관류형 아임계압 배열회수보일러의 열성능 모델링과 검증

이채수† · 최영준 *· 김현기*· 양옥철*· 정재헌*

Modelling and Verification of Once-Through Subcritical Heat Recovery Steam Generator

Lee Chae Soo, Choi Young Jun, Kim Hyun Gee,Yang Ok Chul and Chong Chae Hon

Key Words : Heat Recovery Steam Generator(HRSG), Once-Through Boiler

Abstract

The once-through heat recovery steam generator is ideally matched to very high temperature and pressure, well into the supercritical range. Moreover this type of boiler is structurally simpler than drum type boiler. In drum type boiler, each tube play a well-defined role: water preheating, vaporization, superheating. Empirical equations are available to predict the average heat transfer coefficient for each regime. For once-through heat recovery steam generator, this is no more the case and mathematical models have to be adapted to account for the disappearance of drum type economizer, boiler, superheater. General equations have to be used for each tube of boiler, and actual heat transfer condition in each tube has to be identified.

기호설명

A	표면적	m^2
d	직경	m
h	전열계수	kW/m^2K
L	전열관 길이	m
$\dot{m}$	질량유속	kg/m^2s
Nu	Nusselt 수	bara
P	압력	
△P	압력강하	mbar
Pr	Prandtl수	
q	흡열량	kW
Re	Reynold 수	
Rf	오염계수	m^2K /kW
SL	횡방향 거리	m
SLN	종방향 전열관 개수	
ST	종방향 거리	m
T	온도	℃
U	총괄열전달 계수	kW/m^2K
v	비체적	m^3/kg
x	건도	
μ	점성계수	Ns/m^2
ρ	밀도	kg/m^3

상첨자

’	포화수	
”	포화증기	

하첨자

f	물/증기	
g	가스	
i	내부	
o	외부	

† 두산중공업주식회사
hahahome@doosanheavy.com
TEL : (055)278-8175 FAX : (055)278-8569
* 두산중공업주식회사

1. 서 론

1.1 배열회수 보일러의 개발 동향

최근의 가스터빈 기술의 급속한 발전으로 대용량 가스터빈이 출시되고 있으며, 가스터빈 출구의 온도도 함께 높아졌다. 이에 따라 증대된 가스터빈 출구의 열을 회수하기 위하여 배열회수 보일러의 주증기 온도와 압력도 함께 증가하였으며,

이와 같은 경향은 기존의 드럼형 배열회수 보일러 외에 관류형 배열회수 보일러의 개발을 요구하고 있다.

1.2 관류형 배열회수 보일러의 개발 배경
앞서 기술한 관류형 배열회수 보일러의 수요의 원인으로 플랜트 효율의 상승, 유리한 부분부하 특성, 그리고 단축된 start-up 시간 등을 예로 들 수 있으며, 이로 인해 가스터빈 제작사를 비롯한 여러 선진 발전 업체들이 관류형 배열회수 보일러와 관련한 기술의 개발에 참여하고 있다.

따라서 당사에서도 향후 형성될 관류형 배열회수 보일러의 시장에 당사의 모델을 적용하기 위하여 2000 년부터 개발을 해오고 있으며, 본 논문의 기술에는 본격적인 관류형 배열회수 보일러의 개발에 앞서 이미 알려진 전열관련 수식과 당사의 모델링 process 를 이용한 관류형 배열회수 보일러의 열성능을 평가하고 실험결과와 비교 검증하였다.

2. 열성능 모델링

2.1 계산모델
드럼형 배열회수보일러의 열계산 방법은 각 모듈(증발기,절탄기,과열기)에 맞는 전열식을 사용하여 전체적으로 한번에 계산이 수행되지만, 관류형 배열회수 보일러는 단상의 물이 유입되어 고온의 가스로부터 열을 받음으로써 포화상태의 작동유체로 변하게 되며 증발관의 출구에서는 과열된 증기로 증발관을 나가게 된다. 따라서 증발관 내부에서는 Fig. 1에서와 같이 다양한 조건의 유동이 형성되므로 이러한 유동특성을 정확하게 묘사할 수 있도록 계산이 수행되어야 한다.

