2003 추계학술발표회 논문집
한국원자력학회

증기발생기-중간열교환기 일체형열교환기(분리형) 열유체해석체제개발

Development of the Thermal Hydraulic Analysis Code for a Combined Steam Generator-IHX Heat Exchanger (Separated Type)

김의광, 심윤섭, 정경채, 김성오

한국원자력연구소
대전광역시 유성구 덕진동 150

요　약

분리형 일체형 열교환기 열적크기 및 성능분석 계산을 위한 1 차원 열수력코드를 개발하였다. 물/증기측 유동영역은 과냉, 포화, 막비등, 과열영역의 4 구간으로 구분하였다. 고온측은 소듐이 흐르고, 저온측은 급수가 유입된다. 쉘측의 중간매질은 납-비스무스를 이용하고 펌프를 이용하여 순환시킨다. 계산결과, 전열관 길이가 38 m 일 때 전열량은 약 195 MWt 로 계산되었다.

Abstract

A one-dimensional thermal-hydraulic analysis computer code was developed for the thermal sizing and performance analysis of a Combined Steam Generator-IHX Heat Exchanger (Separated Type). The flow regions of water/steam side were divided into four regions, which are sub-cooled, saturated, film boiling, and super-heated regions. Sodium flows inside hot side tube and feed water is provided into the cold side tube. Pb-Bi is used for shell side coolant and flows by a circulating pump. The calculation results showed that when the length of heating tube was 38 m, the heat transfer rate of the unit was 195 MWt.

1. 서 론

액체금속로형 원자로에서 소듐(Na)은 높은 열전도도와 양호한 열적 수송특성 때문에 액체금속로의 노심냉각에 널리 사용되었다. 그러나 소듐은 물과 폭발적으로 반응하는 화학적 특성으로 인하여 이에 대비한 중간열전달계통, 소듐-물반응사고 대처계통 등을 설치하여야 하기 때문에 결과로 발전소 건설비의 증가를 초래하였다.

또한 지금까지의 소듐냉각원자로의 운전경험을 살펴볼 때 소듐과 물/증기사이 전열관을 통하여 열교환이 이루어지는 증기발생기에서 물/증기누출로 인한 소듐-물 반응사고는 발전소의 안전성을 저해할 뿐만 아니라 물누출 사고후 증기발생기 수리에 필요한 발전소 장기정지에 따라 발전소 운전성을 크게 손상하는 요인인 것으로 알려졌다.

원자력선진국에서는 액체금속로의 안전성과 경제성을 향상시킬 목적으로 영국의 NNC 는 기존의 증기발생기의 통측(shell)을 고체 구리구조물로 대체하여 소듐측과 물/증기측 전열관사이에 구조물방벽을 추가하는 방법을 이용한 구리밀봉증기발생기의 개발을 시도하고 있으며, 일본에서는 소듐측과 물/증기측 전열관을 열교환통내에 함께 설치하고 물과 반응하지 않는 납-비스무스(Pb-Bi), 혹은 갈륨(Gallium) 등의 액체금속을 열전달매체로 이용하는 개량형 중간열교환기(Advanced Intermediate Heat Exchanger)를 적용하는 원자로 개념을 제시하고 있다.

일체형 열교환기 개념은 일차계통의 전열다발과 물/증기계통의 전열다발이 열교환통 내에서 서로 분리되어 있는 분리형과 서로 가까이 접하고 있는 집적형, 두 가지로 크게 구분할 수 있고, 분리형은 다시 반경방향 분리형과 상하분리형으로 나눌 수 있고, 집적형은 단일지역형과 복수지역형으로 구분할 수 있다. 본 논문에서는 분리형 일체형 열교환기의 설계시 가장 먼저 선행되어야 할 열수력적 설계 및 성능분석용 전산프로그램을 개발하였다.

