

PF 열교환기를 적용한 공조기의 성능 비교 실험연구

권영철^{1*}, 박윤창²

¹선문대학교 기계공학과, ²선문대학교 정보통신공학과

Experimental Study on Performance Comparison of Air-Conditioner with PF Heat Exchanger

Young-Chul Kwon^{1*} and Yoon-Chang Park²

¹Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University

²Department of Information and Communication Engineering, Sunmoon University

요약 본 연구에서는 핀-관 열교환기와 PF 열교환기의 열전달 특성과 이를 적용한 공조기의 성능을 비교 조사하였다. 또한 공조기의 냉방기간 에너지효율(CSPF)을 평가하였다. 열교환기 실험을 위해 3종류의 열교환기에 대한 열전달 및 압력강하를 그리고 공조기 성능평가를 위해 냉방표준, 냉방저온에서 냉방능력, 소비전력, COP를 산출하였다. 실험은 칼로리미터와 항온수조를 사용하여 수행되었다. 유입공기 속도가 증가함에 따라 열교환기의 열전달율과 압력강하는 증가하였다. PF 열교환기 적용 시스템의 적정 냉매량은 핀-관 공조기보다 약 15~20% 감소하였으나, 냉방능력은 증가, 소비전력은 감소하여 COP는 향상되었다. 사각형 핀을 가진 PF 열교환기가 삼각형 핀보다 냉방능력과 COP가 더 우수하였다. 실험 온도조건을 반영하기 위해 PF 열교환기와 핀-관 열교환기 적용 시스템의 CSPF가 계산되었다.

Abstract In the present study, the heat transfer characteristics of the fin-tube and PF heat exchangers and the performances of the air-conditioner are experimentally investigated. Also, Cooling Seasonal Performance Factor(CSPF) of the air-conditioner is evaluated. For the heat exchanger experiment, the heat transfer and pressure drop are obtained. For the air-conditioner experiment, the cooling capacity, input power and COP are obtained. The air-enthalpy calorimeter and the constant temperature water bath are used. As the inlet air velocity increases, the heat transfer rate and pressure drop of the heat exchanger increased. PF heat exchanger has smaller refrigerant weight and larger capacity and COP than the fin-tube heat exchanger. The performance of PF-2 heat exchanger with the squarer fin is more excellent than that of PF-1 heat exchanger with the triangler fin. Also, CSPF of the fin-tube and PF heat exchanger is evaluated.

Key Words : Heat exchanger, Parallel flow, Capacity, COP, CSPF, Heat transfer, Pressure drop

1. 서론

최근 공조기의 에너지소비효율 규제를 강화함에 따라 업계는 공조기의 성능 및 에너지 소비효율 향상을 위해 노력하고 있다.[1] 현재 대부분의 공조기에 사용되고 있는 핀-관 열교환기는 원형관 후단의 후류형성으로 유동저항이 발생하며, 또한 환관 공정으로 인해 접촉 열저항이 존재하여 열전달성능의 감소를 유발한다. 또한 열교환기의 고효율화와 소형화에 효과적이지 못하다. 이를 개선

하기 위해 자동차용 공조기에 사용되고 있는 PF(parallel flow) 열교환기를 가정용 공조기에 적용하는 연구들이 활발히 진행되고 있다.[2] PF 열교환기는 평판관을 사용하여 원관의 후류형성에 의한 저항을 감소시킬 수 있으며 핀과 관을 브레이징 용접하므로 접촉저항을 감소할 수 있다. 또한 평판관 내부에는 여러 개의 미세유로가 형성되어 있어 관내측 단위면적당 열전달 향상을 기대할 수 있다. 또한 열전달 효율 증대에 따른 PF 열교환기의 체적 감소 효과를 이용하면 공조기의 냉매량을 줄일 수 있다.

본 논문은 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업과제로 수행되었음.

