

증기응축용 직접접촉식 열교환기의 냉각수 유량과 내부압 변화에 따른 열전달 특성연구(LNG 기화기와의 조합목적)

A Study on a Heat Transfer Characteristics of Direct Contact Heat Exchanger for Steam Condensation According to Various Cooling Water Flow and Internal Pressure(The Purpose of Combination with LNG Evaporator.)

이 병 철,* 한 승 탁,** 김 중 보***
B. C. Lee, S. T. Han, C. B. Kim

ABSTRACT

Heat transfer characteristics of a direct contact heat exchanger utilizing sieve trays and spray nozzles for steam condensation for the purpose of combining with a LNG evaporator have been investigated with various cooling water flow rates and different vacuum pressures within the heat exchanger for the purpose of steam condensation. Temperature profiles and the volumetric overall heat transfer coefficients in a direct contact heat exchanger have been obtained for comparisons. The results show that the temperature differences between cooling water and steam along the direct contact heat exchanger height are rapidly decreasing and the volumetric overall heat transfer coefficients of the exchanger improves greatly as the inside vacuum pressure increases. The values of the overall heat transfer coefficients at $P = -680\text{mmHg}$ have been increased significantly compared with at atmospheric pressure. At given pressure conditions, it is found that the values of average volumetric overall heat transfer coefficients for the sieve tray are found to be approximately 10% higher than those of the spray nozzle.

Key words :

기 호 설 명

Spray Column(분사칼럼)

Sieve Tray(액주)

Direct Contact Heat Exchanger(직접접촉식 열교환기)

Steam Condensation(증기응축)

Spray Nozzle(분무노즐)

LNG Evaporator(액화천연가스 기화기)

C_l : 액체의 비열

C_s : 포화증기의 비열

C_w : 물의 비열

\dot{m}_s : 증기의 질량유량

\dot{m}_w : 물의 질량유량

Q_l : 증발 잠열

* 정희원, 금성사 중앙연구소

** 정희원, 한국전력기술(주) 기계기술부

*** 정희원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

Q_t : 전체 열전달량
 R : 칼럼의 반지름
 T_i : 액적의 입구온도
 T_l : 액체온도
 T_s : 증기온도
 T_{si} : 포화증기의 입구온도
 T_{so} : 포화증기의 출구온도
 T_{wi} : 물의 입구온도
 T_{wo} : 물의 출구온도
 T_x : 액적의 국부온도
 U : 열전달계수
 U_v : 체적 열전달계수
 V : 열교환기 내의 유체 체적
 v_1 : 액적의 속도
 x : 액적의 길이
 ρ_l : 액체의 밀도
 A : 열교환기의 단면적
 T : 유체의 평균온도

1. 서 론

현재 국내에서 수입하여 사용중에 있는 액화천연가스는 LNG 기화기를 위하여 관내부로는 LNG가 흐르고 관외부로는 발전소 증기응축기에서 배출된 해수를 사용하고 있으나, 해수중에 함유된 염분과 불순물 등으로 인하여 관의 부식과 스케일형성 등의 문제가 많다. 따라서 LNG 기화용수로 해수 대신에 발전소 계통수를 LNG와 직접 접촉시키는 직접접촉식 열교환기의 사용이 고려되고 있다. 또한 발전소의 증기응축기도 관을 매체로 하여 관내부로는 해수가 흐르고, 관외부로는 증기가 접촉하여 응축되는 간접접촉식 열교환기를 사용하고 있으나 기존 LNG 기화기와 동일한 문제를 안고 있다. 따라서 본 연구는 이러한 간접접촉식 열교환기의 단점을 해결하기 위하여 직접접촉식 열교환기의 사용을 제안하고, LNG 기화기에서 LNG를 기화시킨후 냉각된 발전용수를 발전소 응축기로 보내어 직접접촉에 의해 열교환을 이루는 직접접촉식 열교환기로서의 대체 가능성을 연구하고자 한다. 유체가 관의 내외면을 흐르며 열교환을 일으키는 간접접촉

식 열교환기(Indirect Contact Heat Exchanger)는 두 유체의 특성에 관계없이 서로 혼합되지 않고 열교환을 이룰 수 있다는 장점으로 그동안 많은 연구가 진행되어 왔다. 그러나 간접접촉식 열교환기는 관의 부식 및 강도 등에 기인한 구조적인 한계가 있으며, 관내외부에 스케일(Scale)이 형성되 효율적인 열전달에 장애요인이 되고 있다. 특히 두 유체간의 온도차가 작을 때는 거의 이용이 불가능하다. 따라서 두 유체의 특성이 같거나 혹은 불용성 유체간에 이들의 유체를 직접접촉에 의해 열교환을 이루는 직접접촉식(Direct Contact Heat Exchanger)의 연구가 필요하다.

