

승용차 공기조화 제어 알고리즘 기초연구

신 영 기[†]

세종대학교 기계공학과

A Basic Study on Control Algorithm for Car HVAC

Younggy Shin[†]

Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 134-747, Korea

(Received November 13, 2009; revision received February 16, 2010)

ABSTRACT: Car HVAC is one of main factors influencing a potential customer's first impression. It should be fault-free, which requires the most stable control performance. So, the control algorithm consists of a proportional feedback only, not with an integral action needed for elimination of steady-state errors. To reduce the errors and make the response faster, feedforward algorithm based on predicted thermal load is added. To evaluate the performance, car HVAC is dynamically modelled and its control logic is simulated. The results shows that the proportional feedback leads to about 4 °C of steady-state error. When the feedback is combined with the feedforward algorithm and with a set value update based on disturbances, it predicts less than 1 °C of control error and improved thermal comfort.

Key words: Dynamic model(동특성 모델), HVAC control(공조 제어), Car(승용차), Feedforward (피드포워드), Steady-state error(정상상태오차)

기 호 설 명

A_x : 열용량간 열전달 면적 [m^2]
 c_p : 정압비열 [$J/kg\text{ }^\circ C$]
 G_a : 취출공기 유량 [kg/sec]
 G_f : 비레이득
 G_r : 차내 전달함수 [$^\circ C/W$]
 G_v : 환기손실 [kg/sec]
 k_{L1} : 유효대류 열전달계수 [$W/^\circ C$]
 k_{L2} : 유효복사 전열면적 [m^2]
 K_x : 열용량 간 열전달 계수 [$W/m^2\text{ }^\circ C$]
 M : 열용량 질량 [kg]
 \dot{q}_s : 일사강도 [W/m^2]
 \dot{Q} : 열 [W]

t : 시간 [sec]
 T : 온도 [$^\circ C$]

그리스 문자

β_1, β_2 : 외기온도 복사 보정계수
 γ_1 : 일사 복사 보정계수

하첨자

a : 취출공기
 am : 대기
 c : 외부와 차내 전열
 L : 손실
 r : 차내 (room)
 set : 설정값 (set value)
 v : 자연환기
 x : 열용량 1, 2간의 전열

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3284; fax: +82-2-3408-4333

E-mail address: ygshin@sejong.ac.kr

1. 서 론

승용차 내 공기조화는 소비자의 만족도와 직결되는 중요한 요소기술이다. 전세계 다양한 기후에 대하여 다양한 소비자의 욕구를 충족시켜야 하지만 열전달과 관련된 복잡하고 비선형적인 공기조화 동특성은 공조제어의 최적화를 어렵게 한다. 공조제어 알고리즘은 회사의 기술자산이므로 공개되지 않으나 일본 기업과 제휴관계에 있는 국내 공조회사들은 일본 덴소사의 기술자료⁽¹⁾에 소개된 바와 같이 외란의 영향을 피드포워드(feedforward)하는 비례형 피드백제어 루프를 기본 구조로 하고 있다. 국내 일부 고급승용차들은 승객별 개별공조 제어가 가능하며,⁽²⁾ LEXUS 일부 모델은 적외선 온도센서와 인공지능망 제어를 채용하여 편의성과 쾌적성을 향상시켰다.⁽³⁾

본 연구에서는 국내 일반승용차에 보편적으로 적용되어 있는 공조제어 알고리즘의 특성을 파악하기 위해 공조모델을 제어관점에서 간략히 구성하고 일사량 및 외기 온도와 같은 외란 변화에 신속히 대응할 수 있는 피드포워드 제어루틴을 포함한 공조제어 알고리즘⁽¹⁾의 제어성능을 시뮬레이션을 통하여 파악하고자 한다. 해당 알고리즘은 차후에 인공지능망 학습기능이 추가되기 위한 핵심 알고리즘으로 활용될 수 있다.

