

미세채널내 증발을 고려한 두 유체간 열전달현상에 대한 해석적인 연구

유영준* · 최상민**†

An Analytical Study on a Heat Transfer Mechanism with Boiling Effect between Two Fluids in a Mini-channel

YoungJoon Yoo* · Sangmin Choi**†

ABSTRACT

In order to estimate the efficiency of an evaporative heat exchanger having mini channel, the equations to calculate heat exchanger properties, those are air temperatures and water temperatures etc, are derived from the governing equations based on the Navier-Stokes equation, even though there are several assumptions to make problem simplify. There are three heat transfer zones at the mini channel heat exchanger depending on the water condition. So, there are three governing equations and solutions to calculate the properties. As the results of this study, the equations to calculate a saturation point and a dry point are derived to evaluate an evaporative heat exchanger having micro channel. It is supposed to predict and evaluate the performance of a mini channel heat exchanger with evaporation of liquid.

초 록

미세채널을 갖는 증발형 열교환기의 효율을 평가하기 위하여, 공기의 온도와 물의 온도와 같은 열교환기의 상태값들을 계산하기 위한 관계식들이 문제를 단순화하기 위한 몇 가지 가정을 적용한 Navier-Stokes 방정식으로부터 유도되었다. 미세채널내부는 물의 상태에 따라 3가지 영역으로 나누었다. 이 연구의 결과로써, 미세유로를 갖는 증발형 열교환기의 증발시작시점과 건조완료점을 계산하는 방정식이 제시되었다. 본 연구결과는 증발효과를 이용하는 미세채널형 열교환기의 설계, 성능예측 및 시험결과 분석 등에 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

Key Words: Heat Exchanger(열교환기), Evaporation(증발), Minichannel(미세채널), Cooling System(냉각장치), Thermal Management System(열제어장치), Saturation Length(포화길이)

접수일 2012. 11. 28, 수정완료일 2013. 2. 27, 게재확정일 2013. 3. 6

* 정회원, 국방과학연구소 4기술연구본부 미래추진기술센터
한국과학기술원 대학원 기계공학과

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

† 교신저자, E-mail: smchoi@kaist.ac.kr

[이 논문은 한국추진공학회 2012년도 추계학술대회(2012. 11. 22-23, 여수 디오션리조트) 발표논문을 심사하여 수정·보완한 것임.]

Nomenclature

A : area

C_1, C_2 : constant parameters

C_p : specific heat[J/mol/K]
 D_h : hydraulic diameter[m]
 h : height[m]
 h_{fg} : latent heat of water[kJ/kg]
 K_L : equivalent length ratio for channels
 L : length of flow path[m]
 \dot{m} : mass flow rate[kg/sec]
 P : pressure[N/m²]
 P : peripheral length[m]
 T : temperature[°C]
 t : time
 U : overall heat transfer coefficient
 x : x position
 θ : temperature difference[°C]
 η_f : fin efficiency
 ρ : density
 τ : fin thickness[m]
 w : width

Subscript

a : air
 ch : channel
 dry : dry point
 sat : saturation point
 x, y, z : coordinate direction
 w : water

1. 서 론

항공기에 적용되는 환경조절장치는 냉매의 상변화 과정을 이용하는 기체사이클 적용형(Vapor Cycle)과 엔진블리드 공기의 단열팽창효과를 이용하는 냉각기계(ACM, Air Cycle Machine) 적용형으로 구분될 수 있다. 냉각기계를 적용하는 경우 추가전원의 소요가 적고, 소요공간이 적기 때문에 Vapor Cycle 방식에 비하여 상대적으로 장점이 있다. 따라서, 항공기와 같이 엔진을 통한 블리드 공기를 취출할 수 있거나, 램에어를 이용할 수 있는 경우에 효과적인 환경조절 방안으로 냉각기계 적용형 환경조절장치에 대하여

