

[논문] 태양에너지  
*Solar Energy*  
Vol. 20, No. 1, 2000

## 하이브리드법을 이용한 열전냉각의 수치해석 연구

김남진\*, 이재용\*, 김종보\*\*

\* 인하대학교 대학원

\*\* 인하대학교 기계공학과

## Computer Simulation Study of the Thermoelectric Cooling by Hybrid Method

N. J. Kim\*, J. Y. Lee\*, C. B. Kim\*\*

\* *Graduate School, In-ha University*

\*\* *Department of Mechanical Engineering, In-ha University*

### ABSTRACT

The purpose of this study is to minimize the heat transfer surface area and cold fluid exit temperature of heat exchanger which applied to the refrigeration and air-conditioning system by utilizing the thermoelectric principle. Both uniform and non-uniform current distribution methods which applied to the analysis of the TE elements that incorporates heat exchanger were investigated. The non-uniform current distribution method had the better coefficient of performance and had the lower cold fluid exit temperature of the TE cooling system than the uniform current distribution method. It was found that if a TE cooling system incorporates a heat exchanger, a non-uniform current distribution should guarantee to the lowest cold fluid exit temperature. Also, the hybrid method (combination of the uniform and non-uniform current distribution method) is investigated to achieve the best results by combining the uniform and non-uniform current distributions. The results show that it can lower the cold fluid exit temperature and reduce the

heat transfer surface area for the parallel flow arrangement if we apply the constant current in some entry region and the non-uniform increasing current in the direction of the cold fluid flow afterwards.

### 기 호 설 명

$A_r$ : 열교환기의 표면적 [ $m^2$ ]	$g$ : 생성
$A_0$ : 열전요소의 단면적 [ $m^2$ ]	$h$ : 고온
$C_c$ : 저온유체의열용량 [kJ/kg]	$c$ : 저온
$C_h$ : 고온유체의열용량 [kJ/kg]	$h_j$ : 고온접점
$C_r$ : 열용량비	$c_j$ : 저온접점
$g, h_j$ : 계수	$h_i$ : 고온입구
$I$ : 전류 [A]	$c_i$ : 저온입구
$k$ : 열전요소의 열전도도 [W/mK]	$r$ : 기준량
$L$ : 열전요소의 길이 [m]	$o$ : 최적상태
$n$ : 단위면적당 열전요소의 개수 [TE elements/ $m^2$ ]	
$q$ : 열전달율 [W]	
$R$ : 열저항 [W/ $m^2K$ ]	
$S$ : 제벡계수 [V/K]	
$T_h$ : 고온유체의 평균온도 [K]	
$T_c$ : 저온유체의 평균온도 [K]	
$Z$ : 성능지수 [1/K]	

### 그 리 스 문 자

$\lambda$ : 열전요소의 단위면적당 길이[1/m]
$\rho$ : 열전요소의 전기저항 [ $\Omega m$ ]
$\Delta T$ : 열전요소의 온도차( $T_{h_j} - T_{c_j}$ )
$\xi$ : 열전요소의 에너지 방정식에서의 독립변수

### 상 첨 자

\* : 무차원량

### 하 첨 자

$x$ : 1차원 직교방향
$p$ : Peltier 효과
$d$ : Conduction 효과
$j$ : Joule 효과

### 1. 서 론

열전냉각기술은 작은 전자장치를 냉각하거나 의료, 생물학 장치뿐만 아니라 군사장비에서도 폭 넓게 사용되어 왔으며, 현재 열전반도체소자의 주 열원으로 태양열을 이용하는 cogeneration 시스템의 개발을 시도하고 있다.<sup>1)</sup> 또한 열전변환기술을 열펌프로 이용하는 방식은 기존의 압축식과는 달리 냉매를 압축하는 과정이 생략되기 때문에 압축기나 냉매를 사용하지 않고 열펌프를 구동함으로써 매우 조용하고 크기가 작으며, 각각의 열전모듈에 공급하는 전류의 크기를 제어함으로써

각 순간 요구되는 냉동부하에 적절히 대응할 수 있고, 조건에 따라 부하를 유동적으로 조절할 수 있다는 장점을 가지고 있다.<sup>2)</sup> 지금까지 열전냉동 장치를 해석하기 위하여 다양한 수학적 모델들이 개발되어왔으며, 온도분포와 냉각능력을 계산하기 위한 지배방정식은 열전냉각에 관한 여러 연구에서 발견할 수 있다. Gwilliam<sup>3)</sup>은 열전공기조화장치의 최적 성능과 최대 냉동능력을 계산하기 위해서 열전냉동기의 초기 모델링의 중요한 식과 결과값에 대해서 연구하였다. Wo<sup>4)</sup>는 열저장고 사이의 열전냉각기에 대한 열전달 해석과 최적화를 위한 수학적 모델을 개발하였고, Mathiprakasham과 Sutiko<sup>5)</sup>는 열교환기를 포함하는 열전냉각기내의 온도변화를 계산하였다. 초기의 열전냉각기에 대한 해석은 0차 혹은 1차원 접근방식이 사용되었으며, 열전소자가 가지고 있는 성질들 즉 제백계수, 전기저항, 열전도도 등이 온도변화에 따라 일정하다고 가정하였고, 열전접합부에서의 접촉열저항도 무시하였다. 그러나 Spokoiny 등<sup>6)</sup>은 열전소자의 성질과 전류가 일정하고, 접촉열저항도 무시하는 가정은 고정체에서의 작동일 때에만 정확하다는 사실을 발견하였다. Buist<sup>7)</sup>는 Busmuth - Telluride 열전펠렛(pellet)의 N형 반도체의 계산에서 열전소자의 성질이 온도종속인 경우에 대해서 고려하였다. 그리고 열전소자를 20개의 균일한 크기로 나누었고 열전소자들의 성질이 온도에 따라 변하지 않는다고 가정하여 해석하였다. 해석 결과 열전소자의 성질들이 온도종속일때와 온도독립일 경우 냉동시 약 6%의 냉동능력과 최대전류시 15%의 전압차가 발생함을 알아냈다. 지금까지 논의된 대부분의 열교환기를 포함한 열전냉각장치의 해석은 모든 열전소자가 균일한 전류분포를 가지는 경우에 국한되었다. 그러나 몇몇의 연구에서는 각각의 열전소자에 불균일한 전류분포를 유도함으로써 성능향상시키는 방법이 논의되고 있다.<sup>8)</sup> 균일하게 전류분포를 제어할 경우 저온유체가 도달할 수 있는

최저온도에 한계가 정해지며 열교환기의 열전달 표면적이 임계점 이상이 되면 저온유체의 온도가 상승하는 경향이 생긴다. 따라서 전류분포를 불균일하게 제어함으로써 기존의 균일 전류분포 제어법에 비해서 저온유체의 출구온도가 더욱 낮아지고 성적계수는 높아진다는 사실이 확인되었다. 그러나 이 방법들은 열교환기의 열전달 표면적이 커지는 단점을 가지고 있다.

따라서 본 연구의 목적은 열교환기내로 흐르는 저온유체의 온도를 기존의 방법보다 더 낮추면서 열교환기 면적을 줄이는 새로운 전류제어법을 제시하는 것으로, 하이브리드법을 사용하여 열교환기를 포함하고 있는 열전냉각장치의 열전달에 대한 최적화 작업을 수행하였다. 균일 전류분포 제어법은 열교환기의 면적이 작을 때는 불균일 전류분포 제어법보다 탁월한 효과를 나타내지만 임계면적 이상이 되면 효과가 급격히 떨어지고, 불균일 전류분포 제어법을 사용할 경우는 성적계수가 향상되며 저온유체의 최저온도가 감소하지만 열전달 면적이 증가되어야 한다. 그러나 하이브리드법은 두 제어법의 장점만을 취한 복합적인 방법으로 임계면적 이하에서는 균일 전류분포 제어법을, 그 이후에는 불균일 전류분포 제어법을 사용하는 방법으로 고온측의 열원으로 태양에너지를 이용하고 열전반도체소자로 전류를 생산하고 발생한 전류를 열전반도체소자의 전원으로 사용하여 냉각효과를 얻는 무공해 열전 복합시스템의 제어에 응용이 가능하다.