이 논문은 먼저 프로그램의 계산모델과 구조를 소개하고, 다음으로 기준으로 선정한 열유체적 조건하의 해석결과를 논의한 후, 마지막으로 결론에 대해 기술하기로 한다.

2. 해석방법

증기발생기와 중간열교환기 해석체제 개발을 위한 모델링 및 가정은 다음과 같다. 전열관은 헬리컬코일형으로 전열관의 직경은 전열관의 길이에 비하여 매우 작으므로 전열관의 열수력해석은 1차원으로 하고, 유한차분법으로 해를 구한다. 이상유동은 균질(homogeneous)모델을 적용하였다. 그림1은 분리형 일체형 열교환기의 구조개념도이다. 이 개념은 그림에 제시된 바와 같이 고온유체 및 저온유체의 전열관다발을 각각 상하 또는 반경방향으로 분리하여 배치하는 개념이다. 이 개념에서 고온유체에서 저온유체로의 전열은 중간유체가 고온유체에서 그 전열량을 전부 받아서 이를 저온유체로 전달시키게 되며 따라서 중간유체의 질량유량에 비열을 곱하고 여기에 중간유체 각 지역에서 출구와 입구온도간의 온도차이를 곱한 값이 고온유체에서 저온유체로의 전열량과 같은 값이 된다. 쉘측은 납-비스무스가 흐르며 중간열교환기의 튜브측은 고온의 소듐이 흘러서 중간매질을 가열하고, 가열된 중

증기발생기 부분에서 급수입구에서 유입된 물을 과열증기로 변환시킨다.

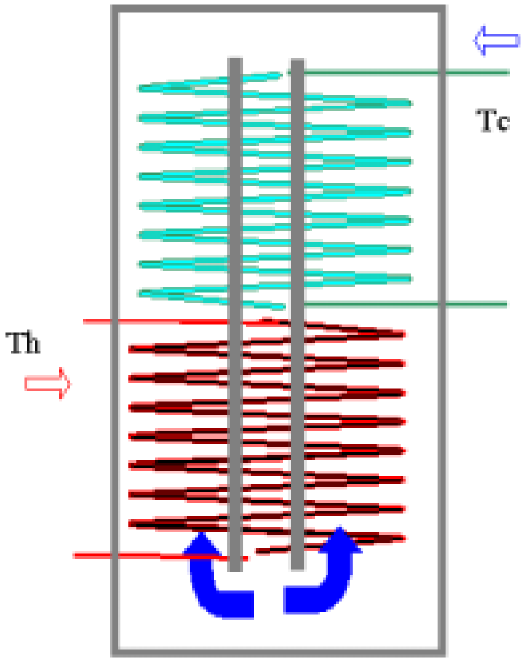

그림1 분리형 일체형 열교환기의 구조개념도

2.1 지배방정식 및 열전달 계산모델

(가) 연속방정식

일차원 모델의 연속방정식은 상대적으로 단순하며 다음과 같이 나타낼 수 있다. 즉,

$$w_s = const.$$

$$w_w = const.$$

여기서, w_s : shell side flow rate, w_w : tube side flow rate

(나) 운동방정식

각 제어체적(control volume)의 전압력강하는 세가지 형태로 나눌 수 있다. 즉, 가속도항, 마찰저항항, 그리고 중력항으로서 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta p = \Delta p_{acc,i} + \Delta p_{fric,i} + \Delta p_{grav,i}$$

여기서, $\Delta p_{acc,i}$: accelerational pressure drop

$$= \left(\frac{G_w^2}{\rho}\right)_i - \left(\frac{G_w^2}{\rho}\right)_{i-1}$$

$\Delta p_{fric,i}$: frictional pressure drop

$$= f\frac{\Delta L_l}{d_i}\frac{G_w^2}{2\rho_l} + f\frac{\Delta L_{2\phi}}{d_i}\overline{\phi}_{lo}^2\frac{G_w^2}{2\rho_f} + f\frac{\Delta L_g}{d_i}\frac{G_w^2}{2\rho_g}$$