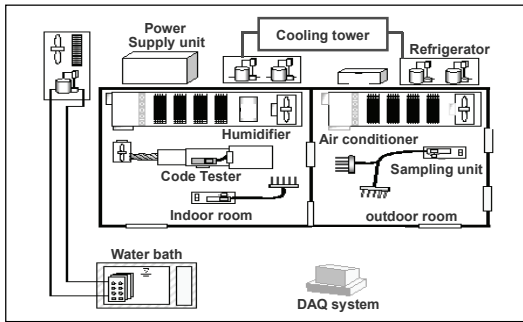
*교신저자: 권영철(yckweon1@sunmoon.ac.kr)

접수일 08년 11월 18일

수정일 (1차 09년 02월 11일, 2차 09년 03월 09일)

게재확정일 09년 03월 23일

그리고 관과 핀 모두 알루미늄으로 제작되어 무게와 제작단가를 핀-관 열교환기에 비해 줄일 수 있을 것으로 판단된다. Bae 등[3]은 핀-관 열교환기에 비해 PF 열교환기의 체적이 40% 축소되어도 동일 능력을 가지며, 이때 냉매량도 22% 감소한다고 보고하였다. Cho 등[4]은 공조기에 PF 열교환기를 적용한 결과, 핀-관 열교환기에 비해 PF 열교환기의 체적이 40-50% 정도 감소하여도 동등수준의 성능을 나타내며 적정 냉매량도 35-45% 감소함을 보고하였다. Yun[5]은 핀-관 열교환기에 비해 PF 열교환기를 적용한 공조기의 적정 냉매량은 10% 감소, 응축압력은 6.5% 감소, 그리고 COP는 6% 증가함을 보였다.

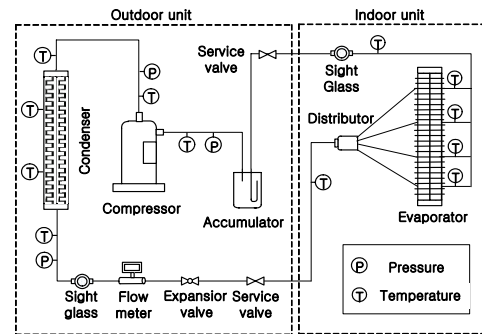


[그림 1] 칼로리미터 개략도

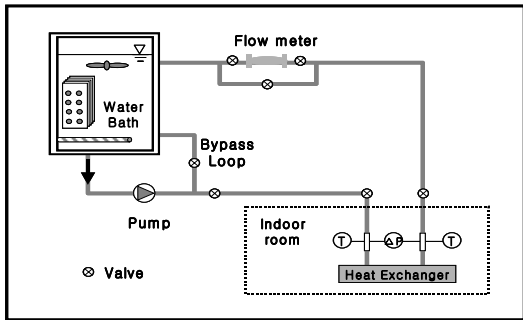
2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 실험연구는 핀-관 및 2종류의 PF 열교환기 단품 성능과 이를 가정용 공조기의 실외 열교환기에 적용한 3종의 공조기의 성능을 비교하기 위해 온습도조절이 가능한 칼로리미터와 항온수조를 사용하였다(그림 1, 그림 2). 공조기의 성능은 풍량측정장치에 의해 실내기 입구측 공기온도, 토출부 풍량과 온도를 측정된 다음에 KS C 9306에 규정된 방법으로 산출된다.[6] 칼로리미터의 건/습구 온도는 설정값의 허용범위($\pm 0.2^{\circ}\text{C}$) 내에서 유지되도록 제어되었다.



[그림 3] 실내, 실외 시스템 개념도



[그림 2] 항온수조 개념도

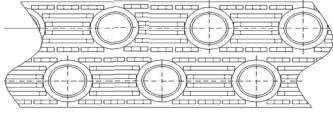
기존의 연구들에서는 삼각형 형상의 핀을 가진 PF 열교환기를 적용한 연구들로, 본 연구에서는 핀-관 열교환기, 그리고 삼각형 및 사각형 형태의 2종의 PF 열교환기 형상에 따른 열전달특성과 각 열교환기 적용에 따른 공조기의 성능을 비교 평가하였다. 또한 냉방저온 온도조건에서 실험을 진행하여 핀-관 열교환기와 2종의 PF 열교환기를 적용한 시스템의 냉방기간 에너지 효율(Cooling Seasonal Performance Factor, CSPF)을 비교하였다.

본 연구에 사용된 공조기는 정속형 압축기를 사용한 8kW 정격 냉방능력의 공조기로, 그림 3은 시스템의 개략도를 보여준다. 실외기에 적용된 열교환기의 전면면적은 동일하며 PF 열교환기의 체적은 핀-관 열교환기에 비해 약 35% 정도 적다. 표 1은 본 연구에 사용된 열교환기의 사양을 보여준다. 그리고 핀-관 열교환기와 PF 열교환기의 핀 형상을 그림 4에 나타내었다.