그 동안 많은 연구가 진행되어왔다[1-2]. 그런데, 엔진의 운전상태에 따라 환경조절장치로 공급되는 공기의 상태(온도와 압력)가 급격히 바뀌게 된다. 이와 같은 다양한 운용조건에서 요구 성능을 만족하는 환경조절장치를 개발하기 위하여 탑재구성품의 성능이 광범위하게 요구되나, 항공기에 장착되는 구성품의 체적과 무게는 항공기의 비행성능에 직접적으로 영향을 주기 때문에 탑재가능 공간 및 무게를 고려하고 가능한 최적의 공간에 가볍게 설계하여야 한다. 이를 위해 구성품의 효율 극대화가 절실히 요구될 수 있다. 때문에 최근 환경조절장치의 주요 구성품 중 하나인 열교환기에 미세채널을 적용하여 단위부피당 열교환면적을 증대시키기 위한 연구[3]가 활발히 진행되고 있으며, 저온유체의 온도를 일정하게 유지하는 방안으로 냉원의 증발현상을 이용하는 연구도 진행되어 왔다[4]. 그 연구결과로 비교적 취급이 쉬운 냉각수를 냉매로 사용하는 미세채널구조의 증발형 열교환기의 성능 시험결과가 제시되기도 하였다[3].

본 연구에서는 미세채널형 열교환기의 성능향상 방안을 연구하기 위하여 미세채널형 열교환기를 수학적 모뎀링하고 그 해를 제시하고자 하였다. 이를 통해 미세채널형 열교환기의 변수에 따른 성능을 분석하고, 미세채널형 열교환기의 설계, 성능예측 및 시험평가 등에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

2. 환경조절장치의 개념

항공기의 동체 또는 날개의 밑부분에 보조연료탱크 등으로 사용되는 유선형구조체(pod)로 최근 이 공간에 고발열장비인 항공영상획득장비가 탑재되는 경우, 공간의 온도환경보호를 위하여 Fig. 1 과 같은 환경조절장치의 개념설계결과가 제시된 바 있다[1-2]. 냉원으로는 연료탱크에서 엔진으로 공급하는 연료를 고려할 수도 있으나, 연료라인을 추가로 구성해야하는 부담이 있고, 연료를 냉원으로 사용하는 경우에 연료의 온도상승이 예상될 수 있고, 제한된 시간동안 정상

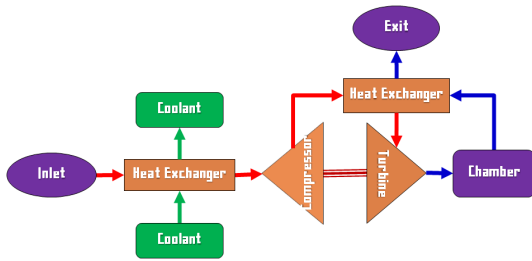


Fig. 1 The schematic diagram of the environmental control system

Table 1. Dimensions of heat exchanger

	air layer	water layer
channel width	1 mm	1.5 mm
channel height	1.6 mm	0.8 mm
channel length	14.9 mm	65.2 mm
lib thickness	0.6 mm	0.87 mm
# of channels	40	6

운용을 목표로 하였기 때문에 별도의 용기에 저장된 냉각수를 냉원으로 사용하는 방안을 고려하게 되었다.

또한, 본 연구에서 검토한 열교환기는 제한된 시간동안 동작하는 열교환기로서, 제한된 공간에서 최대한의 열을 흡수하기 위하여 물의 증발열을 활용하도록 설계하였다.

3. 열교환기 설계

한편, 증발현상을 이용하는 경우에 Fig. 2 와 같이 냉각수의 온도가 변화하지 않는 장점이 있어, 열교환기의 효율을 증대시킬 수 있다.

미세채널 열교환기는 단위체적당 열전달 면적을 크게 하기 위하여 고온유체와 저온유체의 유로를 미세채널로 구성하였다. 이와 같은 미세채널내의 이상유동(two phase flow)에 대한 연구는 1963년에 Mikol, E.P.[7] 등에 의하여 연구된적이 있으나, 미세채널구조를 제작하는 방안이 마련되지 않았으나, 1990년도 이후부터 식각(etching)에 의한 미세채널의 가공 및 확산접합이