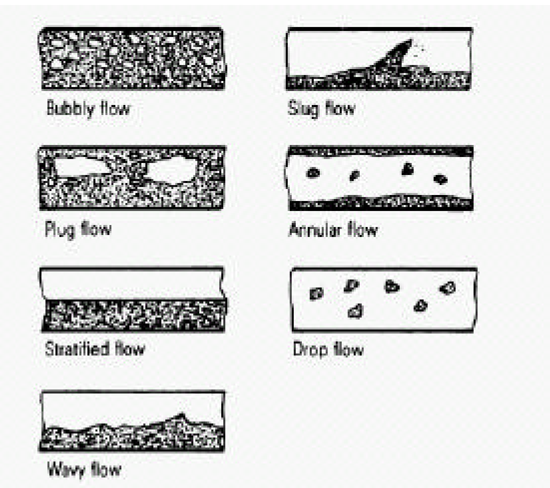


Fig. 1 Flow Pattern in Horizontal Tube

Fig.2 는 2 상류가 존재하는 증발관의 열계산 방법에 대하여 표시한 그림이다. 증발관내에서는 작동유체인 물이 가지는 특성이 순차적으로 발생함으로 각 특성을 정확하게 예측하기 위해서는 증발관을 세분화하여 각 특성에 맞는 모델을 적용하여야 한다.

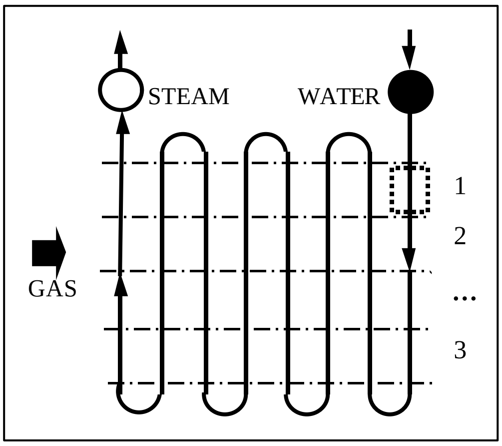


Fig.2 Thermal Calculation Model

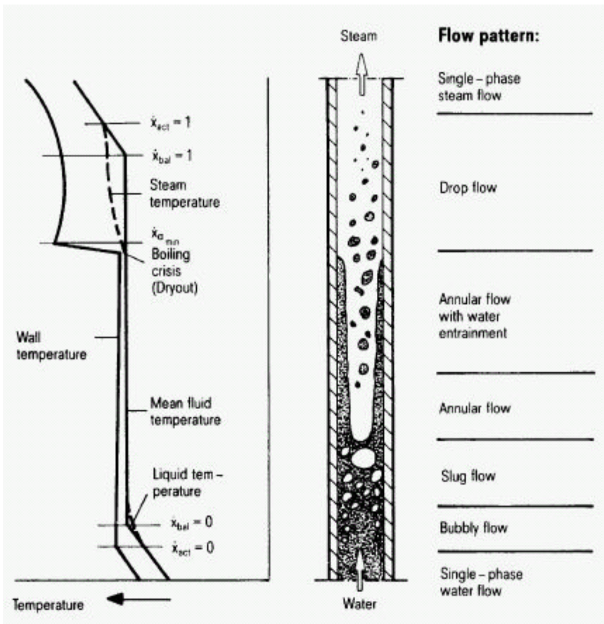


Fig.3 Heat Transfer Mechanism

2.2 열전달
관류형 배열회수보일러 증발관내의 유동에 대한 열전달 메커니즘은 Fig.3 과 같이 크게 2 영역으로 나눌 수 있다. 첫번째 영역은 아냉각비등(subcooled boiling) 및 포화비등(saturation boiling)영역이며 두번째 영역은 막비등(film boiling)영역이다.
아냉각비등영역은 유입된 물의 열정산상으로 아

직 포화상태가 되지는 않았지만 벽면에서 이미 포화상태의 조건이 형성된 상태임으로 이때부터 벽면에서 기포가 형성이 되어 증발이 시작된다. 증발관이 계속적으로 열을 받게 되면 포화비등으로 넘어가게 된다.

