

# 열교환기 구조 변화에 따른 NH<sub>3</sub>와 R22의 성능특성연구

하옥남\*, 하경수<sup>+</sup>, 이승재<sup>++</sup>, 정송태<sup>++</sup>

## The Study on Performance Characteristics of NH<sub>3</sub> and R22 due to Structure of Heat Exchanger

Ok-Nam Ha\*, Kyung-Soo Ha<sup>+</sup>, Seung-Jae Lee<sup>++</sup>, Song-Tae Jeong<sup>++</sup>

### Abstract

Nowadays HCFCs refrigerant are restricted because it cause depletion of ozone layer. However, natural gases such as ammonia as an organic compound, propane and propylene as hydrocarbon are easy and cheap to obtain as well as environmental. Accordingly, this experiment apply the NH<sub>3</sub> and R22 to study the performance characteristic from the superheat control and compare the energy efficiency of two refrigerants from the high performance. The condensing pressure of refrigeration system is increased from 15bar to 16bar and degree of superheat is increased from 0 to 10°C at each condensing pressure. As the result of experiment, when comparing the each COP, we knew the NH<sub>3</sub> is suitable as the alternative refrigerant of the R22.

**Key Words :** Condensing pressure(응축압력), Degree of Superheat(과열도)

## 1. 서론

국내외적으로 냉동기기의 에너지 효율향상과 프레온의 대체냉매 개발이 현안으로 떠오르고 있는 가운데 대체냉매에 대하여도 엄격한 에너지 소비규제가 적용되고 있으며, 이러한 에너지 소비규제에 대응하기 위하여 대체냉매를 이용한 공조기기의 설계기술 확립에 대한 연구가 국내외적으로

로 활발히 진행되고 있다. 그 중에서도 R22에 대한 대체냉매의 연구는 필수불가결하다고 할 수 있다.<sup>(1-3)</sup>

R22는 염화불화탄화수소(HCFC)라는 종류의 화학물질 중 하나로써 오존층 파괴 물질에 대한 Montreal 의정서라는 환경보호를 목적으로 하는 국제 협정에 따라서 단계적으로 폐지되고 있다. 그렇지만, 유기화합물인 NH<sub>3</sub>, 탄화수소계인 프로판, 프로필렌 등은 자연냉매로서 쉽게 얻을

\* 조선대학교 기계공학과 (onha@chosun.ac.kr)  
주소: 501-759 광주광역시 동구 서석동 375번지

+ 조선대학교 산업대학원 기계공학과

++ 조선대학교 대학원 기계공학과

수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며 특히, 지구환경에 저촉을 받지 않는 환경친화적인 냉매이다. 그중에서 NH<sub>3</sub> 냉매는 넓은 온도범위에서 우수한 특성을 가지고 있어 화학 공정 중에 많이 사용되고 있으며 앞으로도 선호하는 좋은 냉매로 이용될 것이다.<sup>(4)</sup>

NH<sub>3</sub>는 효율과 가격 면에서 상당한 설득력이 있고 식품과 음료 공정 및 냉동보관 창고 설비에서 가장 널리 사용되는 냉매이다. 또한 시장규모는 작지만 산업용 냉동장치의 R22 대체냉매로 적합하다. 그러나 독성에 대한 염려로 인해 쾌적 시설용 시스템에 사용하는 것은 지지부진하다. 그럼에도 불구하고 NH<sub>3</sub>는 자연냉매로서 환경친화적이며 효율 면에서도 좋은 것으로 알려져 있다.<sup>(5)</sup> 기존의 NH<sub>3</sub>냉매에 대한 연구는 아직까지 미비한 실정이며 제한적이었다. 따라서, NH<sub>3</sub>냉매에 대한 더욱 많은 연구가 시행되어야 한다.

냉동장치의 열교환기는 여러 종류가 있지만, 그 중에서 압모니아 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 열교환기는 Shell & Tube Type의 응축기와 만액식 증발기가 사용되고 있다. 하지만 Shell & Tube Type 열교환기는 증량이 무거우며 장치의 대형화로 인하여 설치공간이 넓어지고 장치의 부식으로 인한 냉매의 누설과 장치 중에 냉매의 충전량이 많다는 문제점을 가지고 있다. 이러한 문제점을 해결할 수 있는 방법으로 장치 내의 냉매량을 최소화하고 냉매의 누설이 적고 초소형 경량인 Shell & Disk Type의 열교환기를 적용해 볼 수 있다.

