

운전조건에 따른 히트파이프를 이용한 열교환기의 특성에 관한 연구

A Study on the Characteristics of Heat Exchanger using Heat Pipe for various Working Condition

이 영 수*, 장 영 석**
Y. S. Lee, Y. S. Jang

ABSTRACT

The purpose of this research is to study the characteristics of heat exchanger using heat pipe under various working conditions by a finite element analysis and experiment.

The results are as follows.

- 1) In this study, $h = \text{Max}^B$ is used for the convective heat transfer coefficient and $A = 2.761$ and $B = 0.701 M^{\text{max}(-0.0626)}$ were obtained as the results of experiment.
- 2) For several different working conditions, (Q/Q_b) is predicted by varying the values of L/L_t and Re/R_c . The maximum value of (Q/Q_b) is achieved when $Re/R_c = 1$ and $Le/L_c = 0.5$.
- 3) The comparison between calculated value and experimental data showed agreement within 5% error. Therefore the method may be used to predict the performance of heat exchanger using heat pipe for similar geometric conditions.
- 4) For Re/R_c of 0.2-0.3, the minimum thermal resistance exists when Le/L_t is 0.4-0.65.

기 호 설 명

A : 전열 단면적 (m^2)
 B : 형상합수 매트릭스
 C : 비열 ($J/kg \text{ } ^\circ C$)
 d : 직경 (m)
 D : 열전도율 매트릭스
 F : 열벡터 매트릭스
 h : 열전달계수 ($W/m^2 K$)
 H : 온도강성 매트릭스
 H_{rf} : 에너지회수율(식 (16)에서)

K : 열전도율 (W/mK)
 L : 길이 (m)
 M : 단위면적당 질량유량 ($kg/s m^2$)
 n : 히트파이프수
 N : 형상합수
 q : 단위체적당 열발생율 (W/m^3)
 Q : 열발생율 (W)
 r : 반경방향거리 (m)
 R : 열저항 (k/W)
 Re : 히트파이프 증발부 닥트내의 레이놀즈수
 Rc : 히트파이프 응축부 닥트내의 레이놀즈수
 S : 관피치 (m)

* 정희원, 한국동력자원연구소

** 경남전문대학

- s : 대류경계 조건에서의 면적(m^2)
 T : 온도(K)
 V : 체적유량율(m^3)
 v : 덕터내의 전열면에서 유체유동속도(m/s)
 z : 축방향거리(m)
 ρ : 밀도(kg/m^3)
 τ_f : 환 두께(m)
 θ : 무차원속도
 ϕ : 열교환기 형상함수
 〈하첨자〉
 a : 단열부
 ave : 평균치
 b : 최대열발생율
 c : 응축부
 e : 증발부
 f : 환
 i : 내부
 j : j 번째의 행
 l : 세로방향
 max : 최대치
 min : 최소치
 o : 외부
 sh : 대류경계면
 T : 가로방향
 v : 증기

1. 서 론

산업사회의 발전과 함께 폐열의 효과적 회수에는 열교환기의 역할이 매우 중요하다. 폐열은 분진 및 공해가스 등을 함유한 상태이므로 종래의 튜브식 열교환기는 저온부식, 전열면의 개선에 따른 압력손실 및 효율 등의 문제가 과제로 남아 있다.

최근에 이러한 문제를 해결하기 위한 방법으로서 열교환기의 전열소자를 히트파이프로 하는 경우가 있다. 히트파이프는 열전달이 파이프 관내에서 증발과 응축이 되풀이 되어 잠열을 이용하여 열을 수송하기 때문에 열전도성이 우수하고, 경량이며, 온도분포가 균일하는 등 여러가지 장점이 있다.¹⁾

히트파이프를 이용한 열교환기는 가열측과

냉각측으로 나누어져 열교환할 때 전열소자인 히트파이프의 외벽온도는 항상 전영역에 걸쳐 거의 일정하게 나타나고 그 온도는 양측의 중간정도이다.²⁾ 따라서 폐열의 상태에 따라 열교환기의 급, 배기측의 면적을 분리판으로 변경시키면 전열소자 벽면의 온도를 임의의 온도로 변경 가능하고, 급·배기측 유체를 양유체의 혼합없이 조절가능하다. 또한 관외벽의 저온부식, 압력손실 등에 효과가 있을 뿐만 아니라 작업조건에 따라 효율개선에 도움이 된다.

히트파이프에 관한 연구는 과거 20년동안 전열특성에 대해서 주로 연구되어 열교환기의 기초연구로 충분하다. 이와 같은 연구에 기초를 둔 열교환기의 성능 특성 연구로서 Amod와 Feldman³⁾이 최초로 순수 이론적 계산에 의해 연구하였고, Lee와 Bedrossian⁴⁾은 단순해석 모델을 열저항법으로 해석하고 열전달 실험식을 환이 없는 히트파이프식 열교환기에 제안하였다.

Huang⁵⁾은 Lee 모델을 확장시켜 차분법에 의해서 열전달계수를 Whitaker⁶⁾의 식을 수정, 실험과 비교하여 수치해석의 타당성을 증명하였다. 특히 Perety와 Horbanluc⁷⁾은 연속평판을 갖고 있는 파이프의 배치로 열교환기의 최적설계에 의한 전열평가를 제시하고 있으나 설계조건에 따라 사용하여야 할 방법이 상이하고, 복잡성과 열교환기의 전영역에 걸쳐 열전달 특성을 이해하기가 매우 힘들다.

이외의 연구로서 히트파이프를 이용한 열교환기의 논문들이 다수 있다.^{8,9)}

이와 같은 대부분의 연구는 환이 없는 단순 열교환기로서 연구범위가 협소하며 실험과 이론의 비교 과정의 범위를 벗어나지 못하고 있고, 유체 유량비 및 분리판 이동 등 기하학적 조건들을 예측하기가 매우 힘들다.