증발관 벽면에서 증기의 막이 형성되어 벽면에서 작동유체로의 열전달을 막게 되어 열전달이 급격히 떨어지면서 벽면온도가 급격하게 올라가는 지점이 발생한다. 이 부분의 열전달 현상을 막비등 현상이라고 한다.

2.2.1 물/증기측

관류형 배열회수보일러의 증발관에서 열전달 현상은 단상류에서 발생하는 현상과 이상류에서 발생하는 현상으로 나눌 수 있으며, 증발관에서의 열전달 현상을 예측하기 위해서는 각 현상별 적절한 전열식을 사용하여야 한다.

1) 단상영역

단상영역은 작동유체가 물 또는 증기의 상태로 존재하는 영역으로 일반적으로 많이 사용하는 Dittus-Boelter 식을 수치적 모델에 이용하였다.

$$Nu = 0.023 \cdot \mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{1/3}$$

2) 2 상영역

2 상이 존재하는 영역은 위에서 언급한 것처럼 크게 2 부분으로 나누어 수치적 모델에 사용하였다.

<u>아냉각 및 포화비등영역</u>

이 영역은 Jens-Lottes[1]의 식을 사용하였다.

$$T_{wall} - T_{sat} = 0.79 \cdot q^{0.25} \cdot e^{-p/62}$$

<u>막비등영역</u>

이 영역에서의 실험식들은 문헌에 많이 나와 있으나 본 모델에서는 Groeneveld[2]의 식을 수치적 모델에 사용하였다.

$$Nu = 7.75 \cdot 10^{-4} \left[\mathrm{Re}\left(x + \frac{v'}{v''}(1-x) \right) \right]^{0.902} \cdot \mathrm{Pr}^{1.47} \cdot Y^{-1.57} \cdot \left(\frac{q}{3.15459} \right)^{0.112}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{\dot{m} \cdot d_i}{m''}$$

$$Y = 1 - 0.1\left(\frac{v''}{v'} - 1 \right)^{0.4} (1-x)^{0.4}$$

2.2.2 가스측

배열회수보일러에서 사용하는 전열관은 열전달 효율을 높이기 위하여 대부분 핀튜브를 사용하고 있다. 핀튜브에 대한 가스측 전열계수를 예측하는 식들은 문헌상에 많이 나와 있지만 가장 정확한 방법은 핀튜브 제작업체가 제시하는 전열식을 사용하는 것이다. 따라서 본 수치적 모델에 사용하는 전열식은 ESCOA[3]가 제시한 식을 사용하였다.

2.2.3 총괄전열계수

결과적으로 얻고자 하는 것은 위에서 언급한 전열식을 이용하여 총괄전열계수를 구하는 것이다. 총괄전열계수는 아래의 식으로부터 계산할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{1}{h_o} + R_{fo} \right) \frac{1}{h_o} + \left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \frac{A_o}{A_i} + \frac{\ln(d_i / d_o)}{2pkL}$$

계산된 총괄전열계수를 이용하여 각 핀튜브별 흡수열량을 아래의 식을 통하여 계산할 수 있다.

$$Q = UA\Delta T_{LMTD}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{gi} - T_{fo}) - (T_{go} - T_{fi})}{\ln(T_{gi} - T_{fo})/(T_{go} - T_{fi})}$$

2.3 압력강하

2.3.1. 물/증기측

1) 단상영역

단상영역에서의 압력강하는 튜브 내를 흐르는 유체의 속도에 의해서 결정되며 본 모델링에서는 아래의 식이 적용되었다.