## 2. 이론해석

### 2.1 열전요소의 열전달 해석

그림 1과 같은 일반적인 열전소자의 경우, 1차원이며 정상상태, 측면으로부터의 열손실이 없다고 가정한다면 두께가  $dx$ 인 미소면적으로 들어가는 열전달은 전도 열전달을  $q_d$ 와 펠티어 열전달

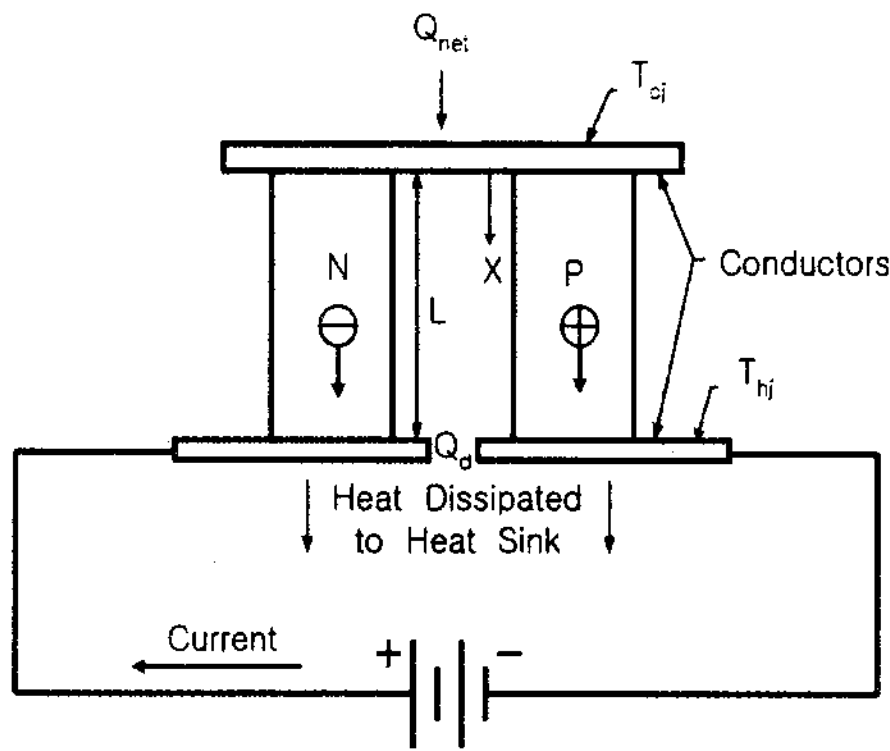


Fig. 1. A Schematic diagram of a typical TE couple

을  $q_p$ 와 주울열  $q_j$ 의 합이다. 여기서  $T$ 는 저온접점의 온도  $T_{cj}$ 를 의미한다.

$$q_x = q_{p,x} + q_{d,x} + q_{j,x} \quad (1)$$

$$= SIT - kA_0 \frac{dT}{dx} - \frac{1}{2} I^2 R$$

$x$ 와  $x+dx$ 사이에서 생성되는 열에너지는

$$q_g = IdE = I(\rho I dx + SdT) \quad (2)$$

이다. 미소요소  $x+dx$ 를 지나는 열전달율은 테일러급수로 표현할 수 있는데  $dx$ 는 매우 작기 때문에 2차항 이후는 무시할 수 있다.

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} dx$$

$$= q_x - \left( A_0 \frac{dk}{dx} \frac{dT}{dx} + kA_0 \frac{d^2T}{dx^2} \right) dx \quad (3)$$

$$+ \left( SI \frac{dT}{dx} + \frac{dS}{dx} IT \right) dx$$

여기서 전위차의 변화인  $dE$ 는 전기저항에 의한 효과와 펠티어효과에 기인한다. 에너지 보존 방정식은 다음과 같다.

$$q_x + q_g = q_{x+dx} \quad (4)$$

식(4)에 식 (1)~(3)을 대입하면

$$A_0 k \frac{d^2T}{dx^2} + A_0 \left( \frac{dk}{dT} \right) \left( \frac{dT}{dx} \right)^2 - IT \frac{dS}{dT} \frac{dT}{dx} + \rho I^2 = 0 \quad (5)$$

이 된다. 열전소자의 차원은 n형 혹은 p형 소자의 길이대 면적비인  $\lambda$ 로 특징지어 진다. 따라서 열전요소의 에너지 방정식에서 독립변수  $x$ 는 다음과 같이 정의되는  $\xi$ 으로 대치고

$$\xi = x/A_0$$

식 (5)는 다음과 같이 쓰여질 수 있다.

$$k \frac{d^2T}{d\xi^2} + \frac{dk}{dT} \left( \frac{dT}{d\xi} \right)^2 - IT \frac{dS}{dT} \frac{dT}{d\xi} + \rho I^2 A_0 = 0 \quad (6)$$

윗식의 해를 구해서 저온접점으로부터 측정된 거리의 함수로써 열전요소의 온도분포를 구할 수 있다. 여기서 열전소자의 성질인  $S$ 와  $\rho$ 와  $k$ 는 온도종속함수이다. 만약 열전요소 전영역에서 온도 변화가 크지 않다면 식 (5)는 다음과 같이 간략화 될 수 있다.

$$\frac{d^2T}{d\xi^2} + \frac{\rho I^2}{kA_0} = 0 \quad (7)$$

$$T(\xi) = -\frac{\rho I^2}{A_0 k} \frac{\xi^2}{2} + \left( \frac{A_0}{L} (T_{hj} - T_{cj}) + \rho I^2 \frac{L}{2A_0^2 k} \right) \xi + T_{cj} \quad (8)$$

열전소자의 온도분포를 결정한 후 식(1)로부터

냉동능력을 계산할 수 있다. 열전요소의 열전달 해석에 포함되는 많은 변수들은 다음과 같은 무차원 변수들과 매개변수들을 정의함으로써 급격히 줄일 수 있다.

$$T^* = T/T_r, \quad \xi^* = \xi/\lambda, \quad \Gamma^* = I/I_r$$

$$q^* = q/(ST_r I_r), \quad k^* = 1/(ZTr)^{0.5}$$

$$I_r = [(kT_r)/(\rho\lambda^2)]^{0.5}, \quad Z = S^2/(\rho k)$$

따라서 열전소자의 저온접점(x=0일때)에서의 열전달율은 다음과 같아진다.

$$q_c^* = T_c^* \Gamma^* - (k^* \Gamma^{*2})/2 - \Delta T^* k^* \quad (9)$$

또한 고온접점(x=L일때)에서의 열전달율은 다음과 같이 표현된다.

$$q_h^* = T_h^* \Gamma^* + (k^* \Gamma^{*2})/2 - \Delta T^* k^* \quad (10)$$

식(9)와 식(10)에서 첫째항은 펠티어효과에 의한 열전달을 나타내는데 냉동이나 가열 모두 양의 값을 갖는다. 둘째 항은 주울효과에 의한 열전달을 나타낸다. 냉동일때 주울효과는 가열효과를 내기 때문에 음으로 표현되고 가열일때 주울효과는 열을 발생하기 때문에 양으로 표현이 된다. 세번째 항은 전도열전달에 의한 영향을 나타내는데 냉동이나 가열일 때 모두 열전재료의 고온접점에서 저온접점으로 열이 역류하기 때문에 음으로 표현된다. 냉동기의 제 2법칙 효율은 같은 작동조건하에서 실제 냉동기의 성적계수와 이상적 냉동기의 성적계수의 비로 나타낸다.

$$\frac{dq_c^*}{(dq_h^* - dq_c^*)} / \frac{T_c^*}{(T_h^* - T_c^*)}$$

주어진 온도차  $\Delta T(T_{hj}-T_{cj})$ 에 대한 최대효율

은 열전소자 전역의 두 접점간의 온도차가 줄어들수록 빠르게 증가한다는 사실을 이 그림을 통해서 알 수 있다. 저온접점과 고온접점간의 온도차가 작으면 열전달율이 낮기 때문에 큰 열전달 표면적이 필요해지는 단점을 가지고 있다. 제 2법칙 효율은 작은 온도차일 때 최적전류 근처에서 전류가 변함에 따라 급속히 감소함을 알 수 있는데 이는 온도차가 작을 경우 제 2법칙 효율은 전류변화에 민감하다는 사실을 나타낸다. 반대로 온도차가 큰 경우 효율은 낮지만 열전소자는 넓은 전류범위에서 최대의 효율을 갖는다.