본 연구에서는 히트파이프를 이용한 열교환기의 기하학적 조건이 전열특성에 미치는 영향을 수치해석 및 실험으로 검토하였다. 전열특성은 유한요소법의 축대칭 해석해로서 성능 예측 프로그램을 작성하여 실험적으로 검토하였으며, 그 일치성을 확인하여 해석해로서 가

열측, 냉각측의 구조 및 평균유체 유속비가 최적설계치를 갖는 조건을 제시하였다. 또한 대류 열전달계수는 일반 열전달계수식을 실험적으로 수정하여 해석해에 적용하였으며, 평판형이 있는 히트파이프식 열교환기의 열전달계수로 나타내었다.

2. 이론해석

2.1 기본방정식

히트파이프를 이용한 열교환기의 구조는 Fig.1에 나타난 바와 같이 단일본 히트파이프가 열방향 및 행방향으로 구성되어 있다.

가로방향은 중앙분리판이 있어 가열과 냉각 영역으로 분리되어 있고, 행방향은 해석의 간편화를 위하여 제어체적내에 각개의 히트파이프를 나타낼 수 있는 단일본 히트파이프에 대해서만 취급하였다.

Fig.2는 단일본 히트파이프에 대한 해석 모델을 나타낸 것이다.¹⁰⁾ 해석영역은 Z방향으로 작동유체의 증발부(Ze), 단열부(Za-Ze) 및 응축부(Zc-Za)로 나누며 r 방향으로의 컨테이너, 워 및 증기영역으로 나눈다.

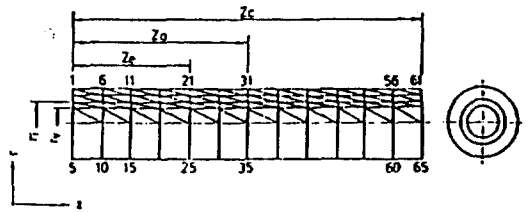


Fig.2 Analytical model of heat pipe area

워 영역은 작동유체의 유동이 포함된 상태로 거의 정지된 상태에 있으므로 대류 및 복사 열전달은 무시하며 유효열전도율로 처리한다.¹¹⁾ 이때 단일본 히트파이프의 가열측에 관한 기초식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r K_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(K_z \frac{\partial T}{\partial Z} \right) + r q = 0 \dots (1)$$

경계조건으로 단일본 히트파이프의 단열부와 양끝면은 단열로 취급하였으며, 가열측과 급기, 냉각측이 외기와 열교환 일어나고 있는 영역의 경계조건은 다음 식으로 나타내었다.

$$r = r_o, \quad 0 < Z < Z_e$$

$$K_e \frac{\partial T_e}{\partial r} = h_e (T_{o1} - T_e) \dots \dots \dots (2)$$

$$r = r_o, \quad Z_a < Z < Z_c$$

$$K_c \frac{\partial T_c}{\partial r} = h_o (T_o - T_{o2})$$

워의 유효열전도율은 많은 연구자료가 있으나^{12), 13)} 형상이 특정한 워는 Z, r 방향으로 워의 형태에 따라 정해지는 열저항법으로 계산된다.

열교환기의 가열 및 냉각측의 유체와 히트파이프 외벽 사이의 열전달계수는 열교환기의 장치로서 실험적인 방법으로 구하여진다. 일반적으로 전열을 위한 관계식은 다음과 같다.

$$Nu = A Re^B \phi_t \dots \dots \dots (3)$$

여기서 A와 B는 실험에 의하여 구해지는 상수이며, ϕ_t 는 열교환기의 기하학적 함수로 되어 다음 식으로 나타낸다.

$$\phi_t = \left(\frac{S_T - d}{d} \right)^{-0.2} \left(\frac{S_T - d}{P_f} + 1 \right)^{-0.2}$$

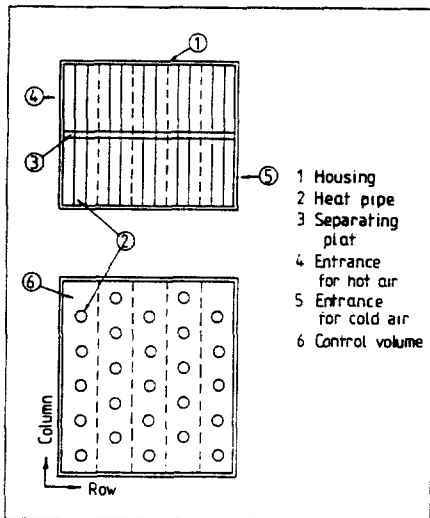


Fig.1 Schematic diagram of heat exchanger using heat pipe

$$\left(\frac{S_T - d}{S_L - d}\right)^{0.4} \dots\dots\dots (4)$$

열교환기가 튜브뱅크를 전열소자로 택하는 경우 Vampola¹⁴⁾ 식을 사용할 수 있다. Vampola 식에 의하면 $A=0.251$, $B=0.67$ 이다. 그러나 히트파이프는 구조적인 면과 작동유체의 잠열수송에 따른 작동 메카니즘은 튜브식과 실제적으로 차이가 있다. 따라서 Vampola 식을 기초로 한 수정식을 만들어 그 타당성을 확인할 필요가 있다.

Fig. 3의 A-A' 직선은 Vampola 식을 최대 질량유량을(M_{max})로서 대류 열전달계수를 나타낸 것이다. B-B'는 식 (4)의 기하학적 함수는 Vampola 식에 의존하고, 식 (3)의 A, B 상수를 실험에 의해서 수정한 곡선을 나타낸 것이다. 이때 A값은 2.761이며, B값은 $0.70 M_{max}^{(-0.0626)}$ 로 나타났다. A-A' 곡선은 B-B' 곡선보다 급경사를 나타내며 최대질량유량비가 2.5부근에서 일치하고 있으나 그외는 다른 값을 갖는다.

