소형 자연순환 수직형 증발기 해석 및 성능실험

차 상 진, 김 내 현†, 유 진 상*
인천대학교 기계시스템공학부, *(주)월드에너지

Performance Analysis and Test of a Small-Scale Natural Circulation Vertical Evaporator

Sang-jin Cha, Nae-Hyun Kim†, Jin-Sang Ryu*
Department of Mechanical System Engineering, Univ. of Incheon, Incheon 406-772, Korea
**CEO, World Energy, 388-1 Daeyami-Dong, Gun-Po, Kyonngi-Do 435-060, Korea*

(Received March 27, 2011; revision received August 11, 2011)

ABSTRACT: In this study, an effort has been made to analyze the subcooled boiling heat transfer in a natural circulation vertical evaporator. To verify the analysis, a small-scale model was made and tested. The friction correlation by Ueda, void fraction and quality correlation by Saha and Zuber along with the superposition heat transfer model by Rohsenow yielded a satisfactory agreement with the model test data. The analysis was extended to simulate a 1 ton/day concentration system. Comparison with the test results of 1 ton/day prototype revealed that the data were overpredicted by 13%. The capacity of the prototype was 1.2 ton/day with COP of 5.77.

Key words: Natural circulation(자연순환), Evaporation(증발), Concentrator(농축장치), Subcooled boiling(과냉비등), Vertical(수직형)

기 호 설 명

A	: 전열면적 [m^2]
c_p	: 정적비열 [J/kgK]
D	: 관경 [m]
f	: 마찰계수 [-]
g	: 중력가속도 [m/s^2]
G	: 질량유속 [kg/m^2s]
h	: 열전달계수 [W/m^2K], 엔탈피 [J/kg]
k	: 열전도도 [W/mK]
L	: 길이 [m]
$\dot{m}$	: 유량 [kg/s], 응축량 [kg/hr]
N	: 관 개수 [-]
P	: 압력 [Pa], 동력 [kW]
Pr	: Prandtl 수 [-]
q	: 열유속 [W/m2]
Q	: 전열량 [W]
Re	: Reynolds 수 [-]
t	: 관벽 두께 [m]
T	: 온도 [K]
U	: 총합열전달계수 [W/m^2K]
v	: 비체적 [m^3/kg]
α	: 기공율 [-]
dP/dz	: 압력구배 [Pa/m]
ΔP	: 압력손실 [Pa]
ΔT	: 온도차 [K]
μ	: 점성계수 [kg/ms]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
σ	: 표면장력 [N/m], 축소비 [-]
ϕ^2	: 이상곱셈자 [-]

† Corresponding author
Tel.: +82-2-835-8420; fax: +82-2-835-0793
E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

하첨자

a	: 실제, 가속항
c	: 하강관, 축소
e	: 확대
f	: 액체, 마찰항
FDB	: 완전발달비등
g	: 기체
i	: 내측
l	: 액체
lo	: 모두 액체
m	: 관 평균
nb	: 핵비등
o	: 외측
ONB	: 비등개시
sat	: 포화
sc	: 과냉
TP	: 2상류
w	: 관벽
z	: 중력항

1. 개 요

최근들어 환경에 대한 국민적 관심이 고조되고 환경오염방지에 대한 정부 정책도 강화되고 있다. 현재 소규모 단위 사업장에서는 발생한 폐수를 전문처리업체에 위탁하여 처리한다. 이 때, 처리 비용은 발생량에 비례하여 부과된다. 따라서 단위 사업장에서는 폐수를 농축시켜 발생량을 줄이는 것이 경제적이다. 폐수를 증발, 농축시키기 위해서는 열에너지가 필요하다. 이 열에너지를 증발시 발생한 증기로 부터 얻는다면 매우 효율적일 것이다.

Fig. 1에 증발 농축시스템의 개략도가 나타나 있다. 폐수는 폐수 유입관(1)을 통하여 시스템으로 유입되며 열교환기(2)를 통과하게 된다. 이때 폐수는 배출되는 응축액과 열교환을 통하여 온도가 올라간다. 유입된 폐수는 증발농축부에서 증발한다. 증발농축부는 수직형 쉘-튜브형 열교환기로 관 내측의 폐수는 관 외측에서는 응축하는 수증기에 의해 증발한다. 증발한 수증기는 기액 분리기(4)를 지난 다음 압축기(5)에서 고온으로 압축된 후 증발농축부의 관 외측(6)에 공급된다. 소형 압축기로는 루츠블로워가 주로 사용된다. 수증기는 관 외측에서 응축하며 관 내측의 폐수에 열을 공급한다. 응축액은

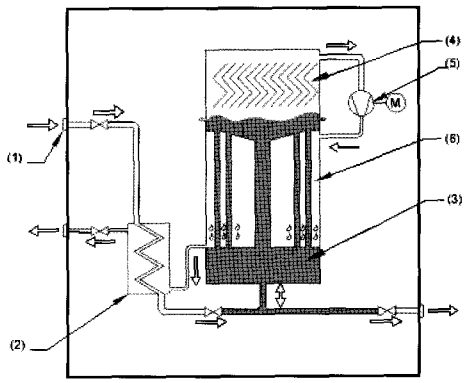


Fig. 1 Schematic drawing of the waste water concentration system.