$$\Delta P = f \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot r}$$

2) 2 상류영역

상변화가 일어나는 관내에서의 압력강하 계산은 마찰에 의한 압력강하, 밀도변화에 의한 압력강하, 중력에 의한 압력강하로 나누어 수행하였으며, Thom[4]이 제시한 모델을 적용하였다.

$$\Delta P_f = f \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot r_f} \cdot R_3$$

$$\Delta P_{acc} = \frac{\dot{m}^2}{r_f} \cdot R_2$$

$$\Delta P_g = r_f \cdot g \cdot H \cdot R_4$$

2.3.2 가스측

모델링에 사용되는 가스측압력강하는 ESCOA 사가 제시한 압력강하식을 적용하였다.

3. 시험 설비

3.1 시험설비 개요

관류형 배열회수 보일러의 열성능 모델링의 검증을 위해 Fig. 4와 같은 구성의 시험설비를 구성하였으며, 배열회수 보일러를 기준으로 시험 설비의 주요특징을 간략히 정리하면 아래와 같다.

- 관류형 배열회수 보일러의 입구 경계조건 모사를 위해 Blower 와 덕트버너를 사용
- 수평한 가스 흐름 및 수평 배관
- 전열관 내외부 열교환(유동) 방식: Counter flow
- 증기발생기 압력단 : 고압단(HP, High pressure stage)과 중압단(IP, Intermediate pressure stage)을 사용하는 2중압 방식
- Separator 를 사용하여 기동/정지 시 Evaporator 출구에서 기수 분리

가스와 물/증기 사이의 온도차로 인하여 증기가 발생되는 2중압 방식의 증기발생기는 50열의 전열관으로 이루어진 전열면적을 5개 층으로 엇갈림 배치가 되도록 쌓아 놓은 모습이며 아래와 같이 구분되며, 전열관의 재원은 Table 1과 같다.

- Superheater (SH): Start-up separator 로부터 live steam line 의 출구까지의 전열면적
- Reheater (RH): Cold reheater line 으로부터 hot reheater line 까지의 전열면적
- Evaporator (EV) & economizer (EC): Feed water (FW)가 공급되는 economiser 입구로부터, start-up separator 까지의 전열면적

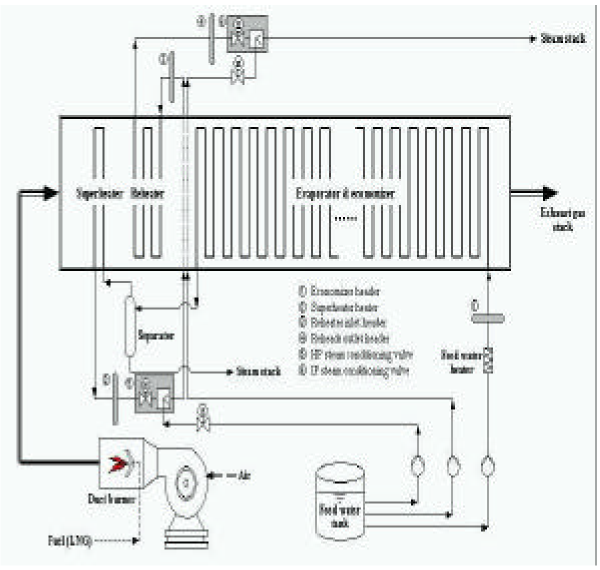


Fig. 4 Test Facility Configuration

Table 1 Specification of Heat Transfer Surface

Type (Fin Type)	Solid Fin Tube
Tube Material	A213 T91
Tube Size (O.D x Thick.	25.4 mm x 3.6 mm
Fin Material	409SS
Fin Size (Height x Thick.)	10 mm x 1.0 mm
Finning Gap (Fin Density)	5.08 mm (6 fin/inch)

3.2 관류형 배열회수 보일러 열성능 측정

관류형 배열회수 보일러의 열성능 관련 특성들을 파악하기위해 시험설비의 물/증기측과 가스측에서 온도, 압력, 압력손실 그리고 유량 등의 상태량 측정이 요구된다. Fig. 5에 설치된 계측기들의 위치를 나타내었다.