$\Delta p_{grav,i}$: gravitational pressure drop

$$= \rho_l g\Delta L_l + \langle\overline{\rho}\rangle g\Delta L_{2\phi} + \rho_g g\Delta L_g$$

$\overline{\phi}_{lo}^2$: two-phase multiplier

$\langle\overline{\rho}\rangle_i = \dfrac{\langle\rho\rangle_i + \langle\rho\rangle_{i-1}}{2}$: average density for the i-th control volume

$\langle\rho\rangle_i = \dfrac{1}{v_f + \langle x\rangle_i v_{fg}}$: average density for the i-th node

위 압력강하 모형은 튜브측의 유동에 관한 것이지만 이상유동과 기체 단상 유동을 제외하면 쉘측에도 적용할 수 있다.

(다) 에너지 방정식

각 제어체적(control volume)의 에너지 방정식은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.
튜브 벽면을 통한 열전달은

$\Delta Q = U\,\Delta A_o \Delta T_o$ 이며,

쉘측 유동을 통한 열전달은

$\Delta Q = w_s\left(h_{s,in} - h_{s,out}\right)$ 이다.

튜브측 유동을 통한 열전달은

$$\Delta Q = w_w \left(h_{w,out} - h_{w,in} \right)$$

여기서, ΔT_o: 평균 온도차

$$= \frac{\left(T_{s,in} + T_{s,out} \right)}{2} - \frac{\left(T_{t,in} + T_{t,out} \right)}{2}$$

ΔA_o: 전열면적

$$= \pi d_o \Delta L$$

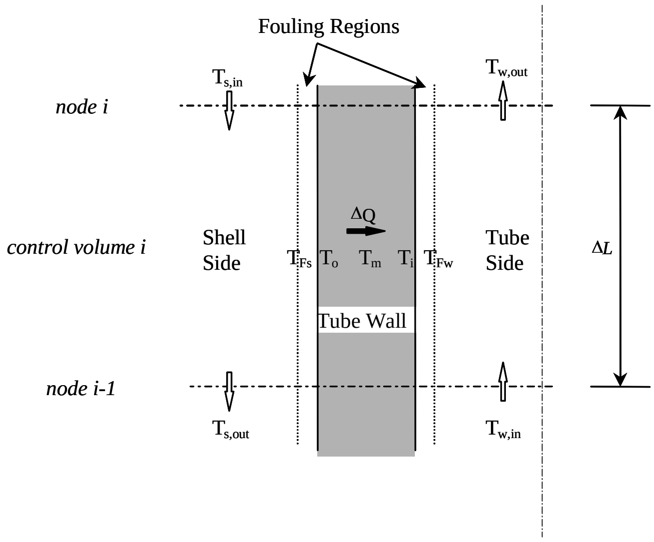

그림2 제어체적의 열전달 계산모델

2.2 해석체제

증기발생기와 중간열교환기의 thermal sizing 계산은 주어진 열용량을 전달하기 위해 필요한 열전달 면적을 계산하는 것으로, 이를 위한 기본자료는 전열량, 고온측 입구온도, 저온측 입구온도, 양측의 유량 등이다. 먼저 쉘 및 튜브측의 온도와 압력을 가정하고, 계산에 주어진 노드의 개수로 전열량을 나누어 한 개의 노드당 전열량을 구한다. 본 계산에서는 48 개의 계산노드를 적용하였다. 다음은 주어진 온도, 압력, 유량조건에서 각 노드의 유동상태에 따른 열전달계수를 구하고, 튜브벽의 열전도 열저항과 물/증기측의 불결계수(fouling factor)를 감안하여 총열전달계수, U(overall heat transfer coefficients)를 구한다. 따라서 각 노드에 주어진 전열량을 전달하는데 필요한 열전달면적은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\Delta A_o = \frac{\Delta Q}{U\,\Delta T_o}$$