### 2.2 열교환기의 열전달 해석

저온유체와 고온유체와의 상관관계는 그림 2에서 보여주는 바와 같이 미소면적당 고온유체와 저온유체, 그리고 열전소자에 대한 에너지 보존법칙을 적용함으로써 얻을 수 있다. 본 연구에서는 다음과 같은 가정을 한다.

- ① 열교환기는 주위와 단열되어 있다.
- ② 유체와 열교환기의 축방향 전도는 무시할 수 있다.
- ③ 위치 및 운동에너지의 변화는 무시한다.
- ④ 유체의 열역학적 성질은 일정하다.
- ⑤ 고온·저온유체면의 열저항은 일정하다.

열전소자의 저온유체에서 저온접점으로의 열전달율은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$dq_c = nq_c dA_r = [(T_c - T_{cj})/R_c] dA_r \quad (11)$$

식(11)에서 저온부의 열저항  $R_c$ 는 유체와 고체 표면과의 열저항, 그리고 고체표면과 열전소자의 저온접점과의 전도저항의 합과 같다. 대부분의 열교환기 해석에 있어서 전도저항과 대류저항은 위치에 따라 일정하다. 만약 유체와 고체의 성질이 일정하고 유동이 완전히 발달된 경우라고 가정하면 이와 같이 단순화하는 것은 타당하다. 또한 저온부위에 응축현상이 일어나면  $R_c$ 는 저온유체

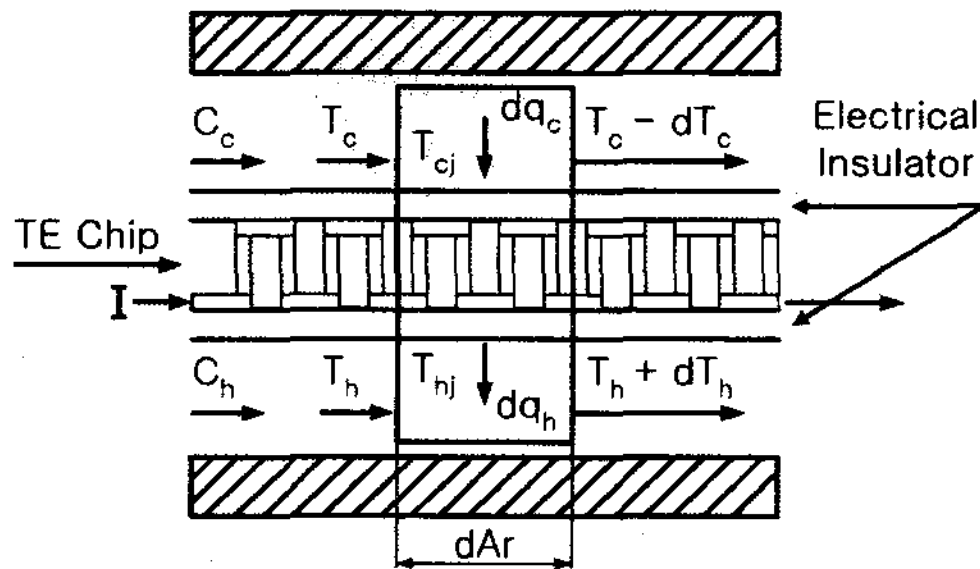


Fig. 2. TE refrigerator equipped with a heat exchanger

와 접하고 있는 표면의 온도에 따라서 달라진다. 무차원 변수

$$dA_r^* = n\lambda^2 dA_r, \quad R^* = nRS(kT_r/\rho)^{0.5}/\lambda$$

를 식(11)에 적용하면 열전달 방정식은 다음과 같은 무차원 형태로 쓸 수 있다.

$$dq_c^* = q_c^* dA_r^* = [(T_c^* - T_{cj}^*)/R_c^*] dA_r^* \quad (12)$$

또한 열전소자의 고온접점에서 고온유체로의 열전달 방정식은 다음과 같다.

$$dq_h^* = q_h^* dA_r^* = [(T_{hj}^* - T_h^*)/R_h^*] dA_r^* \quad (13)$$

식(9), (10)과 식(12), (13)을 조합해서 재배치하면 다음과 같은 식으로 얻을 수 있다.

$$T_{cj}^* = T_c^* - R_c^*(T_{cj}^* I^* - \frac{1}{2} k^* I^{*2} - \Delta T^* k^*) \quad (14)$$

$$T_{hj}^* = T_h^* + R_h^*(T_{hj}^* I^* + \frac{1}{2} k^* I^{*2} - \Delta T^* k^*) \quad (15)$$

윗식을 사용해서 식(12)와 식(13)의 고온접점과 저온접점의 온도를 제거하면  $dq_c^*$ 와  $dq_h^*$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$dq_c^* = \frac{T_c^*(1-h_1^*) - h_2^* T_h^* - h_3^*}{R_c^*} dA_r^* \quad (16)$$

$$dq_h^* = \frac{h_4^* T_c^* + (h_5^* - 1) T_h^* + h_6^*}{R_h^*} dA_r^* \quad (17)$$

윗식에서 사용된 무차원계수는 다음과 같다.

$$g_1^* = 1 + R_c^* I^* + R_c^* k^*, \quad g_2^* = 1 - R_h^* I^* + R_h^* k^*$$

$$g_3^* = g_1^* g_2^* - k^{*2} R_c^* R_h^*, \quad h_1^* = \frac{g_2^*}{g_3^*}, \quad h_2^* = \frac{k^* R_c^*}{g_3^*}$$

$$h_3^* = 0.5 \frac{g_2^* k^* R_c^* I^{*2} + k^{*2} R_c^* R_h^* I^{*2}}{g_3^*}, \quad h_4^* = \frac{k^* R_h^*}{g_3^*}$$

$$h_5^* = \frac{g_1^*}{g_3^*}, \quad h_6^* = 0.5 \frac{g_1^* k^* R_h^* I^{*2} + k^{*2} R_c^* R_h^* I^{*2}}{g_3^*}$$

$dq_c^*$ 는 미소면적  $dA_r^*$ 에서 저온유체의 열에너지 감소율과 같고,  $dq_h^*$ 는 고온유체에 가해지는 열에너지의 증가율과 같다. 따라서  $dq_c^*$ 와  $dq_h^*$ 는 고온유체와 저온유체의 평균온도변화인  $dT_c^*$ 와  $dT_h^*$ 와 관련이 있고 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$dq_c^* = -C_c^* dT_c^* \quad (18)$$

$$dq_h^* = C_h^* dT_h^* \quad (19)$$

$$C_{c,h}^* = C_{c,h} \frac{\lambda}{\sqrt{\frac{kT_r}{\rho}}} \quad (20)$$

만약 윗식에서 유체의 특성과 전류가 열교환기 전역에 걸쳐 일정하면  $dA_r^*$ 를 제거할 수 있고  $T_h^*$ 에 대한 일차 상미분 방정식을 얻을 수 있다.