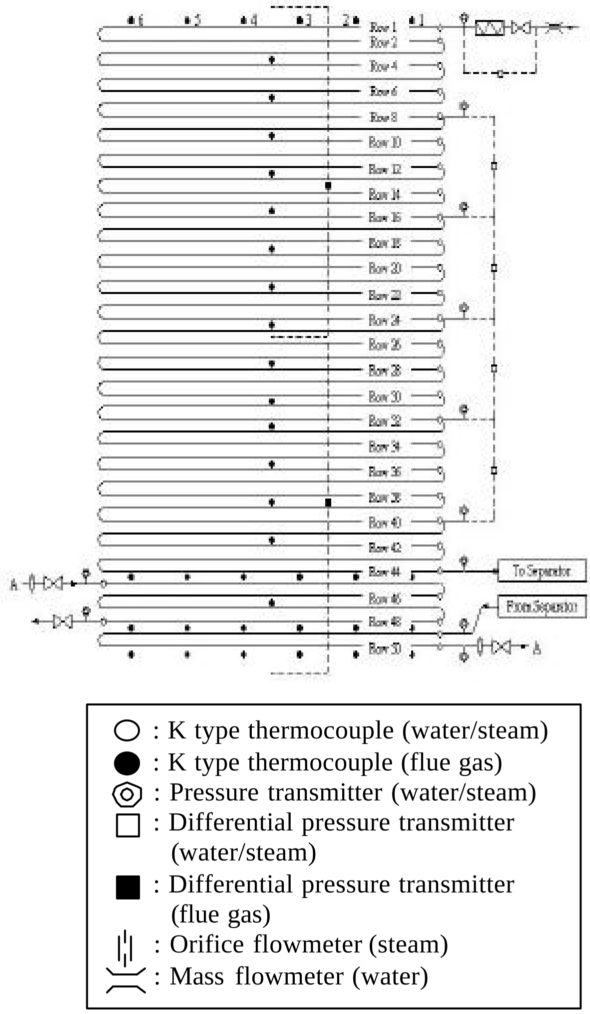


Fig. 5 Measuring Points

3.2.1 압력측정

물/증기측의 압력을 측정하여 앞서 측정한 온도와 함께 관류형 배열회수 보일러 내의 상태량을 판단하였다.

3.2.2 온도측정

물/증기측의 온도를 측정하기 위하여 외경

1.6mm 의 sheathed K-type 열전대를 thermowell 을 함께 사용하였다. 가스측의 온도를 측정하기 위해 사용된 열전대는 외경 3.2mm 의 sheathed K-type 열전대로 가스측은 고온이나 압력이 물/증기측에 비해 현저히 낮으므로 thermowell 을 사용하지않았다.

3.2.3 유량 측정

급수 유량 측정

시험설비로 공급되는 급수의 유량을 측정하 기 위하여 coriolis 효과를 이용한 질량유량계를 사용하였다.

증기 유량 측정

Superheater 출구와 reheater 입구의 증기 유량을 측정하기위해 flow nozzle type 의 유량계를 설치하였다. 이것 외에 reheater oulet header 출구에 추가로 동일한 종류의 유량계를 설치하여 시험설비에서 생성된 총 증기량을 측정하였다.‘

가스 유량 측정

Fig. 4의 덕트버너로부터 배출되는 가스의 유량을 측정하기위해 blower 입구와 연료 공급 배관에 설치된 유량계를 이용하였다.

3.3 경계 조건

관류형 배열회수 보일러 열성능 모델링의 검증을 위한 성능시험설비의 운전관련 경계조건을 Table 2에 요약하여 정리하였다.