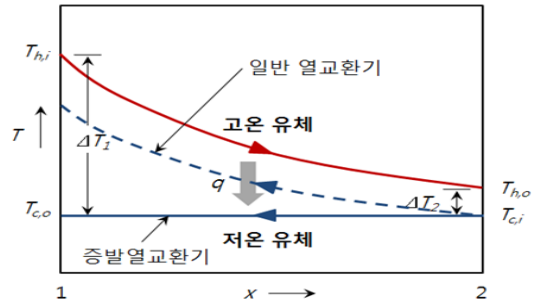


Fig. 2 Air and water temperature profiles of a counter flow heat exchanger

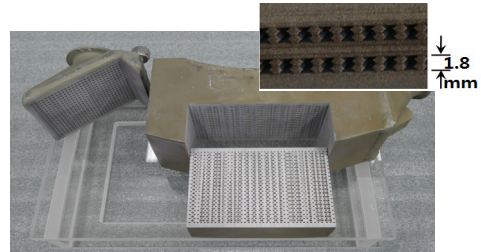


Fig. 3 Minichannel heat exchanger sectional view

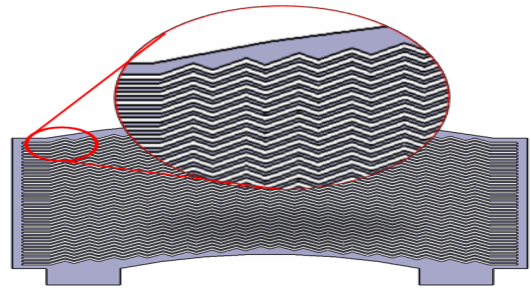


Fig. 4 Air side heat exchanger layer pattern

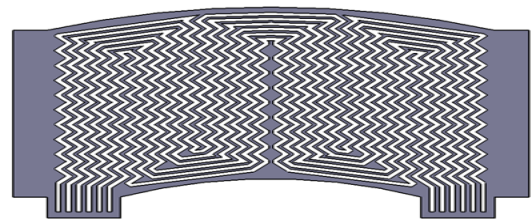


Fig. 5 Water side heat exchanger layer pattern

나 브레이징(brazing)에 의한 접합방법이 개발되면서 미세채널 열교환기가 실용화 연구가 활발

하게 진행되고 있다.

미세채널 열교환기는 채널의 수력직경 ($D_h = 4A/P$)에 따라 마이크로 채널($10 \mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \mu\text{m}$), 미니채널($100 \mu\text{m} \leq D_h \leq 3\text{mm}$) 및 컨벤셔널채널($3 \text{mm} \leq D_h$) 등으로 분류 할 수 있다[6]. 본 연구에서는 Fig. 3-5와 같은 형상의 수력직경(D_h)이 0.9 ~ 1.2 mm인 미니채널 열교환기를 고려하였다. 열교환기의 내부에는 공기를 고온유체로 하는 Fig. 4의 판(layer)과 물의 저온유체로 하는 Fig. 5와 같은 형상의 판(layer)로 구성되어있다. 열교환기가 진동 및 비행가속 환경에서도 냉각수의 쏠림현상을 방지하기 위하여 내부유체가 ‘ㄷ’자 모양이 되도록 하였으며, 냉각수 및 공기의 체류시간을 늘리기 위하여 유로에 톱니(<)모양의 굴곡을 두었다. 또한, 냉각수 흐름을 균일하게 하기 위하여 각각의 채널길이를 동일하게 하였다. 단, 증발현상이 수반되는 경우 채널길이가 같은 경우에도 냉각수 흐름이 균일하게 분포되지 않을 수 있으나, 단순화된 1차원 모델링에서는 이를 고려하지 않았다. 열교환기의 고온측 채널형상은 열전달율을 최대로 하기 위하여 톱니모양으로 구성하였고, 채널간 유량을 일정하게 하기 위하여 각각의 채널길이를 동일하게 하였다. 또한, 입구와 출구의 헤더형상에 따라 압력손실 및 유동에 영향을 받을 수 있어, 별도의 연구를 통하여 헤더형상을 최적화 하였다.