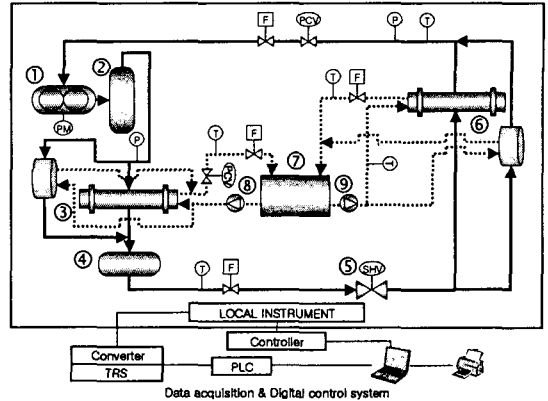
따라서, 본 연구에서는 R22와 NH<sub>3</sub>를 냉매로 하고 서로 다른 열교환기를 적용하여 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 장치의 성능 특성 실험을 통해 R22의 대체냉매로서 NH<sub>3</sub>의 우수성을 밝히고, 열교환기 타입에 따른 최적 운전 조건과 아직까지 국내 산업현장에서 냉동, 공조용으로 실용화되지 않고 있는 Shell & Disk Type의 고밀도 열교환기의 우수성을 입증하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 냉동장치의 성능 특성 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

본 실험장치는 R22와 NH<sub>3</sub>를 작동유체로 사용하였으며 장치는 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치체 내의 압력손실을 최소화할



- ① Compressor
  - ② Oil separator
  - ③ Condenser
  - ④ Receiver
  - ⑤ Expansion valve
  - ⑥ Evaporator
  - ⑦ Constant temperature bath
  - ⑧, ⑨ Circulation pump
- P : Pressure sensor  
 PM : Power meter  
 F : Mass flow meter  
 T : Temperature sensor  
 PCV : Pressure control valve  
 SHV : Superheat controller
- : Refrigerant  
 - - - : Electric signal

Fig. 1. The schematic of refrigeration system.

수 있도록 충분히 고려하여 실험 장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열 시공을 하였다. 시스템 내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 파워미터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ , 압력  $\pm 0.1$  bar, 질량유량  $\pm 0.1\%$ , 소요동력  $\pm 0.1\%$ )이내에서 관리할 수 있도록 하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

응축기와 증발기는 R22일 때 Shell and Disk Type, NH<sub>3</sub>일 때 Shell and Tube type의 열교환기를 각각 사용하였다. Shell & Disk Type 열교환기는 낮은 레이놀드 수에서도 난류를 형성하여 Shell & Tube Type 열교환기에서 요구되는 증류보다 열교환 면에서 우수성을 갖는 고밀도 열교환기이다. 그리고 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다. 상변화용 유체 온도를 일정하게 유지시키기 위해 1 kW의 히터와 3-way 유량 조절변을 설치하여 온도 제어기에 의해 자동 제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다. 증발기 측의 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프

Table 1 Experimental condition

Condensing pres. (bar)	15 ~ 16
Degree of superheat (°C)	0 ~ 10
Bath temp. (°C)	28
Ambient temp. (°C)	24
Chilled water flow rate (kg/h)	6800
Cooling & Chilled water	Demineralized water

와 유량조절 제어밸브를 설치하였다.

과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 취부된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이 되도록 valve 개도를 PID 제어에 의해 자동 조절하는 전자식팽창밸브<sup>(6)</sup>를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서 입력 값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력조정변을 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수 질량유량을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

## 2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동 전, 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값을 비교하여 오차여부를 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 증발기 측의 유량이 일정하게 제어되고 있는지를 살펴보기 위해 순환펌프를 운전하여 질량유량을 확인하였다.

각 냉매에 따라 동일한 실험 조건을 위해 장치가 허용하는 범위 내에서 R22는 NH<sub>3</sub>의 약 1/2의 크기로 부하를 결정했다. 운전상태가 안정되면 응축압력을 15 bar에서 16 bar까지 0.5 bar씩 단계별로 실험하였으며, 과열도는 응축압력 조건에 따라 0에서 10°C까지 1°C간격으로 단계적으로 실험을 실시하였다. 과열도 설정은 초기 운전 시 전자식 팽창밸브를 사용하여 설정값에 근접시킨 후, 정확한 설정값을 일정하게 유지시키기 위하여 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 실험 데이터 값의 정확도를 높이고자 반복 실험을 하였으며, 실험결과 값은 Data acquisition system을 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정한 후, 자료는 PC를 이용하여 분석하였다.