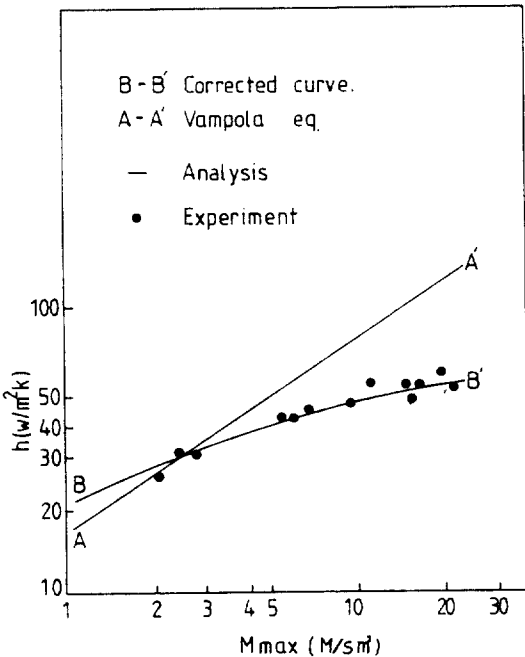


Fig. 3 Relation of convective heat transfer coefficient for Vampola and corrected eq.

결국 흰이 평판이며 평판이 기하학적 조건을 갖는 히트파이프 열교환기의 대류열전달식은 다음 식으로 된다.

$$h = A M_{max}^B \phi_t \dots\dots\dots (5)$$

여기서 M_{max} 는 열교환기내 유체유동방향의 최소단면적에 따른 최대 질량유량비로서 다음과 같이 나타낸다.

$$M_{max} = \rho A v / A_{min} \dots\dots\dots (6)$$

여기서 A_{min} 은 전열면 최소흐름 면적으로 전체전열 면적에서 파이프의 튜브면적과 핀면적을 뺀 값이다. 식 (5)는 수치계산에서 반복대입되어 계산되며 각항의 물리적 성질은 온도 변화에 따라 보간법에 의해서 계산된다.

2.2 수치계산

Fig. 4는 열교환기의 해석을 위한 모델로서 해석방법은 제 1열의 행방향에 대표되는 단일본 히트파이프에 대해 해석하며, 다음은 제 1열의 제어체적내 유체온도를 계산한다. 이러한 계산을 제 2열, 3, ..., m열까지 실행하여 계산된 값이 안정될때까지 반복한다. Fig. 2는 행방향에 대한 단일본 히트파이프의 단면으로 식 (1)을 유한요소법에 적용하면 다음과 같은 행렬식으로 표시되는 선형방정식으로 나타난다.¹⁵⁾

$$[H] \{T\} - [F] = 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$[H_{si}^{(e)}] = \int_v^{(e)} [B]^T [D] [B] dV \dots\dots\dots (8)$$

$$[H_{sh}^{(e)}] = \int_{sh}^{(e)} h [N^{(e)}]^T [N^{(e)}] \{T\} dS \dots\dots (9)$$

$$[F^{(e)}] = \int_{sh}^{(e)} q [N^{(e)}]^T dS - \int_{sh}^{(e)} h T_o [N^{(e)}]^T dS - \int_{si}^{(e)} Q [N^{(e)}] dV \dots\dots\dots (10)$$

$$[D] = \begin{Bmatrix} K_r & 0 \\ 0 & r K_z \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (11)$$

이 식에서 $K_r=K_z$ 로 계산되며 첨자(e)는 임의의 1개 요소를 표시하고 N_i ($i=1, 2, 3, \dots, n$)는 삼각요소에 대한 내삽함수이다.

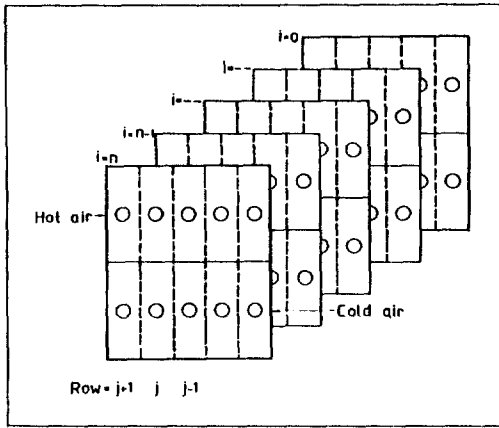


Fig.4 Model of heat exchanger using heat pipes

제어체적내에서 열방향에 대한 히트파이프 벽면 및 흰으로부터 유체와 열교환이 일어나는 경우 에너지평형은 다음 식으로 표시된다.

$$\rho \dot{V} C_p (T_{j-1}^N - T_j^N) = n_j h A (T_f - \bar{T}_o) \quad (12)$$

$$\bar{T}_f = \frac{T_{j-1}^N - T_j^N}{2} \dots\dots\dots (13)$$

$$\bar{T}_o = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k (T_c^N)_i \dots\dots\dots (14)$$

$$T_j^N = \frac{1}{1+0.5B} (T_{j-1}^N + B T_c - 0.5 B T_{j-1}^N) \dots\dots\dots (15)$$

여기서 식 (12)의 n_j 는 행방향의 히트파이프 수량을 나타내며 그외의 항은 단일본 히트파이프에 대한 유체의 냉각식이다. 왼쪽항은 질량유량이 행방향 전체 제어체적에 대한 유체의 에너지식으로 표현된다. 무차원

$$B = \frac{n_j h A}{\rho \dot{V} C_p}$$

는 제어체적내 히트파이프 표면적 합을 나타내며, A는 평판원의 면적과 히트파이프 면적의 항으로

$$A = 2 \cdot n_f \cdot (S_1 \cdot S_i - \pi/4 (d + 2\tau_f)^2) + \pi (d + 2\tau_f) (1 - n_f \tau_f) \dots\dots\dots (16)$$

이다. 여기서 n_f 는 흰수, τ_f 는 흰의 두께, d는 외경을 나타낸다.