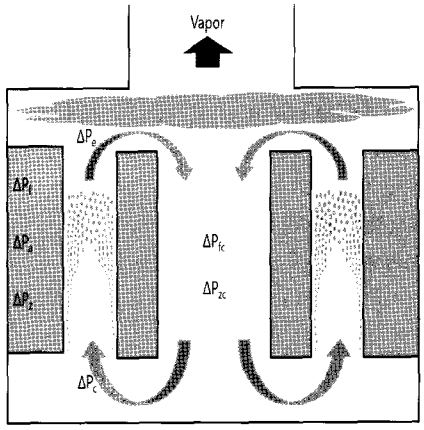


Fig. 2 Schematic drawing of the concentration heat exchanger.

열교환기(2)를 통하여 외부로 배출된다. 이러한 과정을 통하여 폐수는 연속적으로 농축된다.

Fig. 2에 증발농축부의 개략도를 나타내었다. 증발농축부는 수직관 열교환기로, 중앙에 대구경관이 배치되고 그 주위로 소구경 관들이 원주 방향으로 다수 배치된다. 소구경 관 외측에서는 수증기가 응축하며 관 내측의 폐수를 증발시킨다. 소구경관을 나온 기액 혼합물 중 수증기는 상부의 기액분리기로 가고 액체는 중앙에 위치한 대구경 관을 통하여 하부로 순환된다. 이 액체는 다시 소구경 관을 통하여 상승하며 증발이 일어난다. 즉, 소구경 관과 대구경 관 사이의 자연 순환 유동을 통하여 폐수가 농축된다. 본 연구에서는 소형 증발 농축 시스템의 증발농축부에 대한 해석 및 실험을 수행하였다. 우선은 순수한 물에 대하여 수행하였고 향후 폐수를 대상으

로 연구를 확장할 예정이다. 또한 1 ton/day 급 소형 증발농축장치를 제작, 성능시험을 수행하고 해석결과와 비교하였다.

2. 자연순환 유동 및 열전달 해석

증발 농축부의 관내에서는 기액 2상류가 형성되고 부력에 의해 순환 유동이 형성된다. Fig. 3에 수직관 내 증발열전달시 유체온도(T_f), 포화온도(T_{sat}) 그리고 벽면온도(T_w)의 개략도를 나타내었다. 자연순환형 증발기의 경우 관 하부의 압력은 상부의 압력보다 수두차만큼 높고 따라서 관 하부의 포화온도도 관 상부의 포화온도보다 높게 된다. 또한 증발농축부 중앙에 위치한 하강관에서는 열전달이 없으므로 입출구 액체의 온도가 같게 된다. 따라서 상승관으로 순환, 유입되는 액체는 증발농축부 상하의 포화온도 차이만큼 과냉 상태가 된다. 과냉액은 흐르면서 관벽으로부터의 열전달에 의하여 온도가 올라가는데 건도가 1.0이 되는 지점부터는 포화온도와 같게 된다. 본 연구의 소형 증발농축 시스템의 경우 증발온도는 80℃, 관 길이는 0.5 m이고 이에 따른 과냉도를 계산해 보면 대략 4℃가 된다.

수직관 출구의 건도는 관 외측에서 공급되는 열량과 관 내 질량유속에 의해 결정된다. 한편 질량유속은 열유속, 관의 길이와 직경등에 의해 결정된다. 본 연구에 사용된 루츠 블로워의 압축비는 1.5정도로 증기온도를 10℃ 가량 올릴 수 있다. 관 외측과 관 내측의 온도차가 10℃일 때 관 내측 증발과 관 외측 응축에 의해 형성되는 열유속은 20 kW/m^2 가량 된다. 이 열유속에서 자연 순환 유동의 질량 유속은 대략 100 kg/m^{2}s가 되고 이에 따른 증발관 출구 건도는 1% 미만이 된다(다음 절에 상술하였음). 따라서 본 연구의 수직관 내 증발열전달에는 과냉비등이 지배적인 역할을 하게 된다.

수직관 내로 유입된 과냉액은 관 내를 상승하면서 단상 강제대류 열전달에 의하여 온도가 증가한다. 이 때 벽면온도도 증가하게 되는데 벽면과열도(벽면온도와 그 지점에서의 포화온도와의 차이)가 비등개시온도(ONB)보다 높게 되면 벽면에서 기포가 발생한다. 증발하게 된다. Sato and Matsumura[1]는 하기의 비등개시(ONB) 상관식을 제시하였다.

$$(\Delta T_{sat})_{ONB} = \frac{4\sigma T_{sat} v_{fg} h_l}{k_l h_{fg}} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{k_l h_{fg} \Delta T_{sc}}{2\sigma T_{sat} v_{fg} h_l}}\right) \quad (1)$$

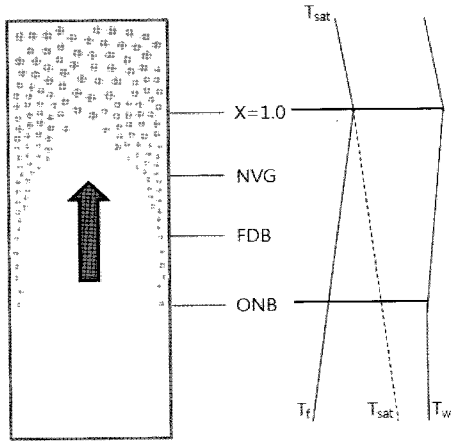


Fig. 3 Schematic drawing of saturation, fluid and wall temperature variation during subcooled boiling in a vertical tube.