2. 차량 공조 시스템의 이해

Fig. 1은 차량 공조 시스템의 구조를 나타낸다. 그림에서 외부공기 또는 재순환 공기가 송풍기(blower)를 거쳐 증발기(evaporator)에 유입되어 냉각된다. 증발기 출구에 위치한 믹싱댐퍼(mixing damper)는 목표 취출 온도를 맞추기 위해 개도가 조절되며 그 개도에 따라 일부 공기는 엔진 냉각수와 열 교환하는 히터코어(heater core)를 거쳐 재열된 후 냉각된

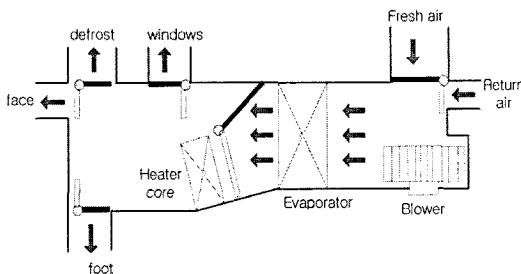


Fig. 1 Schematic of car HVAC system.

공기와 혼합되어 목표 취출온도를 추종하게 된다. 혼합된 공기는 ‘defrost’, ‘foot’ 그리고 ‘face’의 덕트 방향 중 운전자가 설정한 방향으로 취출되며 이를 배풍제어(配風制御)⁽¹⁾라고 한다.

에어컨을 작동시키면 증발기 출구온도는 얼지 않는 한계인 0℃부근까지 내려가기 때문에 차 실내 습도는 30% 정도까지 낮아진다. 최근에는 압축기 동력절감이나 쾌적습도(40~60%) 관점에서 유리창이 흐려지는 것이 문제가 되지 않을 범위까지 증발기 출구 공기온도를 제어하여 습도가 60%를 넘지 않도록 하는 예도 있다.

풍량은 공조장치의 팬 모터로 인가하는 전압을 조절하여 제어된다. 일반적으로 냉난방 모든 부하가 큰 Cool-down, Warm-up시에 많은 풍량이 설정되고 쾌적해지면 가능한 한 적은 풍량으로 실온이 유지되도록 설정된다. 또한 일사량, 외기온 및 설정치가 변했을 때 필요하면 그 변화량에 따라서 풍량을 증감하는 제어를 한다.

송풍기 입구부분의 내외기 전환 도어로부터 차실외의 공기를 받아들이는 외기모드와 실내공기를 순환시키는 내기모드 혹은 그 중간을 선택할 수 있다. 외기냄새가 날 때에나 냉방부하가 클 때에 내기순환이 선택된다.

차량공조 제어장치의 구조는 Fig. 2와 같다. 이는 외부, 실내 온열상황, 공조 시스템 작동상황을 검출하는 센서류, 희망하는 온도, 작동상황을 지시하는 설정기, 각 센서 신호, 설정기 신호로부터 취출하는 공기의 온도, 양, 취출구를 산출하는 ECU(engine control unit), ECU의 지시에 따라 구체적인 작동을 하는 A/C unit의 4부분으로 구성된다.

3. 차량 공조 제어 개념

Fig. 1과 Fig. 2에서 보는 바와 같이 다수의 공조 제어용 센서와 작동기가 있으며 이를 통합 관리할

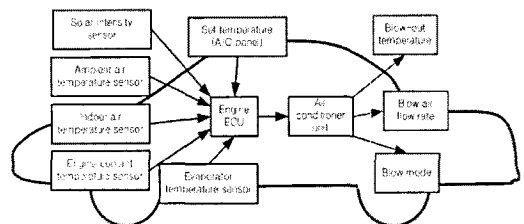


Fig. 2 Control system of auto HVAC.

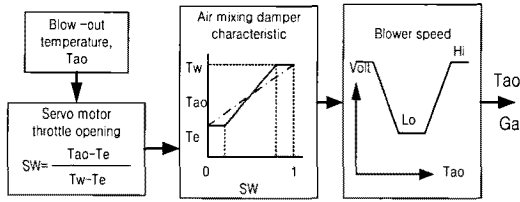


Fig. 3 Actuation of the air mixing damper.

제어 개념이 필요하다. 센서와 작동기를 피드백 루프로 연결하는 경우 다수의 루프가 존재하여 제어가 복잡하고 불안정해질 수 있다. 따라서 실제 공조에서는 차내 온도 유지를 위한 단일 피드백 루프만 있고 나머지 작동기들은 개발단계에서 세심하게 튜닝된 피드포워드 방식을 택하고 있다. 피드백 제어 알고리즘에서 차내 온도 유지에 필요한 취출온도가 계산되고 이 목표값은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 증발기와 냉각수 온도와 함께 상관식으로 결정되는 혼합덤퍼의 개도에 의해 구현된다.

