

150 RT급 흡수식 열펌프용 고온재생기의 열전달 특성

The heat transfer characteristics of a desorber for 150 RT absorption heat pump

박 찬 우*, 정 종 수*
C. W. Park, J. Jurng

Key words: Absorption heat pump(흡수식 열펌프), Desorber(고온재생기), LiBr/water solution(LiBr 수용액)

ABSTRACT

Experiments were carried out to study the heat transfer characteristics of a desorber for 150 RT LiBr-water absorption heat pump. An experimental apparatus was divided into four sections, a combustion chamber area, two bare-tube areas, and finally a finned-tube area to quantify the heat transfer rate of each section by measuring the generation rate of vapor. Dividing plates was installed at the upper inside part of desorber to prohibit the moving of vapor generated at heating tubes of a section to another section near. In the first bare-tube area, the generation rate of vapor was the largest among the four sections. The finned-tube area only contributed to give sensible heat increase of solution to the saturation temperature. The heat transfer area of the finned-tube area was 52.2%, which absorbed only 9.2% of the total heat from the combustion gas. On the contrary, the heat transfer area of the first bare-tube area was 16.6%, but it absorbed 52.4% of the total absorbed heat. The temperature of the solution at upper part at the finned-tube area was lower than that of the lower part, because weak solution came in upper part of the finned-tube area. But, this tendency was changed at the first and second bare-tube area due to the vigorous heat transfer and fluid flow enhanced by vapor generation through heating tubes. The overall heat transfer coefficient and heat flux were the largest at the first bare-tube area among the other sections.

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 a : 용액 순환비
 h : 엔탈피 [kcal/kg]
 m : 유량 [kg]
 Q : 열량 [kcal]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]

U : 총합 열전달계수 [kcal/h m^2 $^{\circ}C$]

그리스 문자

ξ : 농도 [%]

상첨자

$\dot{\quad}$: 증기
 \cdot : 시간 당

하첨자

e	: 배기
g	: 재생기
in	: 유입
loss	: 손실
out	: 유출
s	: 농용액
v	: 증기
w	: 회용액

1. 서 론

본 연구는 대형 흡수식 열펌프의 고온재생기의 열전달 특성에 관한 연구이다. 고온재생기는 흡수식 열펌프의 열원을 공급하는 장치이므로, 고온재생기의 열전달 효율은 흡수식 열펌프 전체 시스템의 열효율에 큰 영향을 미치고 있다. 그러나, 흡수식 냉동기용의 고온재생기에 대한 연구는 예상외로 그다지 많지 않으며, 있더라도 대부분 흡수식 냉동기 전체 시스템의 성능시험의 일부로 간주되어왔으며, 고온재생기 자체에 대한 연구는 아주 적다.

종전의 연구로는 실제 사용되고 있는 흡수식 냉온수기의 고온재생기를 대상으로 재생기 내에서의 강제 대류 비등 열전달 성능을 실험적으로 연구한 Furukawa 등⁽¹⁾의 연구가 있다. 이 연구에서는 용액측의 가열부를 상, 중, 하로 나누어 열전달 계수를 측정하였다. 이 연구 결과에 의하면 용액가열부의 하부와 중앙부에서는 과냉 지역이고, 상부는 포화 지역이며, 포화 비등은 상부의 좁은 영역에서 주로 발생하며, 나머지 대부분의 영역에서는 강제 대류 열전달이나 과냉 비등에 의해 열전달이 일어난다고 보고하였다. 또한 물의 경우와는 달리 LiBr 수용액은 포화 비등에 의한 열전달 증가의 효과가 없다고 하였다. 한편 Jung 과 Park⁽²⁾은 표면 연소기를 적용한 5 RT급 흡수식 열펌프용의 고온재생기의 작동특성을 연구하여 수직 전열관을 통한 용액의 순환량이 가열량과 용액수두의 제공근에 비례하는 현상을 관찰하여 발표하였다. 국내 흡수식 냉동기에서는 거의 건 타입(Gun-Type)의 버너를 사용하는 있는데, 이 형식의 고온재생기에 대해서는 내부의 각 부분별 열전달 계수의 측정 결과가 현재까지

발표된 적이 없다. 고온재생기의 열전달 개선을 위해서는 고온재생기 내부의 열전달 특성을 파악하여 고온 재생기의 내부구조를 개선하고 배출가스 온도를 낮추어 열효율을 향상시킬 필요가 있다.

