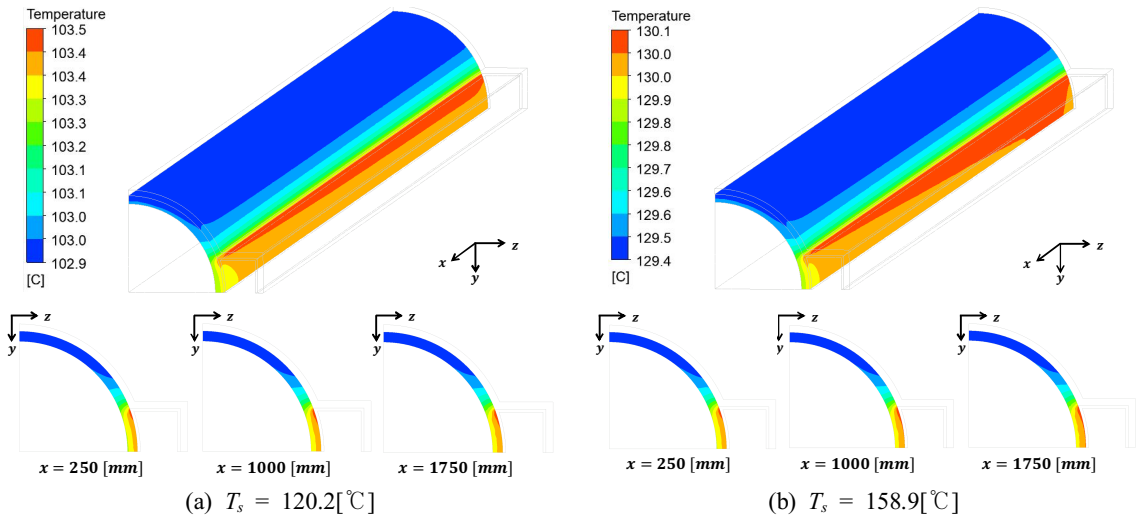


Fig. 6 Temperature distribution of pipe wall with different conditions

수를 아래의 식(18)에 대입하여 산출한다.^[10]

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (18)$$

여기서 k 는 유체의 열전도도를 나타내고, 스팀 트레이서의 경우 D 대신 D_h 를 사용한다.

Table 3은 해석에 사용된 스팀 및 스팀 트레이서

Table 3 Calculation results associated with the convective heat transfer coefficient of steam

Condition	Parmeter	Value
$T_s=120.2[^\circ\text{C}]$	$D_h[mm]$	35.4
	Pr	1.05
	Re	15,700
	L/D	56,500
	Nu	61.2
	$h_s[W/m^2\cdot K]$	44.3
$T_s=150.9[^\circ\text{C}]$	$D_h[mm]$	35.4
	Pr	1.02
	Re	12,900
	L/D	56,500
	Nu	51.9
	$h_s[W/m^2\cdot K]$	41.9

의 D_h , Pr , Re , L/D , Nu 및 h_s 의 산출 결과를 정리한 것이다. 여기서 Re , Pr 및 L/D 의 값을 통해 두 조건 모두 식(14)의 사용이 타당함을 확인할 수 있고, 최종적으로는 산출한 h_s 값을 스팀 트레이서 내벽에 인가하였다.

격자는 Poly-hexa core 형태로 생성하였으며, 총 653,841개의 수치격자가 계산에 사용되었다.

3.3 해석결과

Fig. 6은 배관의 온도 분포에 대한 해석결과이며, Fig. 6(a)와 (b)는 각각 스팀 온도가 $120.4[^\circ\text{C}]$ 와 $158.9[^\circ\text{C}]$ 인 조건에서의 결과를 나타낸다.