Table 2 Boundary Conditions

FG_in Temp.	℃	491.5	491.5	491.4
FG Flowrate	kg/s	2.602	2.596	2.603
FW Temp.	℃	90.9	91.2	91.4
FW Flowrate	kg/s	0.230	0.240	0.250
SH Press. (abs)	Bar	40.1	41.2	42.1
RH Press.	bar	21.2	21.7	22.5
RH Flowrate	kg/s	0.256	0.265	0.273
RH_in Temp.	℃	293.2	293.1	292.8

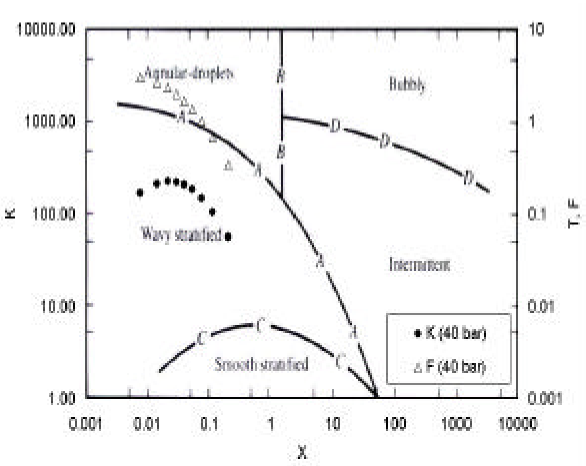
4. 결 론

4.1 열성능 모델링 결과 검증

3.3 절 Table2 의 경계조건에서의 성능시험설비 운전 결과와 열성능 모델링의 결과를 비교함으로써 2 장에서 제시한 열성능 모델링의 타당성을 검증하였으며, 그 결과는 Fig. 6 ~ Fig. 9의 그래프로 요약하여 표현하였다.

Taitel and Dukler Flow Map

Fig. 6은 수평 전열관 내에서의 2 상류 유동특성을 표현하기 위해 Tailel 과 Dukler[5]에 의해 제안된 그래프로, Table 2의 경계조건과 운전 결과를 이용하여 그래프 상에 표기하였다. Fig. 6에서 K 가 curve C 보다 위에 나타나고, F 가 curve A 위에 놓이므로 전열관 내의 유동은 환상류(Annular flow)임을 알 수 있다.



$$K = \left[\frac{ñ_v j_v^2 j_l}{(ñ_l - ñ_v) g í_l}\right]^{1/2} \qquad F = j_v\left[\frac{\rho_v}{(\rho_l - \rho_v) D g}\right]^{1/2}$$

$$X = \left[\frac{(dp/dz)_l^{SP}}{(dp/dz)_v^{SP}}\right]^{1/2}$$

Curve	Co-ordinate
A + B	F – X
C	K – X
D	T – X

Fig. 6 Taitel and Dukler Flow Map

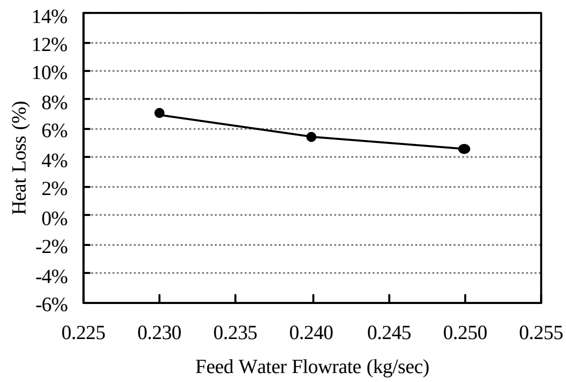


Fig. 7 Heat Absorption & Temperature Evolution Through out the Heating Surface

T-L 선도 및 열흡수량

Fig. 7 은 시험설비의 전열관 길이방향 열흡수량 변화와 가스 및 물/증기측 온도변화를 나타낸 것으로 압력이 높고 가스와의 온도차가 가장 큰 evaporator & economizer 출구에서 열흡수가 가장

활발히 이루어지며 포화영역에서의 열흡수량이 가장 낮다. evaporator 출구에서 배출되는 증기의 상태가 다소 과열된 과열증기라는 점은 드럼형 배열회수보일러와 다른점으로, 시험 설비에서처럼 드럼을 제거하고 보다 작은 separator를 설치하는 것을 가능하게 한다. 이렇게 함으로서 배열회수보일러의 기동, 정지, 및 부하변동에 따른 추종성을 보다 유리하게 할 수 있다.

