

저공해 중소형 디젤차량 히트펌프 제어 Control of Heat Pump for Low Emission Diesel Engine

박병덕*, 이원석**, 원종필***, 권순익****

Byung-Duck Park*, Won-Suk Lee**, Jong-Phil Won***, Sun-Ik Kwon****

<Abstract>

As automotive diesel engines adopt the direct injection method for a lower level of the exhaust emission and a higher fuel efficiency, the maximum temperature of engine coolant decreases. Consequently, the total available heat source from the engine coolant decreases over 35%. However, the heating source of air-conditioning system in automobiles depends on the hot engine coolant completely, so that it is nearly impossible to control air conditioning in heating season. Therefore, the present study has been carried out to develop the air conditioning system for the high efficient heat pump type using the HFC-134a. Especially, the air conditioning system of heating has been developed at a beginning stage, when it has low heat source from small and medium sized diesel recreation vehicles. To develop a control logic system for air conditioning system which is a heat pump type with a heat recovery exchanger, its cycle characteristics has been investigated according to the opening of LEV at a bench system.

Key Words : *Low emission, Heat pump, Control logic, Linear electronic, expansion valve*

1. 서론

최근 자동차 배기 공해저감 및 연비의 향상을 위하여 엔진의 개발이 직접분사화에 의한 엔진설계로 변화함에 따라 엔진 냉각수의 최고 수온이 낮아지고 총 냉각수가 가지는 가용 총 열원이 점차 작아지는 추세에 있다. 이는 엔진 연비 향상을 위한 연소효율의 개선 및 NO_x 등의 배출 저감을 위한 연소가스온도의

낮춤과 방열량의 최소화에 따른 필연적인 결과이다. 이에 따라 직접분사식 고효율 엔진 즉 GDI(Gasoline direct injection) 또는 DDI(Diesel direct injection)의 경우 엔진 냉각수의 가열최고온도 및 최고부하에서의 냉각수 순환 열량이 종전에 비해 최대 35%이상 작아지고 있다. 이러한 엔진 냉각수의 가용 절대 열원의 부족은 난방을 냉각수의 온수열원에 전적으로 의존하는 자동차 공기조화시스템에서 열원의

* 정회원, 상주대학교 기계공학부 부교수, 工博
bdpark@sangju.ac.kr/742-711 경북상주시 가장동 386
** (주)두원공조 기술연구소 과장
wslee@dwdcc.co.kr
*** 자동차부품연구원 공조부품연구실 선임연구원, 工博
jpwon@katech.re.kr
**** 정회원, 두원공과대학 기계과 부교수, 工博
sikwon@doowon.ac.kr

* Associate Professor, School of Mech. Eng.,
Sangju National Univ.
** Manager, Technical Research Institute,
Doowon Climate Control Co., LTD.
*** Senior Research Engineer, Climate Control Lab.,
Korea Automotive Technology Institute
**** Professor, Dept. of Mech. Eng.
Doowon Technical College

절대 부족을 야기하여 난방 시즌에서의 적절한 난방 공기조화를 불가능하게 하는 수준에 까지 이르고 있다. 이러한 문제로 인해 현재 직접분사식 엔진의 경우에는 전기 또는 연소식에 의한 추가 열원의 확보를 필요로 한다.

저공해 자동차에서의 에어컨 시스템의 심각한 열원 부족 문제와 쾌적한 자동차 난방 조성을 기술적으로 해결하기 위해 일본 Toyota, Mazda 및 미국의 GM, Ford 등의 선진 자동차 메이커에서는 자동차 에어컨시스템을 고효율의 히트펌프 시스템으로 신개발 적용하기 시작하고 있다. 그러나 히트펌프의 경우 외기의 온도가 빙점이하가 되면 난방에 필요한 충분한 열원의 확보에 문제가 있으므로 PTC 히터 또는 고 점성 유체의 전단발열장치 등을 부가한 보조열원이나 보조 히터 등을 적용한 새로운 형식의 히트펌프 시스템의 개발이 필요하다.

이에 따라 세계 유수의 자동차 에어컨 전문 메이커인 DENSO, CALSONIC 및 VALEO 등에서는 차량용 PTC 보조 히터 및 고 점성 유체의 전단발열장치 등을 부가한 새로운 개념의 Heat Pump Type A/C시스템을 개발하여 98년도부터 RV자동차에 실용화하고 있는 단계에 와 있다¹⁾⁻⁴⁾.

본 연구에서는 이러한 저공해 자동차의 에어컨 시스템이 가지고 있는 문제점 해결을 위해 신냉매 HFC-134a를 채택한 고효율 히트펌프식 에어컨 시스템을 개발하고자 한다. 특히, 저열원 문제로서 에어컨 시스템 상 현재 가장 심각한 문제에 직면하고 있는 차량인 중소형 디젤엔진 승합차량 에어컨 시스템을 연구 개발의 대상으로 선정 연구를 추진하였다.

냉방전용 에어컨과 히트펌프 에어컨과의 차이는 사이클 상에서 냉방운전시와 난방운전시의 회로 전환과 이에 따른 열교환기들의 냉매저장량의 변화, 전자팽창밸브의 채용이 되겠다. 전자팽창밸브는 냉동 선진국에서는 건축물 등 부하의 변동이 많은 멀티형 히트펌프 등에서 널리 사용되어지고 있으며 이의 적당한 조절로 사이클의 안정을 유지하는 중요한 역할을 한다. 또한 최근에는 전기자동차, 하이브리드 자동차 등에 있어서도 전자팽창밸브의 채용이 증가하고 있다.

본 연구에서는 실차에서 사용하고자 하는 사양의 팽창밸브를 이용하여 실제에 근접한 Pilot test bench 사이클 상에서 전자팽창밸브(Linear electronic expansion valve)의 개도변화에 따른 사이클의 변

화를 봄으로써 사이클제어의 로직의 타당성을 검토하였다.

2. 냉매회로 및 제어

본 연구에서는 사이클에서 난방성능을 높이기 위하여 연소식 히터 및 전기식 히터를 사용하지 않고 엔진 냉각수의 폐열을 흡수하여 히트펌프사이클에 의해 난방성능을 향상시키는 히트펌프사이클로 하였다. 건물용과 같은 일반적인 히트펌프에서는 냉방과 난방의 냉매회로를 사방밸브에 의해 절환 함으로써 냉방과 난방시 냉매의 회로를 바꾸고 있으나 자동차에서 사방밸브는 보편화되어 있지 않다. 따라서 사방밸브를 자동차에 사용할 경우의 신뢰성에 대한 검증이 충분히 이루어지지 않았으므로 본 연구에서는 사방밸브를 사용하지 않고 자동차에 사용하고 있는 전자밸브류의 부품들을 사용한 냉매 회로절환으로 신뢰성의 향상을 꾀하였다.

본 사이클 구성에 있어서 지금까지의 자동차용 사이클과의 차이점은 냉방용 및 난방용의 냉매의 교차과정과 제습시의 분출공기온도제어를 위해서 전자식 팽창밸브를 사용하는 것이 되겠다. 전자팽창밸브는 외부로부터의 신호에 의해 Stepping moter를 작동시켜 밸브의 개도를 아주 정밀하게 조정함으로써 냉매의 유량을 선형적으로 제어 가능한 것이다. 따라서 히트펌프에어컨에서 성 에너지, 고성능 및 신뢰성 확보에는 팽창후의 온도(압력)와 밸브개도의 특성에 따른 개도 설정이 중요한 포인트가 되겠다.

전자팽창밸브는 Fig. 1에 나타내는 것과 같이 창의 시야확보를 위한 제습, Liquid back방지에 의한 압축기의 신뢰성 확보, 사이클의 헌팅 방지 및 증발기의 동결에 의한 성능악화 방지, 압축기의 토출온도 상승에 의한 내구신뢰성의 저하를 고려하여 개도 설정 치의 선정이 필요하다. 본 보고에서는 실차 실험에 있어서 위와 같은 현상이 발생하는지 않는지를 확인하기 전에 신뢰성의 확보면에서 Bench system 실험장치에 의해서 Liquid back방지를 위한 팽창밸브의 개도, 증발기의 동결에 의한 성능악화 방지 및 압축기의 토출온도 상승에 의한 내구신뢰성의 저하, 응축기 과냉도의 확보에 의한 난방능력 확보를 고려한 개도 설정 치의 선정을 위한 데이터의 확보실험을 수행하였다. 전자팽창밸브의 구조와 유량과의 관