[표 1] 열교환기 사양 (mm)

| | Fin-tube | PF1 | PF2 |
|-----------------------------|-----------------|---------------------|-----------------|
| Fin type | Slit | Louver (triangular) | Louver (square) |
| Fin pitch(mm) | 1.25 | 2.35 | 2.35 |
| Fin width(mm) | 25 | 16 | 16 |
| Tube size(mm) | $\varnothing 7$ | 16×1.8 | 16×1.8 |
| Tube pitch(mm) | 21 | 7.4 | 7.4 |
| Row | 2 | 1 | 1 |
| Refrigerant flow rate (g/s) | 10.5 | 13.3 | 14.9 |

2.2 실험방법



(a) 핀-관 열교환기 핀(슬릿) 형상



(b) PF 열교환기 삼각/사각핀(루버) 형상

[그림 4] 핀-관, PF 열교환기 핀 형상

먼저, 열교환기 단품실험을 위하여 3종의 열교환기 관 내로 온수를 공급하였다. 열교환기는 칼로리미터 내에 설치된 풍량측정장치의 입구부에 설치하며, 설치부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 열교환기 주위를 최대한 밀폐하였다. 실험데이터는 공기의 온도 및 유속, 물의 입구온도와 유량이 정상상태에 도달한 후, 온도변동이 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이내로 안정되면 공기의 풍량 및 입출구 건습구온도, 압력차, 물의 유량 및 입출구 온도를 측정하였다. 공기측과 물측의 열평형은 최대 5% 이내에서 일치하는 실험값을 획득하였다. 열교환기 성능비교 실험은 KS C 9306의 냉방표준 온도에서 표 2에 명시된 공기측 및 물측 실험범위 내에서 수행되었다. 열교환기의 능력은 공기측과 물측의 입출구 온도, 물유량을 측정하여, 다음의 식으로부터 공기측 열전달율(Q_a)과 물측 열전달율(Q_w)을 계산하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2)$$

여기서 C_p 는 정압비열, \dot{m} 은 물유량, T 는 온도, 하첨자 a 는 공기측, w 는 물측, i 는 입구, o 는 출구를 의미한다.

실험의 신뢰도를 확보하기 위하여 측정된 공기와 물의 열전달율은 다음과 같은 열평형식을 사용하여 5% 이내를 만족하는 값을 사용하였다.

$$\text{Heat balance (\%)} = \frac{Q_a - Q_w}{Q_a} \times 100 \quad (3)$$

3종 열교환기는 가정용 공조기의 실외기 응축 열교환기로 사용되었으며, 공조기의 성능비교 실험은 표 3에 기술된 냉방표준온도와 냉방저온온도 조건하에서 수행되었

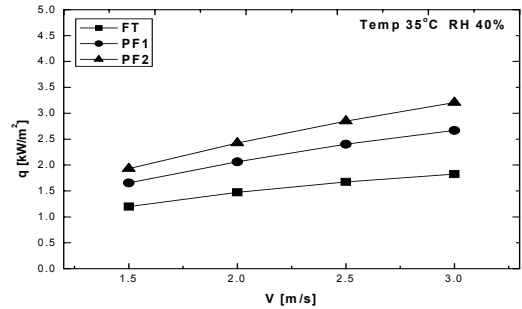
다. 시스템 압력을 측정하기 위해 압축기의 입출구측에 오차범위 $\pm 1\%$ 이내의 압력계를 부착하였다. 과열도 조절을 위해 수동팽창밸브를 부착하였으며, 응축기와 증발기의 각 패스와 입출구부 그리고 압축기와 수동팽창밸브의 입출구부에 열전대를 부착하였다. 시스템의 적정 냉매량을 확인하기 위해 냉매량을 50g씩 증량하면서 능력과 COP 변화를 확인하였다. 시스템의 과열도는 수동팽창밸브의 개도조절을 통해 제어하였고, 시스템의 과열도가 4°C 일 때의 데이터를 수집하였다.

