

소디움 관-통 형 열교환기의 교차류 열전달 해석 특성

심윤섭, 김연식
한국원자력연구소

요 약

액체금속로 IHX 의 열전달 해석모형을 개발하기 위한 일차적인 단계로서 교차류 열전달 모형특성에 대한 연구를 수행하였는 그 주요내용은 새로운 대수화 (finite differencing) 기법인 경계점 기법의 특성을 분석하여 이기법의 적절성을 확인하고 IHX 기하형태 및 운전 요건에 따른 격자수에 대한 요건을 분석하고 이로부터 IHX 해석에 간이 이차원 해석 모형 사용의 타당성을 확인하였다.

1. 서론

액체금속로의 중간계통 열교환기 (IHX) 에는 관-통형 열교환기 (shell-and-tube heat exchanger) 가 사용되고 있는 데 본 연구는 이러한 IHX를 계통설계 관점에서 특성을 분석하기 위한 방법론 개발 노력의 일환으로 수행되었다. 관-통형 열교환기는 통내부에 칸막이 (baffle) 가 있어서 통측의 주유동이 관다발을 교차하도록 되어 있어 내부 기하 형태 구조가 열유동 관점에서 복잡하게 되어 있다. 한편 계통의 열유체적 설계 관점에서는 이러한 열교환기의 크기, 구조와 성능간의 상관성 및 또한 계통의 과도 현상시의 특성을 파악할 수 있어야 됨으로 IHX 해석 방법론에는 비교적 광범위한 분해능 및 계산 속도 성능이 필요하다. 따라서 완전 이차원 또는 삼차원의 상세해석 모형은 이러한 요건에 비추어 볼 때 부적절하며 단순 일차원 모형은 일단은 방법론의 단순성 및 계산의 고속성으로 인하여 고려대상이 될 수는 있지만 이 모형에서는 관 (tube) 과 통 (shell) 간의 흐름이 모두 다 축방향입에 비하여 열교환기내의 두흐름은 서로 교차하는 흐름이라는 문제점이 있다. 이러한 이유 때문에 본 연구에서는 교차하는 흐름에 의한 열전달의 해석 모형에 대한 특성 조사를 수행하였으며 이를 위하여 기존 방법의 문제점을 제거한 새로운 대수화방법 (finite difference scheme) 을 사용하였다.

2. 해석 모형

해석의 현실성을 고려하여 일차원지배식을 바탕으로 하되 통과 관의 유동방향이 상호간 교차하는 특성이 제대로 반영될수 있도록 일차원식으로 구성되는 간이 2차원 모형 해석 체제를 기본 모형체제로 하였으며 통측 격자 또는 대상체적 (control volume) 의 배치 개념은 그림 1과 같다. 이 그림에서 칸막이 끝지역의 큰 대상체적은 서로 다른 교차류선 (cross stream lines) 간의 혼합이 이루어지는 창 (window) 지역을 묘사하는 체적이며 N_y 는 교차류방향의 대상체적수, N_{zseg} 는 칸막이에 의하여 형성되는 구간당의 교차류와 평행하는 방향의 대상 체적수를 의미하며 관련 인자인 N_{seg} 는 칸막이에 의하여 형성되는 통측의 구간수를 의미한다.

가. 지배식의 대수화 (finite differencing)

기본 지배식은 과도항, 대류항 그리고 전도항으로 구성되며 수식적으로 (1) 식과 같이 표현되는 데 이 미분방정식을 전산해석을 위하여 대수화시킬 경우는 대류항의 대수화 방법에 대한 검토가 필요하다. 기존의 대수화 방법에서는 그림 2 가)와 같이 계산 격자가 대상체적내의 중앙에 위치함에 따라 대상체적의 경계면에서 발생하는 대류를 대상체적 중앙격자점의 값들을 어떻게 이용하여 표시하느냐는 문제가 나오고 이의 처리에 따라 대수화 방법이 달라진다. 중앙차분법 (central difference scheme) 은 인접격자값의 평균을 취하는 방법인 데 수치적 안정성이 좋지 못하여 IHX의 정상작동 유량조건에는 대수식 체제가 불안정하게 되며 상류값 기법 (upwind scheme) 은 인접 상류격자점의 값을 사용하는 방법인 데 안정성은 좋지만 수치적확산 (numerical diffusion) 이 문제가 된다.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{\partial}{\partial X}(UT) + \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + S \quad (1)$$