본 연구에서는 상용화된 흡수식 열펌프 모델 중 수요가 많은 150 RT 급의 대형 흡수식 열펌프의 고온재생기를 대상으로 실제 용량 규모의 실험용 모델을 제작하여 이에 대한 실험을 수행하였으며, 정상 상태에서의 고온재생기 내부의 각 부분에서의 열 흡수량, 농도 분포, 온도 분포 및 열전달율을 측정하여 열전달 특성을 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험용 고온재생기 장치의 구조

본 연구에서는 고온재생기 내의 각 부분에서의 열전달 계수를 구하기 위하여, Fig. 1 과 같이 고온 재생기를 실험용 구조로 설계하였다. 이 실험장치에서는 열전달면을 연소로, 나관군 1, 나관군 2, 핀관군의 4개의 섹션으로 나누었다. 그림에 나타낸 바와 같이 본 실험 장치에서 전열관은 나관(bare tube)과 핀이 부착된 관(fin tube)으로 구성되어 있으며, 전열관들은 엇갈리게(staggered) 배치되어 있다. 연소로 부분을 섹션(section) 1로 하고, 나관과 핀관으로 이루어진 부분을 세 부분으로 나누어 각각 섹션 2, 3 그리고 4라고 하였다. 연소로의 길이는 화염의 길이를 고려하여 약 1.3 m 으로 하였고, 화염 형태와 길이를 관찰하기 위하여 전열관 첫번째 앞부분에 관측창을 설치하였다.

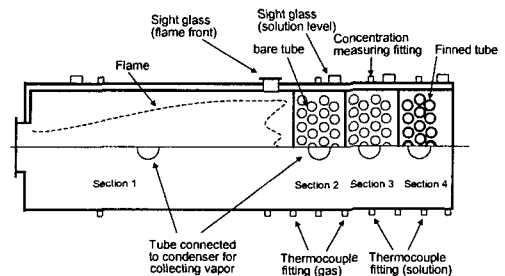


Fig. 1 Cross section of experimental desorber.

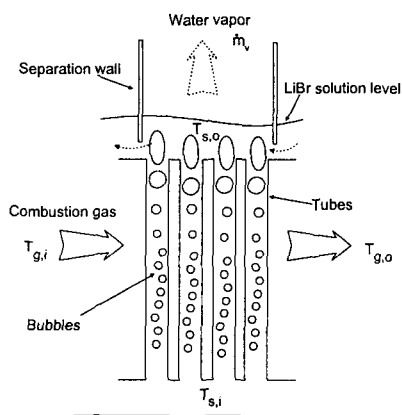


Fig. 2 Schematic diagram of a section in the desorber.

Fig. 2는 앞에서 설명한 방식으로 고온재생기 내부를 분할한 실험 장치의 평면도의 단면도이다. 각 섹션의 상단에는 증발된 증기를 포집하기 위한 응축기를 설치하여 각 섹션에서 발생하는 증기를 응축시켜서 단위 시간당의 증기 발생량을 측정하였다. 각 섹션의 전열판에서 발생한 수증기가 옆 섹션으로 이동하지 않도록 고온 재생기 상부에 격벽을 설치하였다. 이 격벽을 정상 작동시의 액위 상태에서 격벽의 아랫 부분이 약 5