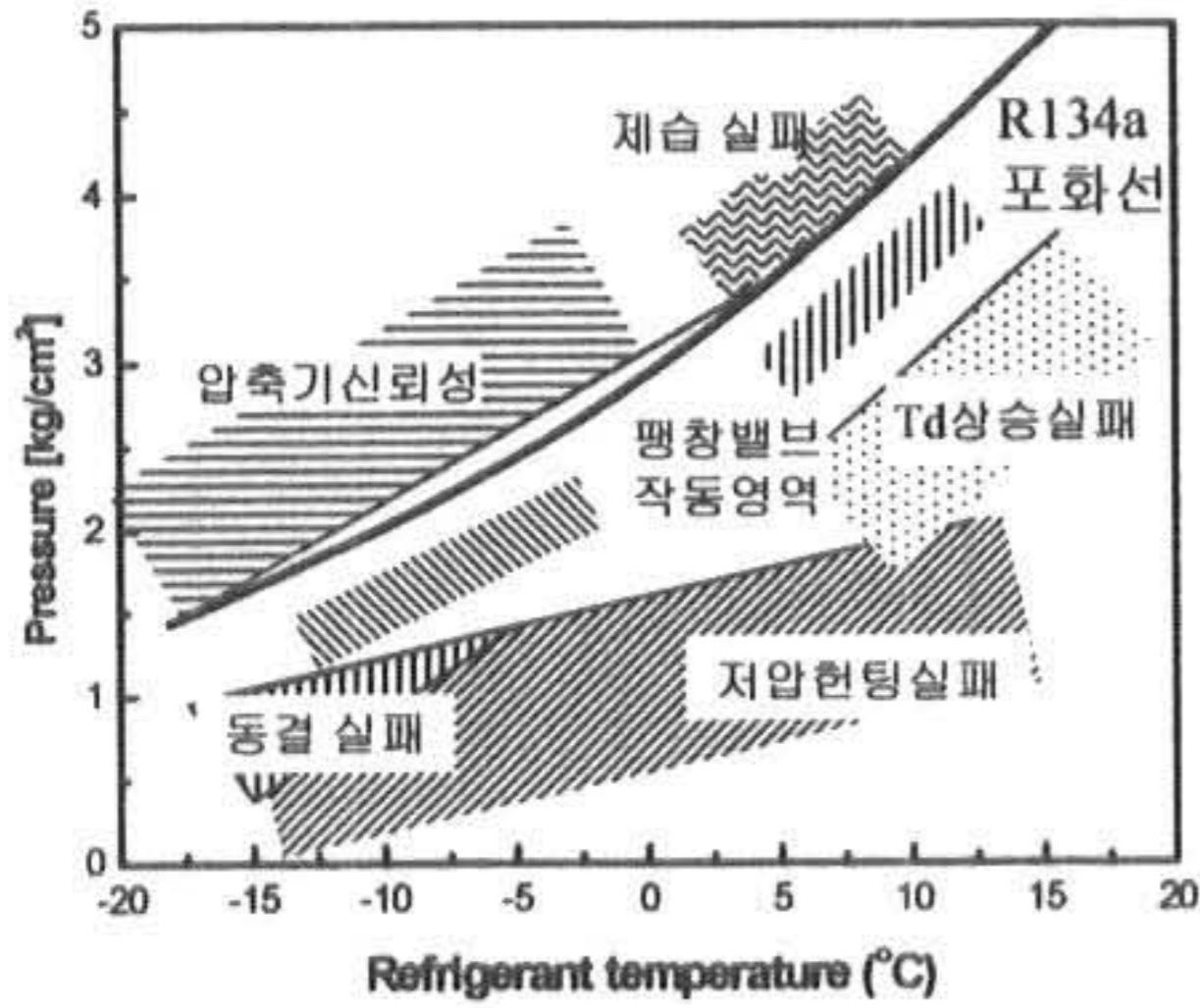


Fig. 1 Effect of LEV open ratio.

계 및 유량계산식은 전보에서 나타낸바 있다⁵⁾,
⁶⁾ 본 연구에서 사용한 전자팽창밸브의 유량과 펄스와의 특성곡선은 Fig. 2에 나타내는 것과 같이 유량과 펄스 수는 거의 선형으로 나타나나 중간에 변곡점을 가지는 냉매 제어상 좋지 않은 특성을 가지고 있다.

3. 실험장치

히트펌프에서 냉매유량의 제어를 수행함에 있어서 팽창밸브의 개도 변화에 따라 사이클 안정성의 변화를 보기 위하여 Fig. 3와 같은 실험장치를 제작하였다.

Fig. 3에서 주요 구성품은 압축기(Compressor), 응축기(Condenser), 전자팽창밸브(LEV), 증발기

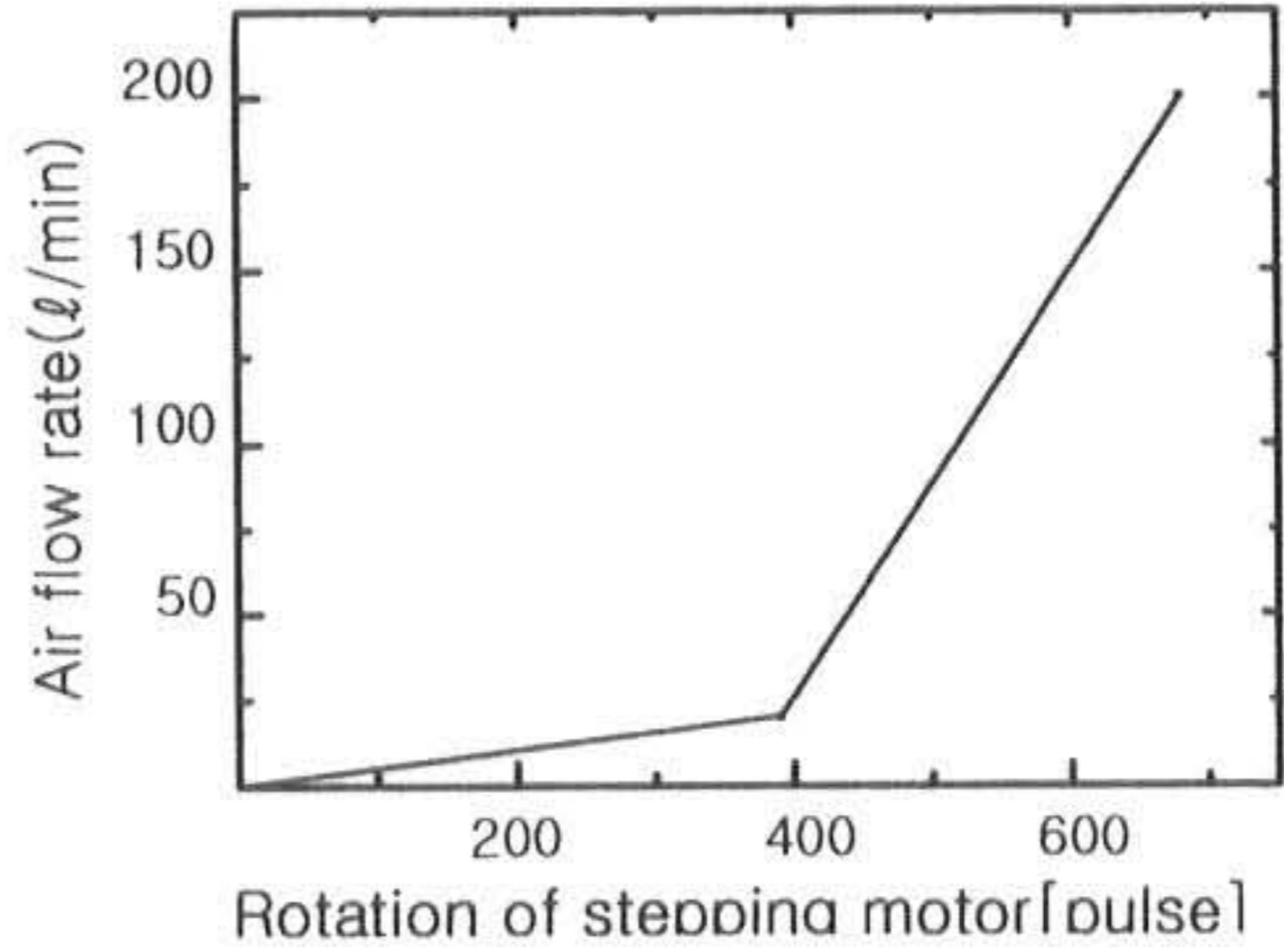


Fig. 2 Flowrate versus pulse of LEV.

(Evaporator, Condenser), 리시버탱크(Receiver tank), 수액기(Accumulator)로 구성 되어있다. 압축기는 Inverter motor에 의하여 회전수를 조절하였다. 팽창밸브의 개도 조절은 Fuji Koki사의 LEV controller를 사용하였다. 여기서 사용된 각 주요부품의 사양은 Table 1과 같다.