$$\left(\frac{R_h^* C_h^*}{R_c^* C_c^*}\right) \left[ \frac{(1-h_1^*) T_c^* - h_2^* T_h^* - h_3^*}{h_4^* T_c^* + (h_5^* - 1) T_h^* + h_6^*} \right] \frac{dT_h^*}{dT_c^*} = -1 \quad (21)$$

또한  $A_r^*$ 가 "0" 인 저온유체의 입구에서 고온 유체와 저온유체의 평균온도를 알고 열교환기의 유동형태가 명시된다면  $T_h^*$ 를  $T_c^*$ 의 함수로 풀 수 있다. 그리고  $T_h^*$ 를 식(16)에 대입하고 필요한 열전달 표면적을 결정하기 위해서는 저온유체 유동의 입구에서 출구까지 적분한다. 왜냐하면 식(21)은  $T_c^*$ 의 변화가 작을 때에만 유용하기 때문이다. 식(21)에서  $T_h^*$ 를 계산하는데  $T_c^*$ 의 변화가 너무 크면 식(17)에서 계산된 열전달 표면적이 음이 되고 저온유체의 출구온도를 원하는 온도로 떨어뜨리지 못한다. 그리고 열교환기의 계산에서  $A_r^*$ 가 양이 되도록 하기 위해서는  $A_r^*$ 가 독립변수로서 사용되어야 한다.  $T_h^*$ 를 제거하기 위해서 식(16)~식(19)을 조합해서 다음과 같이  $T_h^*$ 를  $T_c^*$ 의 함수로 표현할 수 있다.

$$T_h^* = \frac{(T_c^*(1-h_1^*)-h_3^*)}{h_2^*} + \frac{(T_c^*-1)R_c^*C_c^*}{A^*h_2^*} \quad (22)$$

식(10), (11)과 식(13), (14)에서  $T_h^*$ 를 제거하면 다음과 같은  $T_c^*$ 에 대한 2차 상미분 방정식이 얻어진다.

$$\frac{d^2 T_c^*}{dA_r^{*2}} + j_1^* \frac{dT_c^*}{dA_r^*} + j_2^* T_c^* + j_3^* = 0 \quad (23)$$

여기서 무차원 계수는 다음과 같다.

$$j_1^* = \frac{1-h_1^*}{R_c^*C_c^*} + \frac{1-h_5^*}{R_h^*C_h^*}$$

$$j_2^* = -\frac{(h_5^*-1)(1-h_1^*)+h_2^*h_4^*}{R_c^*R_h^*C_c^*C_h^*}$$

$$j_3^* = \frac{h_3^*h_5^*-h_2^*h_6^*-h_3^*}{R_c^*R_h^*C_c^*C_h^*}$$

만약 열전소자 전역에 걸쳐 전류분포가 균일하다면 윗식의 해석해는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_c^* = C_1 e^{a_1 A_r^*} + C_2 e^{a_2 A_r^*} - \frac{j_3^*}{j_2^*} \quad (24)$$

$$a_{1,2}^* = \frac{-j_1^* \pm \sqrt{j_1^{*2} - 4j_2^*}}{2}$$

$T_c^*$ 와  $T_h^*$ 의 입구부분 조건이 주어지면 적분상수  $C_1$ 과  $C_2$ 는 쉽게 구할 수 있다. 식(16)과 식(18)를 조합하면 저온유체 입구에서의  $T_c^*$ 에 대한 두 번째 경계조건을 구할 수 있다.

$$R_c^*C_c^* \frac{dT_c^*}{dA_r^*} = (h_1^*-1)T_c^* + h_2^*T_h^* + h_3^* \quad (25)$$

균일 전류분포법을 사용하였으며 저온유체와 고온유체의 입구온도는 일정하다는 가정을 하고 계산을 수행했다. 이 계산에서 사용된 열교환기의 매개변수들은 Gwilliam<sup>7)</sup>의 논문에서 사용된 열전 공기조화 장치의 설계 데이터와 작동조건과 매우 유사하다. 여기서 사용된  $R_h$ 와  $R_c$ 값은 1.5inch의 높이를 가진 굴곡있는 환이 열교환기의 양쪽에 인치당 16개가 배열된 경우의 Kays와 London<sup>9)</sup>의 실험값을 사용하였으며, 환의 두께는 0.01inch이며 재질은 6063-T6 알루미늄이다. 따라서 대류 열저항은 다음과 같다.

$$R_h = 2.4122 \times 10^{-4} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)},$$

$$R_c = 2.0165 \times 10^{-4} \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

작동유체는 공기이고, 저온유체의 입구온도는 300K이며 이를 기준온도  $T_r$ 로 선택했으며, 고온유체의 입구온도는 310K로 하였다. 계산에 이용된 매개변수들은 다음과 같다.



$$n=23248.8, \rho=1.1064 \times 10^{-5}, k=1.6474$$

$$S=2.1226 \times 10^{-4}, \lambda=83.6$$

여기서 면적과 전류의 무차원계수와 실제 차원과  
의 상관관계는 다음과 같다.

$$1A^*=0.6155m^2$$

$$1I^*=79.945amps$$

특정 위치에서 열전 냉동기의 성적계수는 저온  
유체에서 제거된 열에너지와 소모된 전력량의 비  
로 표현할 수 있다. 아래의 식은 평행류 열교환  
기의 성적계수를 나타낸다.

$$COP = \frac{q_c^*}{q_h^* - q_c^*}$$

$$= \frac{T_{c,ci}^* - T_c^*}{(T_h^* - T_{h,hi}^*)C_r - (T_{c,ci}^* - T_c^*)}$$

여기서

$$C_r = C_{min}/C_{max} = (\dot{m}_h C_h) / (\dot{m}_c C_c) \quad (26)$$

### 2.3 평행류 열교환기를 포함한 열전냉동기

지금까지 열전소자의 접점온도인  $T_{hi}$ 와  $T_{ci}$ 에  
기준한 경우와 열교환기 내의 열전소자가 균일한  
전류분포인 경우의 최적화에 대해서만 논의했다.  
그러나 열전소자가 두 유동유체 사이의 열전달을  
위해서 열교환기를 사용한 경우라면 국부유체의  
평균온도인  $T_c^*$ 와  $T_h^*$ 에 기준해서 최적화를 수행  
해야만 한다. 왜냐하면 이와 같은 경우의 최대효  
율에 대한 최적의 전류는  $A_r^*$ 에 대해서 변하며  
따라서 해석하는 이용할 수 없고 다음과 같은 수  
치해석법이 도입되어야 한다.

#### a. 불균일 전류분포 제어법

① 식 (16)~(19)을 조합해서  $T_h^*$ 와  $T_c^*$ 에 대

해서 커플된 다음과 같은 두 개의 상미분  
방정식을 구해서 주어진  $I^*$ 에 대해 수치해  
석적으로 푼다.

$$\frac{dT_c^*}{dA_r^*} = \frac{h_3^* + h_2^* T_h^* + (h_1^* - 1) T_c^*}{R_c^* C_c^*} \quad (26)$$

$$\frac{dT_h^*}{dA_r^*} = \frac{h_4^* T_c^* + (h_5^* - 1) T_h^* + h_6^*}{R_h^* C_h^*} \quad (27)$$

여기서 초기조건은 다음과 같다.

$$A_r^* = 0 \text{ 일 때 } T_c^* = 1.00, T_h^* = 1.00$$

- ② 주어진  $T_h^*$ 와  $T_c^*$ 에 대한 최적의  $I^*$ 는 제 2  
법칙 효율인  $dq_c^*/(dq_h^* - dq_c^*)$ 와  $T_c^*/$   
 $(T_h^* - T_c^*)$  와의 비가 최대일 때의  $I^*$ 이다.  $I^*$   
를 증가시켜 가면서 계산을 수행한다.
- ③  $A^*$ 를 증가시키면서 과정 1과 2를 반복한다.  
본 연구에서는  $A^*$ 를 0.2씩 증가시켰다.