4. 모델링을 위한 열교환기형상의 단순화

열교환기의 수학적 모델을 구하기 위하여 채널의 길이를 고려하였으나, 톱니형 채널의 형상은 고려하지 않았다. 그리고, 물측의 채널 길이가 65.2 mm로 공기측의 채널 길이 14.9 mm보다 길기 때문에 모델링을 단순화하기 위하여 등가 길이(K_L)를 다음과 같이 정의하고 적용하였다.

$$L_{ch,w} = L_{ch,a} \times K_L \quad (1)$$

이는 복잡한 채널형상을 단순화방안으로 적용된 것으로 이와 같은 방법의 타당성에 대해서는 실험이나 전산 해석 등을 통하여 검증해야할 것으로 판단된다.

미세채널구조를 공기흐름 방향에 수직으로 단순화된 단면형상을 도시하면 Fig. 6과 같다. Fig. 6의 ①은 공기측의 채널을 단순화한 것이고, ②는 물측의 채널을 단순화 한 것이며, 각각의 채널에 적용되는 수치들은 Table 1에서 제시된 값과 같다. 한편, 물채널(water channel)과 공기채널(water channel)은 한층(layer)당 각각 6개와 40개로 구성하였고, 물층과 공기층을 하나의 쌍으로하여 모두 19층으로 구성되어있어서 채널의 크기에 비하여 열교환기의 크기가 충분히 크기 때문에 채널간의 열전달현상을 연구하는 목적으로 채널의 좌우 간 또는 층간(상하간) 열적으로 대칭인 것으로 간주하였다.

또한, 채널은 물과 공기가 접하는 공기측 채널의 하부와 물측 채널의 상부면적(A_{ch})이외에 공기채널의 측면을 통한 열전달 및 물채널의 측면을 통한 열전달을 함께 고려되어야 한다. 본 연구에서는 미세채널의 측면을 핀으로 고려하여 단열조건의 핀효율 계산식을 적용하였다.

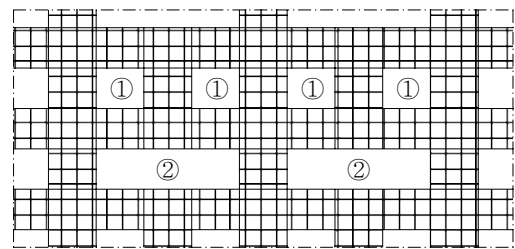


Fig. 6 Simplified cross-sectional diagram of air to water minichannel heat exchanger

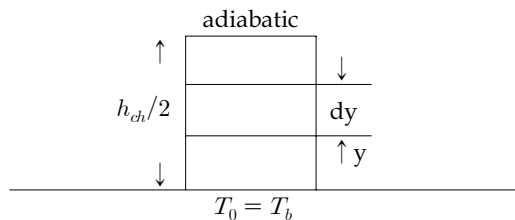


Fig. 7 Channel side wall configuration modeling

핀의 효율을 분석하기 위하여 Fig. 7에서 보는 바와 같이 y방향의 열전도량과 핀의 표면을 통한 대류열전달량에 관한 에너지방정식을 $\theta = T_{ch} - T_b$ 를 적용하여 정리하면, Eq. 2와 같이 정리할 수 있다.

$$G.E.: d^2\theta/dy^2 - (2h/k\tau)\theta = 0 \quad (2)$$

$$B.C.: \theta = 0 \text{ at } y = 0$$

$$d\theta/dy = 0 \text{ at } y = h_{ch}/2$$

이를 이용하여 단열경계조건의 핀의 효율은 다음과 같다.

$$\eta_f = \tanh(m\psi) / (m\psi) \quad (3)$$

where, $m = \sqrt{2h/k\tau}$
 $\psi = h_{ch}/2$

따라서, 각각의 채널당 두께가 τ 이고 핀의 길이가 $h_{ch}/2$ 인 핀이 2개씩 있는 것으로 가정할 수 있고, 채널내부의 상하면을 통하여 다른 매질과 열전달을 하므로, 단위길이당 유효열교환면적 (A_e)은 다음의 식으로 정의 될 수 있다.

$$A_e = 2\eta_f A_f + 2A_{ch} = 2(\eta_f h_{ch} + w_{ch}) \quad (4)$$

위에서 제시된 유효열교환면적은 공기측 채널 뿐 만 아니라 물측 채널에도 동시에 적용이 가능한 식이며, 본 논문에서는 각각의 유효열전달면적을 $A_{e,a}$ 와 $A_{e,w}$ 로 표기하였다.