4. 실험결과

4.1 실험방법

본 연구에서는 Bench system에 의한 팽창밸브의 개도 변화에 따라 고압, 저압 및 응축기의 과냉도, 압축기흡입구의 과열도 변화를 살펴봄으로써 전체적인 사이클의 안정상황을 점검하였다. 실험은 난방운전에서 가장 큰 문제로 대두되고 있는 저외기 조건

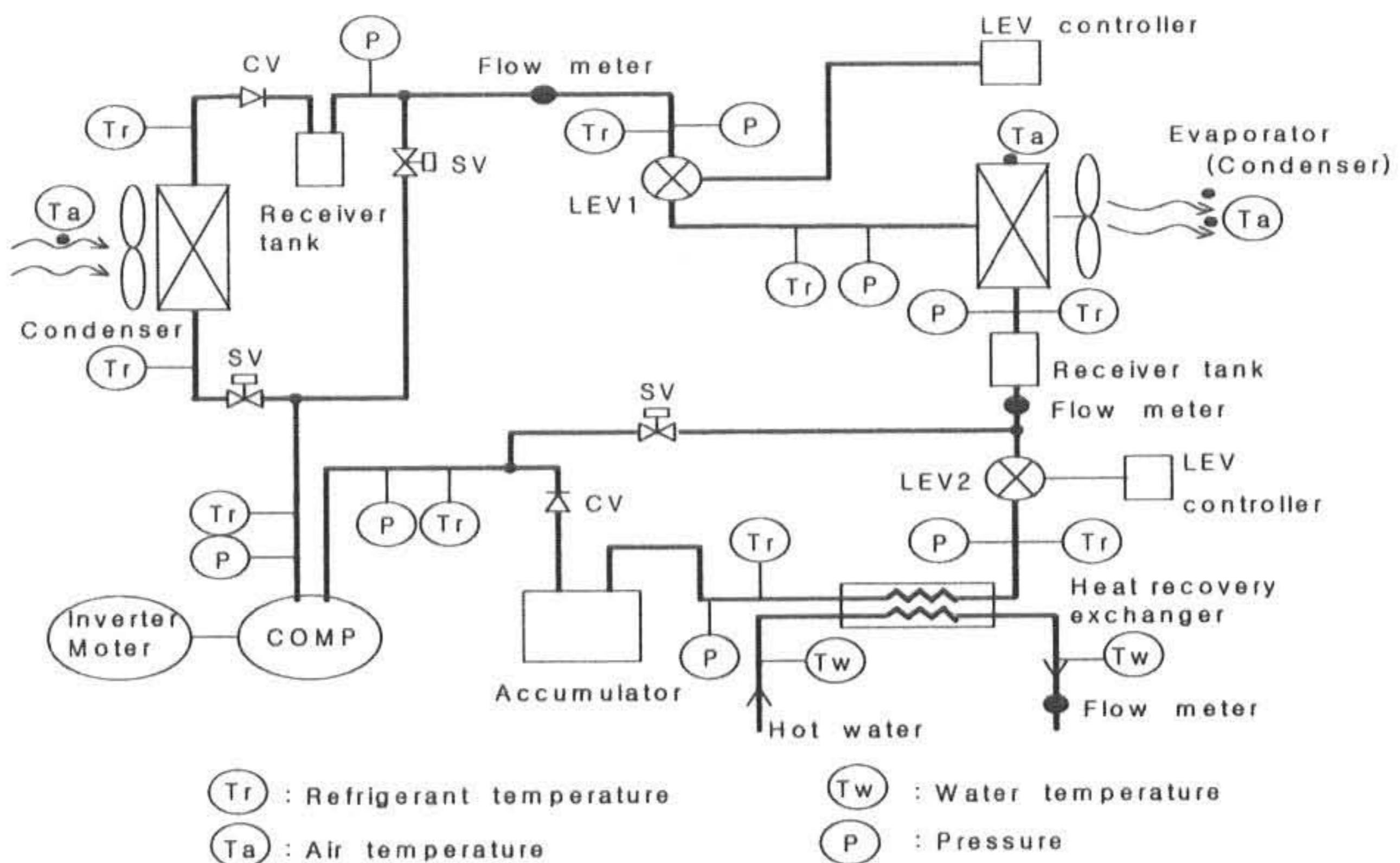


Fig. 3 Schematic diagram of the test bench.

인 외기온도 -20°C , 실내온도 -20°C 를 기준으로 하고 압축기의 회전수는 1250rpm으로 하였다. 실험은 본 연구의 중점문제인 저외기시의 난방가능성을 보기 위하여 난방 저외기 조건에서의 시스템 안정상태를 중점적으로 검토하며 수행하였다. 또한 열회수용 열교환기의 크기에 따라 열교환량은 달라지고 이

Table 1 Specification of the test bench.

	Maker	Spec/Size
Compressor	Doowon	3HP
Condenser (outdoor)	Doowon	PF type (15000kcal/h)
Evaporator, Condenser (indoor)	Doowon	HVAC unit
Recovery heat exchanger	Alfa Laval	4700kcal/h
LEV	Fuji Koki	3HP
Sol. valve	Fuji Koki	Ψ 8
Accumulator		1000cc
Receiver tank		3HP

에 따라 시스템의 안정이 잘 이루어지지 않을 가능성이 있다. 따라서 본 연구에서는 열회수용 열교환기의 크기가 변화하였을 때의 조건을 고려하여 열교환기 온수의 온도변화와 유량의 변화에 따라 실험을 수행하였다.

4.2 실험결과

Fig. 4(a)~4(f)에 열회수용 열교환기의 입구 온수온도 20°C , 냉각수유량 $4\ell/\text{min}$ 인 경우를 나타낸다. Fig. 4(a)와 4(b)에 압축기 토출압력(고압)과 흡입압력(저압), Fig. 4(c)에 응축기구의 과냉도변화 Fig. 4(d), (e), (f)에 압축기의 흡입과열도 변화, 압축기 토출온도와 실내기 입구·출구온도를 나타낸다.

Fig. 4(b)에서 팽창밸브의 개도가 200pls로 설정됨에 따라 저압의 급격한 강하현상이 발생하였다. Fig. 4(a)에서 200pls 경우 고압의 급격한 강하는 저압의 강하에 따른 것이다. 이는 Fig. 2의 팽창밸브의 개도와 유량특성 곡선에 나타나는 바와 같이 400pls부근에서 급격한 변곡점을 가지면서 200pls 정도에서는 거의 전폐상태에 가깝기 때문이다. 그러나 실제제어에 있어서는 압축기 흡입구의 과열도에 의해서 제어를 하기 때문에 과열도의 상승에 따라 팽창밸브의 제어가 열리는 방향으로 이동하여 에러의 발생은 없을 것이다.

Fig. 4(c)의 응축기 출구의 과냉도는 개도에 따라 약간의 차는 있으나 거의 15deg 정도로 일정한 값을

나타내고 있다. 이는 제어에서 목표로 하고 있는 과냉도와 거의 동일하다.

Fig. 4(d)의 압축기 흡입구의 과열도 변화에서 팽창밸브의 개도가 감소함에 따라 과열도가 증가하는 것을 볼 수 있다. 제어의 기준으로 삼고 있는 과열도는 15deg이나 과열도가 약간 높은 경향이 있다.

Fig. 4(e)에서 압축기 토출온도는 외기온도가 낮기 때문에 비교적 저온을 유지하고 있으나 운전에 영향을 미칠 정도는 아니라 사료된다. 또한 토출온도는 팽창밸브의 개도가 감소함에 따라 압축기 흡입온도의 증가에 따라 증가하고 있다.

Fig. 4(f)에 실내 열교환기(응축기)의 입구온도와 출구온도를 나타낸다. 그러나 온도상승의 정도를 볼 때 본 실험조건에서는 실내기의 토출온도가 아직 충분한 난방효과를 거두기에는 미흡하다.

Fig. 5(a)~(f)에 열회수용 열교환기의 입구 온수온도 30°C , 냉각수유량 $5\ell/\text{min}$ 인 경우를 나타낸다(열회수량 증가). Fig. 5(a)와 5(b)에 고압과 저압, Fig. 5(c)에 응축기출구의 과냉도 변화, Fig. 5(d), (e), (f)에 압축기의 흡입과열도 변화, 압축기 토출온도, 실내 열교환기(응축기)의 입구온도와 출구온도를 나타낸다.

Fig. 5(a), (b), (c)의 결과에서 고압, 저압의 변화, 응축기출구의 과냉도 변화는 열회수량이 적은 Fig. 4(a), (b), (c)와 유사한 결과를 나타낸다.

Fig. 5(d)의 압축기의 흡입과열도는 열회수량이 적은 Fig. 4(d)에 비하여 증가하였고 과열도도 35deg 정도로 대단히 높다. 과열도의 상승은 압축기 보호의 관점에서는 어느 정도 확보되는 것이 바람직하나 압축기의 능력을 최대로 발휘하기 위해서는 적당한 과열도의 유지가 필요하다. 이러한 관점에서 현 시스템에서는 과열도의 과대로 인해 압축기의 능력을 최대로 발휘하지 못할 가능성이 있다. 이는 열회수용 열교환기에서 열교환량 과대에 의한 영향으로 사료된다.

Fig. 5(f)에서 나타내는 실내열교환기(응축기)의 입구온도와 출구온도에서 본 실험조건에서는 실내기의 토출온도가 10°C 정도로 어느 정도의 난방효과를 기대할 수 있다.