cm 정도 용액 내에 잠기도록 설계하여 용액의 이동에는 영향을 적게하는 구조로 설계하였다. 따라서 각 섹션별로 발생된 증기는 격벽 내부에서 상승하여 각 섹션의 상부에 설치한 각각의 응축기에서 포집, 응축되고 응축량을 측정한다. Fig. 3은 전체 실험 장치의 개략도로, 열전대 삽입 위치 및 농도 측정위치를 나타내고 있다. 전체 흡수식 열펌프 시스템의 일부로서 정상 상태의 고온재생기 작동 조건을 유지할 수 있도록 본 실험시에는 고온재생기 주위에 온수조, 용액 냉각기 등 기타 실험용 부대장치를 설치하였다. 고온재생기 내의 LiBr 용액의 농도를 일정하게 하기 위하여 냉매 저장 탱크에 응축기에서 내려온 냉매를 일부 저장한다. 각각의 응축기 하부에는 냉매생성량 측정용 보조 탱크를 연결하여, 보조 탱크의 출구의 밸브를 일정 시간 잠근 동안 응축 냉매의 상승량을 측정하여 냉매 생성량을 구한다. 본 실험장치의 응축기는 실제 시스템에서는 고온재생기의 발생증기를 이용하는 저온재생기에 해당한다. 실험시에는 특히 각 응축기의 압력을 일정하고 균일하게 유지시키는 것이 중요한 문제이고, 이를 위해서는 응축기의 평균 응축온도를 일정하게 유지시키는 것이 중요하다. 이를 위해서

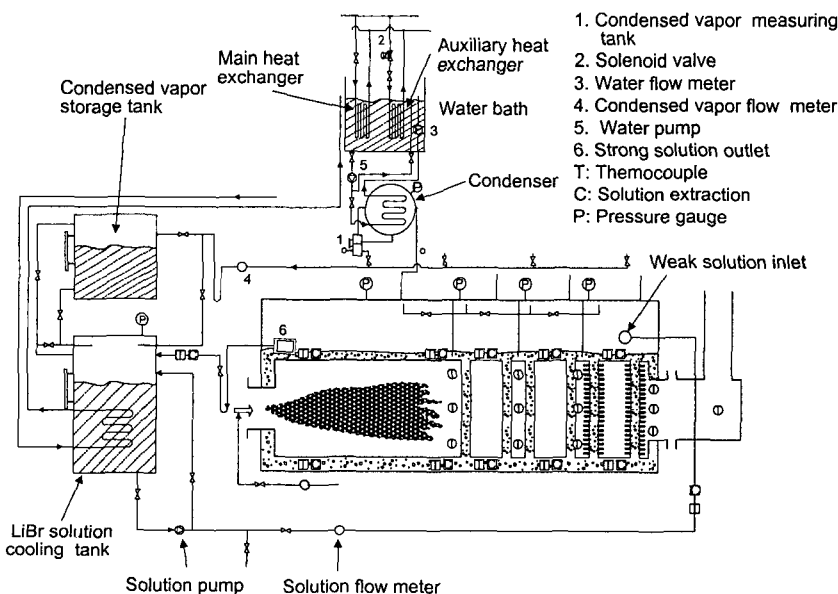


Fig. 3 Schematic diagram of an experimental apparatus.

각 섹션별로 온수조를 별도로 제작하여 각각 응축기 냉각수 입구온도를 조절하여 응축기 내의 응축온도를 일정하게 하였다. 이 냉각수는 2차 열교환기에서 약 35℃의 외부 냉각수를 순환하여 일정한 온도로 유지된다. 이 2차 열교환기는 주 열교환기와 보조 열교환기로 구성하여, 주 열교환기에서 대략 90%의 열량을 제거하고, 보조 열교환기를 이용하여 응축기내의 압력을 미세하게 조정하였다. 한편, 재생기 내로 들어가는 회용액의 온도는 용액 열교환기를 이용하여 온도를 조절하였다.

2.2 열전달 해석 방법

각 섹션별 흡수열량으로부터 열전달계수를 분석하기 위한 열전달 관계식은 다음과 같다.