5. 열교환기의 수학적 모델링

5.1 모델링을 위한 기본 가정들

본 연구의 열교환기의 형식은 Fig. 8의 병류형 열교환기(parallel flow heat exchanger)이다. 실제 미세채널 열교환기의 열전달현상은 공기측의 경우와 물측의 경우 각기 아주 복잡한 현상으로 설명될 수 있지만, 수학적인 해를 도출하기 위하여 다음과 같은 가정을 적용하여 일반적인 연속방정식, 운동방정식 및 에너지 방정식을 가능한

단순화 하였다.

- 1) 고온유체와 저온유체 사이에서만 열교환이 있다.
- 2) x방향으로의 열전도는 무시할 수 있다.
- 3) 위치에너지(P.E.)와 운동에너지(K.E.)는 무시할 수 있다.
- 4) 유체의 비열은 일정하다.
- 5) 총괄 열전달 계수는 일정하다.

물론, 비열과 총괄열전달계수는 유동조건에 따라 변화할 수 있으나, 이와 같은 변화는 중요하지 않으며, 열교환기는 이들의 평균값을 사용하는 것이 합리적이다[5].

5.2 평행형열교환기의 모델링(Zone I)

지배방정식(governing equation)을 정리하기에 앞서 4절에서 미세채널열교환기의 구조를 분석하고 단순화 하였다. 이와 같이 단순화된 형상을 이용하면, Fig. 9과 같이 미세채널을 통한 2종의 유체간 열전달현상을 모델링 할 수 있다.

지배방정식을 정리하기 위하여 공기층과 물층에 대하여 일반적인 3차원 연속방정식과 운동방

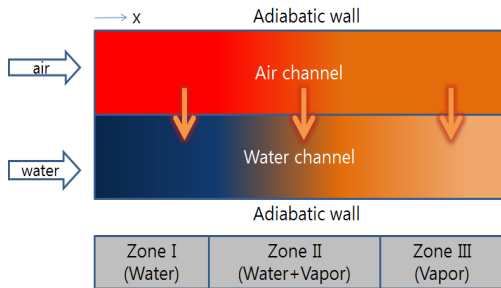


Fig. 8 Heat transfer mechanism for parallel flow heat exchanger

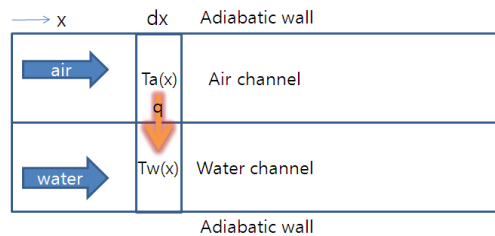


Fig. 9 Parallel flow heat exchanger modeling

정식 및 에너지방정식의 각각의 항을 다음을 이용하여 정리하면,

$$\begin{aligned} \partial/\partial t = \partial/\partial y = \partial/\partial z = v = w = 0 \\ g_x = g_y = g_z = 0 \end{aligned}$$

연속방정식:

$$\text{공기층: } d(\rho_a u_a)/dx = 0 \quad (5)$$

$$\text{물층: } \dot{m}_w = \dot{m}_{wi} \quad (6)$$

운동방정식:

$$(\rho_a u_a) du_a/dx = -dp_a/dx \quad (7)$$

$$\rho_w u_w du_w/dx = -dp_w/dx \quad (8)$$

우선, 연속방정식으로부터,

$$\rho u = \rho_0 u_0 = \dot{m}_{ch,a}/A_{ch} \quad (9)$$

임을 알 수 있고, 이를 에너지방정식에 적용하면 에너지방정식은 다음과 같이 정리됨을 확인할 수 있다.