비등개시 이후에는 기포 발생 개소가 점차로 증가하는데 종국에는 기포 발생이 왕성하여 유속의 영향을 받지 않는 완전발달 비등(FDB) 영역에 도달하게 된다. 비등개시와 완전발달 영역 사이를 부분비등 영역이라 부른다. Jens and Lottes,[2] Thom et al.,[3] Kandlikar[4] 등은 완전 발달 비등 상관식을 제시하였다. 하지만 이들 상관식은 대부분 고압 영역의 실험데이터를 근간으로 개발된 것으로 본 연구의 저압(0.3기압) 실험 데이터 예측에는 무리가 있다. 부분 비등영역의 열전달계수 예측에는 Bowring,[5] Bergles and Rohsenow,[6] Rohsenow[7] 등의 방법이 사용된다. 이 중 Bowring과 Bergles and Rohsenow 방법은 단상 강제대류 열전달계수와 완전발달 비등 열전달계수를 점근적으로 연결하여 부분비등 열전달계수를 구하는 방법이다. 한편 Rohsenow[7]는 단상 강제대류 열전달계수와 풀비등 열전달계수[8]를 더하여 부분 비등 열전달계수를 구하는 방법을 제안하였다.

$$h_{TP} = h_{lo} + h_{nb} \quad (2)$$

$$h_{lo} = 0.023 \frac{k_l}{D} Re_{lo}^{0.8} \mathrm{Pr}_l^{0.4} \quad (3)$$

$$h_{nb} = \mu_g h_{fg} \left(\frac{c_{pf}}{C_{sf} h_{fg} \mathrm{Pr}_l}\right)^3 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_f - \rho_g)}\right]^{-0.5} \Delta T_{sat}^2 \quad (4)$$

여기서 C_{sf}는 액체와 표면의 조합에 따른 상수로 과

냉비등의 경우 0.015가 제시되었다.[9] 전술한 바와 같이 소형 증발농축 시스템에서는 관 길이가 짧고 열유속이 크지 않아 수직관 출구건도가 1% 미만이므로 과냉비등 상관식을 출구까지 적용하여도 무리가 없을 것으로 판단된다. 본 연구에서는 실험자료와 검토결과 Rohsenow[7] 모델을 사용하여 열전달계수를 예측하였다. 만일 출구 건도가 크다면 포화비등 상관식(예를들면 Chen,[10] Shah[11])을 사용하여야 할 것이다.

순환 유동의 질량유속은 상승관과 하강관의 압력손실로부터 결정된다. 2상 유동의 경우 압력손실은 마찰항과 가속항 그리고 중력항으로 구성된다.

$$-\frac{dP}{dz}=-\frac{dP}{dz_f}-\frac{dP}{dz_a}-\frac{dP}{dz_z} \tag{5}$$

압력변화에 따른 기체의 체적변화(dv_g/dP)가 크지 않은 경우 각 항은 다음과 같이 정리된다.[12]

$$-\frac{dP}{dz_f}=-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo}\phi_{lo}^2 \tag{6}$$

$$-\frac{dP}{dz_a}=G^2\frac{d}{dz}\left[\frac{x^2v_g}{\alpha}+\frac{(1-x)^2v_f}{(1-\alpha)}\right] \tag{7}$$

$$-\frac{dP}{dz_z}=g[\alpha\rho_g+(1-\alpha)\rho_f] \tag{8}$$

과냉비등의 경우 기포대량발생점(NGV) 이전에는 기공율(void fraction)이 아주 작아 마찰 압력손실로 단상류의 값을 사용하여도 무방하다.[13] 하지만 기포발생점 이후에는 마찰 압력손실이 급격하게 증가하는데 Ueda[14]는 물-수증기 유동에 대하여 하기의 상관식을 제안하였다.

$$\phi_{lo}^2=1+1.2x_a^{0.75(1+0.01\sqrt{\rho_f/\rho_g})}\left[(\rho_f/\rho_g)^{0.8}-1\right] \tag{9}$$

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo}=\frac{2fG^2v_f}{D} \tag{10}$$

$$f=0.079Re_{lo}^{-0.25} \tag{11}$$

여기서 x_a는 기포발생에 따른 실제 건도(apparent quality)로 Saha and Zuber[15]는 하기 식을 제안하였다. 여기서 x_{NVG}는 기포대량발생점의 열역학적 건도이다.

$$x_a=\frac{x-x_{NVG}\exp(x/x_{NVG}-1)}{1-x_{NVG}\exp(x/x_{NVG}-1)} \tag{12}$$

$$Re_l\mathrm{Pr}_l<70{,}000:\ x_{NVG}=-0.0022\frac{qD}{\mu_l h_{fg}k_l} \tag{13}$$

$$Re_l\mathrm{Pr}_l>70{,}000:\ x_{NVG}=-154\frac{q}{Gh_{fg}} \tag{14}$$

기공율의 경우도 Saha and Zuber[15]는 기포대량발생점(NGV) 이전에는 기공율이 아주 작아 무시하고 기포대량발생점 이후에는 아래 식을 적용할 것을 제안하였다.