[표 2] 핀-관, PF 열교환기 실험조건

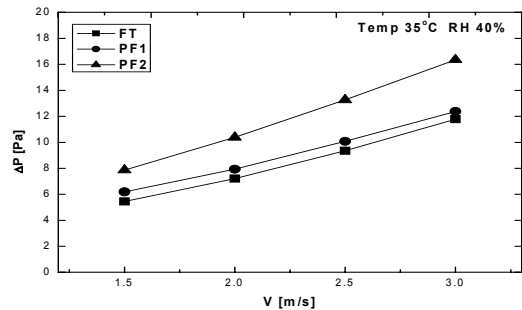
| Air-side | | Water-side | |
|-----------------------------------|---------|-----------------------------------|-----|
| Temperature($^{\circ}\text{C}$) | 25~40 | Temperature($^{\circ}\text{C}$) | 75 |
| Relative humidity(%) | 40 | Water flow rate (kg/s) | 0.2 |
| Velocity(m/s) | 1.5~3.0 | | |

[표 3] 공조기 성능비교 실험조건

| Cooling Condition | Setting temperature ($^{\circ}\text{C}$) | | | |
|-------------------|--|------|--------------|------|
| | Indoor room | | Outdoor room | |
| | DB | WB | DB | WB |
| Standard | 27 | 19.5 | 35 | 24 |
| Low temp | 27 | 19.5 | 29 | 19.5 |



[그림 5] 유입공기 속도에 따른 열교환기 냉방능력



[그림 6] 유입공기 속도에 따른 열교환기 압력강하

2.3 CSPF 산출방법

CSPF는 실제 냉방기간 중 냉방을 필요로 하는 각 온도의 발생시간을 고려하여 공조기를 일정기간 사용하였을 때의 기간 에너지 효율을 나타내는 값이다. 이는 냉방기간 동안 공조기가 발휘하는 총 냉방능력을 총 소비전력으로 나눈 값이다.

KS C 9306에 제시된 시험 방법에 따라 냉방표준과 냉방저온온도에서의 실험을 수행하였고, 이때 얻어진 냉방능력과 소비전력을 토대로 CSPF를 산출하였다. 효율저하계수는 KS C 9306의 부속서에 제시된 값을 사용하였으며, 냉방기간 동안의 냉방을 필요로 하는 각 온도에서의 발생시간을 고려하여 계산하였다.

$$CSPF = \frac{\sum Q_c}{\sum P_c} \quad (4)$$

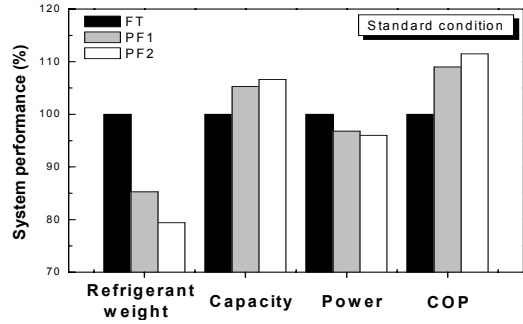
여기서 Q_c 는 냉방기간 동안의 총 냉방능력의 합계를, P_c 는 냉방기간 동안의 총 소비전력의 합계입니다.

3. 실험결과 및 고찰

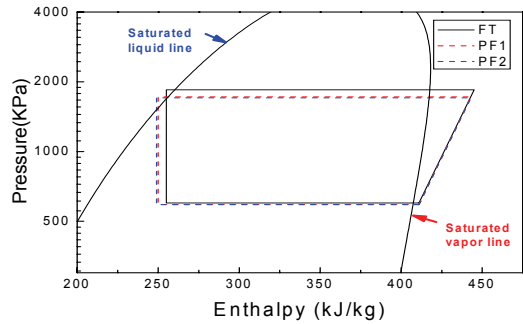
3.1 열교환기 성능비교

그림 5는 유입공기 속도에 대한 단위 면적당 열전달을 보여준다. 속도가 증가할수록 핀-관 열교환기보다 PF2 열교환기의 열전달율은 61~75%, PF1 열교환기는 38~46% 크다. 핀(그림 4)이 산형에서 사각형으로 변경되면서 핀과 관의 접촉면적이 크게 증가되어, 핀과 관 사이의 열교환이 활발히 일어나 PF2 열교환기의 열전달율이 PF1 열교환기보다 12~19% 더 크다.

그림 6은 유입공기 속도에 대한 공기측 압력강하를 보여준다. 핀-관 열교환기의 공기측 압력강하보다 PF1 열교환기는 8~14%, PF2 열교환기는 38~44% 높다. PF-2 열교환기의 공기측 압력강하는 PF-1 열교환기보다 27~36% 크다. PF 열교환기는 핀-관 열교환기보다 핀과 관의 조밀도가 높아 마찰에 의한 압력강하가 크며, 또한 PF 열교환기에 사용된 루버핀은 핀-관 열교환기의 슬릿핀보다 난류강도를 촉진하므로 압력강하를 더 크게 한다. 한편, PF2의 압력강하가 PF1보다 높은 것은 동일 전면적에 더 많은 핀이 삽입되어 공기 유동저항이 크게 작용하였기 때문이다. 그림 5와 6으로부터 사각핀을 가진 PF2 열교환기는 열전달 측면에서는 우수하나 높은 압력강하를 가지므로, PF 열교환기를 가정용 에어컨에 적용하기 위해서는 공기측 압력강하 저감연구와 팬유동 등의 최적화 연구가 필요함을 알 수 있다.