#### b. 하이브리드법

- ① 임계면적까지는 균일 전류분포법을 사용한  
다. 임계면적이란 무차원 면적에 대한 온도  
값의 기울기가 영인 지점의 면적이다.
- ② 임계면적 이후로는 식 (16)~(19)을 조합해  
서 얻은  $T_h^*$ 와  $T_c^*$ 에 대해서 커플된 두개의  
상미분방정식을 구해서 주어진  $I^*$ 에 대해  
수치해석적으로 푼다.
- ③  $I^*$ 를 변화시키면서 최적의  $I^*$ 를 구한다. 주  
어진  $T_h^*$ 와  $T_c^*$ 에 대한 최적의  $I^*$ 는 제2법  
칙 효율인  $dq_c^*/(dq_h^* - dq_c^*)$ 와  $T_c^*/(T_h^* - T_c^*)$   
와의 비가 최대인  $I^*$ 이다.
- ④  $A^*$ 를 증가시키면서 과정 2와 3을 반복한다.  
본 연구에서는  $A^*$ 를 0.2씩 증가시켰다.



### 3. 결과 및 고찰

그림 3은 평행류 열교환기에서  $C_r=1$ 일때와  $C_r=2$ 일 때의 저온유체의 온도변화에 대한 그림이다. 작동유체는 공기이고 저온유체의 입구온도  $T_{c,i}$ 는 300K이며 이를 기준온도인  $T_r$ 로, 고온유체의 입구온도는 310K로 계산하였다. 저온유체의 온도변화로부터 알 수 있듯이 높은 열용량비가 열전냉각장치의 작동에 더 효과적이다. 만약 더 높은값의 열용량비를 사용한다면 저온유체가 도달할 수 있는 최저 온도가 더욱 낮아질 뿐 아니라 같은 온도에 도달하는데 필요한 전류도 적어진다.

그러나 그림에서 알 수 있듯이 전류의 크기를 증가시킨다고 저온유체가 도달할 수 있는 최저온도가 비례해서 낮아지는 않는다. 전류의 크기가 크면 고온유체의 온도가 급격히증가함으로 저온유체와 열교환이 활발히 일어난다. 그러므로 저온유체의 온도는 급격히 상승하게 된다. 따라서 열교환기 전역에 동일한 전류를 공급하는 경우일지라도 최적의 결과를 갖는 전류의 크기에 대한 최적화 작업이 필요하다.

그림 4~7에  $C_r$ 이 10, 20, 50, 100이고  $A^*$ 가 2 일때의 결과를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이  $C_r$ 이 증가할수록 온도가 낮아지나 임계점 근처에 도달하게되면  $C_r$ 이 증가해도 온도가 더 이상 낮

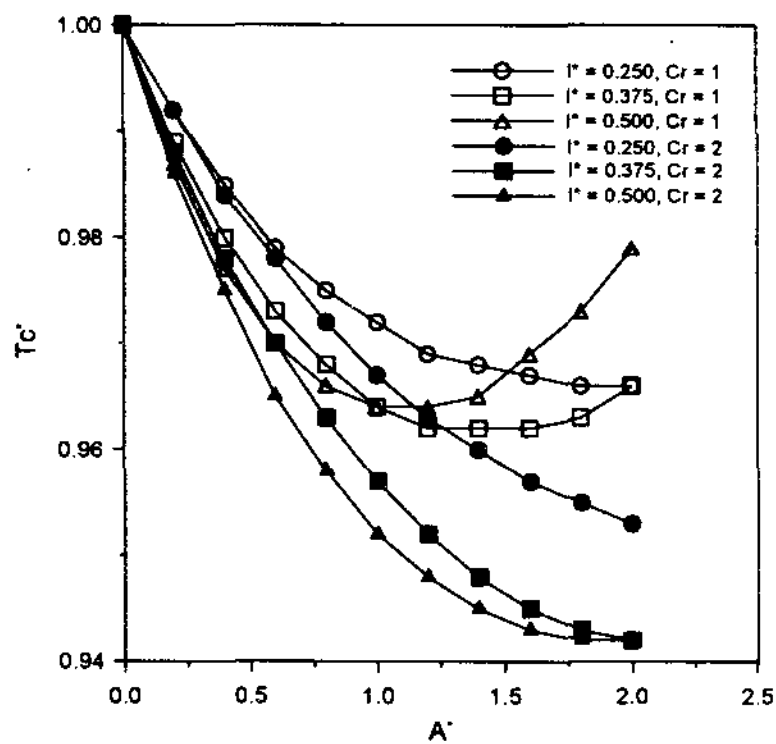


Fig. 3. Comparison of the effect for different heat capacity ratio ( $C_r=1$  and  $C_r=2$ )

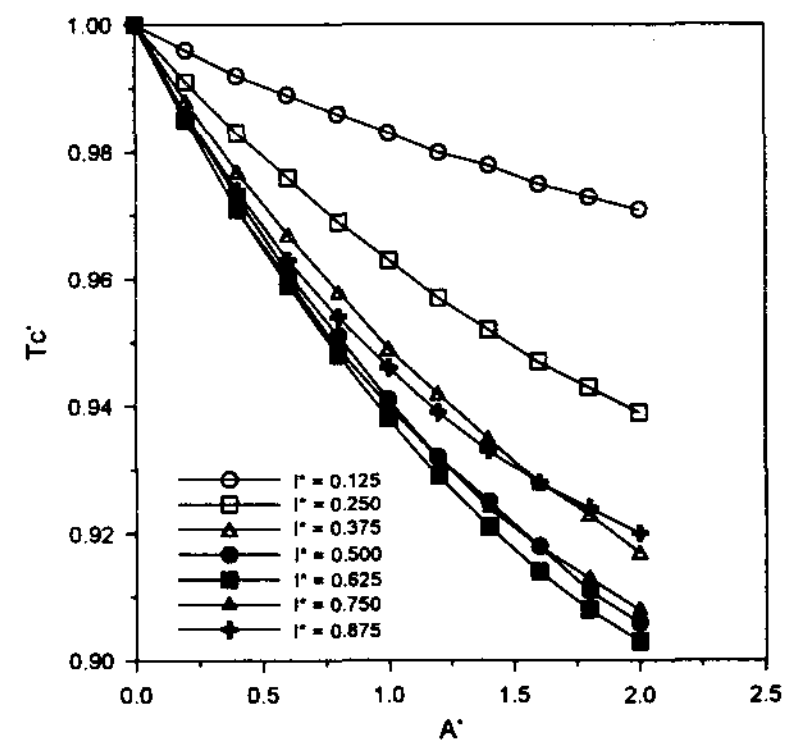


Fig. 5. Cold fluid exit temperature for parallel flow heat exchanger at  $C_r=20$