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot LMTD} \quad (1)$$

여기서 용액의 흡수열량 \dot{Q} 는 발생된 냉매 증기의 열량과 섹션별 용액의 현열 가열량, 그리고 외벽면에서의 열손실로 나뉘어진다. A는 총전열면적으로 고온의 연소가스와 접촉하는 재생기 내부의 전열관과 내벽의 전열면적을 나타낸다. 그리고 LMTD는 대수 평균 온도차이며 식 (2)로 정의하고, 재생기의 가열 열량 \dot{Q}_g (kcal/sec)는

식 (3)과 같이 계산 할 수 있다.

$$LMTD = \frac{(T_{s,o} - T_{g,o}) - (T_{s,i} - T_{g,i})}{\ln\left(\frac{T_{s,o} - T_{g,o}}{T_{s,i} - T_{g,i}}\right)} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_g = (\dot{m}_s h_s - \dot{m}_w h_w) + \dot{m}_v h'_v \quad (3)$$

식(3)에서 첫 2개의 항은 현열 가열량을, 마지막 항은 증기 발생에 소요되는 열량을 나타낸다.

\dot{m}_s , \dot{m}_w , \dot{m}_v 는 각각 농용액, 회용액 및 증기 발생량 (kg/s)을 나타내며, h는 엔탈피를 나타낸다. 본 실험 장치에는 단열재를 붙이지 않았기 때문에 재생기 외벽 등에서의 열손실이 비교적 크다. 열손실 \dot{Q}_{loss} 은 다음과 같이 공급 열량 \dot{Q}_{in} 중에 배기가스에 의한 열손실 \dot{Q}_e 와 용액 및 증기 가열량 \dot{Q}_g 를 제외한 나머지가 된다.

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{Q}_{in} - (\dot{Q}_e + \dot{Q}_g) \quad (4)$$

또한 증기 발생량과 용액 순환량 및 농도에는 서로 상관 관계가 있는데, 이러한 관계를 이용하여 용액 순환비 a 를 정의하여 사용한다. 용액 순환비는 재생기에서 1 kg의 증기를 발생하는데

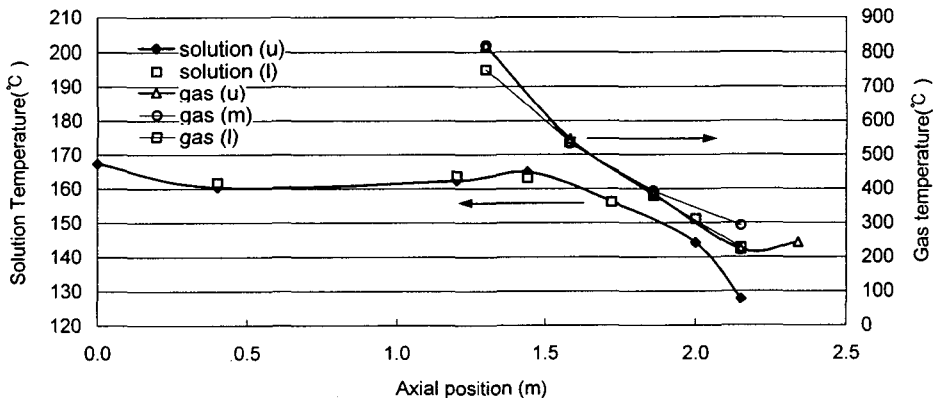


Fig. 4 Distribution of the solution and combustion gas temperature in each sections. (u: upper, m: middle, l: lower)

Table 1 Measuring method

Item	Method	Remark
Condensed vapor	Level gauge	Rotameter
Solution flow rate	a m _v	Rotameter
Concentration	Refractometer	
Pressure	Bourdon gauge	Convectron gauge
Temperature	T-type	54 channels
Cooling water flow rate	Rotameter	

Table 2 Standard conditions

	Value
Fuel supply (Light oil)	39.7 L/h (Air excess ratio =1.3)
Weak solution concentration	58.4 %
Weak solution flow rate	6004.3 kg/h
Weak solution temperature	132 °C
Pressure	555 mmHg
Condensing temperature	90.5 °C
Solution tank pressure	293.4 mmHg

소요되는 용액의 양이 a kg 이라는 것을 의미한다. 따라서 식(5), (6)과 같이, 용액 순환량을 용액 순환비와 증기 발생량만으로 나타낼 수 있다

$$\dot{m}_s = \dot{m}_w - \dot{m}_v = (a-1) \dot{m}_v \quad (5)$$

$$\dot{m}_w = a \dot{m}_v \quad (6)$$

한편, 용액 농도 ξ_s 는

$$\xi_w a = (a-1) \xi_s \quad (7)$$

$$\xi_s = \frac{a}{a-1} \xi_w \quad (8)$$

로 표현된다. 또 용액 순환비 a 는 다음과 같이

ξ_s, ξ_w 로 나타낼 수 있다.