직접접촉식 열교환기는 두 유체간의 계면면적(Interface)에서 직접접촉에 의해 열교환이 진행되므로 열전달 저항이 크게 감소되며, 큰 열전달 효과를 얻어 전체 시스템의 열전달율이 매우 커져 상대적으로 열교환기의 크기를 작게 할 수 있다는 장점이 있다. 직접접촉식 열교환기는 두 유체간의 온도차가 작아도 비교적 높은 전열효과를 얻을 수 있고, 설계가 간단하며 단위 체적당 처리할 수 있는 유체량이 많고 불용성 유체를 사용할 경우 고밀도 열교환기의 설계에 활용이 용이하다.^{1,2)} 직접접촉식 열교환기에 대한 연구로는 Ford J. D.와 Lekic A.^{3~5)}가 냉각수와 증기 사이에서 직접 접촉으로 응축하는 동안 액적의 성장율과 노즐에 따른 열이용율의 변화를 규명하였으며 Iciek⁶⁾은 직접접촉식 열교환기에 대해 노즐의 형상 변화에 따르는 사항을 관찰하였다. Benedek⁷⁾은 난류분사시 증기 응축에 관한 열전달 현상을 연구하였고 Jacobs⁸⁾는 Sieve Tray를 사용하여 Spray Column의 직접접촉식 열전달에 관하여 액적의 직경과 열전달계수와와의 관계를 규명하였다. 지금까지 증기와 냉각용수의 직접접촉식 열교환기에 관한 연구는 주로 대기압하에서 각종 인자에 대한 영향을 연구하여 왔으나 증기응축기내의 압력이 부압인 경우에 이루어진 연구는 없는 실정이다. 따라서 본 연구는 유량과 부압을 변화시키면서 Sieve Tray와 노즐분사에 의한 두 유체의 직접접촉식 열전달 현상을 실험을 통하

여 규명하고자 한다. 본 연구의 결과는 현재 간접접촉을 한 후 버려지고 있는 순환수의 막대한 에너지의 전량을 버리지 않고 LNG기화기와 연결하여 기화용수로 사용하고 LNG기화 후 버려지고 있는 냉열은 직접접촉식 응축기로 보내어 증기를 응축시키는 폐회로 사이클을 형성시키면 LNG의 냉열과 응축기의 폐열을 회수하는 효과를 가져와 현재 버려지고 있는 막대한 에너지(공급 열량의 약 60% 이상)을 회수하는 효과를 얻을 수 있을 뿐만 아니라 일반 소형 응축기는 물론이고 화력, 원자력 발전소의 대형 증기응축기에도 적용할 수 있다.

2. 실험장치 및 실험방법

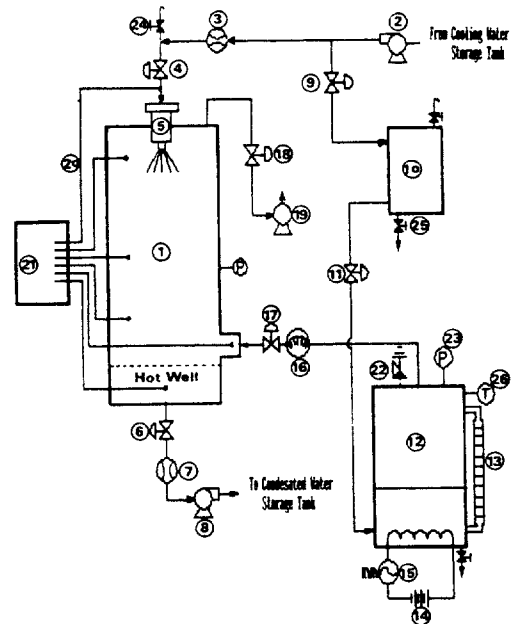
Fig. 1은 본 연구를 위하여 사용한 실험장치의 개략도로서 ①은 직접접촉식 열교환기(Direct Contact Heat Exchanger)이며, 실험장치는 크게 네가지 부분인 냉각수 공급 부분, 증기 공급 부분, 응축수 송출 부분과 공기 배출 부분으로 나누었다.