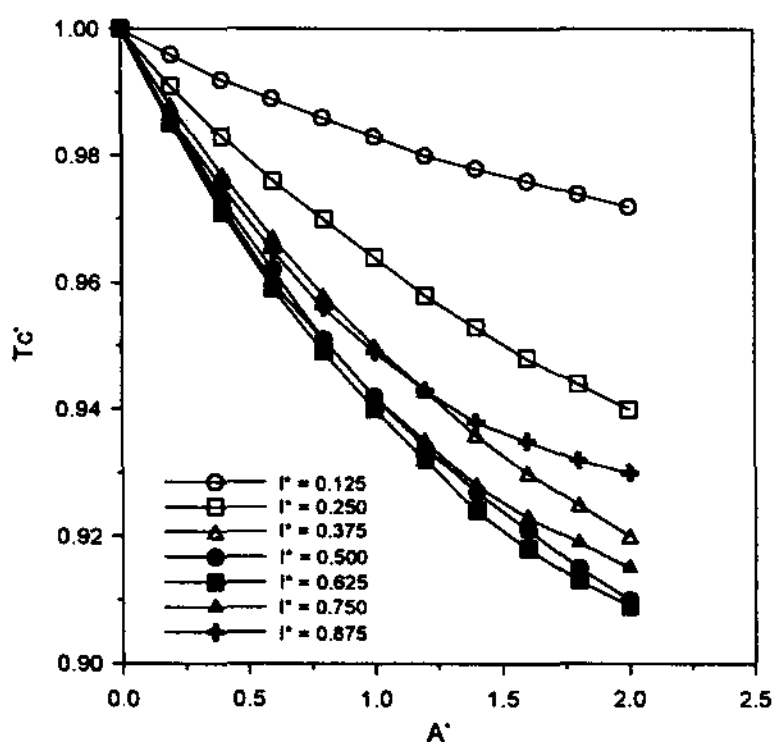


Fig. 4. Cold fluid exit temperature for parallel flow heat exchanger at  $C_r=10$

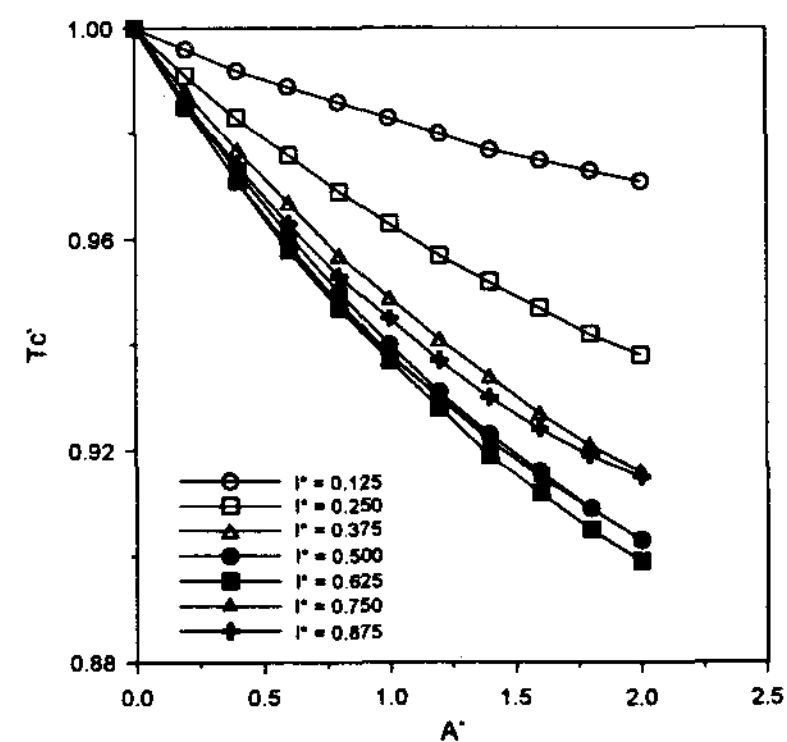


Fig. 6. Cold fluid exit temperature for parallel flow heat exchanger at  $C_r=50$