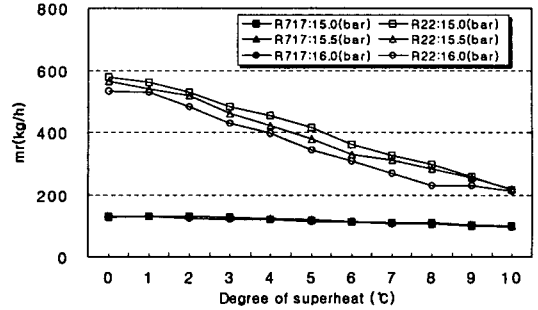


Fig. 2. Mass flow rate of suction gas at various degree of superheat and condensing pressure.

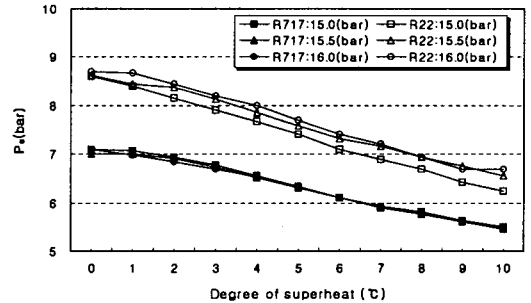


Fig. 3. Suction pressure at various degree of superheat and condensing pressure.

## 3. 실험결과 및 고찰

각 조건에 대하여 응축압력에 따른 과열도를 변화시켜 보았을 때 응축기 방열량, 증발기 흡열량, 냉매 질량유량, 흡입압력의 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 COP를 비교한 실험결과를 고찰하였다.

### 3.1 냉매 질량유량

Fig. 2는 압축기 흡입증기 질량유량을 나타낸 것이다. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 질량유량은 전체적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다. 응축압력이 높을수록 압축기의 압축비는 증가하게 되고 압축기의 체적효율은 감소하게 되어 질량유량은 감소한다. 또한 과열도가 높아짐에 따라 증발기 내의 냉매의 순환량이 감소하게 되므로 냉매의 질량유량은 감소한다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때, R22는 응축압력 15 bar,

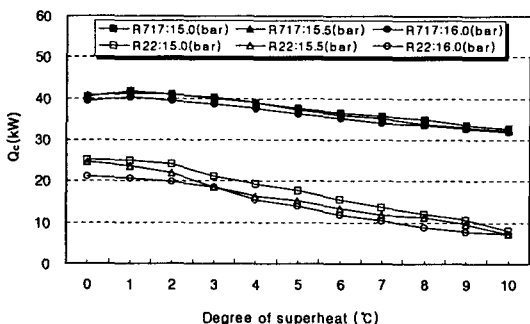


Fig. 4. Heat capacity of condenser at various degree of superheat and condensing pressure.

과열도가 없을 때 질량유량은 가장 높게 증가했다. 그러나 NH<sub>3</sub>는 과열도 1°C 조건일 때 질량유량이 가장 높았다. 그 원인은 과열도가 없을 때, 증발기 튜브 외측과 냉매액이 접하는 부분에서 비등이 일어나기 때문에 기포는 튜브외측의 좁은 구역 내에 한정되고 이들 기포는 주위의 차가운 냉매로의 열전달로 인해 튜브 외측으로부터 멀어진 후 사라지는 서브쿨드 비등<sup>(7)</sup>이 원인인 것으로 판단된다. 따라서 과열도에 상당한 냉매 포화 증기량이 감소하게 되어 질량유량은 감소하게 된다.

전체적으로 보면 NH<sub>3</sub>는 R22에 비해 상당히 완만한 기울기를 갖고 있고 이는 NH<sub>3</sub>가 응축압력과 과열도의 변화에 안정적인 특성을 나타낸다.

### 3.2 압축기 흡입압력

Fig. 3은 압축기 흡입압력에 대한 실험 결과이다. 응축압력이 변화함에 따라 압축기 흡입압력은 냉매에 따라 서로 다른 결과를 나타냈고, 과열도가 높을수록 흡입압력은 전체적으로 낮아졌다.

응축압력에 따른 압축기 흡입압력은 NH<sub>3</sub>의 경우에 거의 변화가 없었다. 하지만 R22는 응축압력이 높아질수록 상승하였다. Fig. 2에서 보듯이 응축압력이 높을수록 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하게 된다. 따라서 압력도 감소되어야 하지만 전체적인 사이클에서 볼 때 응축압력의 증가는 고압을 상승시키고 일정한 과열도를 갖으며 이에 따라 저압을 상승시키게 되므로 질량유량의 감소량에 비해 저압의 상승이 더 크게 작용한 것으로 판단된다. NH<sub>3</sub>의 경우에는 부하가 R22의 2배 이므로 저압의 상승에 비해 압축비의 상승에 따른 실제 냉매 질량유량의 저하가 더 크게 작용했을 것으로 판단된다.