Figs. 4 ~ 5에서 보는 바와 같이 난방능력향상의 관점에서는 열회수량을 증가시키는 것이 바람직하나 현 시스템에서는 Fig. 4(d)와 5(d)의 비교와 같이 급격한 압축기 흡입 과열도의 상승을 초래하여 시스

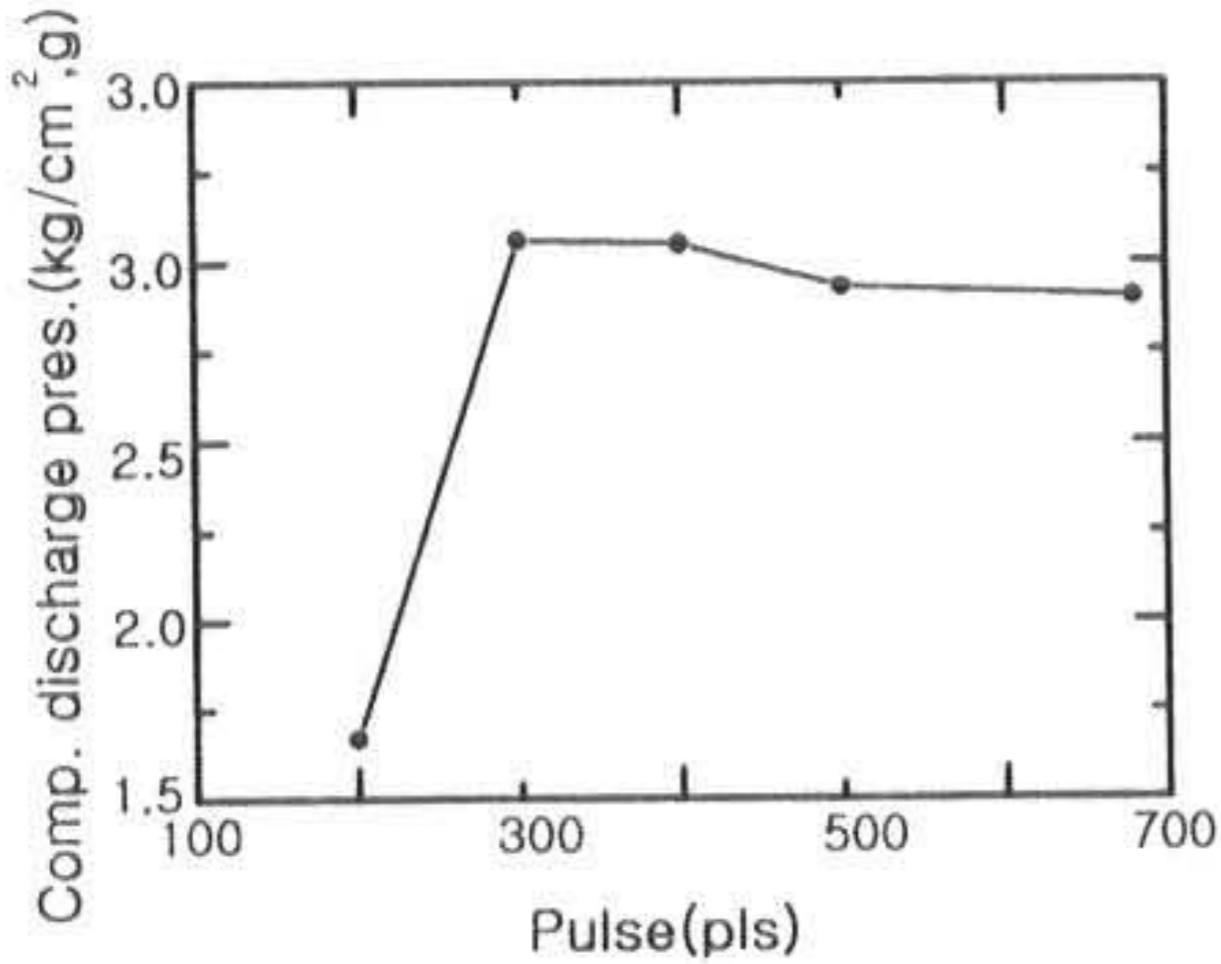


Fig. 4(a) Compressor outlet pressure.

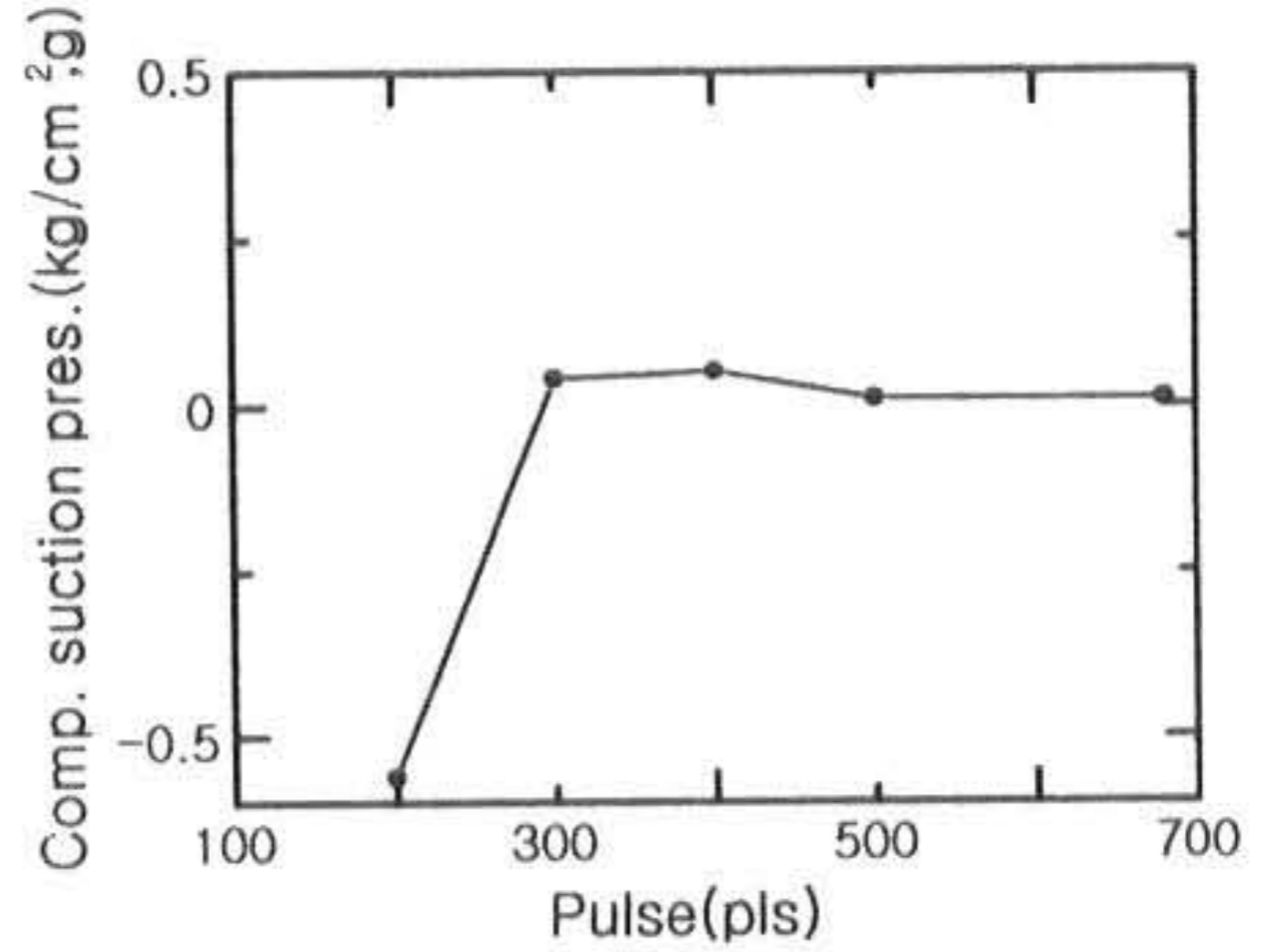


Fig. 4(b) Compressor suction pressure.