각 노드의 압력강하는 가속도항, 중력항, 마찰항을 합하여 구하고, 마찰계수는 적절한 상관식을 사용하여 구한다. 노드의 끝지점 온도는 에너지 평형식으로 구하고 전체 계산은 다음 수렴조건식이 만족될 때까지 반복 계산한다.

$$\left|\frac{T - T^{old}}{T}\right| < \varepsilon\,, \quad \left|\frac{P - P^{old}}{P}\right| < \varepsilon\,, \quad \varepsilon = 1.E-5$$

성능분석계산은 주어진 열전달 면적조건에서 어느 정도의 열량을 전달하는 가를 계산하기 위한 것으로 각 노드의 전열량은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\Delta Q = U\,\Delta A_o \Delta T_o$$

전체 계산은 중간매질의 입구온도의 가정값과 계산값 사이의 다음 수렴조건식이 만족될 때까지 반복 계산한다.

$$\left|T - T^{old}\right| < \varepsilon, \quad \varepsilon = 0.001,$$

sizing 계산을 위한 프로그램의 구조는 그림 3 과 같다. 그림 4 는 일체형 열교환기의 성능분석을 위한 계산 flow chart 이다.

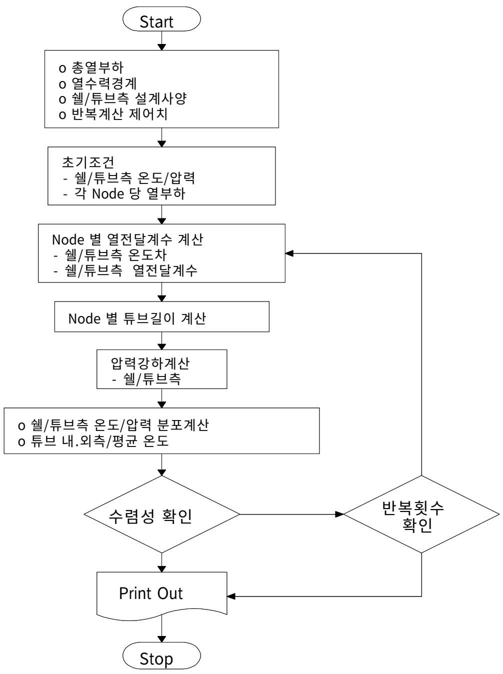

그림 3 Thermal Sizing 계산 알고리즘

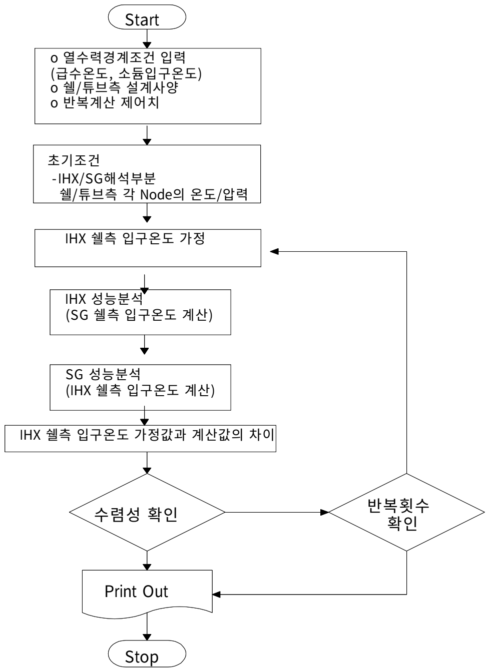

그림 4 성능분석 계산 알고리즘

2.3 전열관의 마찰계수 상관식 및 열전달 상관식

열전달과 마찰압력강하 계산을 위한 상관식은 다음과 같다. 물/증기측의 열전달은 유동영역에 따라 크게 과냉각영역, Nucleate boiling 및 Film boiling 영역, 과열영역 등 네 부분으로 구분하고, 포화지역의 Nucleate boiling 과 Film boiling 영역은 Dryout 발생지점을 전후로 구분하여 적용하였다. Fouling factor 는 물/증기측에 25,000 W/m²-°C 을 적용하였다.