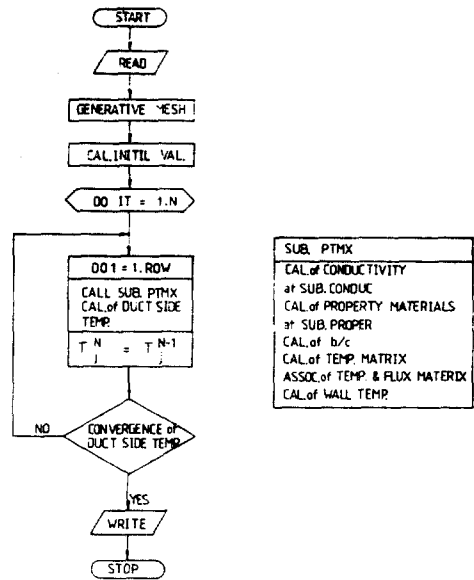


Fig.5 Flow chart

Fig.5는 히트파이프를 이용한 열교환기를 식 (6)~식 (15)를 이용하는 수치해석 방법을 나타낸 흐름도이다. 흐름도에 의하면 해석영역을 n 개의 계산단계로 나누어 각 단계마다 각 열에 대한 계산이 진행되고 $T_j^{N-1} - T_j^N < 10^{-3}$ 이 될때 수렴되도록 하였다. 서브루틴 PT-MX는 유효열전도율, 온도에 따른 물성치의 변화 경계조건에 따른 온도 등이 계산되도록 하였다.

3. 실험장치 및 방법

Fig.6은 히트파이프를 이용한 열교환기의 실험장치 개략도와 사진을 나타낸 것이다. 실험용 열교환기에 사용된 히트파이프의 제원은 Table 1에 나타내었으며 실험용 열교환기의 제원은 Table 2에 나타내었다.

성능실험장치는 덕트내의 최대유속이 7m/s, 풍압 120mmAq, 덕트단면 300mm×300mm이며, 덕트 급·배기측에 규격 KS B 6311에 의하여 제작한 정류격자가 부착되었다. 또한 공기유량을 조절하기 위하여 본 실험장치에서

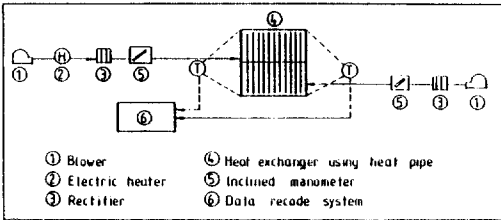
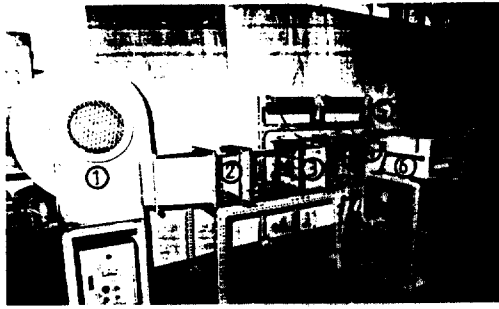


Fig.6 Photograph and experimental setting up

Table 1. Dimension and materials of heat pipe

Total length	0.62m
Out side diameter of pipe	0.0159m
Inside diameter of pipe	0.0137m
Wall thickness	0.0011m
Material of container	AL 3004
Capillary structure	special shape groove

Table 2. Dimension and materials of Heat pipe-Heat exchanger

Number of row(N)	6
Number of Heat pipe in each row(n_j)	8
Fin thickness	0.0018m
Fin shaps	planc
Material	Al 3004
Number of fins	551/m
Pipe outdiameter	0.0159m
Pipe thiockness	0.0011m
Pipe arrangement	staggered
Pipe pitch (L)	0.04167m
(T)	0.03812m
Condenser length	0.305m
Evaporator length	0.305m
Cross section(hot side)	0.305×0.305m
(cold side)	0.305×0.305m

는 2HP, 4P, 22V, 60사이클의 DC Motor 를 사용하였으며, 회전속도 범위는 0~1.750 rpm이다. 또한 직류전동기에 연결된 송풍기는 풍압 120mmAq, 풍량 25m³/min의 터보 송풍기이다.

실험장치에서 온도측정을 위하여 열교환기의 급·배기 입출구에 각각 5개의 열전대를 장착하였으며, 이들 5개의 측정값을 산술평균하여 사용하였다.

또한 습도조절은 3기의 초음파식 가습기를 이용하여 조절하였으며, 습도측정은 열교환기 급·배기 입출구에 각각 열전대를 가제에 감고 물에 적셔서 습구온도를 측정하여 습공기선도에 의하여 계산하였고, 이를 디지털 온습도계 (Hygrotest 6400)를 사용하여 보정하였다. 이러한 온도측정은 온도기록계 (Yokogawa 사 30 Channel Hybrid Recorder)를 이용하였다.

그리고 열교환기의 압력강하를 측정하기 위하여 급·배기 단트에 경사액주계 (Dwyer 사 Model 102)를 연결하였으며, 단트내의 공기 유량 측정을 위해 급·배기 단트 출구측에 피토티관 (Dia 1/8"×L12")식 미세액주계 (FCO12, Furness Controls Limited, 199.9mmH₂O)를 이용하여 공기유속을 측정하고 이를 환산하여 공기유량을 계산하였다.

실험온도 설정을 위한 온도조절은 증발부 단트 입구에 3kW 용량을 히터 두개를 설치하고 이를 전압조절기를 사용해서 조절할 수 있도록 하였다.

실험에 의해서 얻어진 데이터로부터 에너지 회수율은 다음 식으로 나타난다.

$$Hrf = \frac{(h - h_{ci})}{(h_{ei} - h_{ci})} \dots\dots\dots (17)$$

여기서 h 는 엔탈피, 첨자 c 는 냉각측, e 는 가열측, i 는 입구를 표시하였다.