$$\alpha=\frac{x_a}{C_o\left[\frac{x_a(\rho_f-\rho_g)}{\rho_f}\right]+\frac{\rho_g V_{gj}}{G}} \tag{15}$$

$$C_o=1.13 \tag{16}$$

$$V_{gj}=1.41\left[\frac{\sigma g(\rho_f-\rho_g)}{\rho_f^2}\right] \tag{17}$$

한편 중앙에 위치한 대구경 하강관의 압력 손실은 액체유동시 마찰항과 중력항으로 구성된다.

$$-\frac{dP}{dz}=-\frac{dP}{dz_{fc}}-\frac{dP}{dz_{gc}} \tag{18}$$

$$-\frac{dP}{dz_{fc}}=-\frac{2fG_c^2v_f}{D_c} \tag{19}$$

$$-\frac{dP}{dz_{zc}}=\frac{g}{v_f} \tag{20}$$

또한 소구경 증발관 입출구에서는 축소와 확대 손실이 존재한다.[16]

$$\Delta P_c=\frac{G^2}{2\rho_f}\left[\left(\frac{1}{C_c}-1\right)^2+1-\frac{1}{\sigma^2}\right] \tag{21}$$

$$C_c=\frac{1}{0.639(1-1/\sigma)^{0.5}+1} \tag{22}$$

$$\Delta P_e=\frac{G^2\sigma(1-\sigma)}{\rho_f}\psi_H \tag{23}$$

$$\psi_H=[1+x(\rho_f/\rho_g-1)] \tag{24}$$

순환유동시 상승관 출구의 압력과 하강관 입구의 압력이 같아야 하므로 식(25)을 만족하는 조건에서 질량유속이 결정된다.

$$-\Delta P_f-\Delta P_a-\Delta P_z-\Delta P_c-\Delta P_e+\Delta P_{fc}+\Delta P_{zc}=0 \tag{25}$$

상기 해석을 전열관을 길이 방향으로 미소하게 나

누어 수행하였는데 그 절차는 다음과 같다.

(1) 질량유속을 가정하고 주어진 열유속으로부터 평균 유체온도와 포화온도를 계산한다.
(2) 주어진 열유속에서 단상류 강제유동 상관식(식(3))으로부터 벽면온도를 계산하고 이를 식(1)의 비등개시온도와 비교한다. 비등개시점 이전에는 단상 강제대류 열전달 상관식을 사용하고 비등개시점 이후에는 과냉비등 열전달 상관식(식(2))을 사용하여 벽면온도를 구한다.
(3) 기포대량 발생점(식(13), 식(14))을 계산하고 그 이전에는 단상류의 압력손실 상관식(식(18)), 그 이후에는 2상류 압력손실 상관식(식(5))을 적용한다.
(4) 계산된 압력손실이 식(25)를 만족하도록 질량유속을 수정, 상기 식(1)~식(3)을 반복 수행한다.

3. 소형 모델 실험

상기 해석의 적정성을 확인하기 위하여 소형 순환유동 실험장치를 제작하고 순환유동 실험을 수행하였다. Fig. 4에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 시험부는 유체의 자연 순환이 가능하도록 중앙에 내경 139 mm 스테인레스 원관을 설치하고 그 주위로 길이 63 cm, 내경 15.8 mm의 소구경 스테인레스 관을 6개를 원주방향으로 배치하였다. 전열관 외측에는 히터를 감아 내부로 열을 공급하였다. 여섯 개의 전열관 중 세 개의 관에는 길이 방향으로 다섯 곳에 T형 열전대를 장착하여 관의 표면 온도를 측정하였다. 열전대는 스테인레스관 외측에 작은 홈을 내고 삽입한 후 열전도 에폭시로 마감 처리하였다. 전열관의 상하부에는각각 높이 30 cm와 20 cm의 플레넘을 설치하여 시험부 상단의 증기 온도와 물 온도, 하단의 물 온도를 측정하였다. 상부 플레넘에는 압력계를 설치하여 포화압력도 측정하였는데 측정된 증기온도와 포화 압력으로부터 환산된 포화온도는 0.3℃ 이내에서 일치하였다.

시험부에서 발생한 수증기는 후단의 응축기에서 응축된 후 시험부 하부로 유입된다. 유입 관 외측에는 히터를 장착하여 시험부 하부로 공급되는 응축액의 온도가 포화온도가 되도록 하였다. 실험은 열유속 20 kW/m^{2}와 40 kW/m^{2}에서 수행되었는데 진공펌프를 이용하여 실험장치 내의 공기를 제거한 후 증류수를 전열관 상부 15 cm까지 충전하여 실험을 수행하였다.

