

실험 데이터를 사용한 자동차 CO₂ 냉방시스템의 제어알고리즘 개발

한 도 영[†], 장 경 창^{*}

국민대학교 기계·자동차공학부, 국민대학교 기계공학과 대학원^{*}

Development of Control Algorithms for a CO₂ Automotive Air Conditioner System by Using Experimental data

Doyoung Han[†], Kyungchang Jang^{*}

ABSTRACT: In order to protect the environment from the refrigerant pollution, the CO₂ may be regarded as one of the most attractive alternative refrigerants for an automotive air-conditioning system. Control methods for a CO₂ system should be different because of CO₂'s unique properties as a refrigerant. Especially, the high-side pressure of a CO₂ system should be controlled for the effective operation of the system. In this study, dynamic models of a CO₂ air-conditioning system were developed by using experimental data. Control algorithms for a high-side pressure control and an indoor air temperature control were developed and analysed by using the dynamic simulation program of a CO₂ system.

Key words: Automotive air-conditioning system(자동차 냉방시스템), CO₂ refrigerant(이산화탄소 냉매), Dynamic model(동적모델), High-side pressure control(고압측압력 제어), Indoor air temperature control(실내온도 제어)

기 호 설 명

COP : 성능계수
EEV : 전자팽창밸브
T_{out} : 실외온도 [°C]
T_{in} : 실내온도 [°C]
T_e : 실내 설정온도차 [°C]
rpm : 압축기 회전수 [*rpm*]

ΔT_c : *T_c*의 변화율 [°C/*min*]
P_{set} : 최대COP고압 [*bar*]
P_{reset} : 재설정고압 [*bar*]

1. 서론

생활수준이 높아짐에 따라 환경문제에 대한 관심이 높아지고 있는 현실에서, 냉동·공조분야에서 사용되는 냉매에 대한 관심도 또한 높아지고 있다. 이에 따라 친환경적인 대체냉매의 개발이

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4675; fax: +82-2-910-4839

E-mail address dyhan@kookmin.ac.kr

시급한 상황에서 자연냉매의 하나인 CO₂는 기존 냉매에 비해 열역학적 물성치가 우수하여 친환경적인 대체냉매로 주목받고 있다. 그러나 CO₂를 냉매로 사용할 경우 시스템 특성상 고효율 운전을 위한 최대COP고압이 존재하며⁽¹⁾ 이는 과열도를 사용하여 제어하는 기존 냉매 시스템과 구별된다. 따라서 이러한 자동차CO₂냉방기의 특성을 고려한 제어알고리즘에 관한 연구가 요구되고 있다.

본 연구에서는 자동차CO₂냉방시스템의 특성을 실험을 통해 얻은 데이터를 사용하여 동적 시뮬레이션 프로그램을 개발하고 개발된 동적 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 시스템고압 제어알고리즘과 실내온도 제어알고리즘을 개발한 후 알고리즘의 효용성을 확인하는 것을 목적으로 한다.

2. 자동차냉방시스템 모델

Fig. 1과 같은 가스쿨러, 증발기, 내부열교환기, 전자팽창밸브, 압축기로 구성된 자동차CO₂냉방기의 제어알고리즘을 개발하기 위하여 자동차냉방기의 냉방용량, COP, 고압측압력과 자동차의 실내온도를 예측할 수 있는 자동차CO₂냉방기의 동적시뮬레이션 프로그램⁽²⁾을 사용하였다.

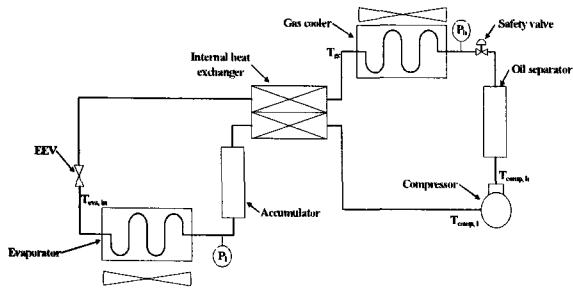


Fig. 1 CO₂ automotive air-conditioning system.