또한 냉각측 회수열량은 다음과 같다.

$$Q = \dot{m} C_p (T - T_{ci}) \dots\dots\dots (18)$$

4. 결과 및 고찰

Fig. 7은 열교환기의 평균유속과 증발부와 응축부의 레이놀즈수의 비(Re/Rc)에 따른 회수율의 변화를 수치해석 결과와 실험치를 비

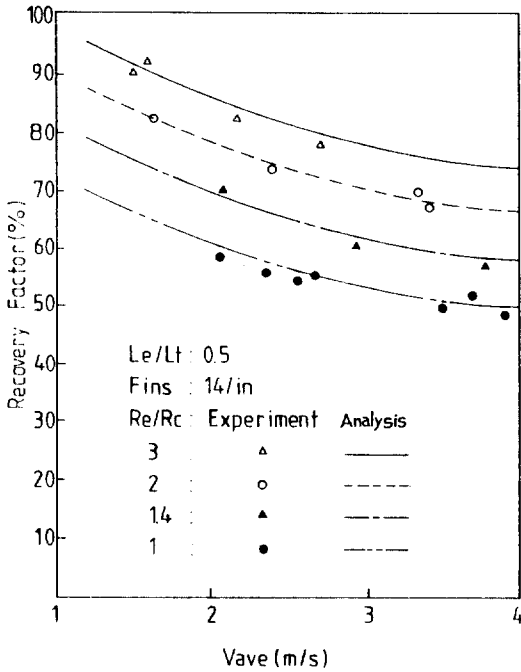


Fig. 7 Recovery factor for Re/Rc ratio by analytical and experimental results

교하여 나타낸 것이다.

Re/Rc가 커지면 에너지회수율은 증가하며, 평균유속이 증가할수록 감소하는 것으로 나타났다. Re/Rc가 커지면 가열측 제어체적내 유동하는 질량유량비가 증가하여 대류 열전달 계수가 증가하며 또한 에너지회수율도 증가한다.

한편 평균유속의 증가는 열용량을 증가시켜 식 (15)의 B값은 감소하는 결과가 되므로 환-파이프의 외벽과 유체사이의 열교환은 점점 감소하는 경향을 보여준다.

실험과 이론의 비교는 평균유속이 낮은 구간에서는 거의 일치하고 있으나 높은 경우에는 이론치가 약간 상승함을 알 수 있었다. 이는 우선 Vampolar 식에서의 형상모델은 히트파이프가 아닌 튜브를 사용하였으며 한편 본 실험 장치의 가열부와 응축부에서 다소 열손실이 발생하기 때문으로 생각되어진다.

Fig. 8은 환수 및 Re/Rc가 에너지회수율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 환수의 증

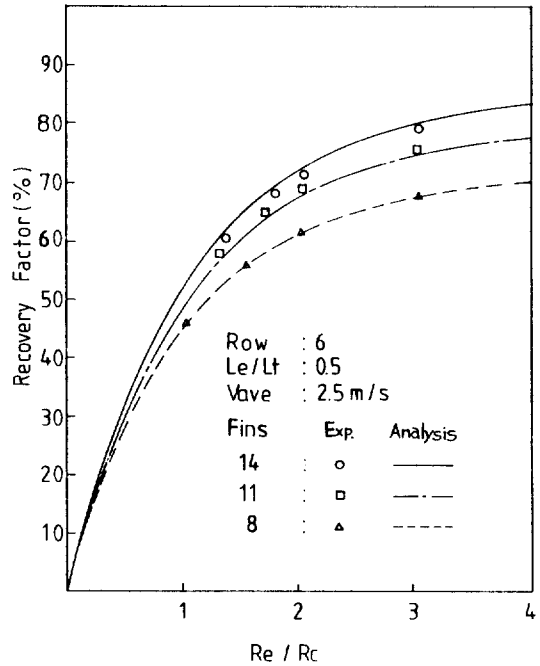


Fig. 8 Recovery factor for Re/Rc and fin number

가에 따라 에너지회수율은 증가하나 그 증가폭의 경향은 감소함을 보여준다. 이것은 환수가 증가하면 가열측 및 냉각측 전열면적이 증가하지만 제어체적내의 열용량 감소에 따른 것으로 판단된다.

평균유속이 적은 구간에서는 거의 일치함을 나타내지만 유속이 많은 구간에서는 수차해석이 다소 증가함을 나타낸다. 이 경향은 Fig. 7과 같은 경향임을 알 수 있었다.

Fig. 9는 Re/Rc와 열수에 대한 에너지 회수율을 나타낸 것이다.

Re/Rc=1인 경우는 열수에 대한 에너지회수율이 거의 직선적으로 변화하지만, Re/Rc > 1인 경우는 완만한 경사를 보여준다. 해석해 비교 역시 제시된 자료에 의해 하였으며 Re/Rc가 3보다 클 경우는 약 2.5%의 차이를 보여 준다.

Re/Rc=1에서는 무차원 B에 의존하며 B의 값이 가열측과 냉각측에 동일하면 열수에 대해 다소 비례적인 값을 나타낸다. 그러나 이와 다른 경우는 무차원 B항 뿐만 아니라

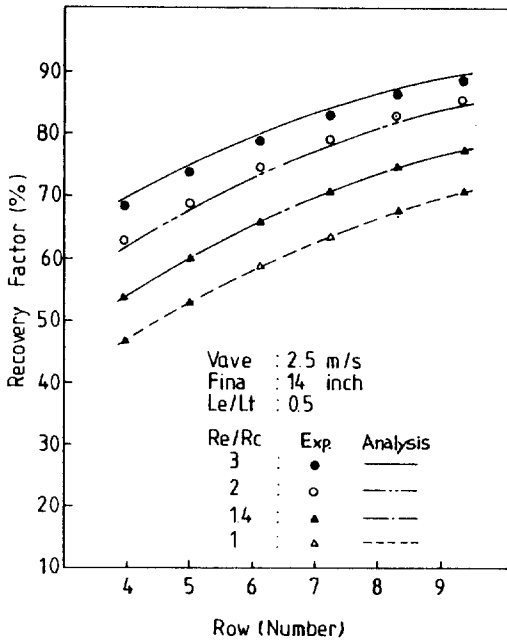


Fig. 9 Recovery factor for various number of rows (Re/Rc ratio as parameter).

제어체적내 유동체적의 열용량이 B 항보다 미치는 영향이 크면 에너지 계수는 열수에 따라 그 변화의 폭을 갖게 된다.

Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9에서 해석해와 주어진 데이터의 비교는 전영역에서 5% 이내의 오차를 나타낸다. 따라서 식 (5)의 열전달계수식은 본 연구에 이용될 수 있다고 판단된다. 성능예측용 프로그램은 열수, Re/Rc 및 회전수가 변화하는 경우 또한 Le/Lt (히트파이프 전길이에 대한 가열부 길이의 비)의 경우 등에 사용가능하리라 판단된다.

Fig. 10은 Re/Rc 가 열교환기의 가열측과 냉각측의 제어체적내 유체의 무차원 온도변화 θ 에 대한 냉각측 입구로부터 무차원 길이(Lb/Ll)의 영향을 나타낸 것이다.

$Re/Rc = 1$ 이면 각 구간의 온도변화는 거의 직선으로 나타나며, Re/Rc 의 비가 작아질수록 가열측의 구배는 급격한 변화를 보여준다.

또한 Re/Rc 가 커질수록 그와 반대로 가열측이 완만한 곡선을 이루며, 냉각측의 변화폭이 클 수 있었다.

이것은 가열측, 냉각측의 질량유량비가 크

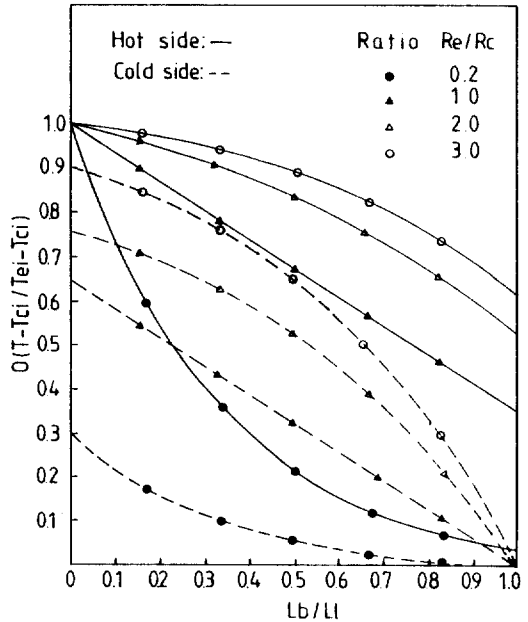


Fig. 10 Relation of and Lb/Ll in the hot and cold side

면 열용량이 증가하여 완만한 곡선이 되나, 질량유량이 적으면 에너지 평형식으로부터 급격한 온도변화가 나타난다.

Fig. 11은 열수와 Le/Lt 의 변화에 따른 Q/Qb 의 변화를 수치해석으로 Re/Rc 가 1인 경우를 나타낸 것이다.

Le/Lt 가 0.5, $Re/Rc = 1$ 인 경우가 최대값을 가지며 Re/Rc 가 적을수록 적게 나타남을 알 수 있다. Re/Rc 가 동일하게 0.5이면 Le/Lt 값이 0.7인 경우는 0.5인 경우보다 적은 값을 보여준다. 이것으로 Le/Lt 와 Re/Rc 의 극대점이 $Re/Rc = 1$, $Le/Lt = 0.5$ 부근임을 알 수 있었다.

열교환기의 작업조건에 따라 Re/Rc 와 Le/Lt 의 변화에 따른 에너지회수율의 극대점을 고찰하면 다음과 같다. Fig. 12, Fig. 13은 이러한 극대값을 구하기 위하여 Re/Rc 의 비가 0.2에서 4까지 변화하는 동안, Le/Lt 에 대한 Q/Qb 의 관계를 나타낸 것이다.

Q/Qb 는 열수, 평균유속 및 회전수가 변화할 때 이중 가장 큰 에너지 회수량(Qb)을 기준으로 해서 각각 다른 경우를 무차원한 값이다.