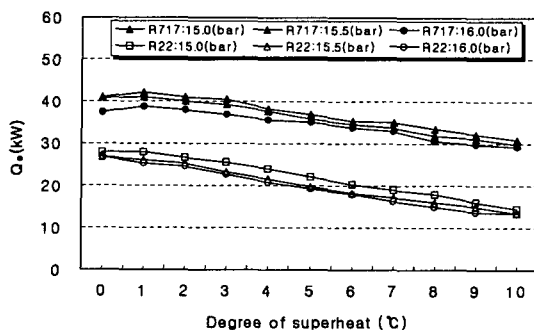


Fig. 5. Heat capacity of evaporator at various degree of superheat and condensing pressure.

과열도에 따른 압축기 흡입압력은 과열도가 높을수록 Fig. 2에서처럼 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하였기 때문에 흡입압력은 낮아지게 된다. NH<sub>3</sub>의 경우 질량유량의 감소는 적은 데 비해 흡입압력의 감소가 크게 나타났는데, 이는 NH<sub>3</sub>냉매의 열물성치에 따른 것으로 냉매의 상변화에 따른 비체적의 증가가 R22에 비해 크기 때문에 질량유량의 변화에 대해 흡입압력은 더 민감하다고 할 수 있다.

### 3.3 응축기 방열량

Fig. 4는 응축기 냉각수 유량과 냉각수 입출구 온도차에 의해 방열량을 측정된 값이다. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 방열량은 감소하였다. 응축기방열량은 냉매 질량유량, 냉각수 입출구 온도차와 비례하므로 냉매 질량유량과 온도차가 높을수록 응축기 방열량도 비례하여 증가하였다. NH<sub>3</sub>의 서브쿨드 비등으로 인한 것 외에는 두 냉매 모두 방열량의 양상은 동일했다. 부하의 차이로 인한 방열량의 차이는 다른 그림과 동일하게 나타나고 있다.

### 3.4 증발기 흡열량

Fig. 5는 증발기 냉수 유량과 냉수 입출구 온도차에 의해 흡열량을 측정된 값이다. 두 냉매 모두 응축압력과 과열도가 높을수록 냉수 출구온도는 높게 나타났으며, 증발기 흡열량은 낮게 나타났다. 냉수 출구온도가 높고, 증발기 흡열량이 적다는 것은 그만큼 냉동효과가 적다는 것이다. 응축압력이 높을수록 증발기 냉매의 포화압력은 높아지게 되고 이에 따라 냉동효과는 줄어들게 된다. 과열도에 관해서는 Fig. 2의 냉매 질량유량의 저하가 그 원인이라 할 수 있겠다. 응축기 방열량과 증발기 흡열량을 비교하였을 때 열량이 거의 비슷한 것을 볼 수 있다. 일반적으로 응축기 방열량이 압축기 소

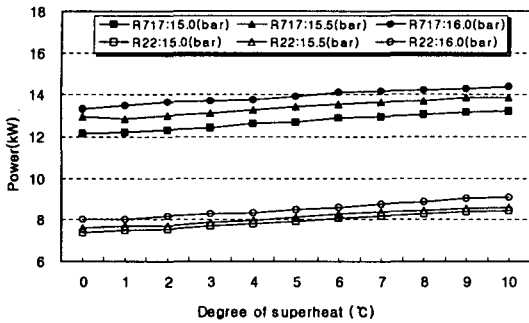


Fig. 6. Power at various degree of superheat and condensing pressure.

요동력만큼의 열량이 증발기에 비해 커야하는데도 이러한 결과가 나온 것은 장치 내 유분리기에서 나온 순환냉동기유의 방열로서 설명된다.

### 3.5 소요동력

Fig. 6는 소요동력을 나타낸 그림이다. 두 냉매 모두 응축 압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였다. 응축 압력을 일정하게 유지시키고 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하기 때문에 압축비가 상승하여 소요동력은 증가하게 된다. 과열도를 일정하게 하고 응축압력을 높일수록 압축비가 커지므로 소요동력은 증가하게 된다.

### 3.6 COP

Fig. 7은 COP에 대한 실험결과이다. COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다. 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하였다. 따라서 COP는 감소하게 된다.