표 1 중간열교환기측에 사용된 열전달과 마찰계수 상관식

- 튜브측 마찰계수 상관식
  - Mori-Nakayama
- 쉘측 마찰계수 상관식
  - Gunter-Shaw
- 튜브측 열전달 상관식
  - Lubarsky-Kaufman
- 쉘측 열전달 상관식
  - Kalish-Dwyer

표 2 증기발생기측에 사용된 열전달과 마찰계수 상관식

- 튜브측 마찰계수 상관식
  - Mori-Nakayama
- 쉘측 마찰계수 상관식
  - Gunter-Shaw
- 물/증기측 열전달 상관식
  - Pre-heat : Dittus-Boelter
  - Nucleate Boiling : Thom
  - Critical Quality : Duchatelle et al.
  - Film Boiling : Bishop et al.
  - Super-heat : modified Bishop
  - 물/증기측 Fouling factor : 25,000 W/m²-ºC
- 쉘측 열전달 상관식
  - Kalish-Dwyer

3. 해석결과

표 3 은 시산해석에 적용한 열교환기의 제원과 경계조건이다. 소듐과 급수의 온도 조건과 유량은 칼리머 원자로 설계자료를 참조하였다.

표 3 성능분석 조사에 사용된 설계조건

고온측 소듐유량	[kg/s]	1071.5
저온측 급수유량	[kg/s]	87.74
중간매질 유량	[kg/s]	6500
전열관 갯수 [고온/저온측]		393/225
전열관 외경	[m]	0.025
전열관 길이	[m]	38
헬리컬 전열관 축방향각도	[deg.]	17.6
고온측 전열관 내경	[m]	0.0234
저온측 전열관 내경	[m]	0.019
고온측 전열관열 개수		15
저온측 전열관열 개수		5
P/D		1.5
고온측 소듐입구온도	[C]	530
저온측 급수입구온도	[C]	230
저온측 증기출구압력	[MPa]	15.5
전열관 재질		2 1/4 Cr-Mo

표 4 성능분석 시산결과

전열용량	[MWt]	195.27
증기 출구온도	[C]	471.4
중간매질 입구온도	[C]	322.4
중간매질 출구온도	[C]	528.2

그림 5 는 증기발생기측의 전열관 위치별 물/증기측 및 납-비스무스측 온도, 양측 사이의 전열관 벽의 온도분포에 대한 내용이다. 전체전열관 길이 중에서 과냉각영역은 전체 전열관의 약 39.6%, 비등영역은 약 35.4%, 과열영역은 약 25%를 차지한다. 그림 6 은 중간열교환기측 전열관 위치별 온도분포이다.

그림 7 은 증기발생기측 전열관의 위치별 열전달계수, 열속, 건도분포에 대한 것으로 열속은 과냉지역에서 온도가 상승함에 따라 감소한다. 이상유동이 시작되면 물/증기측은 포화온도를 유지하므로 쉘측과의 온도차가 증가하여 열속은 증가하다가 Critical quality 이후 Film boiling 상태로 변함에 따라 열전달계수와 함께 급격한 감소하고, 과열증기지역에서 서서히 감소함을 볼 수 있다.

그림 9 는 증기발생기측 열저항성분의 비율로서 튜브벽의 열전도저항이 가장 크며 약 40%를 차지한다. 그림 10 은 중간열교환기측 열저항성분 비율에 대한 그림이다.