2.1 자동차냉방기의 정적모델

제어알고리즘 개발을 위해 필요한 냉방기의 냉방용량, COP, 고압측압력의 정적성능을 예측하기 위하여 각 구성요소의 정적모델을 개발하였다.

압축기 모델로 행정체적이 일정한 왕복동식 압축기를 선택하였으며 실험데이터를 적용하여 식(1)과 식(2)를 통해 질량유량 \dot{m}_{comp} 을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_p = -0.00541hp^2 - 0.0453lp^2 - 0.0547hp + 4.842lp + 0.00374hplp + 40.141 \quad (1)$$

$$\dot{m}_{comp} = 0.00238\dot{m}_p^2 - 0.00000362rpm^2 + 0.0745\dot{m} + 0.0314rpm - 0.0000713\dot{m} \cdot rpm + 64.227 \quad (2)$$

전자팽창밸브 모델로 질량유량 \dot{m}_{cev} 을 예측할 수 있도록 식(3)과 같이 나타낼 수 있으며

$$\dot{m}_{cev} = \rho_r A_r V_r \quad (3)$$

여기서 ρ_r 은 유체의 밀도, A_r 은 전자팽창밸브의 단면적, V_r 는 유체의 속도를 의미한다. 팽창과정을 등엔탈피 과정으로, CO₂를 이상기체라 가정하면 ρ_r 를 식(4)와 같이 나타낼 수 있으며

$$\rho_r = \rho_0 \left[\frac{1}{1 + \frac{(k-1)Ma^2}{2}} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad (4)$$

ρ_0 는 유입유체의 정체밀도, Ma 는 Mach 수, k 는 비열비를 의미한다. V_r 은 식(5)에서 계산할 수 있고 전자팽창밸브를 통과하는 유체의 온도 T_r 은 식(6)에서 계산할 수 있으며

$$V_r = Ma \sqrt{RT_r k} \quad (5)$$

$$T_r = \frac{T_0}{1 + \frac{(k-1)Ma^2}{2}} \quad (6)$$

여기서 T_0 는 유입 유체의 온도를 의미한다. 전자팽창밸브 모델로 440step, 2상-바이폴라 방식의 전자팽창밸브를 선택하였다.

열교환기 모델로 가스쿨러, 증발기, 내부열교환기를 각각 개발하였으며 해석을 위해 ϵ -NTU 방법을 사용하였다. 가스쿨러의 유용도 ϵ_{gc} 는 식(7) ~ 식(9)에서 계산할 수 있고, 가스쿨러의 열교환량 Q_{gc} 는 식(10)에서 계산할 수 있다.

$$G_{gc} = G_{gcmin} / G_{gcmax} \quad (7)$$

$$NTU_{gc} = \frac{U_{gc} A_{gc}}{G_{gcmin}} \quad (8)$$

$$\epsilon_{gc} = 1 - \exp\left[\frac{NTU_{gc}^{0.22}}{G_{gc}} \times \exp(-G_{gc} NTU_{gc}^{0.78}) - 1\right] \quad (9)$$

$$Q_{gc} = \epsilon_{gc} G_{gcmin} (T_{rgci} - T_{agci}) \quad (10)$$

증발기의 냉매는 상변화에 의해 열전달이 이루어지므로 유용도 ϵ_{eva} 는 가스쿨러에서 적용한 식을 이용할 수 없기 때문에 식(11) ~ 식(12)으로 계산할 수 있고 증발기 열교환량 Q_{eva} 는 식(13)로 계산할 수 있다.

$$NTU_{eva} = \frac{U_{eva} A_{eva}}{G_{eva}} \quad (11)$$

$$\epsilon_{eva} = 1 - \exp[-NTU_{eva}] \quad (12)$$

$$Q_{eva} = \epsilon_{eva} G_{eva} (T_{revai} - T_{aevai}) \quad (13)$$

내부열교환기의 유용도 ϵ_{ihx} 는 식(14) ~ 식(15)에서 계산할 수 있고 내부열교환기의 열교환량 Q_{eva} 는 식(16)에서 계산할 수 있다. 여기서 첨자 rh 는 고온냉매를, rl 은 저온냉매를 의미한다.