4. 차량 공조 동특성 모델

차량 공조 모델은 Fig. 4와 같다. 차량은 제어 목적상 차내 공기(cabin air)와 공기를 제외한 좌석, 계기 패널 등으로 구성된 2개의 열용량 시스템 M_1 , M_2 로 모델링되는 것이 일반적이다.

실내공기 M_1 과 M_2 에 대한 에너지 평형방정식은 다음과 같다.

$$M_1 c_{p1} \frac{dT_{r1}}{dt} = \dot{Q}_a + \dot{Q}_L + \dot{Q}_x \tag{1a}$$

$$M_2 c_{p2} \frac{dT_{r2}}{dt} = - \dot{Q}_x \tag{1b}$$

혼합덤퍼에서 취출되는 공기유량 G_a 에 의한 열량 \dot{Q}_a , 전열손실 \dot{Q}_c 과 환기손실 \dot{Q}_v 로 구성되는 실내공기 열부하 \dot{Q}_L 및 질량 M_2 에서 실내공기 M_1 으로의 열전달량 \dot{Q}_x 은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_a = G_a c_p (T_{ao} - T_{r1}) \tag{2a}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_c + \dot{Q}_v \tag{2b}$$

$$\dot{Q}_c = k_{L1} (T_{am} - T_{r1}) + k_{L2} \dot{q}_s + C' \tag{2c}$$

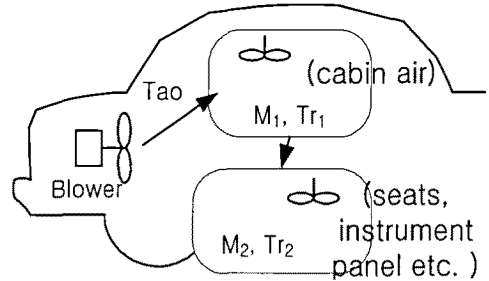


Fig. 4 Lumped model for car HVAC.

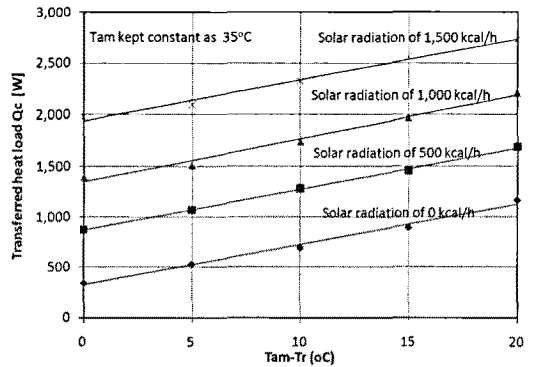


Fig. 5 Heat load according to solar radiation.

$$\dot{Q}_v = G_v c_p (T_{am} - T_{r1}) \tag{2d}$$

$$\dot{Q}_x = K_x A_x (T_{r2} - T_{r1}) \tag{2e}$$

G_v 는 차내 누설공기유량이다. 공기 누설은 차속에 따른 실내와 외부와의 차압 그리고 틈새면적에 의해 결정되며, 차속 60 km/h에서 한 시간 동안 실내체적의 3배의 공기가 누설된다고 가정하였다. 실내와 외기의 차압 Δp 는 속도 제곱에 비례하고 누설공기 유량은 $\sqrt{\Delta p}$ 에 비례하므로 결과적으로 누설공기 유량은 차속에 비례한다. 시뮬레이션에서 차속은 60 km/h로 일정하다고 가정하였으므로 G_v 는 0.0067 [kg/s]로 일정하다.

전열부하는 외기와와의 온도차에 의한 대류열전달, 태양복사 열전달 이외에 상수항 C' 이 존재하는데 이는 엔진룸에서 전열되는 열로서 실험적으로 결정된다. Fig. 5는 일반 승용차에 대한 전열부하 실험 결과의 예⁽¹⁾이며 이로부터 얻은 경험식은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_c [W] = 40 (T_{am} - T_{r1}) + 0.93 \dot{q}_s + 349 \tag{3}$$

5. 취출구 온도 제어 알고리즘

열유체 시스템 제어 시 일반적으로 PI(비례적분) 제어가 사용되며 적분기능 I는 정상상태 오차를 제거하는 역할을 한다. 적분기능의 추가는 제어 불안정성을 증대시켜 I값이 잘못 설정되면 제어응답이 현탕하게 되는 문제가 있다.