$$\frac{dT_a}{dx} = -\frac{U}{\dot{m}_a C_{p,a}} T_a + \frac{U}{\dot{m}_a C_{p,a}} T_w \quad (10)$$

$$\frac{dT_w}{dx} = \frac{U}{\dot{m}_w C_{p,w}} T_a - \frac{U}{\dot{m}_w C_{p,w}} T_w \quad (11)$$

위식에서 총합열전달계수(U, overall heat transfer coefficient)는 다음 식으로 정의 될 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{UA} &= \frac{1}{h_a A_{e,a}} + \frac{t_p}{k A_{ch}} + \frac{1}{h_w A_{e,w}} \\ &= \frac{1}{h_a L_e} + \frac{t_p}{k w_{ch}} + \frac{1}{h_w K_L L_e} \end{aligned} \quad (12)$$

그리고, M_a 와 M_w 를 아래와 같이 정의 하면,

$$M_a = U/(\dot{m}_a C_{p,a}) \quad (13)$$

$$M_w = U/(\dot{m}_w C_{p,w}) \quad (14)$$

에너지 방정식은 다음의 matrix 형태로 정리 할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} dT_a/dx \\ dT_w/dx \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -M_a & M_a \\ M_w & -M_w \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_a \\ T_w \end{bmatrix} \quad (15)$$

그 결과 유동방향(x)에 대한 공기의 온도와 물의 온도는 각각 다음과 같은 해를 갖는다.

$$T_a(x) = C_1 + C_2 e^{-\xi x} \quad (16)$$

$$T_w(x) = C_1 - \phi C_2 e^{-\xi x} \quad (17)$$

$$\text{where, } \phi = (M_w/M_a)$$

$$\xi = M_a + M_w$$

$$C_1 = (\phi T_{ai} + T_{wi})/(1+\phi)$$

$$C_2 = (T_{ai} - T_{wi})/(1+\phi)$$

위 결과를 이용하여 물이 증발하기 시작하는 위치를 x_{sat} 라고 하면,

$$x_{sat} = \ln(\phi C_2/(C_1 - T_{w,sat}))^{1/\xi} \quad (18)$$

과 같이 계산될 수 있다.

5.3 병류형 열교환기의 모델링(Zone II)

수증기화가 완료되는(건도=1) 지점(x_{dry})를 계산하기 위하여 Zone I 에서의 해석결과를 이용하여 Zone II 에서 다음과 같은 지배방정식과 경계조건을 도출하고 그 해를 구하면, Eq. 20과 같다.

$$\text{G.E.: } \frac{dT_a}{dx} = -\frac{U}{\dot{m}_a C_{p,a}} T_a + \frac{U}{\dot{m}_a C_{p,a}} T_{w,sat} \quad (19)$$

$$\text{B.C.: at } x = x_{sat}, T_a = T_{a,sat}$$

$$T_a(x) = T_{w,sat} + (T_{a,sat} - T_{w,sat}) e^{-M_a(x-x_{sat})} \quad (20)$$

이 때, 공기의 온도변화량은 물의 잠열량(latent heat)과 같아야 하기 때문에, 다음의 식과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} Q_{mixture} &= -\int_{T_{a,sat}}^{T_{a,dry}} \dot{m}_a C_{p,a} dT \\ &= \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,sat} - T_{a,dry}) \\ &= h_{fg} \dot{m}_w \end{aligned} \quad (21)$$

이 결과 물이 완전히 건조상태가 되는 지점에서의 공기의 온도($T_{a,dry}$)와 물이 완전히 건조된 스팀이 되기 위한 유동방향으로의 거리(x_{dry})는 다음의 식으로 계산될 수 있다.

$$T_{a,dry} = T_{a,sat} - (h_{fg}\dot{m}_w)/(\dot{m}_a C_{P,a}) \quad (22)$$

$$x_{dry} = x_{sat} + \ln(\theta_{sat}/\theta_{dry})^{1/M_a} \quad (23)$$

where, $\theta_{sat} = T_{a,sat} - T_{w,sat}$
 $\theta_{dry} = T_{a,dry} - T_{w,sat}$