$$NTU_{ihx} = \frac{U_{ihx} A_{ihx}}{G_{ihxmin}} \quad (14)$$

$$\epsilon_{ihx} = \frac{1 - \exp(-NTU_{ihx} (1 - G_{ihx}))}{1 - G_{ihx} \exp(-NTU_{ihx} (1 - G_{ihx}))} \quad (15)$$

$$Q_{ihx} = \epsilon_{ihx} G_{ihxmin} (T_{rh} - T_{rl}) \quad (16)$$

개발된 정적모델들을 사용하여 Fig. 2와 같이 자동차 냉방기의 정적성능을 예측할 수 있는 정적 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

2.2 자동차냉방기의 동적모델

정적성능을 동적성능으로 변환하기 위하여 식(17)과 같은 시간지연을 갖는 일차 시스템으로 가정한 동적모델을 사용하였다.

$$\frac{Output}{Input} = \frac{Ke^{-T_d s}}{\tau s + 1} \quad (17)$$

동적모델은⁽³⁾ 시스템의 압력변화에 대한 동적모델과 증발기로부터 덕트로 유입되는 냉방열량에 대한 동적모델, 자동차 실내의 온도변화 예측을 위한 열유입에 대한 동적모델로 구분하여 개발하였다. 시스템의 압력변화에 대한 동적모델로는 압축기, 전자팽창밸브, 실내팬, 실외팬에 의한 압력변화를 예측할 수 있는 동적모델을 개발하였으며, 온도변화 예측을 위한 열유입에 대한 동적모델로는 덕트를 통해 전달되는 냉방열량, 일사침입열, 실내의 온도차 전달열, 실내 발생열, 환기열 등을 가정하여 동적모델을 개발하였다.

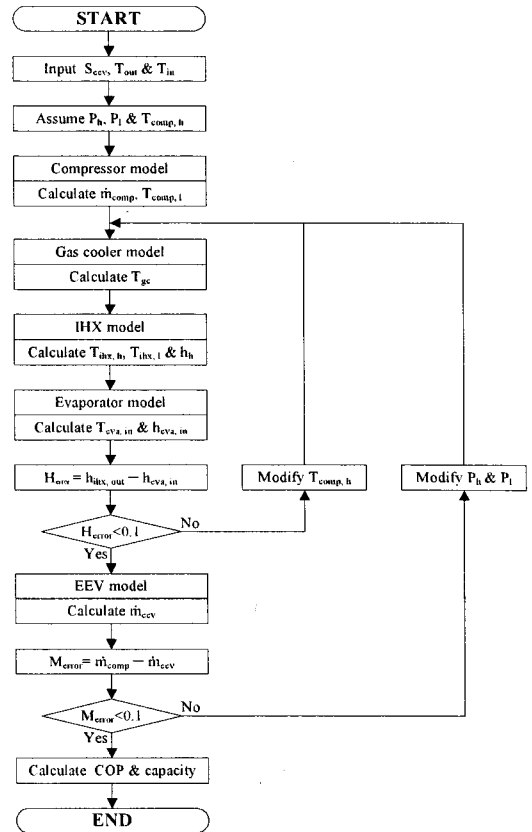


Fig. 2 Steady-state simulation of a CO₂ automotive air-conditioner.

3. 자동차냉방기의 특성

일반 냉매 냉방기와는 달리 자동차CO₂냉방기

는 시스템의 고압측이 초임계상태에서 운전되어 시스템 고압측압력에 따라 Fig. 3과 같이 최대 COP고압과 최대냉방용량고압이 따로 존재하며 최대냉방용량고압이 최대COP고압 보다 보통 $20 \pm 5\%$ 정도 높게 형성됨을 알 수 있었다.⁽⁴⁾ 따라서 어떤 주어진 환경에서 최대COP고압에서의 냉방용량보다 큰 냉방용량이 요구될 경우 설정고압을 최대COP고압보다 높게 설정하여 냉방기를 운전함으로써 COP는 최대COP고압보다 낮아지지만 실내부하를 보다 신속히 제거할 수 있음을 알 수 있었다.