[그림 7] 냉방표준조건에서 열교환기 형태에 따른 공조기 성능 비교



[그림 8] 냉방표준 온도조건에서의 P-h 선도 비교

3.2 열교환기 형태에 따른 공조기의 성능변화

그림 7은 열교환기 형태에 따른 냉방표준 온도조건에서 시스템의 적정 냉매량과 냉방능력, 소비전력 그리고 COP 변화를 보여준다. 핀-관 열교환기를 적용한 시스템 성능을 기준으로 PF 열교환기 시스템의 성능과 비교하였다. 공조기의 적정 냉매량은 PF 열교환기 체적감소로 핀-관 열교환기 시스템 대비 14.7% (PF1)와 20% (PF2) 냉매량이 감소하였다. 냉방능력은 PF1, PF2에서 각각 5.3%, 6.6% 상승하였고 소비전력은 3.2%, 4% 감소하여 COP가 9.5%, 11.5% 증가하였다.

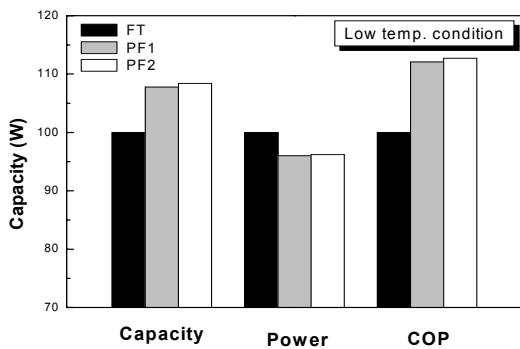
공조기의 냉방능력과 COP는 PF1 열교환기보다 PF2 열교환기를 적용한 시스템이 더 우수하였다. 이는 PF1 열교환기의 핀 형태가 삼각형으로 납작관과 핀은 선 접촉을 가지지만, PF2 열교환기의 핀은 사각형으로 납작관과 핀이 면접촉을 이루고 있어, 이 접촉면적의 차이가 시스템의 냉방능력에 영향을 준 것으로 판단된다.

그림 8은 열교환기 형태에 따른 3종 공조기의 고압측 응축압력과 증발압력의 변화를 보여준다. 핀-관 열교환기를 적용한 공조기에 비해 PF1과 PF2 시스템의 응축압력은 뚜렷히 감소하였으며, 증발온도의 변화는 미미하였다. 응축압력은 핀-관 열교환기 적용 공조기에 비해 각

각 6.8%와 7.5% 정도 감소하였다. 공조기의 응축압력이 감소하면 소비전력이 줄어들므로 공조기의 에너지효율은 향상되게 된다.

3.3 냉방저온 시험

냉방저온 온도조건에서 핀-관 열교환기와 PF 열교환기를 적용한 시스템의 성능변화를 비교하기 위하여 핀-관 열교환기 데이터를 기준으로 시스템의 냉방능력, 소비전력 그리고 COP를 그림 9에 나타내었다. PF1, PF2 열교환기를 적용한 시스템은 핀-관 열교환기 시스템보다 냉방능력이 각각 7.8%, 8.4% 증가하였으며, 소비전력은 4%, 3.8% 감소하였다. 또한 COP는 12.1%, 12.7% 증가하였다. 이는 외기온도와 실의 열교환기의 온도차가 증가하였기 때문이다. 냉방저온 온도조건은 냉방표준 온도조건에 비해 고·저압의 압축비 감소를 가져오며, 이 압축비 감소로 시스템 소비전력은 감소하고 효율은 증가하였다.



[그림 9] 냉방저온조건에서 열교환기 형태에 따른 공조기 성능 비교

3.4 CSPF

COP는 냉방표준 성능으로 온도조건이 다양한 실환경에서 에너지효율 기준으로 사용하기에는 미흡하다. 따라서 시간에 따라 변화하는 실환경 온도조건을 효과적으로 반영할 수 있는 냉방기간 에너지효율을 계산하였다.