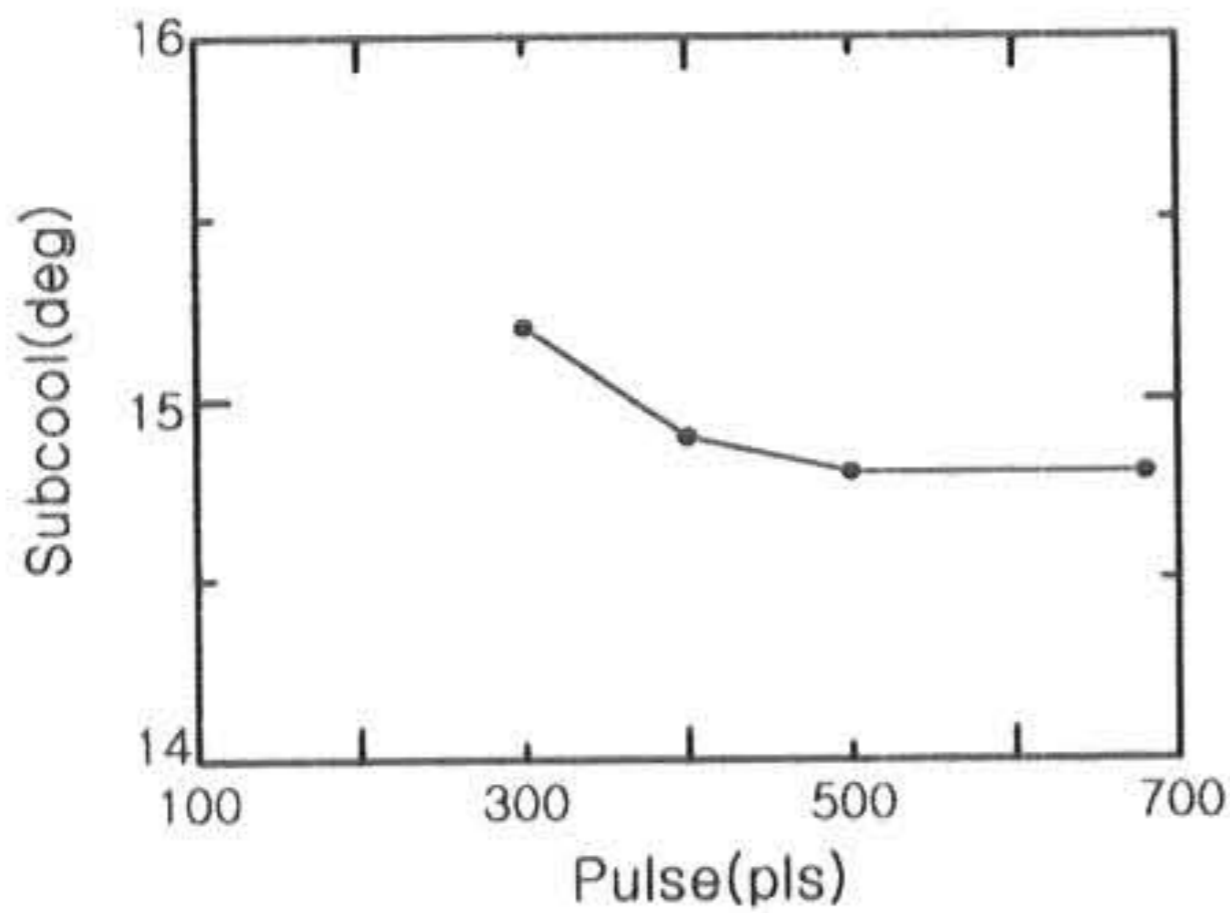


Fig. 4(c) Condenser outlet supercooled temp..

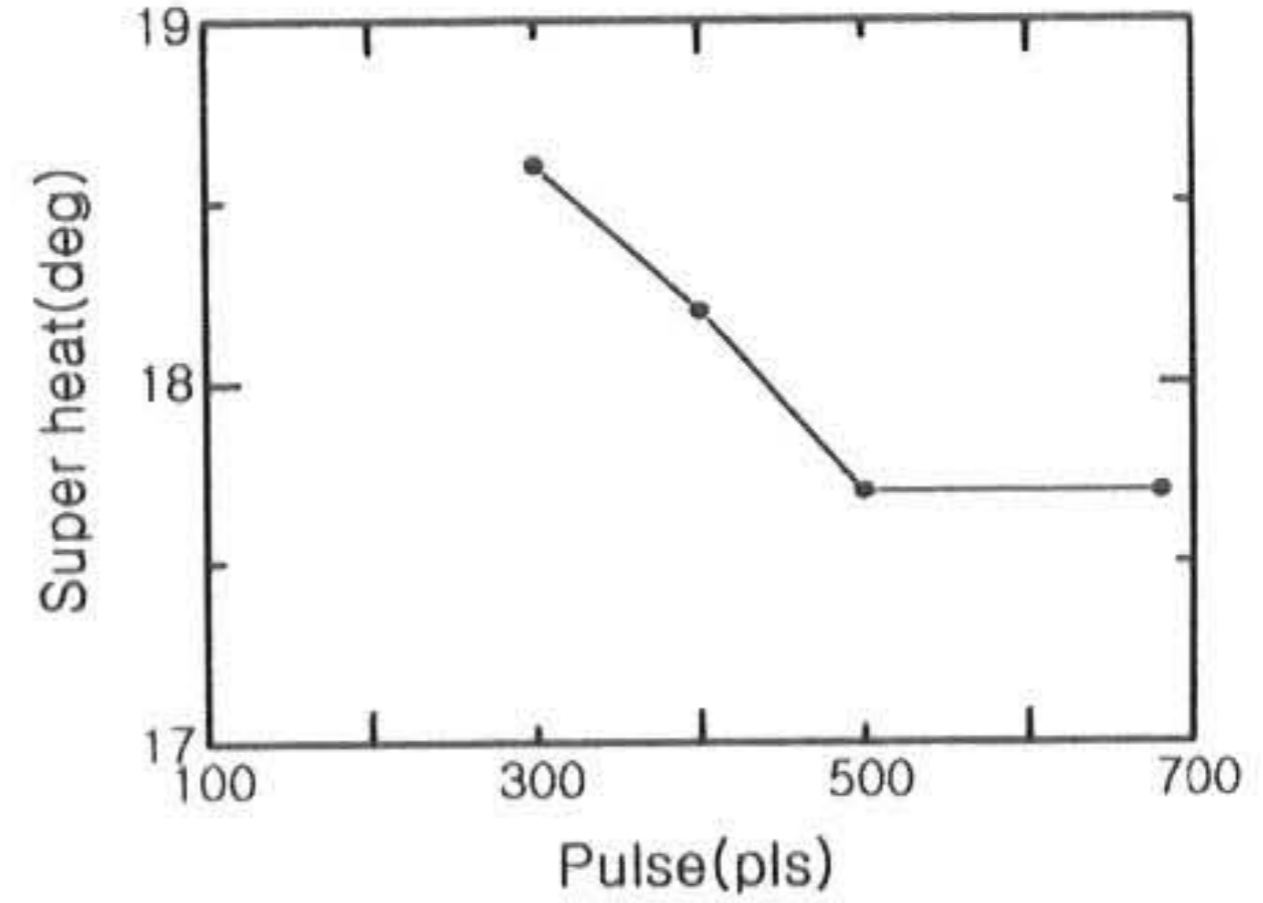


Fig. 4(d) Compressor suction superheated temp..

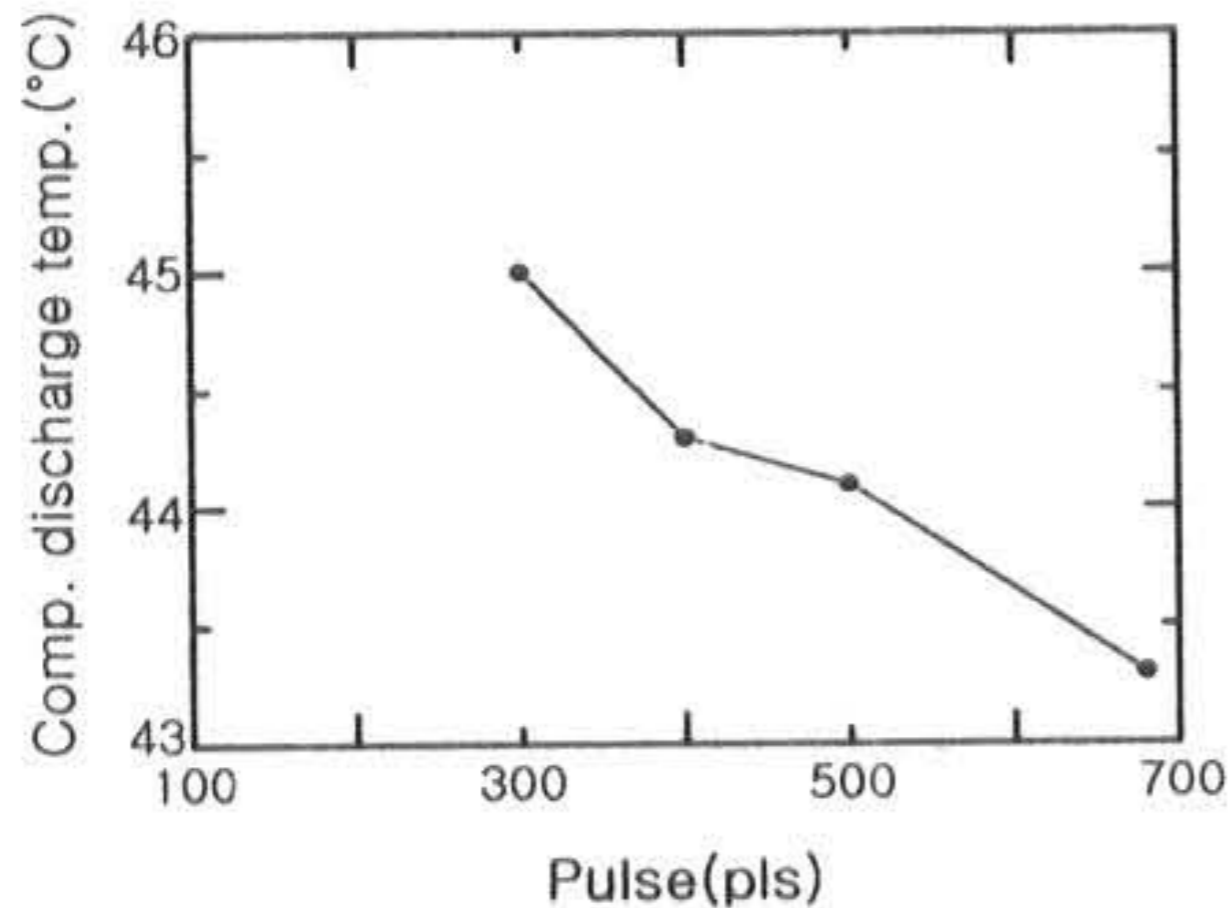


Fig. 4(e) Compressor outlet temperature.