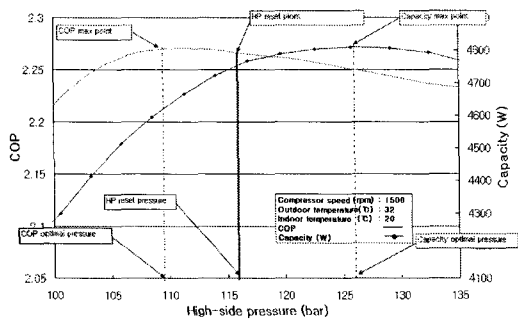


Fig. 3 COP and cooling capacity.

4. 자동차냉방시스템의 제어알고리즘

자동차CO₂냉방시스템의 제어알고리즘은 전자팽창밸브를 이용하여 시스템고압을 제어하는 시스템고압 제어알고리즘과 압축기와 팬을 이용하여 실내온도를 제어하는 실내온도 제어알고리즘으로 구성되어 있다.

4.1 시스템고압 제어알고리즘

시스템고압을 제어하기 위하여 고압설정알고리즘, 고압재설정알고리즘, 전자팽창밸브 제어알고리즘으로 구성된 시스템고압 제어알고리즘을 개발하였다. 고압 설정알고리즘에서 실내온도 T_{in} , 실외온도 T_{out} , 압축기회전수 rpm 을 입력으로 최대COP고압 P_{set} 이 설정되고 고압재설정알고리즘에서 최대COP고압과 실내온도와 설정온도차 T_e 를 입력으로 재설정고압 P_{reset} 이 재설정되어 전자팽창밸브 제어알고리즘에 의해 시스템고압이 P_{reset} 으로 유지되도록 전자팽창밸브가 제어된다.

최대COP고압을 산출하기 위한 고압설정알고리즘은 자동차CO₂냉방기의 COP가 최대가 되는 최대COP고압을 산출할 수 있는 알고리즘으로서 T_{in} , T_{out} , rpm 을 입력변수로 한 $3 \times 8 \times 1$ 구조의 다층신경망이 사용되었다.⁽⁵⁾ 신경망을 학습시키기 위해 20, 22.5, 25, 27.5, 30℃의 T_{in} , 30, 32, 34, 36, 38, 40℃의 T_{out} , 750, 1000, 1250, 1500, 1750, 2000rpm의 rpm 중 각각 하나씩 선정하여 실험을 수행한 후 그 결과를 입력데이터로 사용하였다.

고압설정알고리즘으로부터 산출된 최대COP고압은 효율만을 고려하였으나, 효율과 동시에 냉방능력을 고려한 운전이 요구되는 경우 냉방능력도 고려하여 시스템고압이 재설정되는 것이 요구되며 이를 위해 고압재설정알고리즘을 개발하였다. 고압재설정알고리즘은 고압설정알고리즘에서 계산된 P_{set} , T_e 를 입력으로 하여 P_{reset} 을 출력하는 퍼지 알고리즘으로 구성되어 있다.

재설정된 고압값으로 시스템고압을 제어하기 위한 전자팽창밸브 제어알고리즘으로 설정압력과 측정압력의 차를 입력으로 한 비례 제어알고리즘을 사용하여 전자팽창밸브를 제어하였다.

4.2 실내온도 제어알고리즘

압축기를 단속제어하여 실내온도를 설정된 실내온도로 유지하기 위하여 T_e 를 입력으로 한 제어주기가 10초인 수정된 비례적분 제어알고리즘을 사용하였다.

실내팬 제어를 위해 T_e 와 ΔT_e 을 입력으로 하고 실내팬의 단수 F_{in} 을 출력으로 하는 퍼지 알고리즘을 사용하였다.

5. 제어알고리즘의 성능평가

개발된 고압설정알고리즘의 신뢰성을 평가하기 위하여 외부조건으로 T_{in} 를 20 ~ 30℃, T_{out} 를 30, 34, 38℃, rpm 를 1000rpm으로 가정하여 실험 데이터와 신경망에 의해 계산된 최대COP고압값을 비교평가 하여 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 보듯이 실험 데이터와 고압설정알고리즘에 의해 계산된 값과 비교하여 T_{out} 이 30, 34,

38℃에 평균 0.1, 0.17, 0.09bar의 오차가 있음을 알 수 있다. 이를 통해 개발된 고압설정알고리즘을 적용할 수 있음을 알 수 있다.