Fig. 6(a)를 통해 스팀 온도 $120.4[^\circ\text{C}]$ 조건에서는 최대온도 약 $103.5[^\circ\text{C}]$, 최소온도 약 $102.9[^\circ\text{C}]$ 가 발생함을 알 수 있고, Fig. 6(b)를 통해 스팀 온도 $158.9[^\circ\text{C}]$ 조건에서는 최대온도 약 $130.1[^\circ\text{C}]$, 최소온도 약 $129.4[^\circ\text{C}]$ 가 발생함을 알 수 있다. 이때 두 경우 모두 최대온도는 스팀 트레이서 접촉면에서 발생하고, 스팀 트레이서에서 멀어질수록 온도가 감소하는 경향을 보였다. 그리고 이러한 패턴은 배관 길이 방향 750[mm] 간격의 세 단면에서 동일하게 나타났다. 이는 배관 길이 방향으로의 온도변화는 무시할만큼 작다는 것을 시사하고, 이를 통해 이론적 모델의 가정이 타당함을 확인하였다.

Table 4 Comparison of proposed model with CFD about surface temperature at each conditions

Location	A		B	
	Model [°C]	CFD [°C]	Model [°C]	CFD [°C]
Condition $T_s=120.2[°C]$	100.1	103.4	99.0	102.9
Condition $T_s=150.9[°C]$	131.1	130.0	129.7	129.4

Table 4는 위치별 온도에 대한 이론값과 해석값을 나타낸 것이다. 여기서 A는 스팀 트레이서와 배관이 접촉하는 면을 나타내고, B는 접촉하지 않는 면 중 스팀 트레이서에서 가장 멀리 떨어져 있는 면을 나타낸다. 이때 B의 면적은 A와 동일하다.

해석의 경우 A 및 B에서의 평균온도를 해석값으로 사용하였고, 이론적 모델의 경우 식(10)을 통해 산출한 T_f 를 아래의 식에 대입하여 A 및 B 지점에서의 온도를 산출하였다.

$$T_A = T_f + q_{gain}' R_{pipe} \quad (19)$$

$$T_B = T_f - q_{loss}' R_{pipe} \quad (20)$$

$$where R_{pipe} = \frac{1}{r_1 h_w} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{k_p}$$

여기서 T_A 와 T_B 는 각각 A와 B에서의 온도에 대한 이론값을 나타낸다.

Table 4의 결과를 보면, 동일한 조건 및 위치에서 이론값과 해석값은 최대 3.9[°C], 최소 0.3[°C]의 절대오차를 보였다. 이는 모두 5[%] 이내의 상대오차를 가지는 수치였고, 이를 통해 이론적 모델의 신뢰성을 수치해석을 통해 확보하였다.

4. 실험

4.1 실험 환경 및 방법

본 연구에서는 이론적 모델 검증을 위해 온도측정실험을 수행하였다. 이때 유체는 화학물질의 위험성을 고려하여 물을 사용하였다. 실험 장치는 스팀 트레이싱 시스템, 스팀 전기보일러, 펌프 및 탱