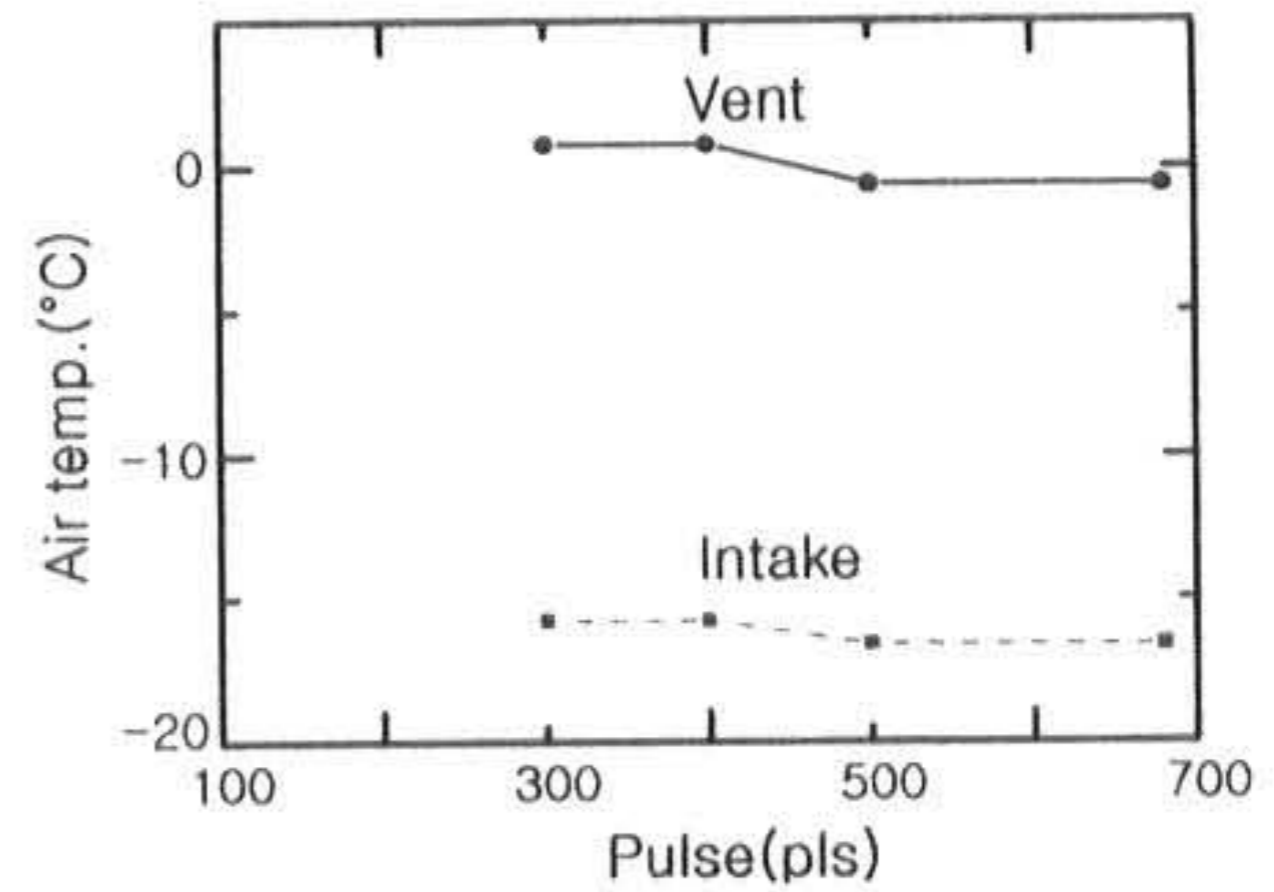


Fig. 4(f) Indoor heat exchanger air temperature.

Fig. 4 Experimental results (recovery heat exchanger water temp. 20°C, flowrate 5 l/min).

템의 안정을 피할 수 없다. 이러한 현상은 팽창밸브의 개도를 최대로 유지하여도 압축기 흡입구의 과열도의 저하를 가져오지 못하는 문제점이 있다.

5. 결론

실험결과로 열회수형 히트펌프시스템에서 충분한 난방능력의 향상을 얻을 수 있는 것을 알았다. 현재의 시스템제어로는 팽창밸브의 개도 조절에 의해 응축기의 과냉도는 만족할 만한 결과를 얻었으나 압축기 흡입구의 과열도는 비정상적으로 높기 때문에 시스템의 안전화가 불가능함을 파악하였다. 따라서 압

축기 흡입구에 설치된 수액기에 난방시 잉여의 냉매를 저장하여 과열도를 저하시키는 제어에 의해 정상적인 상태로 압축기 냉매가 흡입되도록 하는 시스템제어로 수정할 필요가 있다.

참고문헌

- 1) Watanabe, T., Tajima, T., Noda, Y., Ymaguchi, H. and Nakazima, Y. : Twin-heater Ventilation & Air Conditioning System (Japanese), Calsonic world, vol.6, pp.34-41, Jun, (1999)
- 2) Akiyama, Y., Fujita, K., Hayashi, S. and Huruta, T. :

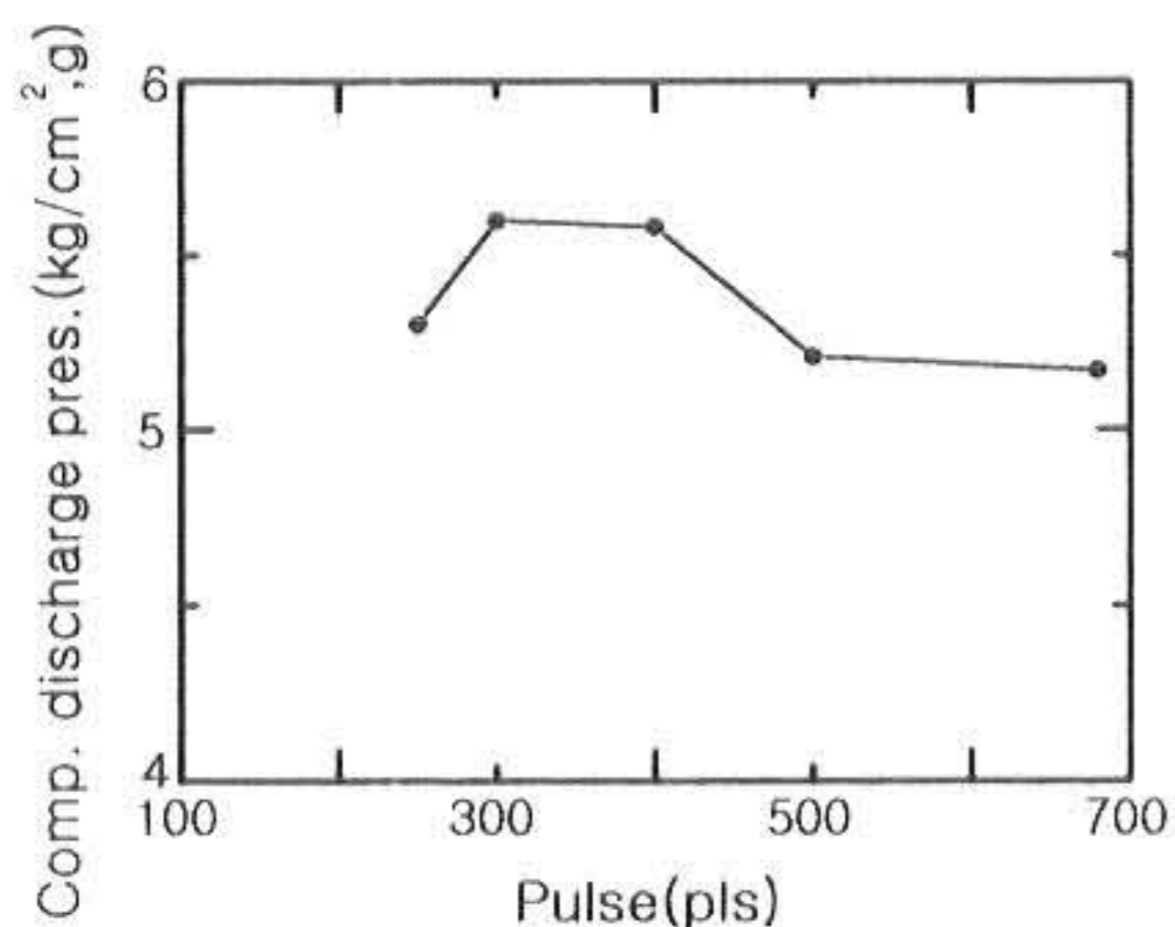


Fig. 5(a) Compressor outlet pressure.