고압제설정알고리즘의 성능을 평가하기 위하여 실외온도를 35℃, 실내설정온도를 27℃, 실내습도를 60%, 압축기 회전수를 900rpm으로 가정하였다. Test 1에서는 개발된 제어알고리즘 중 고압제설정알고리즘을 제외한 모든 알고리즘을 사용한 결과를 보여주고 있고, Test 2에서는 개발된 제어알고리즘 모두를 사용한 결과를 보여준다. Fig. 5와 Fig. 6에는 Test 1의 결과를 Fig. 7과 Fig. 8에는 Test 2의 결과가 나타나있다. 그림에서 보듯이 Test 1과 Test 2의 경우 모두 시스템 고압 제어알고리즘에 의해 시스템고압이 전자팽창밸브에 의해 설정된 고압값으로 적절히 제어되었고, 실내온도 제어알고리즘에 의해 실내온도가 실내팬과 압축기에 의해 설정된 실내온도로 적절히 제어되었으며 그때의 전자팽창밸브, 압축기, 실내팬도 안정되게 제어되었다. 그러나 Test 2의 경우 고압제설정 알고리즘을 사용함으로써 정상 상태 COP가 2.54에서 2.38로 다소 감소되었으나, 보다 큰 용량의 선택사용으로 압축기 가동시간이 1134에서 1085로 감소되었고 실내설정온도 도달시간이 518초에서 489초로 29초 감소되었으며 실내팬 1단 사용시작 시간이 420초에서 403초로 17초 단축되어 재설정알고리즘의 적용으로 실내부하를 보다 신속히 제거할 수 있음을 알 수 있었다.

또한 다른 조건에서의 성능평가결과도 유사한 결과를 얻을 수 있었으므로 개발된 시스템고압 제어알고리즘과 실내온도 제어알고리즘으로 구성된 지능제어알고리즘의 성능이 우수함을 확인할 수 있었다.

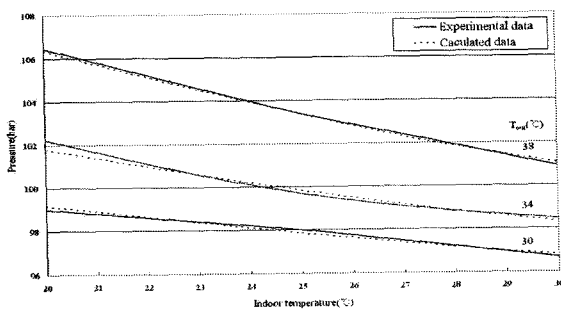


Fig. 4 Maximum COP high-side pressure

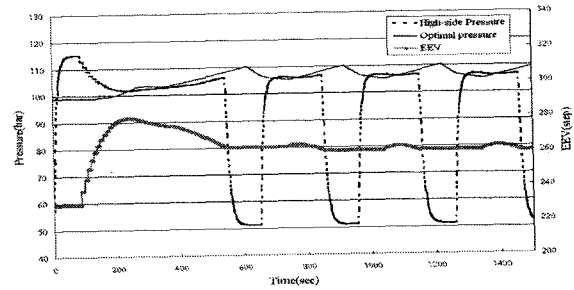


Fig. 5 High-side pressure and EEV opening (Test 1).

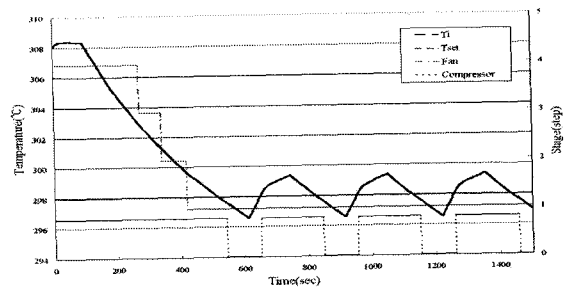


Fig. 6 Indoor temperature, indoor fan stages and compressor stage (Test 1).