따라서 본연구에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 대상체적내의 격자점을 중앙에 두지 않고 그림 2 나)와 같이 대상체적의 경계면에 두어 대류항 표현을 위한 내삽 (interpolation) 으로 발생하게 되는 기존 방법의 문제점 요인을 제거한 새로운 기법 (이하 경계점 기법으로 부름) 을 사용하였다. 지배식 (1) 의 열전도항을 생략하고서 이기법을 이용하여 지배식을 대수화시키면 (2) 식이 된다.

$$T_e^{i+1} \left[\frac{bp}{2} + (\dot{m}c_p + \frac{1}{2R})f_i \right] = T_i^{i+1} \left[-\frac{bp}{2} + f_i(\dot{m}c_p - \frac{1}{2R}) \right] + T_i^i \left[\frac{bp}{2} + (1-f_i)(\dot{m}c_p - \frac{1}{2R}) \right] + T_e^e \left[\frac{bp}{2} - (1-f_i)(\dot{m}c_p + \frac{1}{2R}) \right] + \frac{T_w}{R} \quad (2)$$

(2) 식에서 R 은 열전달저항, bp 는 $\rho \Delta V c_p / \Delta t$ 를, 그리고 하첨자 i 및 e는 입구와 출구를 각각 의미하며 f_i 는 과도항의 대수화기법을 선정하는 계수로서 1은 implicit scheme 을 그리고 0은 explicit schme 을 선정하게 된다.

나. 경계점기법의 특성

앞항에서 제시한 경계점 기법의 수치적 안정성 및 오차특성을 정량적으로 평가하기 위하여 통측과 관측이 연계된 정상상태의 지배식을 먼저 유도한다. 그림 3과 같이 통측과 관측간의 열전달이 이루어지는 두 흐름에 대한 정상상태 열전달식을 경계점 기법을 이용하여 대수화를 시키면 그 지배식 체제가 다음 (3),(4) 식이 된다.

$$(1 + a_t + a_s)T_{es} = (2a_s)T_i + (1 + a_t - a_s)T_{is} \quad (3)$$

$$(1 + a_t + a_s)T_{et} = (2a_t)T_{is} + (1 + a_s - a_t)T_i \quad (4)$$

여기서 a_j 는 다음과 같이 정의되는 매개함수이다.

$$a_j \equiv \frac{1}{2\dot{m}_j c_{pj} R} \quad (5)$$

이 식들로부터 경계점기법을 이용한 통 (shell) 측 출구온도계산에 수반되는 오차의 크기는 식 (6) 과 같이 유도된다.

$$\epsilon_s = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial^2 T_t}{\partial x^2} (\Delta x_t)^2 - \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} (\Delta x_s)^2 + (\text{고차항}) \right] (2a_s \cdot a_t - a_s) / (1 + a_t + a_s) \quad (6)$$

관 (tube) 측 오차도 유사한 형태의 식으로 표현되는데 식 (6)에서 보면 T 에 대한 오차의 항

이 이차 도함수로부터 시작됨으로 상류값 기법이 겪는 수치적확산에 의한 오차문제가 없음을 알 수 있다. 한편 기법의 수치적 안정성특성은 일차적으로, 대수화된 체제식 (3)과 (4)를 통하여 알수 있는 데 전체 대수화식 체제의 계수행렬에서 대각선 계수크기 우위 (diagonal dominance) 를 확보하기 위한 조건과 열흐름에 대한 방향성으로부터 (7)식과 같은 두 조건식이 유도되며 이 두조건은 (8)식의 한가지 조건으로 압축된다.

$$0 \leq \frac{2a_s}{1+a_t+a_s} \leq 1, \quad 0 \leq \frac{2a_t}{1+a_t+a_s} \leq 1 \quad (7)$$

$$|a_t - a_s| < 1 \quad (8)$$

(8)식에 대하여 (5)식을 적용하고 열교환기전체에 대한 인자값과 단위 대상체적에 대한 값간의 상관성을 도입하면 다음식이 된다.