$$a = \frac{\xi_s}{\xi_s - \xi_w} \quad (9)$$

2.3 측정

고온재생기의 열전달을 분석하기 위해서는 각 섹션별 냉매 발생량, 용액의 입출구 농도, 그리고 용액의 순환량 등의 측정결과가 있어야 하며, 실험 조건을 일정하게 유지하기 위해 섹션별 재생기 및 응축기의 압력, 온도, 냉각수 유량 등을 Table 1에 기록한 방식으로 측정하였다.

2.4 실험 조건

본 실험에서 사용한 기준 입열량은 402,200 kcal/h 이며, 이와 관련하여 여러 조건에 대한 기준값들을 Table 2에 나타냈다.

3. 실험 결과 및 검토

3.1 실험장치의 온도 분포

Fig. 4는 재생기 위치별 용액의 온도 및 연소가스 온도를 나타낸 그림이다. Fig. 3과 관련지어 보면 축방향 위치에서 0은 재생기내의 좌측에 해당된다. 실험 장치의 기준 조건에서의 정상(steady) 운전 시의 측정 결과로 실험 중 주위의 온도는 5°C 정도로 비교적 낮았으며, 재생기 내로 들어오는 회용액의 온도는 127°C, 재생기로부터 나가는 농용액의 온도는 167°C 이다. 재생기 내부의 용액의 온도는 전열관의 상하에서 약간의 온도차가 나타나지만, 회용액 입구로부터 농용액 출구로 나가는 방향으로 진행함에 따라 서서히 증가하였다. 한편 이 그림에서 연소가스의 온도는 각 섹션별로 중앙의 상(u), 중(m), 하(l)에서 온도값을 나타내고 있으며, 대체로 상부의 연소가스 온도가 하부보다 약간 높으며, 이는 연소가스의 온도차에 따른 부력에 의한 영향으로 보인다. 관군을 지남에 따라 연소가스의 온도는 전열관을 통해 용액측으로 열을 전달하고 점점 내려가는데, 각 관군당의 연소가스의 온도 강하는

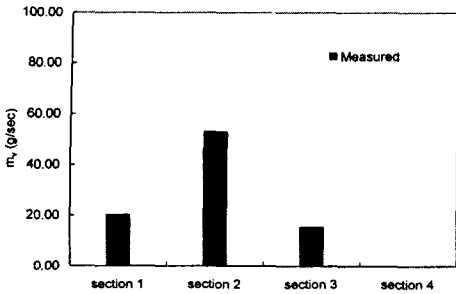


Fig. 5 Condensed vapor generation rate in each sections.

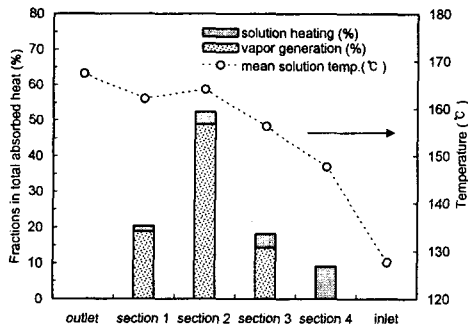


Fig. 6 Absorbed heat of total heat supply and mean solution temperature at each sections.

뒤로 갈수록 작아진다.