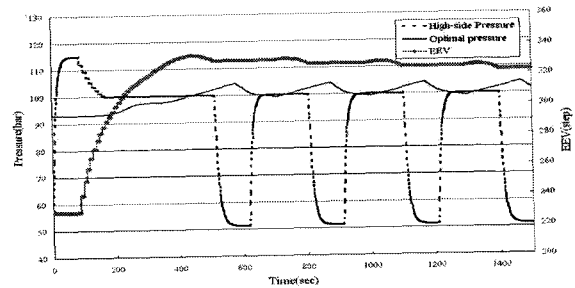


Fig. 7 High-side pressure and EEV opening (Test 2).

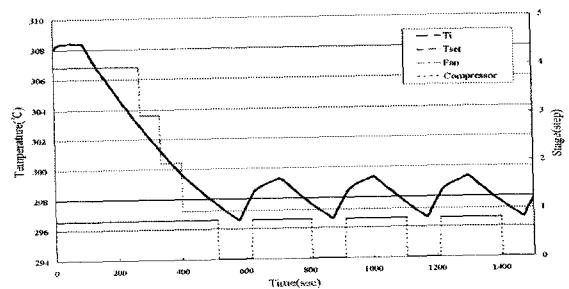


Fig. 8 Indoor temperature, indoor fan stages and compressor stage (Test 2).

6. 결론

시스템고압 제어알고리즘과 실내온도 제어알고리즘으로 구성된 자동차CO₂냉방시스템의 제어알고리즘을 개발하였다.

시스템고압 제어알고리즘은 고압설정알고리즘, 고압재설정알고리즘, 전자팽창밸브 제어알고리즘으로 구성되어 있다. 고압설정알고리즘으로 T_m , T_{out} , rpm 을 입력으로 하고 P_{set} 을 출력으로 하는 $3 \times 8 \times 1$ 구조의 다중신경망을 개발하였고, 고압 재설정알고리즘으로 P_{set} , T_e 를 입력으로 하고 P_{reset} 을 출력으로 하는 퍼지 알고리즘을 개발하였으며, 전자팽창밸브 제어알고리즘으로 시스템고압을 입력으로 하는 비례 제어알고리즘을 개발한 후 이를 사용하여 전자팽창밸브를 제어하였다.

실내온도 제어알고리즘은 압축기 제어알고리즘과 실내팬 제어알고리즘으로 구성되어 있다. 압축기 제어알고리즘으로 데드밴드를 이용한 비례적분 제어알고리즘을 개발하였고, 실내팬 제어알고리즘으로 T_e 와 ΔT_e 를 입력으로 하고 F_m 을 출력으로 하는 퍼지 제어알고리즘을 개발하였다.

실험을 통해 얻은 데이터를 적용하여 개발된 제어알고리즘을 냉방기와 실내모델로 구성된 자동차냉방시스템의 동적모델을 사용하여 성능을 분석하였으며 평가 결과 자동차CO₂냉방시스템 제어에 효과적으로 사용할 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

1. Hirao, T., Mizukami, H., Takeuchi, M., and Taniguchi, M., 2000, Development of air conditioning system using CO₂ for automobile, Mistubishi Heavy Industries, Nagoya R&D Center.
2. Han, D., and Jung, J., 2004, Effective dynamic models of a CO₂ automotive air-conditioning system for the control algorithm development, Proceedings of SA REK, pp. 813-818.
3. Han, D., 2006, Development of carbon dioxide mobile A/C system, Report of Ministry of Commerce, Industry and Energy.
4. Han, D., and Jung, J., 2004, High-side pressure setpoint algorithm of a CO₂ automotive air-conditioning system by using fuzzy logics, Proceedings of SAREK, pp. 481-486.
5. Han, D., and Hwang, J., 2003, The partial fault detection of an air-conditioning system by the neural network algorithm using normalized input data, Korean Journal of the SAREK, Vol. 15, No. 3, pp. 159-165.