$$A = \left| \left(\frac{UA}{2\dot{m}_s C_{ps}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t} \cdot \frac{n_{3seg}}{n_y} \cdot \frac{C_{ps}}{C_{pt}} - 1 \right) \frac{1}{n_y \cdot n_{seg}} \right| < 1 \quad (9)$$

(9)식에서 보면 경계점기법의 수치적안정성은 열교환기의 열전달 성능과 유량, 비열 그리고 격자수의 함수가 되는 데 촛점은 (9)식을 만족시키는 데 필요한 격자의 수가 현실적인 숫자인가이다. 본 기법으로 개발된 프로그램으로 각종 조건에 대한 계산을 수행하는 과정에서 관찰된 바에 의하면 통상적인 설계범위의 IHX 작동조건 경우에, 안정성을 위하여 필요한 격자수의 요건이 단지 열교환기내의 구조를 묘사하기 위하여 필연적으로 요구되는 칸막이 구간 수 만큼의 최소 격자수로 ($N_y=1, N_{zseg}=1$) 만족됨이 확인되었었다. 한편 유량이 작을 때의 요건은 조사 경우, 단지 $N_y=1$ 및 $N_{zseg}=1$ 의 최소격자수로 IHX 유량이 정격유량의 60% 정도로 감소할 때까지 계산이 안정적으로 이루어졌었다. 수치적 안정성외에 계산 결과의 오차수준 (4%이내) 을 고려할 때 A 가 약 0.7 이하됨이 바람직한 것으로 조사 경우 확인되었으며 이를 만족하기 위한 격자수는 $N_y \cdot N_{zseg}=2$ 의 작은 수였었다. 이상으로부터 경계점기법은 매우 우수한 수치적 안정성과 정확성을 지니고 있음을 알 수 있다. 한편 이 경계점기법을 이용할 경우 이루어지는 열전도항의 비교려로 인한 영향은 다음의 결과항에서 기술한다.

다. 전산코드 2DHEX

교차류 모형에대한 정량적인 평가를 수행하기 위하여 새로운 기법인 경계점기법과 그리고 기존의 상류값 기법과 중앙차분기법의 혼합체제 기법에 의하여 관-통 형열교환기의 열전달능력을 평가하는 전산 코드 2DHEX 를 개발하였다. 또한 이코드에는 순수 역방향 열교환기에 대한 해석적인 해에 의한 제반 특성치를 계산 하는 기능을 집어 넣어 교차류 전산해석모형 특성 평가의 효율을 높히도록 하였다. 그리고 대류열전달 상관식은 참고문헌 [1,2] 로부터 관측 및 통측에 대하여 각각 (10)와 (11) 식을 사용하였다.

$$Nu = 4.0 + 0.025 (Pe)^{0.8} \quad (10)$$

$$Nu = 5.36 + 0.1974 (Pe)^{0.682} \quad (11)$$

이코드에서 묘사하는 열교환기 기하형태 및 통측 유동은 본연구의 목적이 열교환기 성능해석자체가 아니라 열교환기내의 교차류영향의 모형 개발에 있으므로 연구결과의 일반성을 위하여 통 (shell) 의 기하형태는 정사각형으로 그리고 통유동은 교차류외의 다른 유동 [3] 은 없는 것으로 하였다.