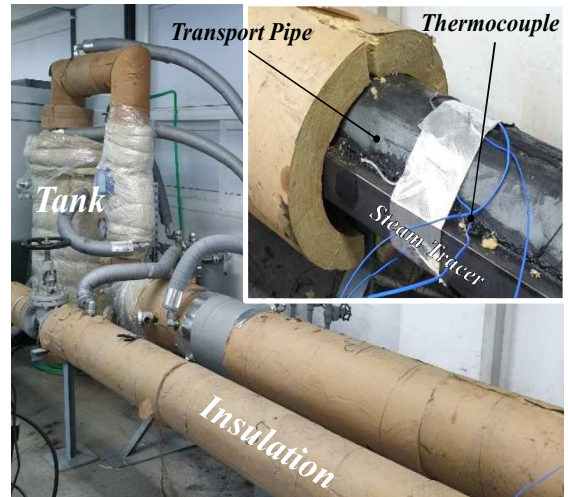


Fig. 7 Experimental set-up

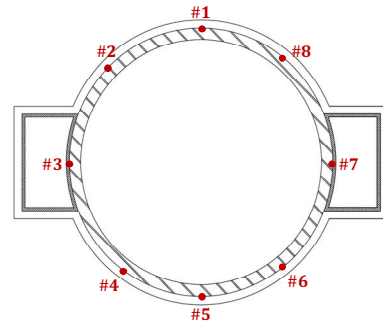


Fig. 8 The measurement points of experiments

크를 포함하며 유체가 순환할 수 있는 구조로 배관 라인을 조성하였다. 여기서 스팀 트레이싱 시스템은 Fig. 7 및 Fig. 8과 같이 배관, 스팀 트레이서 2개 및 보온재로 구성하였으며, 공극에 의한 열저항을 최소화하기 위해 배관과 스팀 트레이서 접촉면에 HTC를 도포하였다. 여기서 스팀 트레이싱 시스템의 치수는 Table 1과 동일하며, 물성치 및 온도 등의 실험조건은 모두 해석조건과 동일하다.

온도측정을 위해서 Fig. 8과 같이 배관 단면 8개의 지점에 열전대(Thermocouple, SA1XL-K)를 부착했으며, NI 온도측정 DAQ 모듈(NI - Thermometer Module) 및 NI 모듈 통합 시스템(NI - Compact Carrier)과 연결하여 소수점 아래 2자리까지 온도 데이터를 출력할 수 있도록 하였고, 노이즈를 고려하

여 소수점 두 번째 자리에서 반올림한 값을 최종 온도로 사용하였다. 이러한 열전대의 부착은 배관 길이 방향으로 750[mm]마다 설치하였으며, 총 3개의 단면에 적용하였다.

측정은 사전에 약 80[°C]까지 가열된 물을 펌프를 통해 순환시키며 시작되고, 이때 스팀 전기보일러도 함께 가동되어 스팀 트레이서 내부에 스팀이 흐르게 된다. 해당 실험은 24개 지점에서 온도변화가 없을 때까지 지속하고, 최종적으로 변동이 없는 온도를 정상상태에서의 온도로 판단하였다. 실험은 스팀의 계기압력 1[bar] 및 5[bar] 각각에 대하여 진행하였으며, 이는 포화상태에서의 스팀의 온도 120.4[°C] 및 158.9[°C](해석조건과 동일)를 만들어주기 위함이었다. 압력은 스팀 전기보일러 PHE-20 모델에 내장된 압력계를 통해 측정 및 제어하였다.

4.2 실험 결과

Table 5는 온도에 대한 실험 결과를 나타낸다. 실험은 스팀 온도 120.2[°C]조건에서는 약 2시간 10분 동안 진행되었고 최종적으로 24개 지점에서의 온도가 1[°C]이하로 변동되고 안정화되는 것을 확인한 후 실험을 종료하였다. 스팀 온도 158.9[°C] 조건에서는 약 2시간 동안 진행되었고, 앞선 실험과 마찬가지로

온도가 안정화된 후 실험을 종료하였다. 그리고 배관 길이 방향으로의 온도변화를 파악하기 위해 750[mm] 간격마다 측정된 온도변화에 대한 표준 편차(Standard deviation)를 산출하여 테이블 최 우측열에 표기하였다.

먼저, 스팀 온도 120.2[°C] 조건에서는 표준 편차의 최댓값이 #3에서 3.3으로 산출되었고, #6에서 최솟값인 0.7, 그리고 평균 3.2의 표준 편차를 도출하였다. 이는 길이 방향으로 배관온도의 변화가 상대적으로 작다는 것을 의미하고, 이론적 모델의 가정과 실제 실험의 경향이 일치함을 시사한다.

반면, 스팀 온도 158.9[°C] 조건에서는 길이 방향으로 불균등한 온도분포를 보여준다. 특히 #3 및 #7 근방에서 높은 표준 편차를 보여주었는데, 이는 HTC의 용해와 유체(물)의 상변화에 의한 결과라고 판단할 수 있다.