3.2 재생기 흡수열량 섹션별 비율

재생기의 섹션별 증기 발생량은 Fig. 5 와 같은데, 섹션 2에서의 증기 발생량이 전체 증기 발생량의 60%를 차지하며, 섹션 1의 2.6배, 섹션 3의 3.4 배로 매우 크다. 이 섹션에서는 연소 가스로부터 대류 열전달에 의해 전열관으로 열이 전달될 뿐만 아니라 섹션 앞쪽의 두열은 화염으로부터의 복사 열전달도 직접 도달하기 때문에 열전달량이 가장 큰 것으로 생각된다. 또한 전열관 내의 용액측에서도 비등이 활발하게 일어나기 때문에 증기 기포의 상승 유동이 활발하여, 열전달 형태가 강제 대류 비등 열전달이므로 열전달 계수가 매우 크다. 섹션 4에서는 증기의 발생량이 거의 측정되지 않는데, 이는 상대적으로 저온의 회용액이 섹션 4의 상부로 유입되므로 이 섹션에

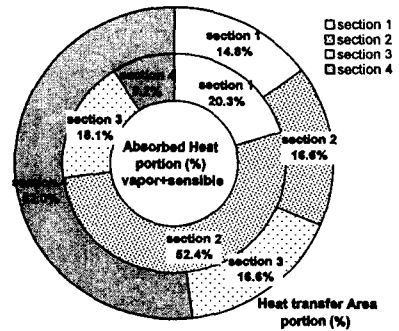


Fig. 7 Heat transfer area ratio Vs heat transfer rate ratio.

서는 증기가 발생되기 시작하는 포화 온도까지 가열되지 않기 때문이다. 이와 더불어 섹션 4에서는 증기의 포화 압력이 500 mmHg 이하가 되는 현상도 관찰된다.

Fig. 6에 섹션별 증기 발생 가열량과 용액 가열량을 전체 흡수 열량에 대한 비율로 나타내고 용액의 섹션별 평균 온도와 비교하였다. 재생기 전체의 흡수 열량은 계산 결과 총 가열량 402,000 kcal/h의 65%인 262,000 kcal/h으로, 이중 50% 이상이 섹션 2에서 흡수되며, 그 다음에는 섹션 1, 3, 4 순으로 흡수하는 것으로 나타났다. 섹션별 흡수 열량의 순서는 섹션별 증기 발생량의 순서와 동일한데 그 이유는 흡수 열량의 대부분이 증기 발생에 소비되기 때문이다. 한편, 섹션 4에서는 증기 발생 가열량이 거의 없으며, 용액의 온도가 상승하는 현열 가열량이 전체 현열 가열량중 비중이 크다. 이것은 용액이 섹션 4에서 주로 현열 가열이 이루어져서 온도가 높아진 후 섹션 3에서부터 증기 발생이 시작된다는 것을 의미한다.

Fig. 7은 섹션별 전열면적(바깥쪽 중심원)과 흡수 열량(안쪽 중심원)의 비율을 비교하여 나타낸 그림이다. 판관이 있는 섹션 4의 전열 면적이 재생기 전체 전열면적의 52.2%로 가장 크며, 나관부인 섹션 2, 3은 약 16.6%로 동일하고, 연소로 부분인 섹션 1이 14.8% 이다. 그런데 이 그림에서 보면 섹션 4에서의 열전달량은 전체 전열량의 9.2% 정도에 불과하여 가장 작아서 이 부분의 열전달이 전열 면적에 대해 효율적이지 아니라는 것을 의미한다. 그 반면에 전열 면적이 16.6%에 불

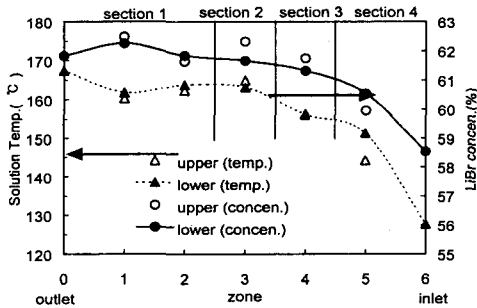


Fig. 8 Temperature and concentration distributions of LiBr solution.

과한 섹션 2의 열전달량은 52.0%를 차지하여 가장 크며, 이는 앞에서도 언급하였듯이 전열관 내부의 용액측 및 외부의 연소가스측에서 모두 열전달 계수가 크기 때문이다.