냉각수가 저장 탱크로부터 급수 펌프 ②를 지나 유량계 ③에서 유량을 측정하고 유량 조절 밸브 ④에서 유량을 조절한 다음 공급기 노즐 ⑤에서 직접접촉식 열교환기내로 분사된다. 열교환기내에서 냉각수와 증기가 직접 접촉한 후 접촉한 응축수가 Hot Well에 모여지고, 모여진 응축수의 수위를 일정하게 조절하기 위하여 응축수 수위 조절밸브 ⑥을 사용하였고, 조절된 응축수는 유량계 ⑦을 지나 송출 펌프 ⑧에 의해 응축수 저장 탱크로 보내진다.

또한 급수 펌프 ②에서 급수된 냉각수의 일부는 보일러 드럼 수위 조절 밸브 ⑨를 지나 보일러 드럼(Boiler Drum) ⑩을 거쳐 보일러 ⑫로 보내지며, 보일러의 열원은 220KW 전원 ⑭으로 가열되고 사용된 전력량은 전력계 ⑮에 의하여 측정된다. 보일러 수위계 ⑬에서 보일러의 수위를 감지하고 가열된 증기는 증기 유량계 ⑯을 지나 증기 공급 조절 밸브 ⑰에서 증기의 공급량이 조절된 후 직접접촉식 열교환기의 하부로 공급되어 진다. 열교환기내에서 생성된 불응축 가스를 배출시키고 열교환

기의 진공도를 형성시켜 주기 위하여 진공 펌프 ⑲를 사용하였고, 직접접촉식 열교환기내의 각부 온도 및 공급증기의 온도를 측정하기 위해 사용한 Thermocouple ⑳은 T-type(Copper Constantan)이고 Data Logger(Fluke, 2280 B, U.S. A) ㉑에 의해 온도가 자동 기록된다. 그 밖에 보일러용 안전 밸브 ㉒와 열교환기 및 보일러내의 압력을 측정하기 위한 압력계 ㉓, 계통중의 공기를 배출시키기 위한 공기 배출용 밸브 ㉔, 급수중의 불순물을 제거하기 위한 Drain 밸브 ㉕, 보일러내의 증기 온도를 측정하기 위한 온도계 ㉖가 장치되어 있다.

본 실험을 위하여 사용된 직접접촉식 열교환기는 지름이 205 mm, 높이 915 mm, 두께



- | | |
|--------------------------------------|-------------------------------|
| ① Direct Contact Heat Exchanger | ⑭ Electric Power |
| ② Water Feed Pump | ⑮ Electric Power Meter |
| ③ Water Flow Meter | ⑯ Steam Flow Meter |
| ④ Water Flow Control Valve | ⑰ Vacuum Supply Control Valve |
| ⑤ Water Supply Nozzle | ⑱ Vacuum Pump |
| ⑥ Hot Well Level Control Valve | ⑲ Thermocouple |
| ⑦ Condensated Water Flow Meter | ㉑ Data Logger |
| ⑧ Condensated Water Feed Pump | ㉒ Safety Valve |
| ⑨ Boiler Drum Water Control Valve | ㉓ Pressure Gauge |
| ⑩ Boiler Drum | ㉔ Vent Valve |
| ⑪ Boiler Make-up Water Control Valve | ㉕ Drain Valve |
| ⑫ Boiler | ㉖ Temperature Gauge |
| ⑬ Boiler Level Gauge | |