HTC의 경우 평시에는 고체상태로 존재하여 스팀 트레이서와 배관 사이의 공극을 제거하는 역할을 한다. 하지만, 고온에서는 액체로 용해되어 배관 표면을 따라 흘러내리게 되고, 이로 인하여 스팀의 순수한 열전달이 아닌, 배관과 스팀 트레이서 접촉 정도에 따라 온도가 결정되었을 것으로 예상된다.

그리고, 158.9[°C] 정도의 높은 온도의 스팀을 가

Table 5 Experimental results

Condition	Point	Temperature [°C]			Standard Deviation
		$x = 250 [mm]$	$x = 1000 [mm]$	$x = 1750 [mm]$	
$T_s = 120.2 [°C]$	#1	101.9	103.1	103.0	0.9
	#2	102.8	104.0	102.8	1.0
	#3	105.4	107.9	110.1	3.3
	#4	102.3	102.6	103.4	0.8
	#5	102.7	102.0	101.5	0.9
	#6	102.5	103.2	103.4	0.7
	#7	106.4	106.6	108.7	1.8
	#8	102.9	104.2	104.8	1.4
$T_s = 158.9 [°C]$	#1	124.6	115.1	114.4	8.1
	#2	126.6	115.7	129.4	10.2
	#3	119.6	129.1	122.2	6.9
	#4	111.4	112.4	113.4	1.4
	#5	115.0	110.2	111.3	3.6
	#6	115.2	114.3	113.6	1.1
	#7	125.4	119.9	126.9	5.2
	#8	122.4	117.7	123.4	4.3

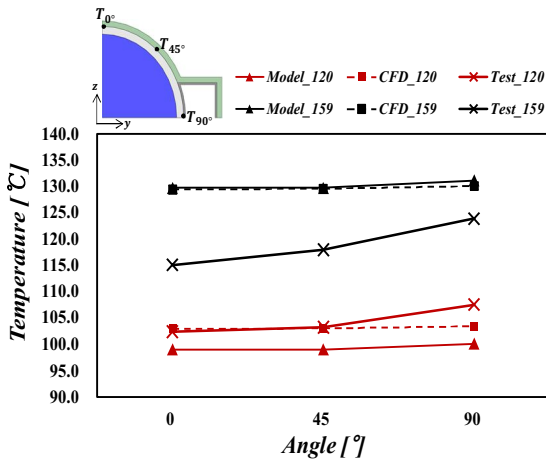


Fig. 9 Comparison of temperature results for three different methods

하게 될 시 물의 온도는 끓는점 이상으로 상승하게 되어 상변화가 일어나게 되고, 뜨거워진 스팀의 자유로운 이동이 표면 온도에 영향을 주었을 것이라 예상할 수 있다.

결국, 고온에서의 정확한 실험적 검증을 위해서는 스팀 트레이싱 시스템을 구성하는 HTC 및 배관 내 유체 선정 시, 각각의 녹는점 및 끓는점을 고려하여 선택해야 하는 것을 실험을 통해 확인하였다.

이에 따라 이론적 모델은 스팀의 온도 120.2[°C] 이하에서의 사용으로 범위를 지정할 수 있으며, 158.9[°C]에서는 물성을 고려한 수송 유체 및 HTC의 선정 혹은 용접 등의 압착을 이용한 실험적 검증이 이루어져야할 것으로 사료된다.

4.3 이론적 모델, 해석 및 실험 결과

Fig. 9는 배관 벽에서의 정상상태 온도를 이론적 모델, CFD 및 실험에 따라 나타낸 것이다. 여기서 붉은선과 검은선은 각각 스팀 온도가 120.2[°C]일 때와 158.9[°C]일 때의 결과를 나타내며, 각 조건에서 Fig. 9 왼쪽상단의 그림과 같이 0[°], 45[°] 및 90[°], 세 지점에서의 온도를 비교하였다.