Heat Loss

Fig. 8은 시험설비의 가동시 4.5% ~ 7.0%의 방열손실이 발생하였음을 보여 주며, 이는 시험설비 본체로부터 주위로 복사 및 대류에 의해 손실된 열량을 표현한다. 이 손실량은 열성능 평가 모델에 입력 값으로 활용하였다.

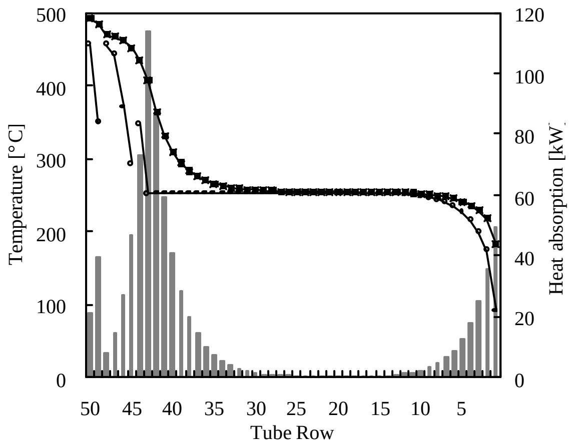


Fig. 8 Convection and Radiation Loss

열성능 평가 모델과 실험결과 비교

Fig. 9는 앞서 설명한 열성능 평가 모델을 사용하여 얻어진 결과와 실험을 통해 추출한 결과를 비교한 T-L 선도이다.

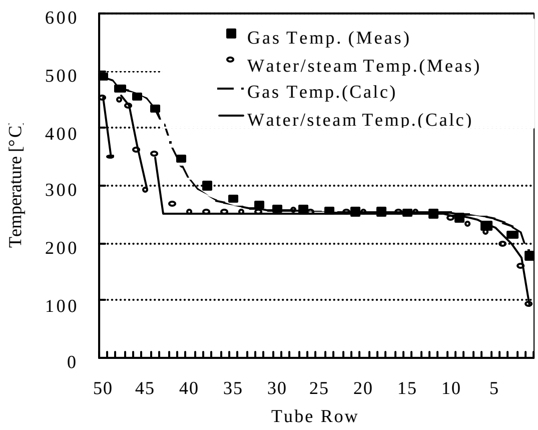


Fig. 9 The Comparison between Calculation Result and Test Result

Fig. 9에서 보는 것처럼 3장에서 제시한 열성능 평가 모델이 실험 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

후 기

일반적으로 관류형 배열회수 보일러의 운전압력 범위는 160bar 이상으로 본 본문에 개제된 운전 압력과는 차이가 있으므로 향후 실제 운전조건에서의 성능 실험 결과를 열성능 평가 모델의 계산 모델과 비교하고, 또한 압력손실 모델을 실험결과와 비교하는 것을 추가로 진행할 예정이다.

참고문헌

(1) W.H. Jens and P.A.Lottes, 1951, “Analysis of Heat Transfer, Burnout, Pressure Drop, and Density Data for High Pressure Water”, USAEC Report ANL-4627

(2) D.C. Groeneveld, 1973, “Post-Dryout Heat Transfer at Reator Operating Conditions”, ANS Conf. 730304, pp.321-350

(3) ESCOA Corp., 1979, Fin Tube Manual.

(4) Tom, JRS., 1964, “Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 7, pp.709-724

(5) Taitel, Y. and Dukler, A. E., 1979, “A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horozontal gas-liquid flow”, AIChE Journal 22, 47-55

(6) Marie-Noelle Dumont, Georges Heyen, 2004, “Mathematcal modelling and design of an advanced once-through heat recovery steam generator”, Computer and Chemical Engineering 28, pp651-660