3. 평가 결과

그림 4 및 5는 교환기내에 칸막이 (baffling) 가 없는 조건 ($N_{seg}=1$) 에서 해석 격자수에 따른

오차 크기 변화특성과 과도조건 (transient condition) 에서 출구온도 변화를 본연구의 경계점 기법과 기존의 혼합기법에 대하여 각각 보이고 있다. 그림 3의 유량은 통측 유량이 관측 유량의 1/3의 경우이며 E 는 경계점기법을, U 는 혼합기법을 나타낸다. V,H,M 은 각각 격자배치방법을 표시하는 인자인데 V 는 $N_y=노드갯수지수$, $Nzseg=1$, 그리고 H 는 $N_y=1$, $Nzseg=노드갯수지수$, M은 $N_y=노드갯수지수$, $Nzsg=노드갯수지수$ 인 경우이다. 여기서 이용한 상류값과 중앙차분기법의 혼합기법은 대상체적의 Peclet 수가 2 보다 클 경우는 상류값 기법을, 그리고 작을 경우는 중앙차분기법을 사용하는 체제였다. 이그림으로부터 문제에 따른 효율적인 격자배치 방향이 존재하며 또한 대수화 방법에 따라서 그 오차의 크기가 크게 달라짐을 알 수있다. 가장 효율적인 격자 배치인 “V”배치 경우 기존기법에서는 32개 격자를 사용하여 도달하게 되는 오차 수준을 경계점기법에서는 32개보다 훨씬 작은 갯수인 격자 1개로 도달함을 알 수 있다. 그림 5는 $N_y=Nzseg$ 의 격자배치 사용경우인데 U, E 다음의 숫자는 N_y , 동등하게, $Nzseg$ 의 값을 의미한다. 이 결과로부터 혼합기법의 엄청난 오차의 정도를, 역으로는 경계점 기법의 상대적 우수성을알수있다.

그림 6은 실제 액금로 IIX 조건 (이하 참조조건1로 부름) 에서 전도항과 대류항의 크기비를 보인 것으로 100% 정격유량조건 경우 전도항의 크기가 대류항의 백만분의 일에 해당되어 해석에서 전도항의 무시가 전혀 문제가 되지 않음을 알 수 있으며 유량이 1% 일때와 0.5% 일때 그비가 각각 0.5% 및 2%가 됨으로 계통의 자연대류 운점모드까지도 전도항의 무시가 현실적으로 별다른 문제가 되지 않음을 알수있다.

그림 7은 교환기내의 칸막이에 의한 구간수가 많을때도 많은 수의 격자를 배치하여야 하는가 라는 의문점에 대한 조사 결과인데 격자수를 최소의 수만 사용하였을 경우 ($N_y=1, Nzseg=1$) 에 열교환기내 구간수에 따른 통측 출구와 입구간의 온도차이에 대한 오차를 표시한 것이다. 오차를 계산하기 위하여 필요한 참값은 경계점기법의 오차식 (6)에 의한 격자수와 오차크기의 변화에 특성으로부터 다음과 같이 유도되는 식을 사용하였다.

$$T_{exact} \approx \frac{4}{3} (T_{2n} - T_n/4) \quad (12)$$

이 식에서 하첨자 n 은 격자수를 의미한다. (12) 식에 의하여 구하여지는 참값은 그 값의 타당성을 위하여 n 을 변화시켜 구하여지는 예측 참값들간에 유효숫자가 4개 이상이 서로 동일하여지는 격자수 n 때의 값을 사용하였다. 이 그림으로부터 구간수 ($Nscg$) 가 증가하면 비록 구간내의 격자수는 1개로 고정되어도 오차가 감소한다는 것을 알 수 있으며 또한 구간수가 증가할 때 계산 결과의 정확성 확보를 위하여서 전체 격자수를 구간수에 선형적으로 비례시키지 않아도 됨을 알 수 있다.

그림 8은 동일한 입구온도 및 유량조건에서 열교환기내의 구간수를 변경할 경우 통측출구와 입구온도 차이 그리고 순수 역방향 열교환기에서의 온도차이간의 차이 변화를 보이는 그림인데 구간수가 증가함에 따라서 양자간의 차이가 감소함을 즉, 열교환기의 전체적인 특성이 순수 역방향 열교환기의 특성과 동일해져간다는 것을 알 수 있다. 이로부터 열교환기내 구간수가 증가하면 열교환기의 효율 역시 증가하게 되며 또한 성능평가 관점에서는 순수 역방향 열교환기의 해석적인 해로부터 교차류가 있는 관-통형 열교환기의 특성을 비교적 신뢰성 있는 수준에서 추정할수 있는 가능성을 알 수 있다.