3.3 재생기 내부의 온도 및 농도 분포

Fig. 8은 재생기 내부 상하의 용액 온도와 농도 분포를 나타낸 그림이다. 여기서 먼저 용액의 온도 분포를 보면 회용액이 재생기 상단으로 유입되는 섹션 4(zone 5)에서의 용액 온도가 가장 낮다. 특히 이 섹션에서는 상부의 용액 온도가 하부에 비해 7°C 정도 낮으므로 위에서 유입된 저온의 회용액의 영향이 큰 것으로 생각된다. 그러나 용액이 출구 방향으로 이동하면서 가열됨에 따라 용액의 온도는 지속적으로 상승하며, 전열관 내부에서 기포의 상승 유동에 의하여 재생기 하부에서 상부로 유동의 흐름이 활발해져서 섹션 2와 3에서는 하부와 상부 온도가 거의 같아진다. 특히 섹션 2(zone 3)에서는 유동 및 열전달이 가장 활발한 것으로 생각되는데 상부 온도가 하부 온도보다 약 2°C 높다. 그러나 연소로 부분으로 수직 전열관이 없는 섹션 1(zone 1, 2)에서는 상부의 온도가 하부보다 약 1.5°C 낮은 현상이 관찰되며, 이는 용액이 상하로 활발하게 이동하지 못하므로 생기는 현상으로 판단된다.

LiBr 수용액의 농도 분포는 용액 온도의 경향과 비슷하게 농도 58.5%의 회용액이 들어오는 섹션 4(zone 5)의 상부에서는 하부에 비해 농도가 낮으나 전열관에서 증기발생이 활발한 섹션 3, 2(zone 4, 5)로 용액이 이동하면서 상부의 농도가

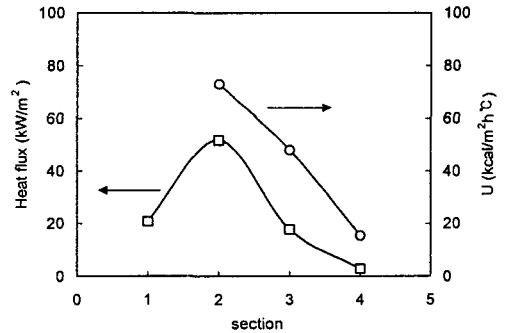


Fig. 9 Overall heat transfer coefficient and heat flux.

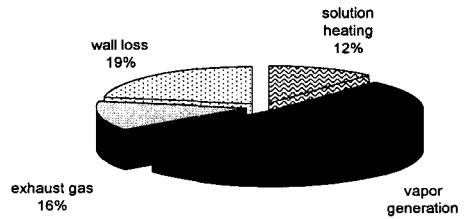


Fig. 10 Heat portion of present experimental apparatus. (Q=100%)

하부보다 높아진다. 그러나 전열관이 없는 섹션 1에서는 상하 농도폭이 좁고 그 경향이 모호해진다. 이와 같은 농도와 온도의 분포로써 재생기 내에서 용액의 유동 방향을 어느 정도 파악할 수 있었다.

3.4 열전달 계수 및 열 정산

Fig. 9는 섹션별 총합열전달계수와 열유속을 나타낸 것이다. 총괄 열전달 계수는 식(1)을 이용하여 구하였으며, 여기서 고려된 전열면(A)는 배기 가스와 접촉하는 면적을 기준으로 하였다. 흡열량이 가장 큰 섹션 2에서 총합열전달 계수가 가장 크며, 섹션 3, 4의 순이다. Fig. 8과 관련하여 섹션별 열유속을 보면 전체 흡열량의 52%에 해당하는 섹션 2가 가장 크며, 그 다음에는 1, 3, 4 순이다.

Fig. 10은 전체 입열량에 대한 열정산을 나타낸 것이다. 실험에 사용한 고온재생기에서는 전

체 입열량의 53%가 증기발생에 사용되며, 용액의 현열 가열에 12%를 사용한다. 그리고 배기가스로는 약 16%가 배출되며, 외부 벽 등에서의 열손실은 19%로, 이 장치는 실험장치이기 때문에 단열이 되어 있지 않고, 실험에 필요하여 설치한 여러 배관으로 인한 열손실이 크다. 하지만, 실제 기기에서 단열처리를 잘하고 외부 장치를 제거하면 이러한 외부 열손실은 크게 줄어들 것이다. 한편, 배기가스 열손실이 16%라는 것은 상당히 큰 것이라고 판단된다. 섹션 4에서의 열흡수를 증가시키면 배기가스에 의한 열손실을 줄일 수 있을 것이다.