이때 실험의 경우엔 스팀 트레이싱 시스템의 구조적 대칭성을 고려한 평균값을 각 지점의 온도로 사용하였다. 즉, 아래의 식(21)-(23)을 사용하여 위치별 정상상태 온도를 산출하였다.

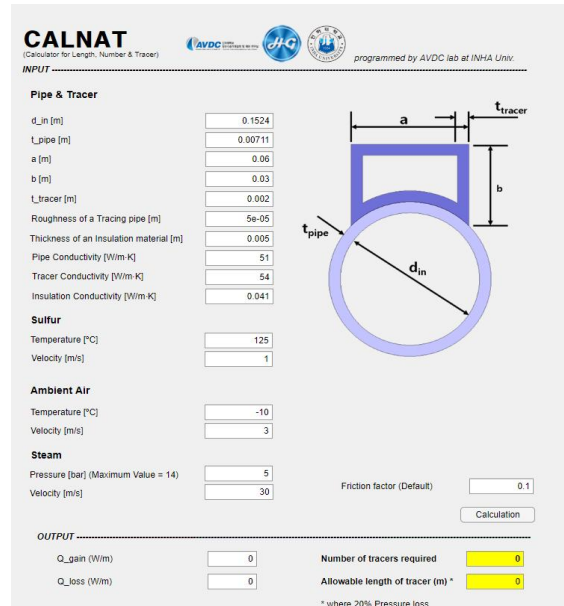


Fig. 10 Screen of steam tracing system selection GUI program

$$T_{test,0} = \frac{T_1 + T_5}{2} \quad (21)$$

$$T_{test,45} = \frac{T_2 + T_4 + T_6 + T_8}{4} \quad (22)$$

$$T_{test,90} = \frac{T_3 + T_7}{2} \quad (23)$$

여기서 아래 첨자 1~8은 Fig. 8에서 표기한 위치를 나타낸다.

먼저, 스팀 온도 120.2[°C] 조건에서는 이론값, 해석값 및 실험값 모두 절대오차 7.4[°C]이내, 즉 6.9[%]이하의 상대오차를 보여줌으로써 이론적 모델의 타당성을 확인할 수 있다. 반면, 스팀 온도 158.9[°C] 조건에서는 이론값과 해석값 사이에 절대오차 1.1[°C] 이내, 즉 0.8[%]의 매우 낮은 상대오차를 보여주지만, 이론값과 실험값을 비교했을 때 최대 절대오차 14.6[°C], 즉 12.7[%]의 상대오차를 보여줌으로써 이론적 모델의 타당성을 평가하기에 무리가 있다. 이는 앞서 기술하였듯이 HTC 및 배관 내 흐르는 유체의 물성에 의한 오차로 사료된다.

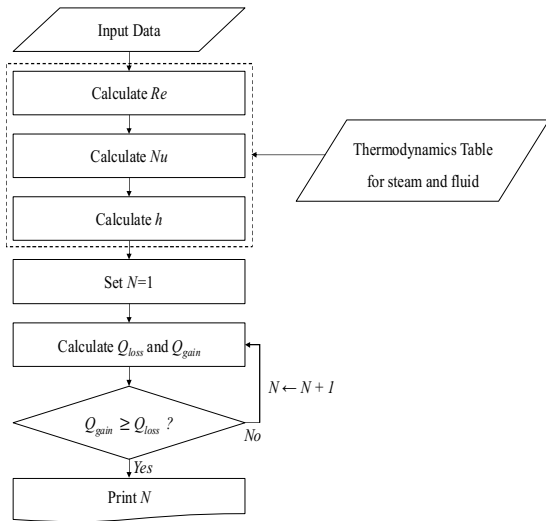


Fig. 11 The flowchart of the number of steam tracers calculation

5. GUI 프로그램 개발

최종적으로, 앞서 검증된 이론적 모델을 기반으로 스팀 트레이싱 시스템 사양 선정 GUI 프로그램을 MATLAB App designer를 사용하여 구현하였다 (Fig. 10). 해당 GUI 프로그램은 유체의 온도 유지에 필요한 스팀 트레이서의 개수를 산출해주며, 이는 유체의 목표 온도, 배관 제원 등의 입력정보와 이론적 모델에 의거한 결과이다.