6. 해석결과 및 분석

앞 절에서 구한 해석해를 이용하여 공기의 입구온도 300℃, 공기의 입구압력 220 kPa, 물의 입구온도 50℃, 물의 입구압력 350 kPa 및 고온 공기의 유량이 0.03 kg/s 이고, 냉각수의 유량이 0.00282 kg/s 인 경우에 공기의 온도와 물(수증기포함)의 온도를 해석하면, Fig. 10의 결과를 얻을 수 있다. 이 때, 공기측의 대류열전달계수를 계산하기 위하여 레이놀즈수(Re_d)를 계산한 결과 1,001로 층류임을 확인할 수 있다. 이 때, 관내의 완전히 발달된 관내층류유동에 대한 열전달계수를 계산은 참고문헌[5]의 데이터를 활용하여 $Nu_D = 3.08$ 을 적용하였다. 물채널의 경우도 동일한 분석을 통하여 Re_D 가 63정도로 작아 층류유동으로 고려할 수 있고, 공기로부터 유입되는 열유속이 일정한 조건으로 가정하여 $N_D = 4.12$

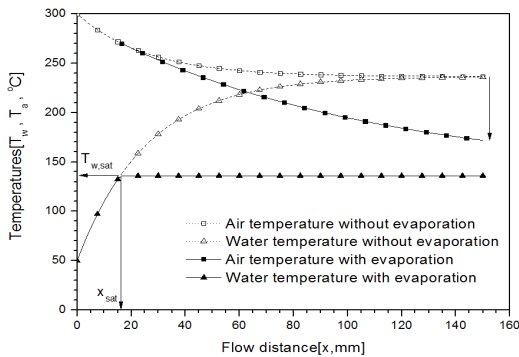


Fig. 10 Temperature profile calculation results of a minichannel heat exchanger

를 적용하였다. 그런데, 물의 경우는 증발을 시작하는 시점부터 증발현상에 의하여 열전달계수의 값이 급격하게 증가하는 것으로 알려져 있다 [6]. 하지만, 이와 같은 물측의 열전달 계수의 증가에 비하여 공기측의 열전달계수가 상대적으로 너무 작아 총합열전달 계수의 값에는 큰 영향을 주지 못한다. 즉, 일례로 공기측과 물측의 열전달계수값은 각각 $75 \text{ W/m}^2\text{°C}$ 및 $2,676 \text{ W/m}^2\text{°C}$ 이므로, 공기측의 열전달계수가 물측보다 현저하게 작기 때문에 마이크로 채널내의 총합열전달계수는 $73 \text{ W/m}^2\text{°C}$ 정도로 공기측의 열전달계수와 근사한 값을 갖는 것을 확인할 수 있다. 또한, 증발현상을 동반하는 경우에는 전술한 바와 같이 열전달계수가 급격하게 증가하는 것으로 발표되고 있어서, 그 영향이 더욱 미미해 질 것으로 판단된다.

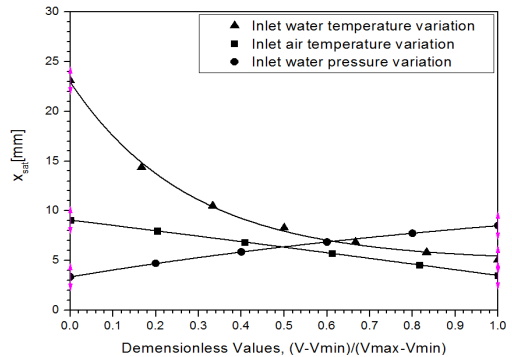


Fig. 11 Saturation length(x_{sat}) with respect to the dimensionless variables

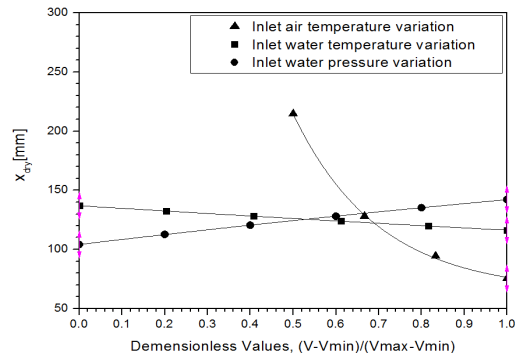


Fig. 12 Dry length(x_{dry}) with respect to the dimensionless variables

이상과 같은 해석을 통하여, Fig. 10과 같이 16.8 mm에서 증발현상이 발생하기 시작하고, 150 mm 이내에서는 지속적으로 증발현상이 발생하는 것으로 확인되었다. 아울러, 압력상승에 따른 포화온도($T_{w,sat}$)도 139°C로 계산되는 것으로 확인되었다.