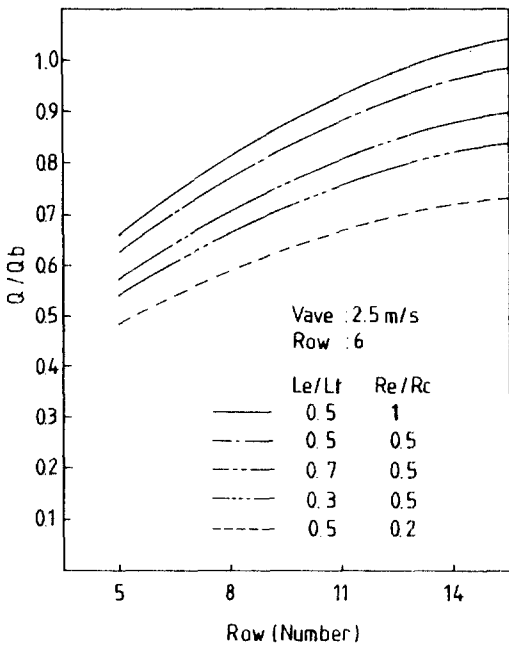


Fig. 11 Dimensionless heat transfer ratio for various Le/Lt and Re/Rc ratio

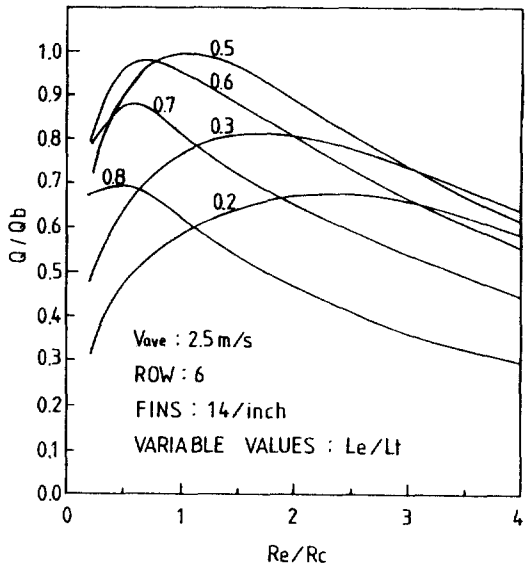


Fig. 13 Dimensionless heat transfer ratio for Re/Rc according to various Le/Lt

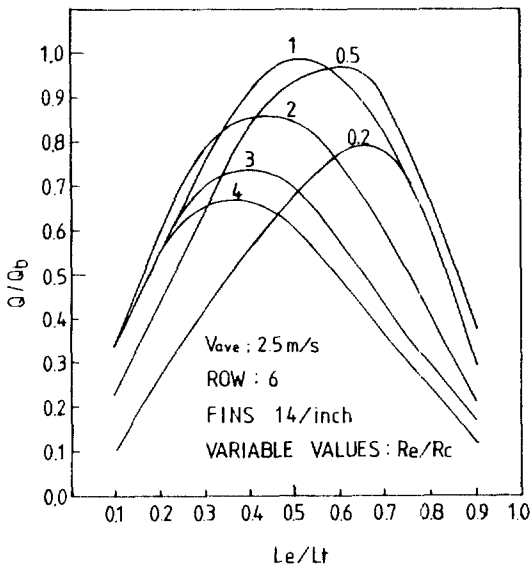


Fig. 12 Dimensionless heat transfer ratio for Le/Lt according to various Re/Rc

Fig. 12에 의하면 $Re/Rc=1$ 일 때 정상점이 $Le/Lt=0.5$ 일 때이며 이때가 최대값이 됨을 보여주며, Re/Rc 에 따른 정상점은 Le/Lt 와 관계가 있음을 알 수 있다.

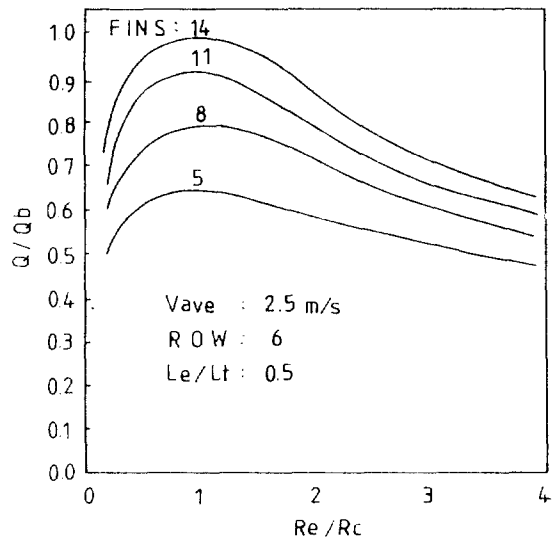


Fig. 14 Dimensionless heat transfer ratio for Re/Rc ratio and fins number

Fig. 13은 Le/Lt 가 변화할 때 Re/Rc 에 대한 Q/Qb 의 영향을 나타낸 것이다. Le/Lt 가 0.5일 때 정상점을 가지며 이때 Re/Rc 는 1 부근임을 알 수 있고, Le/Lt 는 Re/Rc 와 상관관계를 나타낸다.

Fig. 14는 환수가 Re/Rc 에 대한 Q/Qb 와 의 관계를 나타낸 것이다.

유효수가 증가할수록 Q/Q_b 의 값은 증가함을 보여주며 Q/Q_b 의 극대값은 $Re/R_c=1$ 근방에서 나타난다. 이것은 Q/Q_b 의 최고값은 유효수에 관계하지 않고 항상 $Re/R_c=1$ 에서 근사적으로 최대값을 갖고 있음을 보여준다. 따라서 유효수가 동일할 때 Le/L_t 의 변화도 Fig. 12, Fig.13의 경우와 동일한 경향임을 알 수 있다.

Fig.15는 Re/R_c 와 Le/L_t 의 변화에 대한 정상점을 나타낸 것으로 특정 열교환기의 설계 및 제작때 분리판 위치 및 배기량비의 설정에 유용하게 사용할 수 있는 자료가 될 수 있을 것으로 사료된다.

증발부로부터의 분리판 위치를 나타내는 길이비(Le/L_t)가 증가할수록 Re/R_c 는 감소하며 이에 대한 Q/Q_b 는 Fig.14에서 얻을 수 있고, Re/R_c 가 증가하면 오히려 분리판의 위치가 감소로 나타나며 log-log 좌표에 거의 직선에 가까운 곡선으로 표현된다.

Fig.16은 Re/R_c 가 변화할 때 Le/L_t 가 전 열저항값에 대한 변화를 나타낸 것이다.

Re/R_c 가 0.2일 때는 열저항값이 높은 값으로 나타나며, Le/L_t 가 0.65 부근이 가장 낮은 값을 나타낸다.

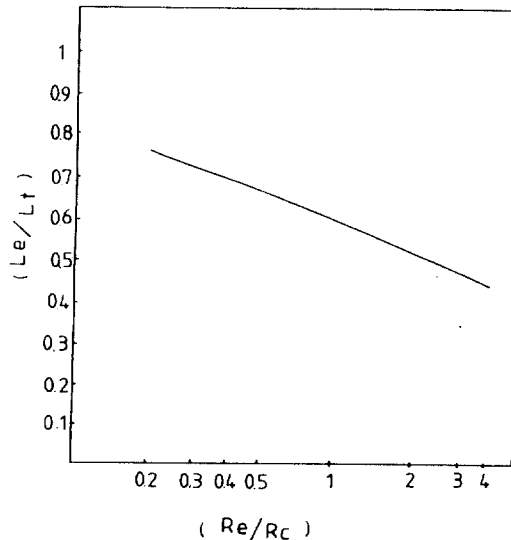


Fig.15 Relation of Re/R_c and Le/L_t ratio

Re/R_c 가 3일 때는 Re/R_c 가 0.2일 때와는 달리 Le/L_t 가 0.35인 경우에 열저항이 최저값이 되며 Re/R_c 가 1일 때는 Le/L_t 가 0.5일 때 가장 낮은 열저항값에 도달함을 알 수 있었다.

Fig.17은 Le/L_t 가 변화할 때 Re/R_c 이 전 열저항에 미치는 영향을 나타낸 것으로서 Le/L_t 가 0.1일 때는 열저항의 최저점은 Re/R_c 가 3.5이나 Le/L_t 가 증가함에 따라 Re/R_c 는 감소하고 최저값은 Le/L_t 이 0.5일때 Re/R_c 는 1임을 보여준다.