Fig.1 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

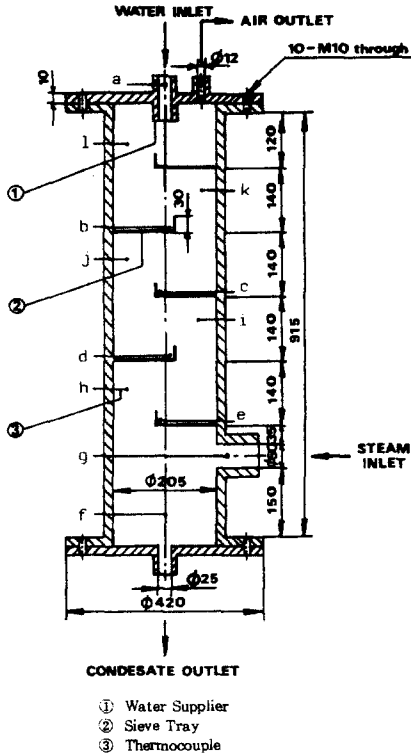


Fig.2 Detail of Direct Contact Heat Exchanger

가 10mm인 스테인레스 강관으로 제작되었으며, Fig.2는 직접접촉식 열교환기의 상세도로써 ①은 공급기, ②는 Sieve Tray ③은 Thermocouple이며, 정확한 온도 변화를 측정하기 위하여 물의 입구온도는 입구배관 안에 구멍을 내어 측정하였고(T/C NO: a) 증기와 접촉한 물의 온도는 Sieve Tray 위에 고인 물의 온도(T/C NO: b-e)를 측정하였으며 최종 응축수인 Hot Well의 온도는 열교환기 하부에 고인 물의 온도(T/C NO: f)를 측정하였다. 한편 공급된 증기의 온도는 증기공급배관 입구에 설치한 열전대(T/C NO: g)로 측정하고 냉각수와 접한 후의 증기온도는 Sieve Tray 하단에 물과 접하지 않은 곳에 열전대(T/C NO: h-l)를 지그재그로 설치하여 온도를 측정하였다. 또한 열교환기 앞뒤면에는 투명 아크릴판을 설치하여 실험의 진행상황을 육안으로 관찰할 수 있도록 하였고 본 실험에서 사용된 Sieve Tray와 Spray Nozzle의 상세도를 Fig. 3에 보였다.

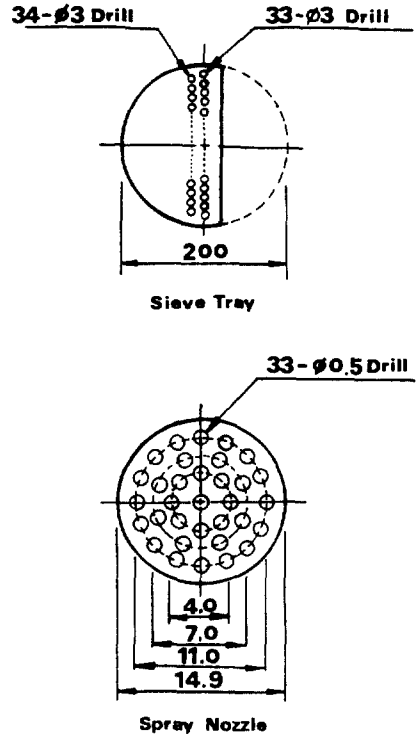


Fig.3 Detail of Sieve Tray and Spray Nozzle

3. 열전달 계수의 계산

본 실험에서 사용되는 열전달 계수의 값은 액적의 길이를 X 라고 했을 때 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U \cdot dA(T_{si} - \bar{T}) = \dot{m}_l \cdot C_l \cdot dx \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) \dots (1)$$

(1)식을 다시 쓰면

$$U \cdot 2\pi R \cdot dx(T_{si} - \bar{T}) = \rho_1 v_1 \pi R^2 C_l \cdot dx \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \dots (2)$$

경계조건은 다음과 같다.

$$x = 0 \text{에서 } \bar{T} = T_i$$

$$x = x \text{에서 } \bar{T} = T_x$$

그리고 식(2)에 위의 경계조건들을 대입하면 다음과 같은 식을 얻는다.

$$U = \frac{\rho_1 v_1 R C_l}{2\chi} \ln \left(\frac{T_{si} - T_i}{T_{si} - T_x} \right) \dots (3)$$

또한 체적 열전달계수 U_v 는 $Q_t = U_v V (T_s - T_l)$ 의 식으로 정의되며 다음과 같이 계산되었다.