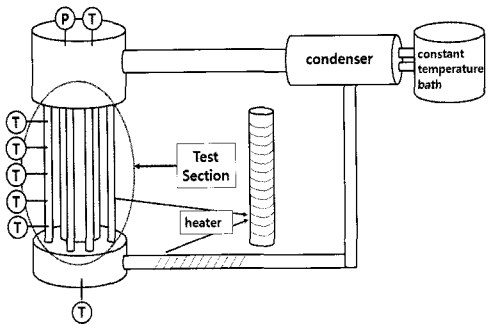
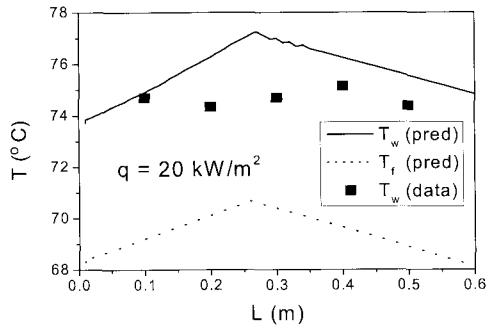
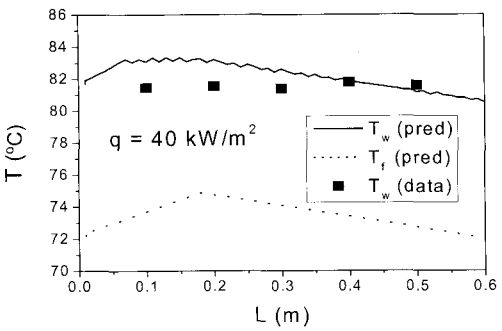


Fig. 4 Schematic drawing of the experimental apparatus.



(a) q = 20 kW/m^2



(b) q = 40 kW/m^2

Fig. 5 Measured wall temperatures compared with predictions of the present study.

Fig. 5에 유동방향으로 측정된 벽면온도를 나타내었다. 벽면온도는 세 개의 관에서 측정되었는데 Fig. 5에 나타난 온도는 평균치이다. 세 관의 온도는 1℃ 이내에서 일치하였다. 온도측정의 불확도는 ±0.1℃이다. 벽면온도는 길이 방향으로 크게 변하지 않음을 보여준다. Fig. 5에는 제 2장에서 수행한 해석 결과로부터 얻어진 벽면온도도 나타내었다.

Table 1 Predicted mass flux, ONB, NVG, subcooled length, exit quality for different heat flux

Heat flux	20 kW/m^2	40 kW/m^2
G(kg/m^{2}s)	127	157
L_{ONB}(m)	0.0	0.0
L_{NVG}(m)	0.42	0.18
$L_{x=1.0}$(m)	0.47	0.25
x_{exit}	0.0024	0.0095

해석결과는 실험데이터를 적절히 예측함을 보인다. 이 그림에는 해석을 통하여 얻어진 유체온도(Tf)도 나타내었다. 유체온도가(또한 벽면온도가) 유동방향으로 증가하였다가 감소하는 이유는 전 절에 기술되어 있다(Fig. 3 참조).

Table 1에 해석 결과로부터 얻어진 질량유속, 비등개시점(ONB), 기포대량발생점(NVG), 과냉비등영역의 길이, 출구 건도를 나타내었다. 해석은 단위검사체적의 길이를 1 cm로 하여 수행하였다. 단위검사체적의 길이를 더 작게 하여 계산한 결과 1 cm의 경우와 차이가 없음을 확인하였다. 본 실험조건에서는 입구부의 벽면과열도가 식(1)의 비등개시 과열도보다 높아 초기부터 비등이 시작되는 것으로 나타났다. 따라서 전열관 전 영역에 걸쳐 2상유동 열전달계수의 산정에 식(2)가 사용되었다. Table 1은 열유속이 증가할수록 질량유속과 출구건도가 증가함을 보여준다. 하지만 기포대량발생점(NVG)과 과냉비등영역의 길이는 감소한다. 열유속의 증가에 따라 질량유속이 증가하는 이유는 다음과 같다. 열유속이 증가하면 출구 건도가 증가하고 이에 따라 압력손실의 중력항(식(8))은 감소하고 마찰항(식(6))과 가속항(식(7))은 증가하게 된다. 본 실험 영역에서는 중력항의 감소량이 마찰항과 가속항의 증가량보다 커서 질량유속이 증가하는 것으로 판단된다.

4.1 ton/day급 증발농축부 시뮬레이션

상기 모델을 사용하여 하루 1 ton의 수증기를 응축하는 증발농축부 시뮬레이션을 수행하였다. 증발농축부는 Fig. 1에 나타나 있듯이 다수의 상승관과 중앙에 위치한 하강관으로 구성된다. 상승관에서 증발한 수증기는 압축기에서 승온되어 상승관 외측에서 응축하며 상승관 내부의 물을 증발시킨다. 응축열전달계수는 관 하부로 갈수록 감소하는데 이는 응축 액막이 두꺼워지기 때문이다. 반면에 증발 열전달계수는 관 상부로 갈수록 증기 건도 증가에 따라 증가한다. 따라서 정밀한 계산을 위해서는 전열관을 미소체적으로 나누어 계산할 필요가 있다. 상승관 내측의 증발 열전달 계수와 순환유량은 전술한 해석을 사용하여 계산하고 수직관 응축 열전달계수는 Nusselt[17]의 해석으로 부터 구하였다.

$$h_o = 0.707\frac{k_l}{L}\left[\frac{\rho_f g(\rho_f-\rho_g)h_{fg}{}'L^3}{\mu_f k_f(T_{sat}-T_{wo})}\right]^{1/4} \quad (26)$$

$$h_{fg}{}' = h_{fg} + 0.68c_{pf}(T_{sat}-T_{wo}) \quad (27)$$

Fig. 6에 프로그램 흐름도를 나타내었다. 프로그램은 주어진 증발농축부 제원과 운전조건에서 시간당 수증기 응축량을 계산하도록 구성되어 있다. 미소체적에서 전열량은 다음과 같다.