그림 9는 참고로 2DHEX 를 기존의 액금로 IHX 설계에 적용하여 분석한 값과 설계치와를 비교한 것인데 그 차이가 10% 이내인 데 이는 열전달 상관식이 통상적으로 지니는 오차 크기 15% [4] 이내의 오차이다. 또한 2DHEX 에서 기하형태를 정사각형으로 처리하고 있고 또 실제의 열교환기에서는 존재하는 통 내부 여러 유동 중 단지 주유동인 교차류만을 고려하였는 데 그차이가 10%이내라는 것은 의외적인 것으로 여겨진다.

4. 결론

액금로 IHX 열전달을 해석하기 위한 일차적인 연구로 교차류 열전달 모형특성에 대한 분석을 수행한 결과 얻은 주요 결론은 다음과 같다. 1) 일차원식을 기본으로 한 간이 2차원 모형이 계산 결과의 신뢰성 및 계산 속도로 보아 계통 설계 관점의 IHX 해석에 현실적으로 타당성이 있다. 2) 본연구에서 사용한 새로운 기법인 경계점 기법이 기존 기법의 수치적 안정성과 정확성간의 문제점을 해결하는 우수한 기법이다. 3) 열교환기내의 구간수가 증가함에 따라 필요한 구간내의 격자수는 감소한다. 4) 열교환기내의 구간수가 증가함에 따라 관-통형 열교환기 열전달 특성이 순수 역방향 열교환기 특성과 유사해져가 비교적 단순한 순수 역방향 열교환기의 해석적인 해로부터 관-통형 열교환기의 특성을 비교적 신뢰성 있는 수준에서 추정할 수 있는 가능성이 있다.

[참고문헌]

1. Tang, Y.S. 외 2인, "Thermal Analysis of Liquid-Metal Fast Breeder Reactors", ANS, U.S.A., 1978
2. O.J. Foust 편집, "Sodium-NaK Engineering Handbook: Vol. 2-Sodium Flow, Heat Transfer, Intermediate Heat Exchangers, and Steam Generators", Gordon and Beach, Science Publishers Inc., NY, U.S.A., 1976
3. 심윤섭 외 3인, "관-통형 열교환기의 압력 손실 모형 개발", 한국원자력학회 춘계학술발표회, 제주, 1996. 5.31-6.1
4. J. Taborek, "Shell-and-Tube Heat Exchangers: Single-Phase Flow", Heat Exchanger Design Handbook, Sect. 3.3.3, Hemisphere, New York, U.S.A., 1982