$$U_v = \frac{Q_t}{V(T_s - T_l)_{\text{mean}}} \dots\dots\dots (4)$$

여기서 전체 열전달량은 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$Q_t = \dot{m}_s (Q_{\text{Latent}} + C_s(T_{s,i} - T_{s,o})) \dots\dots\dots (5)$$

$$= \dot{m}_w C_w (T_{w,o} - T_{w,i})$$

4. 실험결과 및 고찰

4.1 온도분포

Fig.4~8은 실험에 사용된 직접접촉식 열교환기(D205 mm × H915 mm)의 높이에 따른 냉각수와 증기의 온도분포를 나타내고 있으며, 증기 유량을 일정(0.07 kg/min)하게 유지한 상태에서 냉각수 유량의 변화와 열교환기내의 압력조건이 각각 다른 값(대기압, -200, -400, -600, -680 mmHg)에 대하여 연구하였다. 그림에서 점선으로 나타낸 값은 증기의 온도분포 이고 일점쇄선은 냉각수의 온도분포를 나타내었다.

Fig.4는 대기압 상태에서의 직접접촉식 열교환기의 높이에 따른 증기와 냉각수의 온도 분포로서, 증기 온도는 칼럼의 상부로 갈수록 급격히 감소하고 있는 반면에 냉각수 온도는 하향으로 내려오면서 완만한 곡선을 그리며 상승하고 있다. 냉각수 유량이 5kg/min인 경우, 입구온도가 20℃일때 출구온도는 약 34℃였고 유량이 11kg/min인 경우는 출구온도가 약 27℃였다. 이때 냉각수의 입구온도와 증기의 출구온도와의 차이는 약 150℃였다.

Fig.5는 부압이 -200 mmHg인 경우로 대기압 상태와 비교하여 증기의 온도가 좀더 완만히 감소함을 알 수 있고, 냉각수 유량이 5kg/min인 경우 입구온도 20℃일때 출구온도는 35℃였고, 유량이 11kg/min인 경우에는 28℃였다. 이때 냉각수의 입구온도

와 증기의 출구온도와의 차이가 약 10℃로 작아졌다.

Fig.6은 부압이 -400 mmHg인 경우로 냉각수 유량이 5kg/min일때 냉각수 입구온도 20℃에 대하여 출구온도는 36℃였고 11kg/min인 경우에는 29℃였다. 이때 냉각수의 입구 온도와 출구 온도와의 차는 약 5℃로 작아지고 있다.

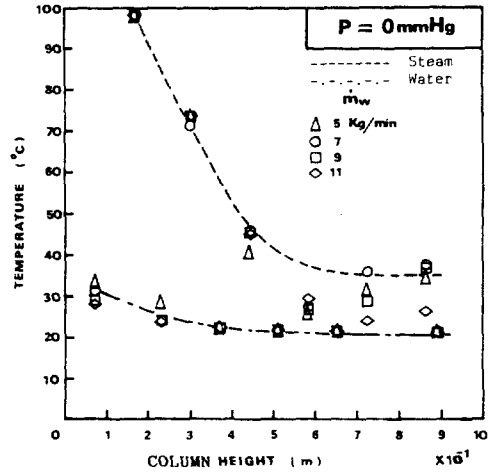


Fig.4 Temperature Distributions of Cooling Water and Steam along the Direct Contact Heat Exchanger Height at Atmospheric Pressure with $\dot{m}_s = 0.07$ kg/min

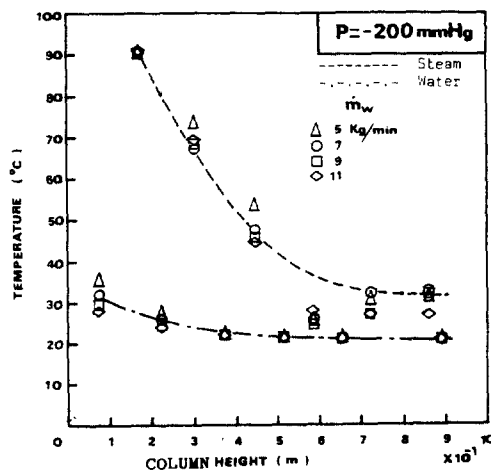


Fig.5 Temperature Distributions of Cooling Water and Steam along the Direct Contact Heat Exchanger Height at $P = -200$ mmHg with $\dot{m}_s = 0.07$ kg/min