$$dQ = UdA(T_o - T_i) \quad (26)$$

$$\frac{1}{UdA} = \frac{1}{h_o dA_o} + \frac{t}{kdA_m} + \frac{1}{h_i dA_i} \quad (27)$$

식(27)의 증발 및 응축 열전달계수 h_i, h_o는 전술한 상관식을 사용하여 구한다. 한편 증발열전달계수는 질량유속, 건도와 벽면온도의 함수이고 응축열전달계수도 벽면온도의 함수이다. 따라서 우선은 건도와 벽면온도를 가정하고 추후에 이를 확인하여 반복계산을 수행할 필요가 있다. 벽면온도는 식(27)의 저항비로부터 아래 관계식이 만족되어야 한다.

$$\frac{T_o - T_{wo}}{T_o - T_i} = \frac{UdA}{h_o dA_o} \quad (28)$$

$$\frac{T_{wi} - T_i}{T_o - T_i} = \frac{UdA}{h_i dA_i} \quad (29)$$

이때 출구 건도는 다음 식으로부터 계산된다.

$$dQ = \dot{m}\Delta x = UdA(T_o - T_i) \quad (30)$$

초기 미소체적에 대해 전열량 및 출구 건도 계산이 완료되면 출구건도를 다음 미소체적의 입구건도로 하여 계산을 반복한다. 이와 동시에 각 미소체적에서의 압력손실들도 계산한다. 전체 전열관에 대해 계산이 끝나면 식(25)의 압력손실 균형을 만족하는지 확인한다. 만족하지 않으면 질량유속을 조정하여 처음부터 반복 계산을 수행한다.

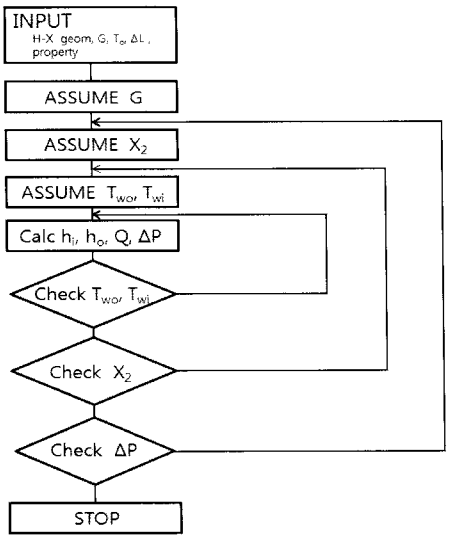


Fig. 6 Flow diagram of the concentration heat exchanger simulation program.

시제품을 고려하여 증발관은 외경 21.7 mm, 관벽 두께 1.2 mm의 스테인레스관으로, 하강관은 내경 187 mm의 스테인레스 관으로 가정하였다. 또한 증발온도는 88℃, 응축온도는 97℃로 가정하였다. 시뮬레이션은 전열관의 길이(또는 개수)를 변수로 수행되었다. 관 길이 500 mm, 개수 64개를 기본으로 하고 전열면적이 동일하도록 관의 개수와 길이를 변화시켰다.

Fig. 7에 기본 사양(관 길이 500 mm, 개수 64개)에서 관의 하부로 부터 길이 방향으로 증발 및 응축 열전달계수의 변화를 나타내었다. 응축열전달계수 h_o는 길이 방향으로 현저히 증가함을 보이는데 이는 관 상부로 갈수록 액막의 두께가 얇아지기 때문이다. 증발열전달계수 h_i도 길이 방향으로 다소 증가함을 보여준다. Fig. 7은 응축열전달계수가 증발열전달계수보다 현저히 큼을 보여준다. Fig. 8에는 증기건도의 변화가 나타나 있다. 증기 건도는 거의 선형적으로 증가하여 출구에서 -0.001정도가 된다. 이 때 질량유속은 278 kg/m^{2}s이다.

Table 2에는 전열면적을 일정하게 한 상태에서 관의 길이를 변화시킨 결과를 나타내었다. 관의 길이가 길어지면 개수가 적어진다. Table 2는 관의 길이가 길어지면 질량유속, 출구건도, 응축량이 모두 증가함을 보여준다. 관이 길어지면 출구 건도가 증가하고 이에 따라 압력손실의 중력항(식(8))은 감소하고 마찰항(식(6))과 가속항(식(7))은 증가하게 된다. 본 시뮬레이션 영역에서는 중력항의 감소량이 마찰항과 가속항의 증가량보다 커서 질량유속이 증

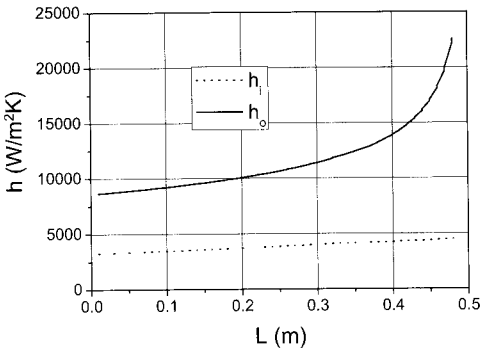


Fig. 7 Evaporation and condensation heat transfer coefficient along tube length for 1 ton/day concentration system.