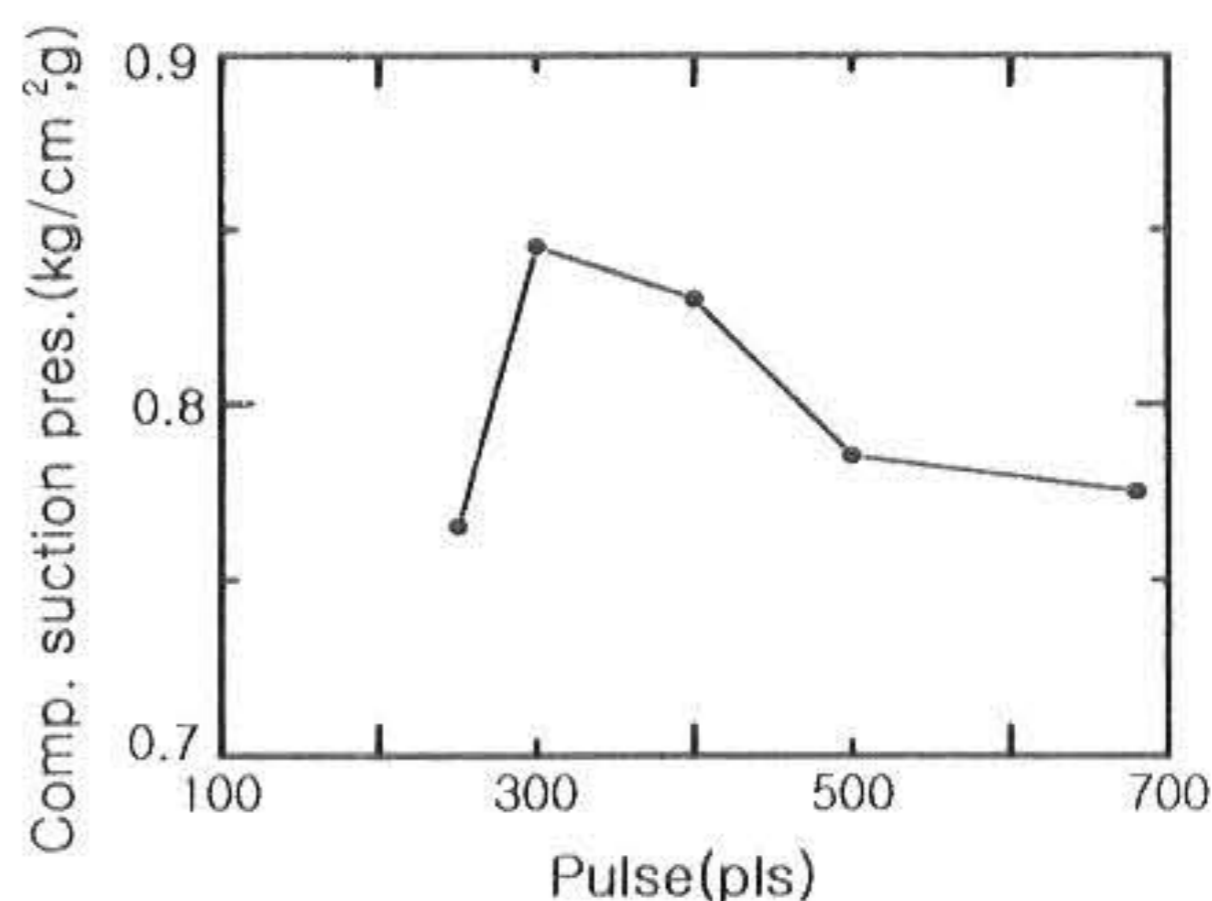


Fig. 5(b) Compressor suction pressure.

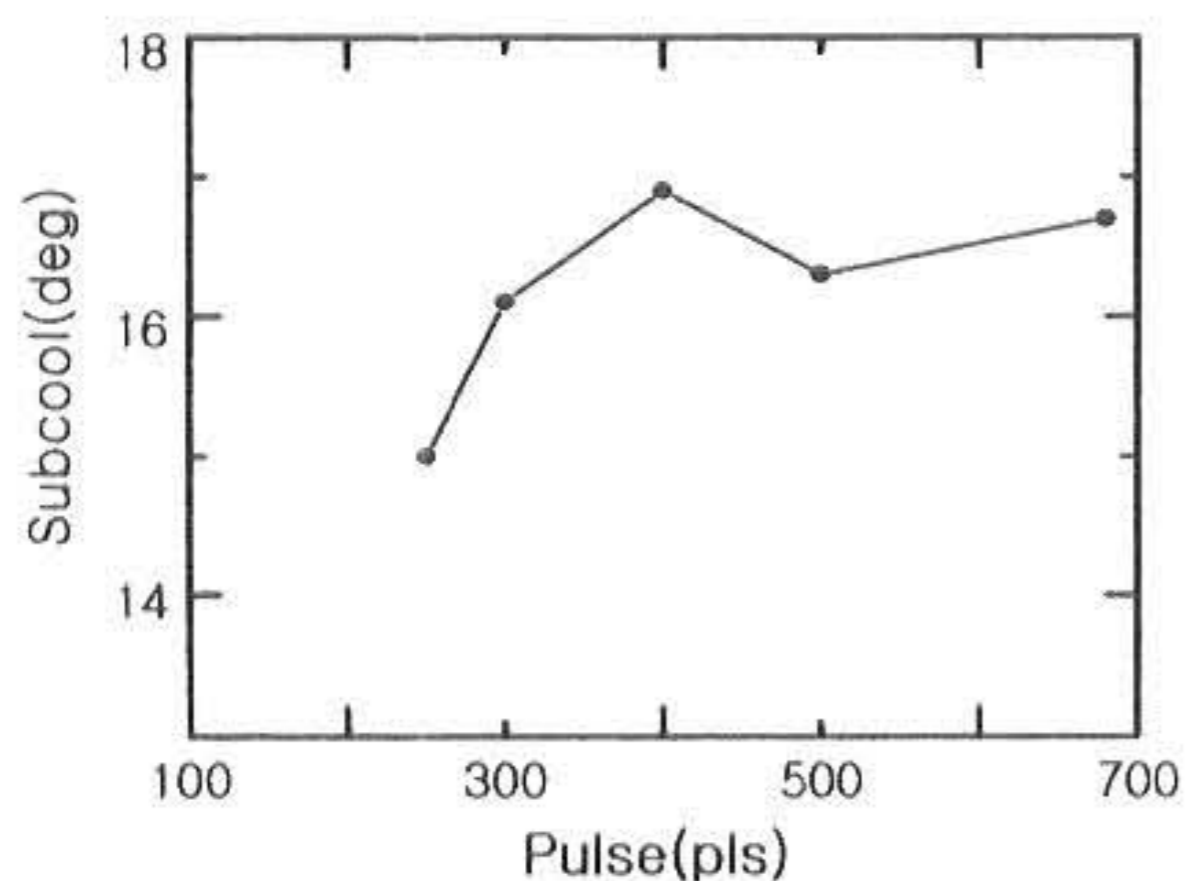


Fig. 5(c) Condenser outlet supercooled temp..

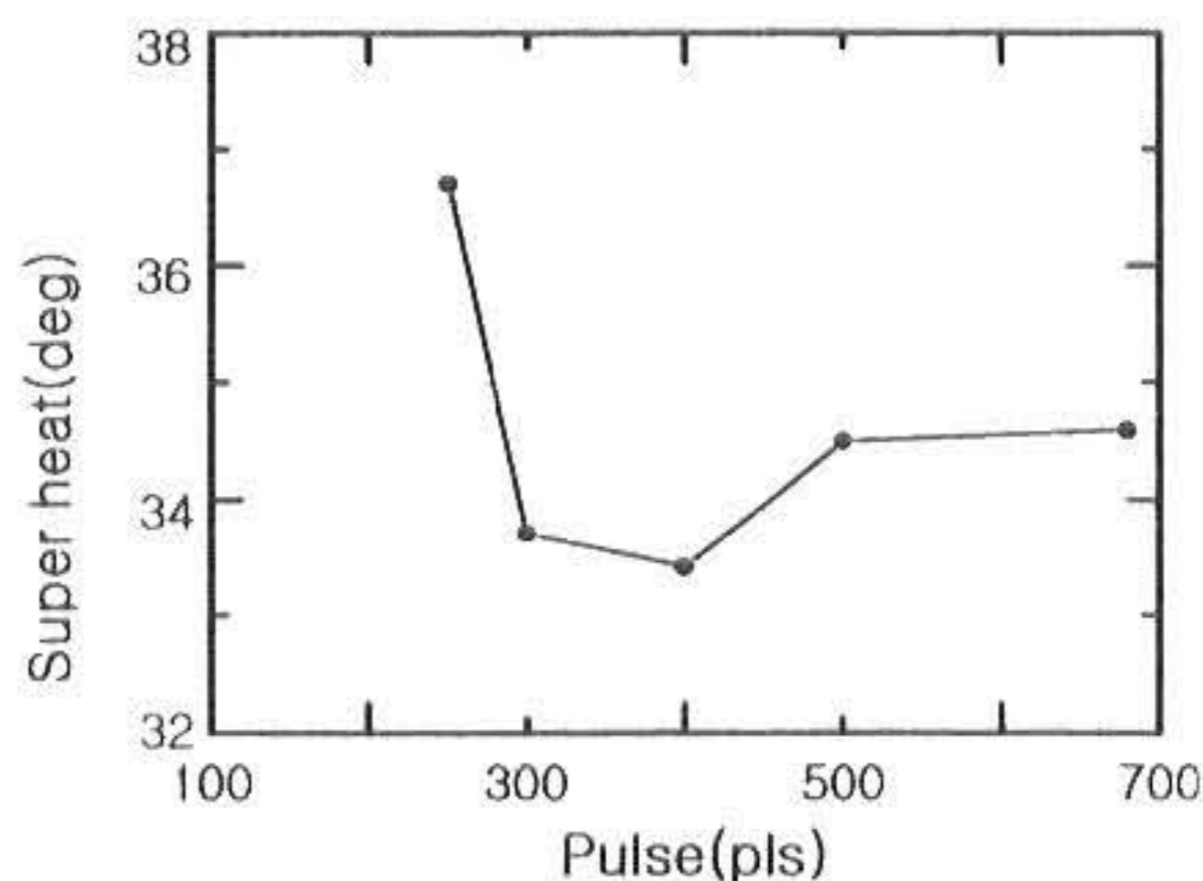


Fig. 5(d) Compressor suction superheated temp..