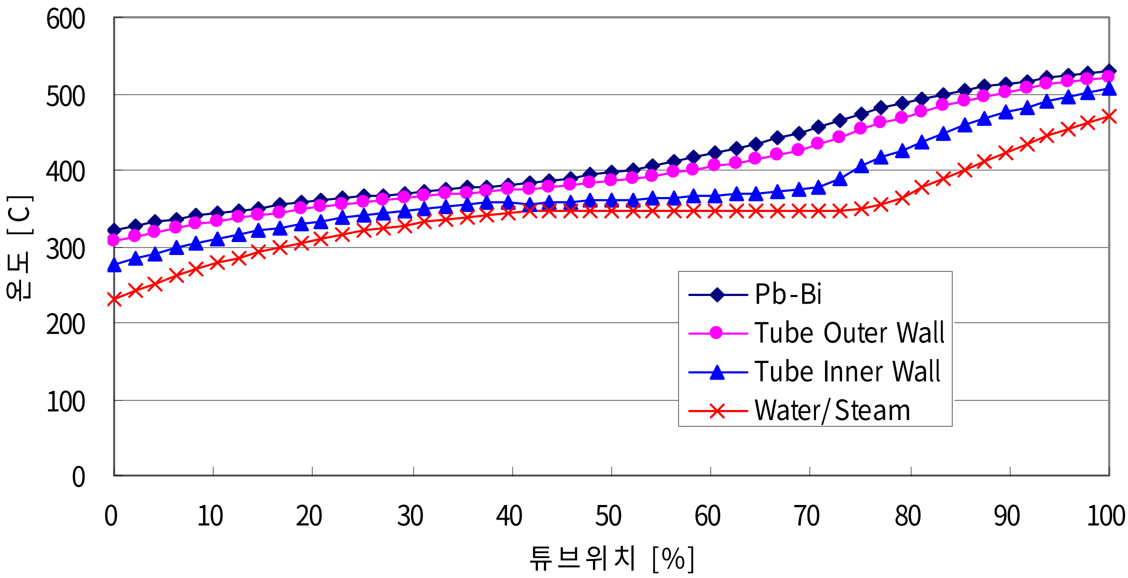

그림 5 증기발생기측 전열관 위치별 온도분포

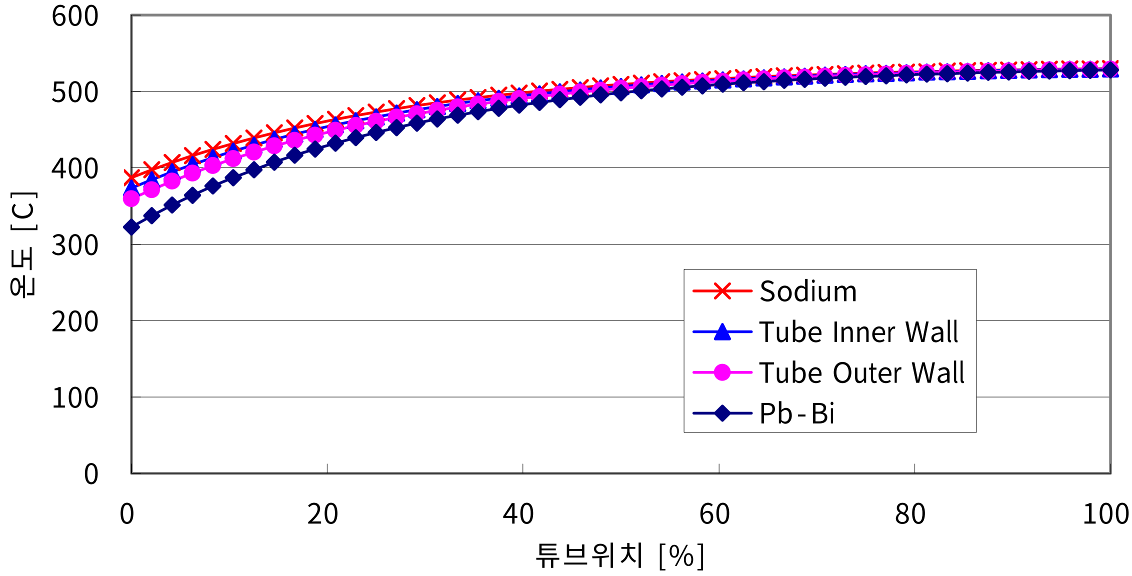

그림 6 중간열교환기측 전열관 위치별 온도분포

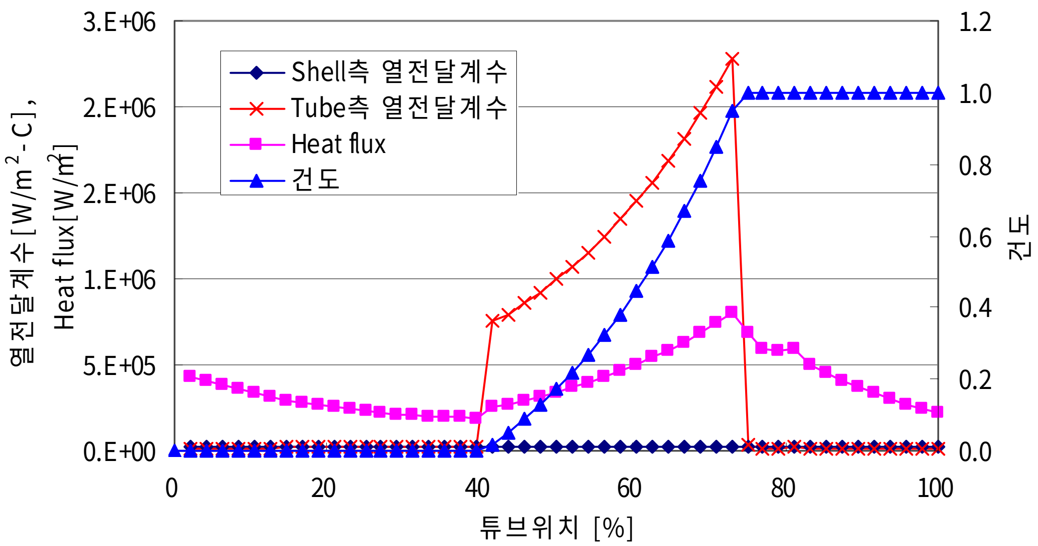

그림 7 증기발생기측 전열관 위치별 열전달계수, 열속, 건도분포

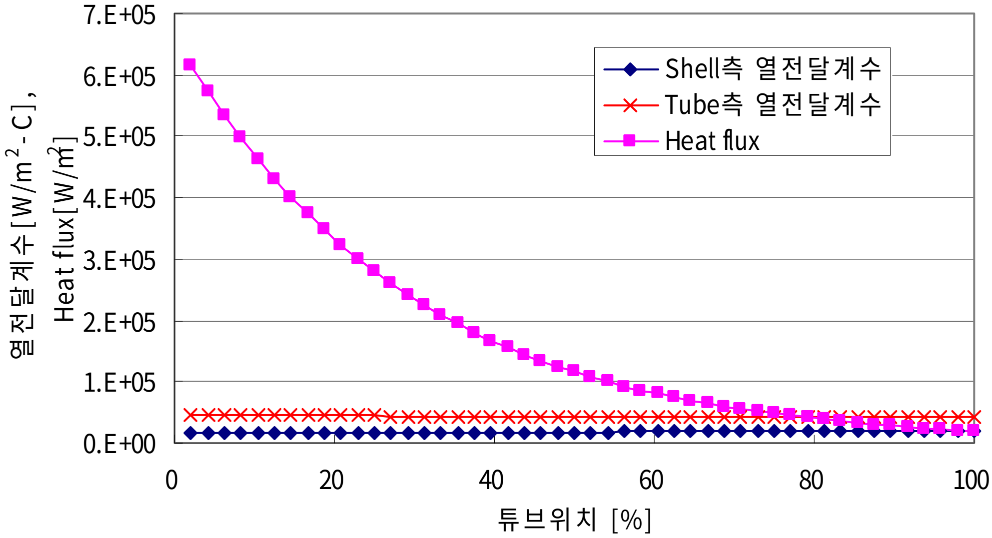

그림 8 중간열교환기측 전열관 위치별 열전달계수, 열속분포