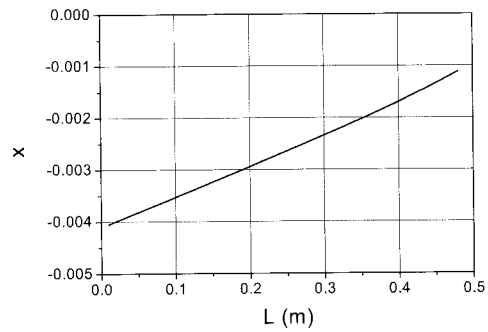


Fig. 8 Vapor quality change along tube length for 1 ton/day concentration system.

Table 2 Change of mass flux, exit quality and condensate amount for different tube length

L (m)	N (-)	G (kg/m^{2}s)	x_{exit} (-)	$\dot{m}$ (kg/hr)
0.50	64	278	-0.0011	57.7
0.57	56	307	-0.00087	59.4
0.67	48	340	-0.00053	62.2
0.80	40	398	-0.00024	65.4
1.00	32	461	0.00035	69.7
1.14	28	491	0.00084	72.0
1.33	24	524	0.0015	75.2
1.60	20	549	0.0028	79.4
2.00	16	559	0.0049	85.0

가하는 것으로 판단된다. 질량유속과 건도가 증가하면 관 내측 열전달계수가 증가하고 이에 따라 응축량도 증가하는 것으로 판단된다. 기본 사양(관 길이 500 mm, 개수 64개)의 경우 시간당 수증기 응축량은 57.7 kg/hr으로 24시간 가동할 경우 1385 kg/day가 된다.

5.1 ton/day급 증발농축 시스템 성능시험

상기 시뮬레이션 결과를 토대로 1 ton/day 급 증발농축시스템 시작품을 제작하였다. Fig. 9에 시작품의 사진이 나타나 있고 Fig. 10에는 개략도가 나타나 있다. 증발농축부는 외경 21.7 mm, 내경 19.4 mm, 길이 500 mm의 스테인레스 상승관 64개와 내경 187 mm의 하강관 1개로 구성된다. 압축기로는 7.5 kW급 루츠 불로워가 사용되었다.

시험은 시스템의 진공을 잡은 후 증류수를 전열관 상부 30 cm까지 충전하여 수행되었다. 충전 후 압축기를 가동시켜 증발과 응축부의 온도차를 형성하였다. 이 때 증발부 하부에 장착된 보조 히터(1.5. kW)도 동시에 작동하여 수온 상승을 도왔다. 증발온도가 85℃에 이르면 히터를 끄고 압축기 만으로 시스템을 가동시켰다. 이 때 응축액은 시스템 하부의 저장탱크에 모아진다. 정상상태에서 30분간 저장탱크에 모아진 응축량을 측정하여 성능을 평가하였다. 본 연구에 사용된 루츠 블로워는 물로 기밀을 유지하는 수봉식으로 기밀이 완벽하지 못하여 시험 중 응축기 내로 공기가 일부 유입되었다. 유입공기는 진공펌프를 사용하여 수시로 외부로 배출하였다. 하지만 일부 잔존 공기에 의한 영향이 있을 것으로 판단된다. 포화압력으로부터 환산한 포화온도는 측정 응축온도보다 1℃~2℃ 높게 나타났다.

Table 3에 측정된 증발온도, 응축온도, 압축기 소비동력, 응축량 그리고 전 절의 시뮬레이션에 의한 예측치가 나타나 있다. 측정된 응축량은 50.3 kg/hr (1207 kg/day)로 목표치인 1 ton/day를 상회한다. 하지만 예측치보다는 13% 가량 낮음을 보이는데 수봉식 루츠 블로워 사용에 따른 공기 유입이 영향을 미친 것으로 판단된다. 증발농축 시스템의 성적계수는 응축열량을 소비동력으로 나누면 구할 수 있다. 본 시스템의 경우 성적계수는 5.77로 나타났다.

증발 농축 시스템을 폐수 농축에 적용하기 위해서는 농축에 따른 비등점상승, 관 내측의 화울링등에 따른 전열성능 감소 등이 좀 더 연구되어야 한다. 또한 유기물 농축시 거품 문제 해결도 되어야 한다. 이 부분은 현재 연구가 진행 중이다.

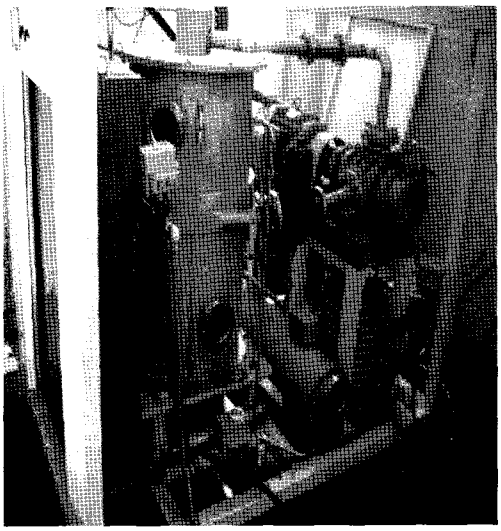


Fig. 9 Photo showing the 1 ton/day waste water concentration system.