한편, 해석결과를 이용하여 열교환기의 3가지 운용변수에 대한 변화를 고려하면서, 열교환기의 주요설계변수가 될 수 있는 포화길이(x_{sat})와 건조길이(x_{dry})를 검토하였다. 사용된 변수들의 검토범위는 열교환기가 운용될 수 있는 조건을 고려하여 공기입구에 생성될 수 있는 것으로 추정되는 공기의 입구온도범위(200 ~ 500°C)를 고려하였고, 내부에 탑재되어 가열될 수 있는 물의 조건을 고려하여 물의 입구온도범위(50 ~ 99°C) 및 냉각수의 공급을 위하여 가압되는 환경을 고려하여 물의 압력범위(100 ~ 350 kPa)를 고려하였으며, 그래프에서는 각각의 변수들에 대하여 경우를 0과 1사이의 값으로 환산하여 Fig. 11과 Fig. 12에 도시하였다.

Figure 11과 Fig. 12에서 확인할 수 있는 바와 같이 물의 입구온도의 증가에 따라 포화길이와 건조길이 모두 감소하는 경향을 확인하였으며, 감소율은 건조길이의 경우 더 급격하게 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 아울러 물측의 압력에 따른 영향을 검토한 결과 압력의 증가로 물의 포화온도 증가를 예상할 수 있으므로 포화길이와 건조길이가 모두 증가하는 것을 확인할 수 있다. 그리고, 공기의 입구온도에 대한 검토결과, 입구온도가 증가할수록 포화길이는 감소하는 경향을 보이며, 일정온도이하에서는 건조길이가 기하급수적으로 증가하는 것을 확인할 수 있었다.

7. 결 론

미세채널 열교환기의 시험결과를 분석하고 성능을 예측하기 위해 미세채널 열교환기의 일반해를 구하였으며, 그 결과를 이용하여 증발현상이 시작되는 지점(포화길이, x_{sat})과 증발이 완료되는 지점(건조, x_{dry}) 계산을 위한 식을 유도하

고 운용조건의 변화에 따른 포화길이와 건조길이의 계산결과를 비교하였다.

비교결과 물의 입구온도에 대해서는 포화길이와 건조길이 및 증발길이(건조길이와 포화길이의 차)가 감소하는 경향을 보였으며, 물의 압력에 따라서는 증가하는 경향을 보였다.

특히, 공기의 입구온도가 낮은 조건에서는 포화길이와 건조길이가 운용조건들에 비하여 급격하게 감소하는 경향을 보이며, 입구온도가 높은 경우는 완만하게 감소하는 경향을 보였다.

참 고 문 헌

1. 유영준, 이형주, 고성희, 기자영, "환경조절장치(ECS)의 모델링 프로그램 개발에 관한 연구," 한국추진공학회지, 제13권, 제5호, 2009, pp.57-63
2. Yoo, Y. J., Lee, H. J., Min, S. K., Hwang, K. Y., and Lim, J. S., "A study on a modeling and simulation program of an environmental control system with a phase change heat exchanger," Proceedings of AIAA M&S 2011, AIAA 2011-6675, 2011
3. 이형주, 유영준, 민성기, "물의 증발잠열을 이용하는 미세채널 열교환기의 실험적 연구," 제35회 한국추진공학회 추계학술대회, 2010, pp.245-253
4. Ghiaasiaan, S. M., Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation - in Conventional and Miniature Systems, Cambridge University Press, 2008
5. Incropera, F. P. and Dittus, D. P., Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons Inc. 1985
6. Kandlikar, S. G., "Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels," Journal of heat transfer, Vol. 126, February 2004, pp.8-16
7. Mikol, E. P., "Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes," ASHRAE Journal, 1963, pp.75-86