Fig. 11은 스팀 트레이서의 개수가 산출되는 계산 순서를 도식화한 것이다. 먼저, 사용자가 입력한 정보에 따라 수송 유체의 레이놀즈 수 Re 를 산출한다. 이때 유체 및 스팀의 열역학적 물성값은 사용자가 입력한 유체의 온도를 기반으로 산출되며, 프로그램에 내장된 열역학 테이블을 활용하여 산출한다. 열 손실량, 열 취득량 및 스팀의 누셀트 수는 식(6), (7) 및 식(15)를 통해 각각 산출한다.

한편, 배관 외벽과 외기 사이에서 발생하는 열전달률은 원형 파이프를 지나는 외부 유동에 의한 열전달로 볼 수 있다. 이때 실내의 경우 자연 대류가 지배적이고, 자연대류에 대한 누셀트 수 Nu 의 산출에 Churchill과 Chu의 식을 사용될 수 있다.^[17]

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (24)$$

여기서 Ra_D 는 원형 파이프에서의 레이리 수 (Rayleigh Number)로, 다음과 같이 정의된다.^[10]

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (25)$$

여기서 g 는 중력 가속도, β 는 열팽창계수, ν 는 동점성계수, α 는 열확산도, D 는 배관 직경, T_s 는 배관의 표면 온도, T_∞ 는 외기온도(대기온도)를 나타낸다.

최종적으로, 스팀 트레이서의 개수는 배관을 기준으로 열 취득량과 열 손실량 비교를 통해 산출한다. 만약, 열 취득량이 열 손실량보다 크거나 같다면 스팀 트레이서의 필요 개수를 1개($N=1$)로 결정하고, 출력한다. 하지만, 열 취득량이 열 손실량보다 작다면 현재 계산에 사용된 스팀 트레이서 개수에 1개를 기존 시스템에 더하고($N=N+1$) 상기 과정을 재수행한다. 이 과정은 열 취득량이 열 손실량보다 크거나 같아질 때까지 반복하고, 계산이 종료되는 시점의 스팀 트레이서 개수 N 을 프로그램 화면에 출력한다.

6. 결 론

본 연구는 스팀 트레이싱 시스템의 열전달 이론적 모델을 구축하고, 이를 기반으로 스팀 트레이싱 시스템 사양 선정을 위한 GUI 프로그램 개발을 목적으로 수행하였다. 주요 연구결과는 다음과 같다.

- (1) 배관과 스팀 트레이서의 접촉 면적을 각도 θ 로 표현하여 임의의 스팀 트레이서 개수를 가지는 스팀 트레이싱 시스템의 이론적 모델 구축을 실현시켰다.
- (2) 이론적 모델 검증을 위해 CFD 해석을 수행하였다. 해석 결과, 배관 길이 방향으로의 온도 변화는 무시할만큼 작았고, 이를 통해 이론

적 모델의 가정이 타당함을 확인하였다. 또한, 최대온도 및 최소온도 지점에서의 이론값과 해석값 비교 시 낮은 오차를 도출하였고, 이는 이론적 모델이 타당함을 시사하였다.