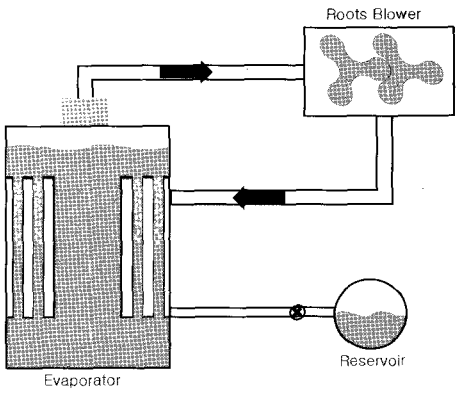


Fig. 10 Schematic drawing of the 1 ton/day waste water concentration system.

Table 3 Predicted mass flux, ONB, NVG, subcooled length, exit quality for different heat flux

	Exp. data	Pred.
T_e(℃)	88.6	88.6
T_c(℃)	97.2	97.2
G(kg/m^{2}s)	-	278
P(kW)	5.47	-
$\dot{m}$(kg/hr)	50.3	57.7

6. 결 론

본 연구에서는 자연순환형 수직형 증발기내의 비등열전달에 대한 해석을 수행하고 모형 실험을 수행하였다. 과냉 비등의 압력손실 계산에 Ueda의 마찰손실 상관식, Saha and Zuber의 건도와 기공율 상관식을 적용하고 열전달 계산에는 Rohsenow의 중첩 모델을 적용한 결과 모형 실험 데이터를 잘 예측하였다. 이를 바탕으로 1 ton/day급 증발농축부를 설계하고 시제품 성능시험 결과와 비교하였다. 측정된 응축량은 예측치보다 13% 가량 낮음을 보이는데 수봉식 루츠 블로워를 통한 공기 유입이 응축성능에 영향을 미친 것으로 판단된다. 시제품의 성능은 1.2 ton/day, 성적계수는 5.77로 나타났다. 향 후 실제 폐수를 적용한 연구 결과를 보고할 예정이다.

후 기

본 연구는 2008년도 차세대 환경핵심개발사업(과제명 : 패키지형 진공증발 산업폐수 농축순환시스템 개발)의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Sato, T. and Matsumura, H., 1964, On the conditions of incipient subcooled boiling with forced convection, Bulletin of JSME, Vol. 7, No. 26, pp. 392-398.
2. Jens, W. H. and Lottes, P. A., 1951, An analysis of heat transfer, burnout, pressure drop and density data for high pressure water, Argonne National Lab. Report, ANL-4627-1951.
3. Thom, J. R. S., Walker, W. M., Fallon, T. A., and Reising, G. F. S., 1965, Boiling in subcooled water during flow up heated tubes or anuli, Symposium on boiling heat transfer in steam generating units and heat exchangers, Institute of Mechanical Engineers, London.
4. Kandlikar, S. G., 1998, Heat transfer and flow characteristics in partial boiling, fully developed boiling and significant voild regions of subcooled flow boiling, J. Heat Transfer, Vol. 120, pp. 395-401.
5. Bowring, W. R., 1962, Physical model of bubble detachment and void volume in subcooled boiling, OECD Halden Reactor Project Report HPR-10.
6. Bergles, A. E. and Rohsenow, W. M., 1964, The determination of forced convection surface boiling heat transfer, J. Heat transfer, Series C, Vol. 86, No. 3, pp. 365-372.
7. Rohsenow, W. M., 1953, Heat transfer with evaporation, Heat Transfer-A Symposium held at the University of Michigan during the Summer of 1952, University of Michigan Press, pp. 101-150.
8. Rohsenow, W. M., 1952, A method of correlating heat transfer data for subcooled boiling of liquids, Trans. ASME, Vol. 74, pp. 969-978.
9. Krieth F. and Sommerfield, M., 1949, Heat transfer to water at high heat flux densities with and without surface boiling, Trans. ASME, Vol. 71, pp. 805-815.
10. Chen, J. C., 1963 A correlation for boiling heat transfer in convection flow, ASME, 63-HT-34, 6th NHTC, Boston.
11. Shah, M. M., 1976, A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, ASHRAE Trans., Vol. 82, No. 2, pp. 66-86.
12. Collier, J. G. and Thome, J. R., 1996, convective boiling and condensation, 3rd edition, Clarendon press, Oxford.
13. Kandlikar, S. G. and Nariai, H., 1999, Flow boiling in circular tubes, Handbook of Phase Change-Boiling and Condensation, edited by S. G. Kandlikar, M. Shoji and V. K. Dhir, pp. 367-402.
14. Ueda, T., 1981, Kieki-Nisouryu, Yokendo Pub. Vol .44.
15. Saha, P. and Zuber, N., 1974, Point of ner vapor generation and vapor void fraction in subcooled boiling, Proceedings of 5th IHTC, Paper B4.7, pp. 175-179.
16. Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R., 1994, Process Heat Transfer, Vol. 10, pp. 391-421.
17. Nusselt, W., 1916, Surface condensation of water vapor, Parts I and II, V. D. I., Vol. 60, No. 27 pp. 541-546.
18. Nusselt, W., 1916, Surface condensation of water vapor, Parts I and II, V. D. I., Vol. 60, No. 28, pp. 569-575.