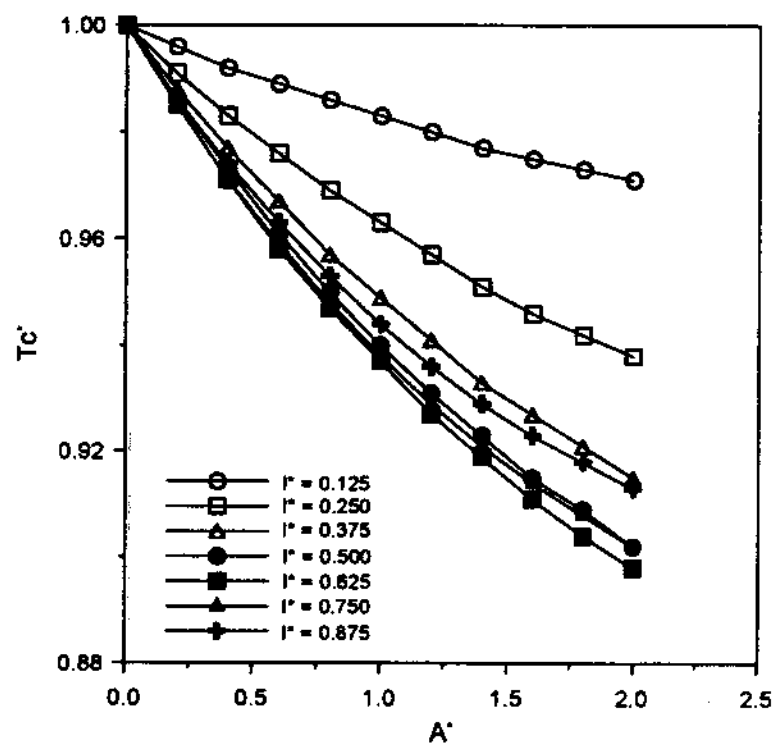


Fig. 7. Cold fluid exit temperature for parallel flow heat exchanger at Cr=100

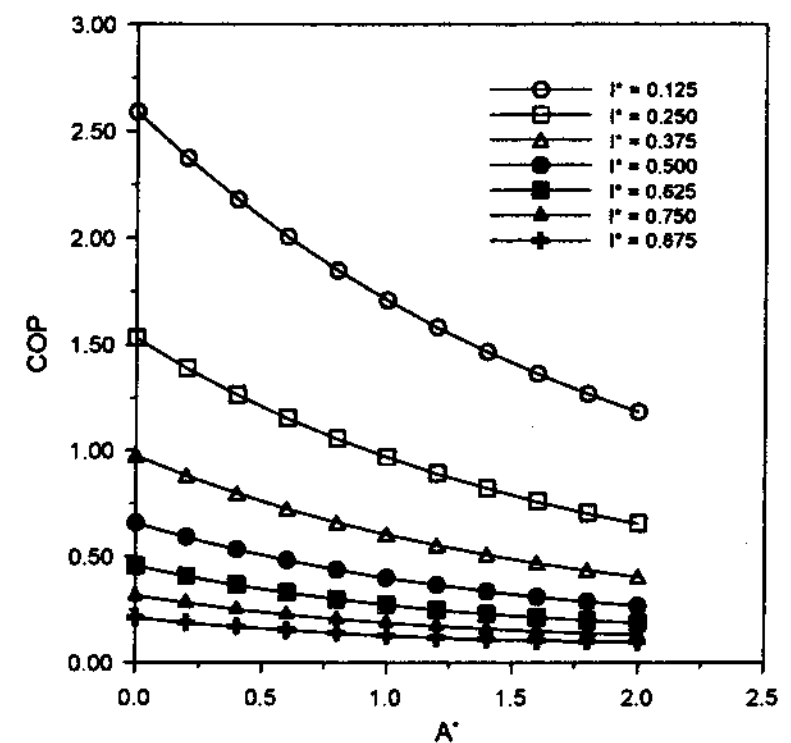


Fig. 9. Coefficient of performance of parallel flow heat exchanger for Cr=10

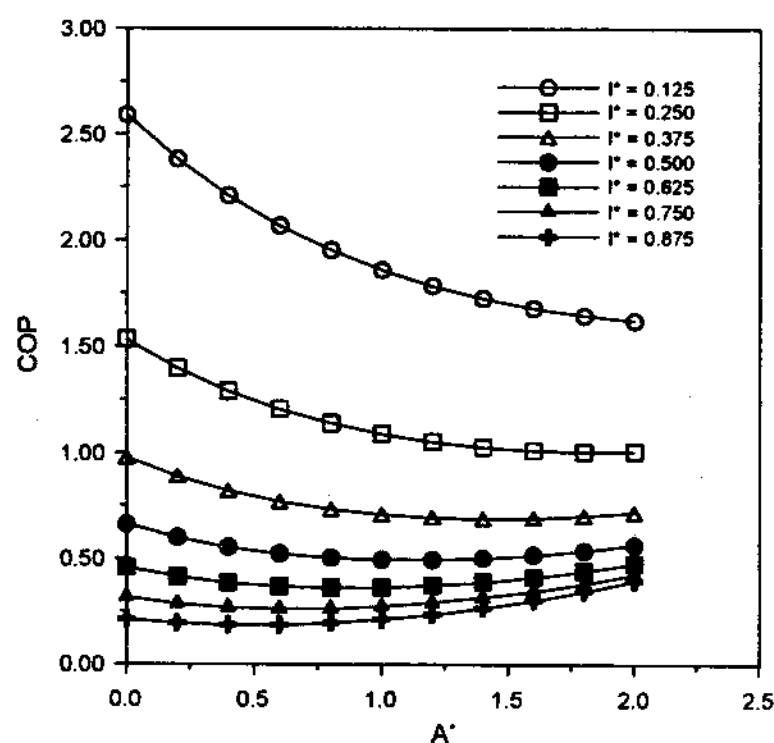


Fig. 8. Coefficient of performance of parallel flow heat exchanger for Cr=1

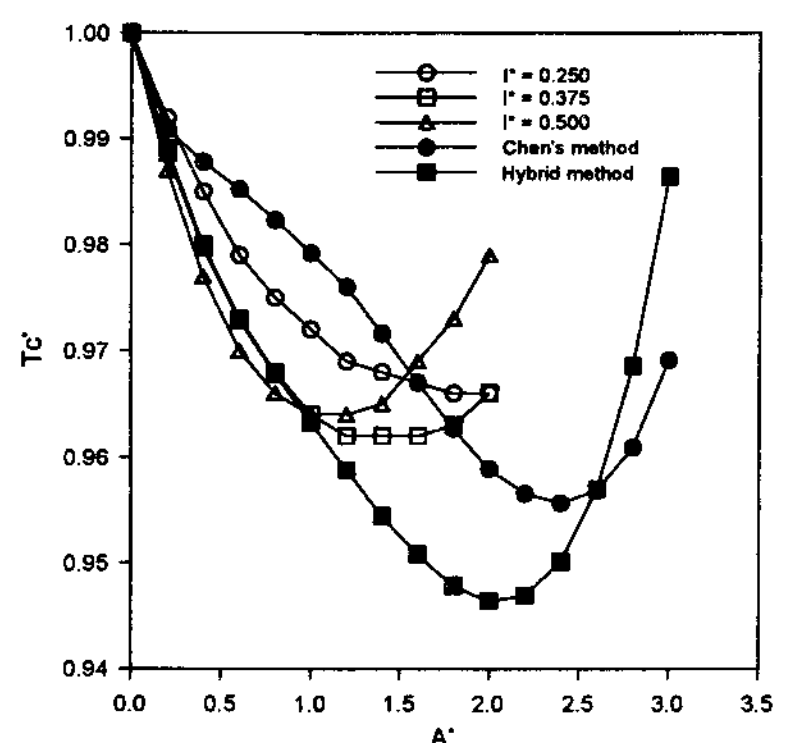


Fig. 10. Comparison of fluid temperature variations of parallel flow TE heat exchanger for Cr=1

아지지 않음을 알 수 있다.

그림 8과 9는 열교환기내의 열전소자에 균일한 전류를 공급하는 경우의 성적계수를 나타낸다.  $C_r$  이 작아지면 식 (26)의 분모가 커짐을 의미한다. 이는 고온유체가 출구쪽으로 나감으로 더 적은 양의 열에너지가 이동한다는 것이다. 따라서 그림에서 알 수 있듯이 성적계수는  $C_r$  이 작을 때 더 높아지게 된다.

그림 10은  $C_r=1$ 이고 고온유체와 저온유체의 입구온도는 310K와 300K일 때 균일 전류분포법일 때와 불균일 전류분포법, 그리고 하이브리드법일 때의 온도분포를 나타내고 있다. 일정영역까지는 균일 전류분포법을 사용하는 것이 열전달 표면적

을 낮추는데 도움이 된다는 사실을 알 수 있다. Chen<sup>8)</sup>의 불균일 전류분포법을 사용하면 균일 전류분포법일 때 보다 저온유체의 온도를 더욱 낮출 수는 있지만 소모되는 전류가 증가하고 열전달 표면적이 늘어남을 알 수 있다. 그리고  $A^*=1.0$ 까지  $I^*=0.357$ 로 균일 전류분포법을 사용하다가, 그 이후 불균일 전류분포법을 사용하는 하이브리드법을 적용하게 되면 저온유체의 온도를 불균일 온도분포법일 때 보다 더욱 낮출 수 있음을 알 수 있고 열전달 표면적도 더욱 줄어듬을 알 수 있다. 따라서 임계면적 이하에서는 균일 전류분포법을 사용하고 그 이후부터는 불균일

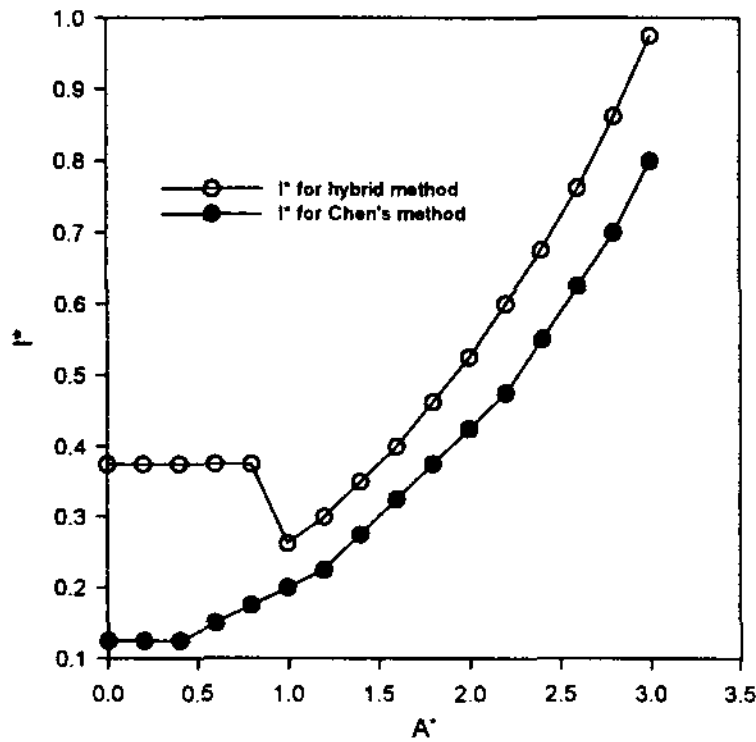


Fig. 11. Comparison of current distributions of parallel flow TE heat exchanger for Cr=1