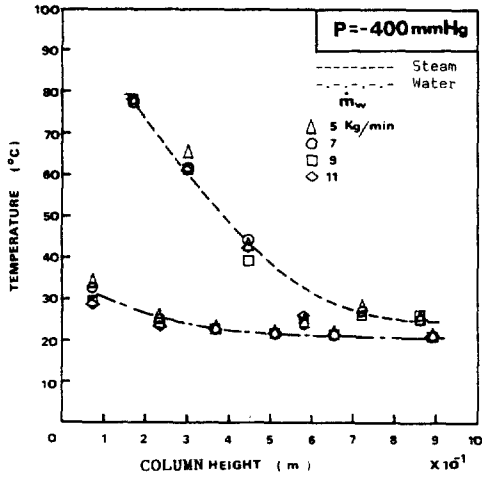


Fig. 6 Temperature Distributions of Cooling Water and Steam along the Direct Contact Heat Exchanger Height at $P = -400 \text{ mmHg}$ with $\dot{m}_s = 0.07 \text{ kg/min}$

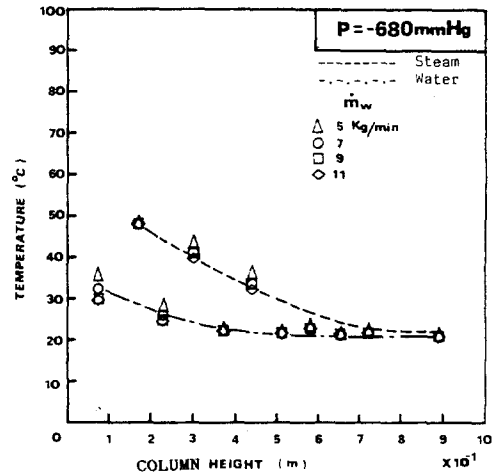


Fig. 8 Temperature Distributions of Cooling Water and Steam along the Direct Contact Heat Exchanger Height at $P = -680 \text{ mmHg}$ with $\dot{m}_s = 0.07 \text{ kg/min}$

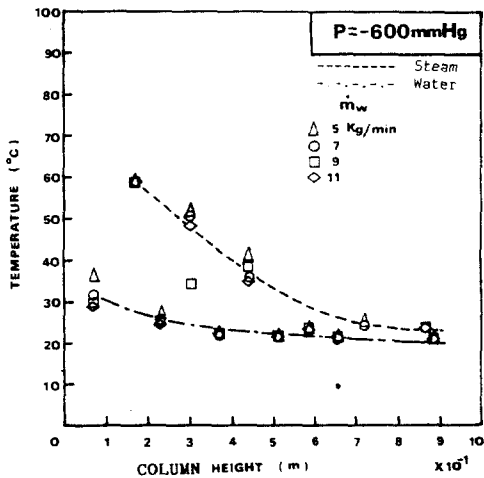


Fig. 7 Temperature Distributions of Cooling Water and Steam along the Direct Contact Heat Exchanger Height at $P = -600 \text{ mmHg}$ with $\dot{m}_s = 0.07 \text{ kg/min}$

Fig. 7은 부압이 -600 mmHg 인 경우로 냉각수 유량이 5 kg/min 일때 냉각수 입구온도 20°C 에 대하여 출구온도는 37°C 였으며 11 kg/min 인 경우는 30°C 였다. 이때의 냉각수 입구온도와 증기의 출구온도와의 차이는 약 3°C 에 불과했다.

마찬가지로 Fig. 8은 부압이 -680 mmHg

인 경우인데 냉각수의 입구온도와 증기의 출구온도 차이는 거의 없었다. 이때 냉각수의 유량 5 kg/min 인 경우 냉각수입구 온도 20°C 에 대하여 출구온도는 38°C 를 나타내고 11 kg/min 인 경우는 31°C 였다. 현재 화력, 원자력발전소의 증기 응축기내 부압은 -720 mmHg 이고, 냉각용수의 평균온도가 약 20°C 이고 냉각수 입구온도와 증기의 출구온도 차이가 약 5°C 이므로 Fig. 8은 실제 발전소의 응축기 조건과 근사하게 비교될 수 있다.