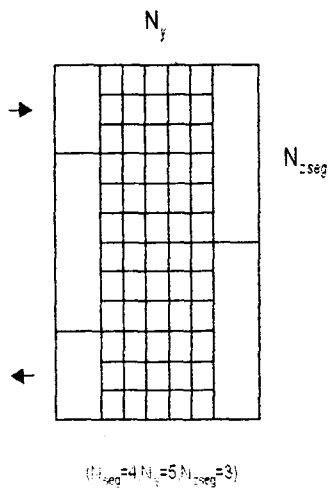


그림 1 본 연구의 대상체적 (control volume) 배치도

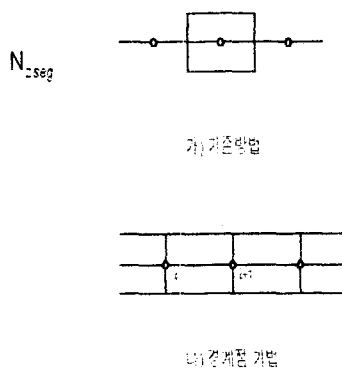


그림 2 개수화방법에 따른 대상체적과 격자점간의 상대적 위치

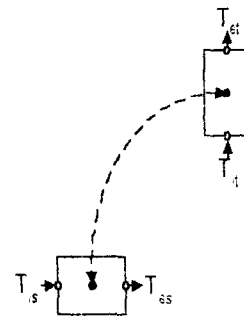


그림 3 관-통형 열교환기 대상체적의 공간 분할상

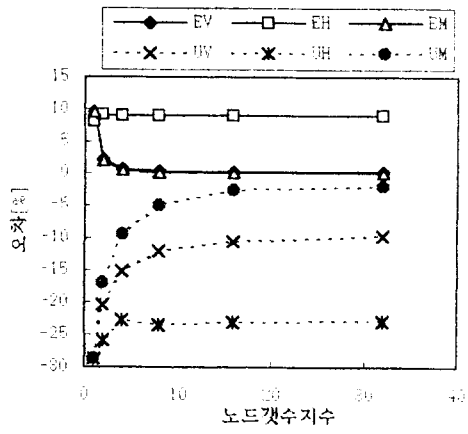


그림 4 대수화 기법과 오차

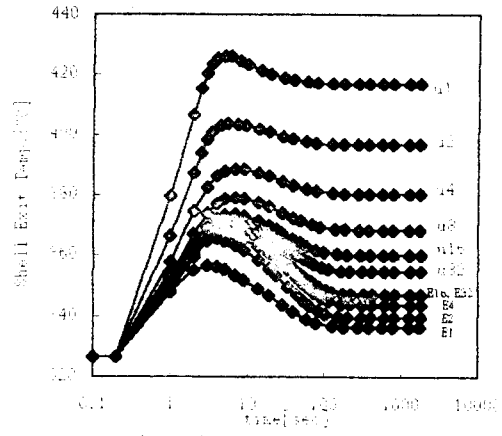


그림 5 대수화 기법 및 격자수에 따른 통주 출구의 과도온도 변화 특성

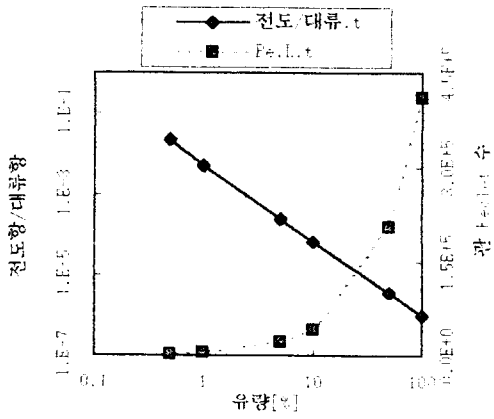


그림 6 유량변화에 따른 전도항과 대류항의 크기비의 변화

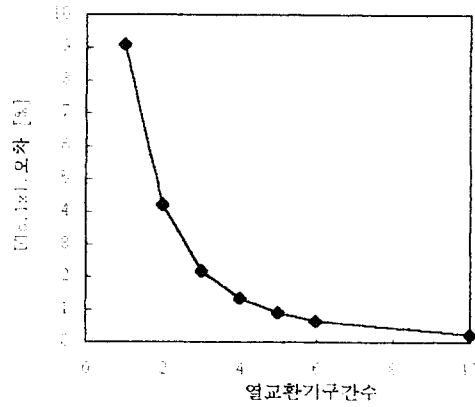


그림 7 Sybil, Nosegit 일 경우 열교환기 구간수가 오차에 미치는 영향

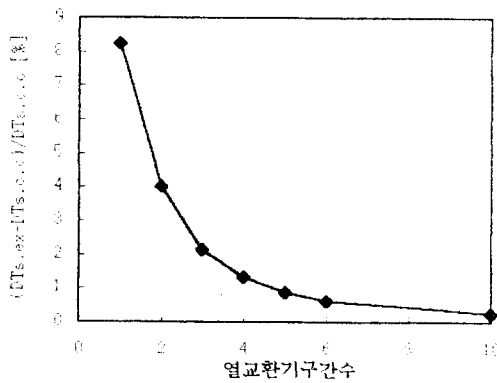


그림 8 열교환기 구간수가 순수역방향 열교환기와의 열전달 차이에 미치는 영향

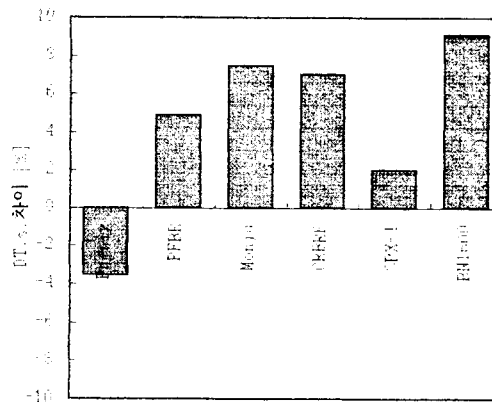


그림 9 해외 액금로 설계치와의 비교