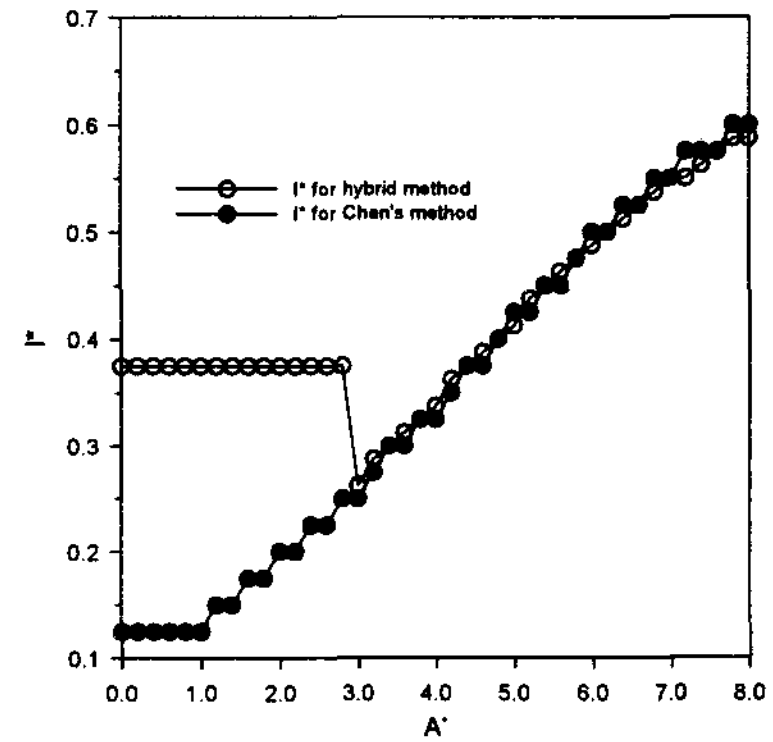


Fig. 13. Comparison of current distributions of parallel flow TE heat exchanger for Cr=10

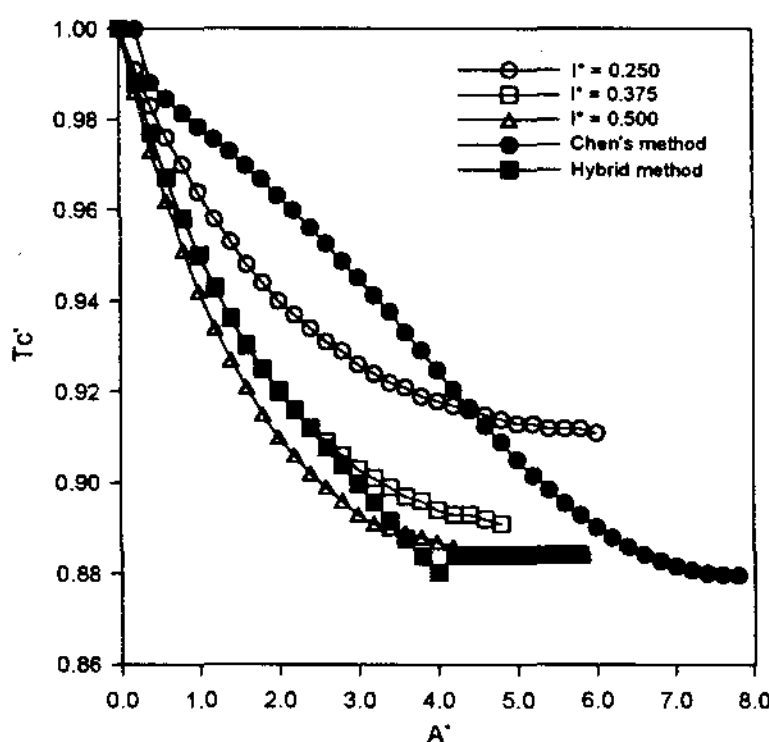


Fig. 12. Comparison of fluid temperature variations of parallel flow TE heat exchanger for Cr=10

전류분포법을 사용하는 하이브리드법이 최적의 제어법임을 알 수 있다.

그림 11은 불균일 전류분포제어법일 경우와 하이브리드법일 경우의 전류분포곡선을 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 불균일 전류분포법을 사용하게되면 저온유체의 유동방향으로 지수함수나 다차원 방정식 형태로 전류의 크기가 증가함을 알 수 있다. 또한 하이브리드법을 사용하면 불균일 전류분포법을 사용할때에 비해서 열교환기의 열전달 면적을 줄일 수 있고 저온유체가 도달할 수 있는 최저온도는 낮아지지만 전류의 소모가

더 많아짐을 알 수 있다.

그림 12와 13은  $C_r=10$ 으로 계산할 때의 온도분포와 전류분포에 대한 그림이다. 하이브리드법은 불균일 전류분포법에 비해서 작은 열전달 면적에서 최저온도에 도달하지만 열전달 표면적이 무한하게 커지게 되면 불균일 전류분포법을 사용하는 것이 저온유체의 출구온도를 더 낮출수 있다는 사실을 알 수 있다. 또한 이때는 불균일 전류분포법과 하이브리드법에서 소모하는 전류의 양이 비슷해 진다는 사실을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 열교환기를 포함하고 있는 열전냉각장치의 해석에 사용되는 균일 전류분포법과 불균일 전류분포법에 대한 계산을 수행하여 하이브리드법과 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 공급되는 전류의 양이 증가한다고 언제나 낮은 저온유체의 출구온도를 얻을 수 있거나 성적계수가 높아지지 않았으며, 3가지 방법 모두 임계면적 이상이면 저온유체의 출구온도가 상승함을 알 수 있었다.

- (2) 열용량비가 큰 경우가 저온유체의 출구온도를 더욱 낮출 수 있으나 성적계수는 떨어진다는 사실을 알 수 있었다. 그러나 열교환기의 크기가 일정하면 열용량비를 무한정 증가시킨다고 저온유체의 출구온도를 낮출 수 있는게 아니기 때문에 열용량비에 대한 최적화작업이 수행해야 한다.
- (3) 열교환기의 면적이 증가함에 따라 저온유체의 출구온도가 낮아지는 경향이 있으나 임계점 이상이되면 저온유체 출구온도가 상승함을 알 수 있었다. 따라서 열교환기의 면적에 대한 최적화작업이 필요함을 알 수 있었다.
- (4) 하이브리드법을 사용하게 되면 저온유체의 출구온도는 더 낮아지고 열전달 표면적도 감소하나 공급하는 전류의 양은 약간 증가한다는 사실을 알 수 있었다.
- (5) 저온유체의 출구온도를 낮추는 경우라면 임계면적까지는 균일하게 전류를 흐르게 하다가 그 이후부터는 면적이 증가함에 따라 전류를 저온유체의 유동방향으로 지수함수형태나 고차방정식 형태로 증가시키는 방식으로 전류를 제어하는 방법이 가장 효과적인 방법임을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 황해권 수송 시스템 연구센터(단독 과제)의 지원하에 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

## 참 고 문 헌

1. 양윤섭, "열전변환 기술의 연구개발에 관한 동향", 공기조화냉동공학, Vol. 23, No. 5, 1994,

pp.396~402.

2. Rowe, D. M., "CRC Handbook of THERMOELECTRICS", CRC Press, 1995, pp.617~619.
3. Gwilliam, S. B., "Design and Test of a Thermoelectric Air Conditioning System for Cooling Parked Aircraft", M. S. Thesis, Dept. of Mech. Eng., Utah University, 1993.
4. Wo, C., "Specific Cooling Load of Refrigeration", Preceeding of the 11th ICT, 1992, pp.136~139.
5. Mathiprakasam, B. and Sutikno, T., "Analytical Model for Predicting the performance of Cross Flow TE Liquid Cooler", Preceeding of the 5th ICT, 1984, pp.75~79.
6. Spikoiny, M. Ju., Appek, M. A. and Galev, V. N., "Mathematical Modeling of Nonstationary Modes for Thermoelectric Modules and Their Computer Aided Design", 1st International Forum on Mathematical Modeling and Computer Simulation of Processed in Energy Systems, Hemisphere Publishing, New York, 1990, pp.223~234.
7. Buist, R. J., "Design and Engineering of Thermoelectric Cooling devices", Proceeding of the 11th ICT, Cardiff, UK, 1991, pp.84~95.
8. Kuan, C. and Scott, B. G., "Optimal Design of TE Air Conditioning System with Different Flow Arrangements", ASME HTD Vol. 279, 1994, pp.1~19.
9. Kays, W. M. and London, A. L., "Compact Heat Exchangers", McGraw-Hill, New York, 1984, pp.186~213.