Fig. 4~8 (증기와 냉각수의 흐름방향은 대항류 이므로 증기의 최종단은 Column Height $9 \times 10^{-1} \text{ m}$ 지점이고 냉각용수 최종단은 $1 \times 10^{-1} \text{ m}$ 지점)에서 증기의 최종단 온도와 냉각수 입구 온도를 비교하면 대기압 상태에서는 큰 차이가 있었으나 부압이 증가할수록 그 차이가 적어지고 있는 것을 알 수 있다. 이러한 이유는 부압이 증가할 수록 열교환기내의 불응축 가스를 효과적으로 제거하여 열전달율이 크게 증가되기 때문이다.

상기의 온도분포 그림에서 증기와 냉각수가 직접접촉을 한 후에 온도변화가 크게 일어나지 않은 부분, 즉 증기와 냉각용수의 온도 분포 사이에 열수수가 적은 평행한 부분 (Column Height 약 $7 \sim 10 \times 10^{-1} \text{ m}$)은 유용하지

못하므로 직접접촉식 열교환기 설계시 Column의 높이를 결정하는데 있어 반드시 고려하여야 할 부분임을 알 수 있다.

4.2 열전달 특성

Fig.9는 부압의 변화에 따른 열전달 계수의 값(식(3))을 점선으로 나타내고 있다. 대기압에서 보다 부압이 -680mmHg인 경우에 그 값은 크게 향상되고 있으며, 일점채선은 Sieve Tray에서 물을 Over Flow시키고 수막을 형성하여 수증기를 응축시키는 액막식 직접접촉식 열교환기에 대하여 연구한 Kopp⁹⁾의 실험결과이다. 이때의 유량은 $W_1 = 60 \sim 90 \text{kg/min}$, 압력은 $20 \sim 250 \text{mmHg}$ 를 사용하였다. 본 연구의 열전달 계수 값을 Kopp의 결과와 비교하여 볼때 본 실험의 결과치가 약간 높은 값을 보여주고 있음을 알 수 있다.

Fig.10은 부압의 변화에 따른 체적 열전달 계수의 값(식(4))을 Sieve Tray와 분무노즐에 대하여 나타내 주고 있다. Sieve Tray의 경우가 분무노즐 보다 더 높은 체적 열전달 계수 값을 보여주고 있음을 알 수 있다. 이러한 결과는 Jacobs⁸⁾의 실험결과와 비교하여 볼때 대기압 상태에서 체적 열전달계수를 정의한 식에 본 연구의 실험결과치를 대입한 결과 액적의 직경이 8mm인 경우와 본 실험결과가 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

또한 동일한 성능을 갖는 펌프를 사용하였을 경우 Sieve Tray는 냉각수의 최대 공급 유량을 11kg/min까지 올릴 수 있었으나 분무노즐의 경우는 최대 7kg/min의 유량밖에 올릴 수 없음을 볼때 Sieve Tray의 경우가 분무노즐보다 소요펌프 동력의 입장에서도 더 유용한 직접 접촉 방법임을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 연구는 액주식 Sieve Tray와 분무노즐을 이용한 직접접촉식 열교환기에서 냉각수를 열교환기 상단에서 하부로 분사시키고 증기는 하부에서 상부로 공급되면서 열교환을 이룰 때 냉각수의 유량과 증기응축기 내의 부압을 변화 시키면서 열전달 특성을 실험을 통해 연