식 (4)에 의해 산출된 CSPF는 핀-관 열교환기를 적용한 시스템의 경우에 2.8 그리고 PF1과 PF2를 적용한 시스템의 경우에 각각 3.13과 3.19로 나타났다. 즉, 냉방기간 에너지효율의 증가율은 핀-관 열교환기를 적용한 시스템에 비해 PF1과 PF2 열교환기를 적용한 경우에 각각 11.8%와 12.5% 크게 나타났으며, 냉방기간 에너지효율은 COP보다 다소 크게 나타났다.

4. 결론

본 실험에서는 핀-관 열교환기와 삼각형과 사각형 핀을 가진 PF 열교환기의 열전달 특성과 PF 열교환기를 공조기에 적용하여 냉방표준, 냉방저온에서의 성능을 핀-관 열교환기 공조기와 비교하였고, 또한 냉방기간 에너지효율을 평가하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 열교환기의 열전달율은 PF 열교환기가 핀-관 열교환기보다 우수하며, PF2 열교환기는 PF-1 열교환기보다 약 12~19% 크게 나타났다. 그리고 열교환기의 압력강하는 PF2 열교환기가 가장 크며, 유속이 증가할수록 PF2와 PF1 열교환기의 압력강하 차이는 증가하였다. 즉, 사각형 핀이 적용된 PF2 열교환기는 삼각형 핀을 적용한 PF1 열교환기보다 열전달 성능은 우수하였고, 압력강하는 크게 나타났다.
- 2) PF 열교환기 적용 공조기의 적정 냉매량은 핀-관 열교환기의 경우보다 14.7%(PF1)와 20%(PF2) 감소하였다.
- 3) PF 열교환기를 적용한 경우에 열전달 향상과 관 후단의 유동저항 감소에 의해 핀-관 열교환기의 경우보다 냉방능력은 증가, 소비전력은 감소하여 COP는 향상되었다. 그리고 접촉면적의 차이로 PF-2 열교환기를 적용한 경우가 PF-1보다 시스템의 능력과 COP가 더 우수하였다.
- 4) 실환경 온도조건을 반영하기 위해 냉방표준과 저온실험을 통해 냉방기간 에너지효율을 계산하였다. 핀-관 열교환기 적용 시스템에 비해 PF 열교환기를 적용한 경우에 약 12% 정도 우수한 에너지효율을 나타내었다.

참고문헌

- [1] 권영철 외, “실내기 조합에 따른 3실형 열펌프의 냉방성능 실험연구”, 한국산학기술학회논문집, 제9권, 제6호, 12월, pp. 487-1493, 2008.
- [2] R. E. Critoph, M. K. Holland and L. Turner, “Contact resistance in air-cooled plate fin-tube air-conditioning condensers,” Int. J. Refrig., 19, p. 400-406, 1996.
- [3] T. S. Bae and C. S. Han, “A feasibility study on room air conditioner with parallel flow condenser,” Proceedings of the SAREK, pp. 402-407, 1996.
- [4] J. P. Cho, Y. H. Choi, N. H. Kim, and J. H. Kim, “Performance evaluation of PF condenser adapted to

- package air-conditioner,” KSME, pp. 1-6, 2000.
- [5] R. Yun, “Evaluation of performance of a residential air-conditioning system using micro-channel and fin-tube heat exchanger,” proceedings of the SAREK, pp. 28-35, 2007.
- [6] Korean Standards Association, KS air-conditioner: KS C 9306, 2003.

권 영 철(Young-Chul Kwon) [정회원]



- 1989년 2월 : 부산대학교 정밀기계공학과 (공학사)
- 1991년 9월 : 포스텍 기계공학과 (공학석사)
- 1996년 8월 : 포스텍 기계공학과 (공학박사)
- 1996년 9월 ~ 1999년 2월 : 한전 전력연구원 근무

- 1999년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학부 부교수

<관심분야>

냉동공조 열교환기/시스템 설계, 열전달

박 윤 창(Youn-Chang Park) [정회원]



- 1983년 2월 : 부산대학교 기계공학과 (공학사)
- 1988년 2월 : 한국과학기술원 생산공학과 (공학석사)
- 1994년 2월 : 한국과학기술원 정밀공학과(공학박사)
- 1997년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 정보통신공학부 부교수

<관심분야>

정밀측정, 공작기계, 냉동공조제어