과열도가 높아질 때는 모두 COP가 전체적으로 감소하는 결과를 나타내었다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하기 때문이다. 하지만 NH<sub>3</sub>는 과열도가 1°C에서 COP가 가장 높게 나타났으며 R22는 과열도 0°C일 때 COP가 가장 높게 나타났다. 이러한 원인으로는 냉매가 NH<sub>3</sub>이고 Shell and Tube Type 열교환기이므로 과열도 0°C일 때 서브쿨드 비등으로 인해 냉매 질량유량이 감소하였기 때문이다.

각 냉매 선도의 기울기에 따라 비교해 보았을 때, NH<sub>3</sub>는 R22에 비해 과열도에 따라 안정적인 COP를 보여주고 있다. 0에서 4°C까지는 R22가 NH<sub>3</sub>에 비해 더 높았다. 그러나 동

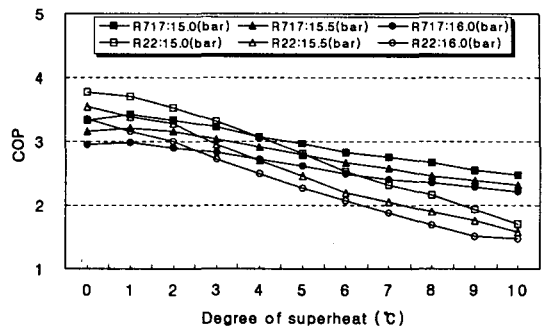


Fig. 7. COP at various degree of superheat and condensing pressure.

일 부하에서 측정한다면 NH<sub>3</sub>는 R22에 거의 근접하거나 더 높은 COP를 나타낼 것으로 판단된다. 열교환기의 측면에서 보면 Shell and Disk가 Shell and Tube에 비해 과열도가 낮은 부분에서 더 높은 COP를 나타냈다.

## 4. 결론

열교환기 구조변화에 따른 NH<sub>3</sub>와 R22를 사용한 냉동장치의 성능 특성 비교를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매순환량은 NH<sub>3</sub>가 R22에 비해 응축압력과 과열도의 변화에 대해 안정적이며, NH<sub>3</sub>는 R22에 비해 2배의 부하로 운전했음에도 냉매순환량은 약 1/4 정도였고 흡입압력도 훨씬 낮았다. 이를 통해, NH<sub>3</sub>가 냉동장치의 소형화에 있어서 R22에 비해 우수함을 확인할 수 있었다.

(2) 과열도가 높아질수록 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지고 동력이 증가하여 에너지 손실이 많아짐을 보였다.

(3) Shell and Tube Type 열교환기에 NH<sub>3</sub>를 적용할 경우, 과열도 1°C 조건이 에너지 절약으로 운전경비를 절감할 수 있는 최적 조건으로 나타났다. COP는 동일 부하로 운전한다면, NH<sub>3</sub>가 R22에 거의 근접하거나 더 높은 성능을 나타낼 수 있음을 예측해 볼 수 있다. 또한 열교환기의 성능과도 연관이 있으므로 이 부분에 대해서 실험 장치 개선을 통한 추가적인 연구가 필요하다.

(4) COP는 R22가 과열도 4°C 이하에서 NH<sub>3</sub>에 비해 높아짐을 보였다. 이를 통해 Shell and Disk Type 열교환기가 고밀도의 운전 하에서 Shell and Tube Type 열교환기에 비해 우수함을 알 수 있었다.

(5) NH<sub>3</sub>는 자연냉매로서 현재 규제대상이 되어있는 R22

에 비해 경제적, 환경적인 측면에서 뿐만 아니라, 향후 부속 장치의 개발에 따른 효율과 안정성의 보완이 이루어진다고 볼 때, R22의 대체 냉매로서 적합할 것으로 보인다.

## 참고 문헌

- (1) Nonaka, M. et al., 1998, "Performance and reliability of room air conditioner using R410A", *The Int. Symp. on HCFC Alternative Refrigerants*, pp. 111~116.
- (2) Nakayama, M. et al., 1997, "Room A/C", *Ref.*, Vol. 72, No. 835, pp. 60~64.
- (3) Akutsu, M. et al., 1998, "RAC with alternative refrigerant R410A", *Sanyo Technical Review*, Vol. 30, No. 1, pp. 20~26.
- (4) *Effect of Ammonia*, Refrig., 1979, Res. Found. Inform. Bull., Washington, D.C., p. 4.
- (5) James M. and Piotr A. Domanski, 2005, "Alternative circumstances for R-22", *Magazine of the SAREK*, Vol. 34, No. 1, pp. 60~69.
- (6) Higuchi, K., 1986, "Electronic expansion valve and control", *Refrigeration*, Vol. 61, pp. 45~52.
- (7) Cengel, Y. A. 2002, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, pp. 461~505.