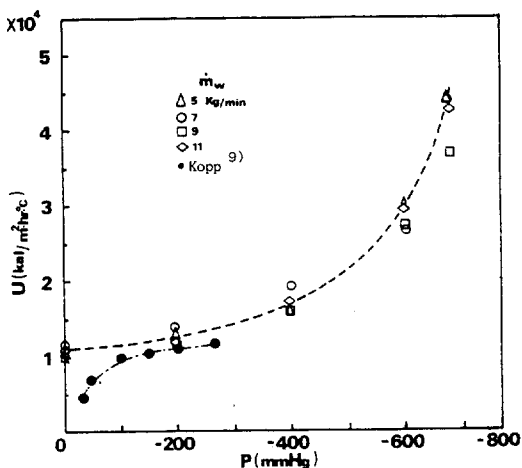


Fig.9 Comparisons of Overall Heat Transfer Coefficients with Kopp's Experiments

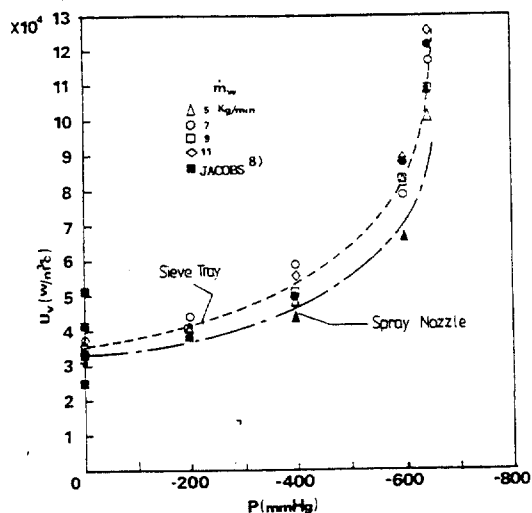


Fig.10 Comparisons of Volumetric Overall Heat Transfer Coefficients with Jacobs's Experiments

구한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 증기 응축기내의 부압 변화에 따른 열전달 특성은 부압이 높아질수록 열전달 저항의 원인이 되는 불응축 가스의 제거로 인하여 냉각수와 증기의 접촉 효율이 개선되어 열전달 효과의 증진을 가져와 열교환기 상부에서 증기온도와 냉각수의 온도 차이가 작아졌다.

2) 응축기 내의 부압이 높아 질수록 열전달 계수 값이 크게 증가하고 있어 부압에 따른 열전달계수의 민감도를 알 수 있었다.

3) 주어진 부압에서 공급 냉각수 유량 변화에 따른 열전달계수의 값은 거의 일정하다는 것을 알 수 있었다.

4) 본 연구의 경우 같은 압력하에서 Sieve Tray를 사용한 직접접촉 방식이 문무노즐을 사용한 경우 보다 체적열전달 계수값이 높음을 보여주고 있고, 동일 펌프를 사용하였을 때 Sieve Tray 방식이 부문노즐 방식보다 많은 량의 냉각수를 공급할 수 있어 펌프 소요동력의 측면에서도 더 유용한 직접접촉식 응축방법임을 알 수 있었다.

5) 열교환기의 길이를 너무 길게 하였을 때 상부에서는 유체의 온도 변화가 거의 없었으므로 열교환기 설계시 이점을 고려하여 최적의 직접접촉식 열교환기 길이를 설계하여야 한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 1989년도 학술연구비 지원(과제번호 891-0901-005-2)으로 수행되었으며, 동 재단에 사의를 표하는 바입니다.

참 고 문 헌

1. 김석현, 1986. "고효율 직접접촉식 열교환기의 특성과 응용", 공기조화 냉동공학회지, 제 15 권 제 2 호, pp.109-115
2. 김석현, 1984. "직접접촉식 열 및 물질 교환 장치의 전열현상(I)", 대한기계학회지 Vol. 24. No.5. pp.358-366
3. Ford, J.D., and Lekic A., 1973, "Rate of Growth of Drops During Condensation", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 16, pp. 61-64.
4. Lekic A., Bairamvic R., and Ford J.D., 1976, "Droplet Size Distribution: An Improved Method for Fitting Experimental Data", The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol. 54, pp. 399-402.
5. Lekic A., and Ford J.D., 1980, "Direct Contact Condensation of Vapour on a Spray of Subcooled Liquid Droplets", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 1531-1536.
6. Iciek J., 1983, "The Hydrodynamics of a Free, Liquid Jet and Their Influence on Direct Contact Heat Transfer-III (Direct Contact Heating of a Cylindrical Free Falling Liquid Jet)", Int. J. Multiphase Flow, Vol. 103, pp. 167-179.
7. Benedek S., 1976, "Heat Transfer at the Condensation of Steam on Turbulent Water Jet", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 19, pp. 448-450.
8. Jacobs H.R., and Eden T.J., 1986, "Direct Contact Heat Transfer in a Sieve Tray Column", Proceeding of the 8th International Heat Transfer Conference, San Francisco, CA.
9. Kopp J.H., 1966, "Brennst. Wärme-Krafft" Vol. 18, No. 3, pp. 128-129.