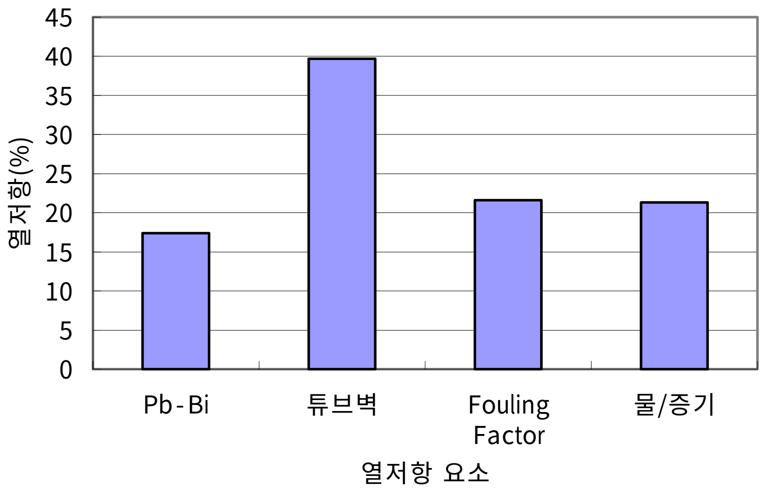

그림 9 증기발생기측 열저항 성분 비율

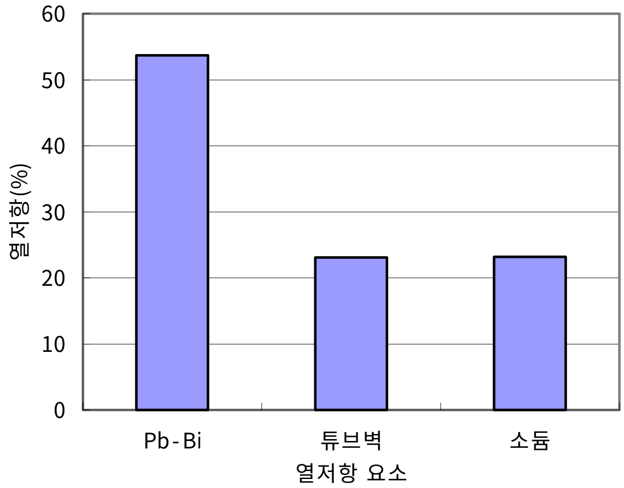

그림 10 중간열교환기측 열저항 성분 비율

4. 결론

1차원 열수력해석방법을 이용하여 분리형 일체형 열교환기의 열수력적 설계 및 성능분석용 전산프로그램을 개발하였다.
이를 이용하여 일체형 열교환기의 설계시 먼저 선행되어야 할 열수력적 성능분석이 가능하다.

감사의 글

이 연구는 과학기술부에서 주관한 원자력 중장기 연구계획의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

[1] H. Horiike, S. Inoue, S. Miyamoto, K. Miyazaki and N. Yamaoka, Advanced Intermediate Heat Exchanger for FBR, 11th ICONE, ICONE11-36293, 2003. 4

[2] 심윤섭, 단상모형에 의한 일체화개념 SG 특성분석, 한국원자력연구소 내부보고서 LMR/FS100-AR-01Rev.0/03, 2003. 5.30

[3] 김연식, HSGSA 전산코드 사용자 지침서, KALIMER/FS-4CM-98-001, 1998