Fig.16, Fig.17에서 알 수 있는 것처럼 폐열의 성분에 따라 열저항의 증가를 의미하며 유체가 동일하면 중앙분리판은 가급적 이동하지 않는 것이 유리함을 알 수 있었다.

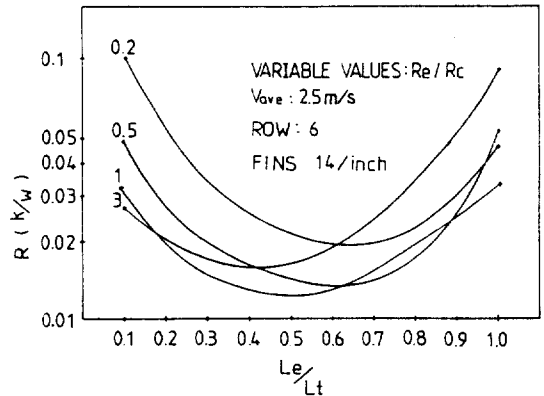


Fig.16 Comparison of thermal resistance of various Le/L_t

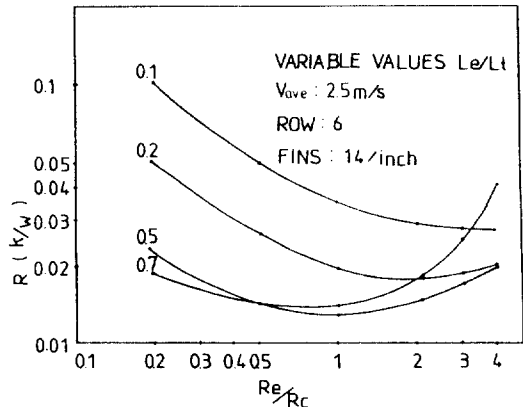


Fig.17 Comparison of thermal resistance of various Re/R_c

5. 결 론

히트파이프를 이용한 열교환기의 기하학적 변화에 따른 전열특성을 실험 및 수치해석으로 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 대류열전달계수 $h = M^B_{\max} \phi_t$ 로 표시되며 본 연구에서는 $A=2.761$, $B=0.701$ 의 값을 갖는다.
- 2) 증발부와 응축부의 레이놀즈비(Re/Rc)가 1 이고 증발부의 길이비(Le/Lt)가 0.5일 때 최대열발생율비(Q/Qb)가 최대값을 가지며 레이놀즈비에 대한 증발부의 길이비는 세미로그 좌표에서 직선적 경향을 나타낸다.
- 3) 히트파이프 열교환기 성능해석 프로그램의 오차는 5% 이내로서 기하학적 조건이 다른 경우에도 적용가능하다.
- 4) 최소 열저항을 얻기 위해서는 중앙분리판을 히트파이프의 중앙에 두는 것이 좋으며 레이놀즈비(Re/Rc)가 적을수록 증발부 길이비(Le/Lt)가 커지며, 레이놀즈비(Re/Rc)가 클수록 증발부 길이비(Le/Lt)가 적을 때 최저값을 갖는다.

후 기

본 연구는 1989년도 과기처 특정연구사업의 일부로 수행되었으며 관계자 여러분께 심심한 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. 松本厚二, 高橋武志, “히트파이프式熱交換器의排熱回收”, 化學技術雜誌 MOL, pp.35-41, 4月號, 1984.
2. 中本隆司, “히트파이프熱交換器による排熱回收”, 省エネルギー(2-1) 臨時増刊 pp.18-28, 1983.
3. J.O. Amod and K.T. Feldman, “Preliminary Analysis of Heat Pipe Heat Exchangers for Heat Recovery”, ASME paper No. 75-WA/HT-36, 1976.
4. Y. Lee and A. Bedrossian, “The Characteristics of Heat Exchangers using Heat Pipe or Thermosyphons”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 221-229, 1978.
5. B.J. Huang and J.T. Tsuei, “A Method of Analysis for Heat Pipe Heat Exchangers”, Int. J. Heat Mass. Transfer, Vol. 28, No. 3, pp. 553-562, 1985.
6. S. Whitaker, “Forced Convection Heat Transfer Correlation for flow in Pipes, Past flat, Single Sphers and for Flow in Packed Beds and Tube Bundles”, J. Aiche 18, pp. 361-371, 1972.
7. R. Peretz and B. Horbaniuc, “Optimal Heat Pipe Heat Exchanger Design”, Heat Recovery Systems, Vol. 4, No. 1, pp. 9-24, 1984.
8. L.L. Vasiliev, L.P. Grakovich and V.G. Kisebev, “Heat Pipes and Heat pipe Exchangers for Heat Recovery Systems”, Heat Recovery Systems, Vol. 4, No. 4, pp. 227-233, 1984.
9. 前田光男, “히트파이프의活用と省エネ效果”, 化學裝置, Vol.26, No.8, pp.78~82, 1984.
10. 장영석, 서해성, 이영수, 전철호, “히트파이프용 열교환기의 에너지 회수 효과 해석 기법”, 태양에너지, Vol.2, No.2, pp.31-41, 1989.
10. K.W. Jackson, Enhancement of Thermal Energy Transport Though Granular Media, Ph.D. Thesis. Geogia Institute of Tech. 1980.
12. Gorring, Churchill, “Thermal Conductivity of Heterogeneous Materials is a Useful Concept, Chemical Engineering Progress, Vol. 57, No. 7, pp. 54-59, 1961.
13. S.W. Chi, Heat Pipe Theory and Practice, pp. 127-176, Mc-Graw-Hill, 1976.
14. J. Vampola, “Vergieioh von Rippen Rotheren aus Untersohiedlichen Werkstoffen fur Luftkuhler”, Chem. Tech., 17, Jg. Heft Januar, 1965.
15. S.S. Rao, The Finite Element Method in Engineering, Peramon Press, pp. 275-302, 1980.