- (3) 이론적 모델 검증에 위해 온도측정실험을 수행하였다. 실험은 750[mm] 간격으로 3개의 단면에 대하여 온도를 측정하였고, 각 단면에서는 45[°] 간격으로 8개의 열전대를 설치하여 온도를 측정하였다. 실험 결과, 스팀 온도 120.2[°C]에서는 이론값, 해석값 및 실험값 모두 잘 맞는 것을 확인하였지만, 스팀 온도 158.9[°C]에서는 상대적으로 큰 오차를 도출하였다. 이는 실험에 사용된 HTC의 용해와 유체의 상변화가 주요 원인으로 예상되며, 이에 따라 158.9[°C]의 스팀의 경우 HTC의 교체 혹은 용접 등의 압착에 의한 공극의 제거와 물성을 고려한 실험을 제안하였다.
- (4) 최종적으로는, 검증된 이론적 모델을 기반으로 스팀 트레이싱 시스템 사양 선정 프로그램을 MATLAB을 기반으로 구현하였다. 해당 프로그램은 배관의 제원과 유체의 목표 온도 등의 입력정보를 기반으로 온도 유지를 위해 필요한 스팀 트레이서의 최소 개수를 산출한다. 해당 프로그램은 실무자들이 쉽게 사용할 수 있는 GUI 기반으로써, 추후 스팀 트레이싱 시스템 설계 및 제작의 가이드라인이 될 것으로 기대한다.

REFERENCES

1. Seo, K. W., Park, H. S. and Yoon, J. K., “A Study on Heat Flow Characteristics of Natural Convection in a Enclosed Circular Tube Applying Anti-freezing Heat Trace”, Korean Society of Mechanical Technology, Vol. 17, No. 6, pp. 1143-1151, 2015.
2. Lee, D. W. and Choi, H. G., “Numerical analysis of unsteady heat transfer for the location selection of anti-freeze for the piping with electrical heat trace”, Korean Society for Energy, pp. 245-250, 2013.
3. Jeong, I. S. and Song, W. Y., “An Analysis of Unsteady 2-D Heat Transfer of the thermal Stratification Flow inside Horizontal Pipe With Electrical Heat Tracing”, Korean Society for Energy, Vol. 6, No. 2, pp. 119-128, 1997.
4. Choi, M. Y. and Choi, H. G., “Numerical Analysis of Unsteady Heat Transfer for Location Selection of CPVC Piping”, Fire Science and Engineering, Vol. 29, No. 6, pp. 33-39, 2015.
5. Lai, J., Qiu J., Fan H., Chen, J. and Xie, Y., “Freeze-proof Method and Test Verification of a Cold Region Tunnel Employing Electric Heat Tracing”, Tunnelling and Underground Space Technology, Vol. 60, pp. 56-65, 2016.
6. Lee, J. I. and Ha, K. C., “A Study for the Fire Analysis and Igniting Cause of Freezing Protection Heating Cables”, Journal of the Korean Society of Safety, Vol. 33, No. 3, pp. 15-20, 2018.
7. Min, S. H. and Song, B. J. “A Study on Ignition and Fire Risks of Electric Heat Wire”, Journal of Korean Society Management & Science, Vol. 17, No. 4, pp. 113-121, 2015.
8. Arora, N. and Kumar, D., “Availability analysis of stream and power generation system in the thermal power plant,” Microelectronics Reliability, Vol. 37, No. 5, pp. 759-799, 1997.
9. Roald Akberov, Darrell W. Pepper and Yitun Chen, “Modeling convective heat transfer around a waste cask stored in the YUCCA mountain repository”, The 6th ASME-JSME Thermal engineering Joint Conference, Hawaii, U.S.A. 2003.
10. Incropera, Frank P., Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. and Lavine, Adrienne S., Principles of Heat and Mass Transfer 7th Edition, Wiley - Interscience Publication, pp. 115-605, 2013
11. Kosky, P., Balmer, R., Keat, W. and Wise, G., Exploring Engineering, Academic Press, pp. 263-264,
12. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., Heat

transfer in automobile radiators of the tubular type. University of California Publications in Engineering, pp. 443-461, 1930.

13. Winterton, R. H. S., Where did the Dittus and Boelter equation come from? International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 41, pp. 809-810, 1998.
14. Churchill, S. W., and Chu, H. H. S., "Correlating Equations for Laminar and Trubulent Free Convection from a Vertical Plate.", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1323-1329, 1975.
15. Fluent 6.2 User Guide, Fluent Inc.