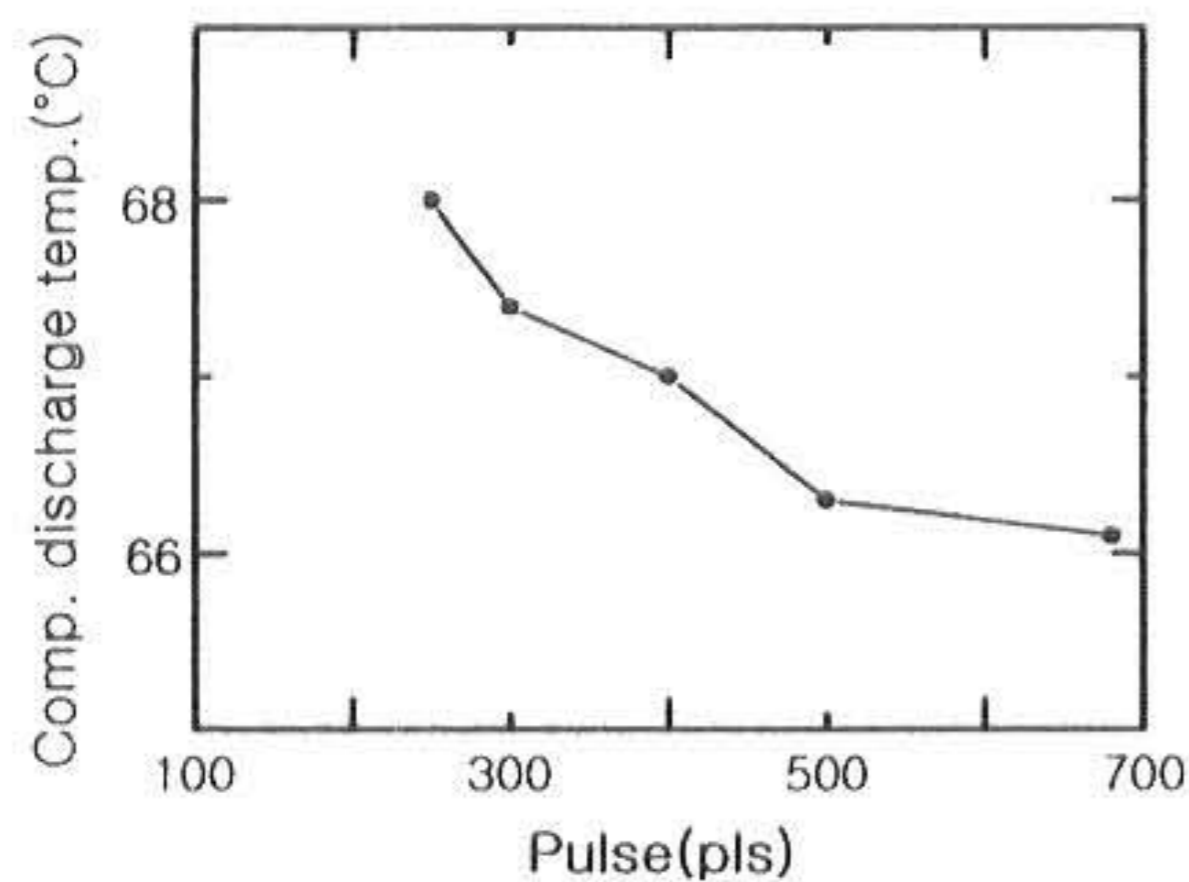


Fig. 5(e) Compressor outlet temperature.

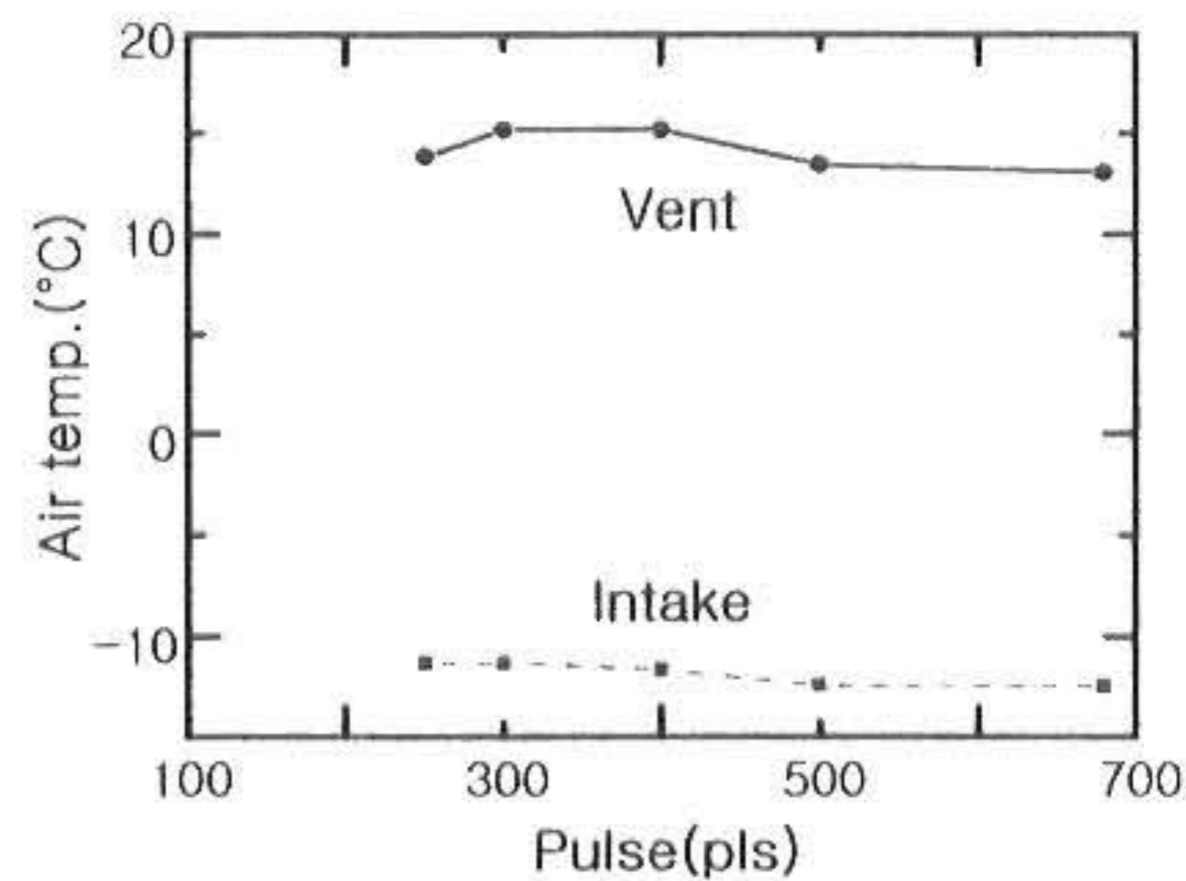


Fig. 5(f) Indoor heat exchanger air temperature.

Fig. 5 Experimental results(recovery heat exchanger water temp. 30°C, flowrate 5 l/min).

Development of Heat Pump Air Conditioning System for Electric Vehicles (Japanese), Technical Report of Mitsubishi Heavy Industry, Vol.30, No.5, pp.403-406, Sep. (1993)

3) Suzuki, T. and Ishii, K. : Air Conditioning System for Electric Vehicle, SAE, 960688, pp.37-42, (1996)

4) Tajima, K., Asano, H., Hara, Sh., Sato, K. and Kamikura, Y. : The Latest Technologies of Automotive Air Conditioning Systems

(in Japanese), JSRAE, vol.76, No.885, pp.578-584, July, (2001)

5) 박병덕 : 저공해 중소형 디젤승합차 히트펌프 제어로직 기본설계, 제8회 차세대자동차 Workshop 기술논문집, pp.108-113, Sep. (2000)

6) 日本冷凍協會 : 冷凍應用裝置, 冷凍 空氣調和便覽 (Japanese), vol.4, No. 2, 應用編, pp.611-613, (1981)

(2002년 8월 29일 접수, 2002년 11월 18일 채택)