4. 결론

본 연구의 의미는 기존의 상용 흡수식 열펌프 중 수요가 많은 150RT 급 흡수식 열펌프의 실험용 고온재생기를 실제 규모로 제작하여 실험을 수행하였다는 것이다. 기존 입열량 402,000 kcal/h의 정상 운전상태에서의 재생기 부위별 흡열 비율, 증기 발생량 및 용액 가열량, 농도분포, 온도분포 및 총합열전달계수 및 열유속 등을 파악하였다. 본 연구의 수행 결과 얻어진 결론을 정리하면 다음과 같다.

(1) 섹션별 증기발생량은 섹션 2에서 약 53 g/s로 가장 크며, 섹션 1, 섹션 3에서는 각각 21 g/s, 16 g/s이며, 섹션 4는 없다. 즉, 섹션 2에서의 증기 발생량이 전체 증기 발생량의 60%를 차지하고 있으며, 섹션 1의 2.6배 섹션 3의 3.4배 정도로 매우 크다. 반면에 섹션별 용액 가열량은 섹션 4가 가장 크며, 섹션 3, 2, 1 순이다. 그러므로 섹션 4의 역할은 증기발생이 아니라, 단지 증기가 발생하는 포화온도까지 용액의 온도를 높여 주는 역할을 한다.

(2) 재생기의 내부의 전열면적은 섹션 4, 3, 2, 1 순으로 각각 52.2%, 16.6%, 16.6%, 14.6%이나, 배기 가스로부터 흡수하는 열량은 섹션 2, 1, 3, 4순으로 각각 52.4%, 20.3%, 18.1%, 9.2%이다. 특히 핀관의 사용으로 열전달 면적이 가장 큰 섹션 4의 열전달량이 가장 적으며, 열전달 면적이 16.6%에 불과한 섹션 2는 52.4%의 전열량을 차지한다.

(3) 재생기 내부에서의 LiBr용액의 온도는 회용

액이 들어오는 섹션 4의 상부는 하부에 비해 저온이나 전열관을 통한 용액의 유동이 하부에서 상부로 활발한 섹션 3, 2로 용액이 나아감에 따라 상부가 하부보다 온도가 높아진다. 그러나 전열관이 없는 섹션 1에서는 상하의 유동 순환이 활발하지 않아 상하 용액 온도가 다시 역전된다.

(4) 재생기 내부에서의 LiBr용액의 농도는 회용액이 들어오는 섹션 4의 상부는 하부에 비해 묽으나 전열관으로 인해 증발이 활발한 섹션 3, 2로 용액이 진행함에 따라 상부가 하부보다 농도가 높아진다.

(5) 섹션 2에서 총합열전달 계수가 가장 크며, 섹션 3, 4 순이다. 이는 섹션 2, 3의 전열관 내에서 용액 유동이 활발하기 때문이다. 한편, 열유속 크기의 순서는 섹션 2, 1, 3, 4 순이다.

후 기

본 논문은 과학기술처의 대형 기계 설비 핵심 요소 기술 개발 사업 과제로 수행된 연구 결과임을 밝히며, 관계자 여러분과 (주)경원세기의 박대휘, 유진상, 정봉철, 류법상, 채왕병님 등 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Furukawa, M., Enomoto, E., and Sekoguchi, K., 1993, Boiling heat transfer in high temperature generator of absorption chiller/heater, AES-Vol. 31, International Absorption Heat Pump Conference, ASME, pp. 517-523.
2. Jongsoo Jung and Chan Woo Park, 1998, On the performance of a desorber for absorption heat pumps with a thermosyphon and a surface-flame burner, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, Nos 3-4, pp. 73-82.
3. Kamoshida, J. and Isshiki, N., 1993, Heat transfer to water and water/ lithium halide salt solutions in nucleate pool boiling, International Absorption Heat Pump Conference, ASME, AES-Vol. 31, pp. 501-507.