승용차에서 실내온도 제어가 적분기능으로 인해 현탕하는 문제가 발생하면 해당 차량모델과 제조사의 기술력에 대한 부정적인 이미지를 초래하므로 적분기능을 사용하지 않는다.^(4,5) 그러나 비례제어만 두게 되면 정상상태에서의 오차문제가 허용범위를 초과할 수도 있다. 비례제어만 있는 경우(후술하게 될 비례제어 시뮬레이션 결과에서는 정상상태 오차가 약 4℃이다). 정상상태 오차를 줄이기 위하여 비례제어 이득 P를 증대할 수 있으나, P의 물리적 차원은 [냉방능력/온도변화량]으로서, P의 증대는 더 큰 용량의 압축기를 요구한다. 그러나 승용차의 배기량에 따라 적합한 냉방용량이 거의 정해져 있으므로 P의 증대는 현실적으로 불가능하다. 찬 공기 풍량을 늘려 비례이득을 다소 증대할 수 있으나, 약간의 온도변화에도 풍량 변화가 심하여 승객에게 불편감을 줄 수 있다.

이러한 딜레마로 인하여 비례제어로 제어안정성을 유지하고, feedforward 방식으로 외기온도나 일사량 등의 외란에 정상상태 오차를 줄이도록 하는 것이 일반적인 공조 제어방식이다.⁽¹⁾

비례제어만 적용된 제어 알고리즘은 Fig. 6과 같은 제어 규칙은 다음과 같다.

$$\Delta T_a = G_f \Delta T_r \tag{4}$$

여기서 $\Delta T_a = T_{ao} - T_r$, $\Delta T_r = T_{set} - T_r$ 이다. Fig. 6의 제어구조에서는 재실자의 온열감에 관계 없이 설정된 실내공기 목표 온도값을 유지하도록 제어한다. 제어 목적은 승객의 온열감을 극대화하는 것인데 승객은 차창을 통해 외부 열복사에 노출되어 있으므로 차내 공기온도 제어만으로는 요구를

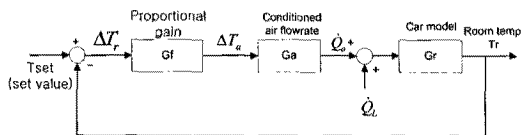


Fig. 6 Block diagram with proportional feedback control loop.

충족할 수 없다. 즉 같은 실내온도라고 하여도 탑승자가 노출된 복사열부하에 따라 느껴지는 쾌적감이 다르므로 실내공기 온도 측정값만으로는 쾌적감을 개선할 수 없다.

따라서 태양 및 대기 복사에 대하여 사람이 느끼는 온열감 개선을 위하여 설정온도를 자동 보정할 필요가 있다. 이를 위한 설정온도 보정 관계식은 자동차 업계에서 잘 확립되어 있으며 Fig. 7은 설정온도 보정 관계를 나타낸다.⁽¹⁾ Fig. 7에서의 적정 보정값은 적용된 유리의 자외선 차폐 특성에 따라 결정된다. 본 연구에서 적용된 설정온도 보정 식은 다음과 같다.

$$\Delta T_{r,am} = -\beta_1 T_{am} + \beta_2 \tag{5a}$$

$$\Delta T_{r,s} = -\gamma_1 \dot{q}_s \tag{5b}$$

외란에 해당하는 열부하 \dot{Q}_L 의 경우, 센서 정보와 차량의 열전달 특성으로부터 비교적 정확한 예측이 가능하므로 차내 공기온도 센서에 감지되어 피드백 되기를 기다리지 않고 일사량 및 외기온도 등으로부터 실시간으로 연산하여 열부하에 상응하는 온도만큼 취출온도를 변화시키면 빠른 응답속도를

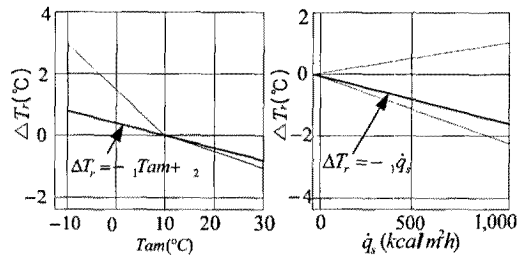


Fig. 7 Set temperature correction for thermal comfort according to (a) outdoor temp. (b) radiation intensity.

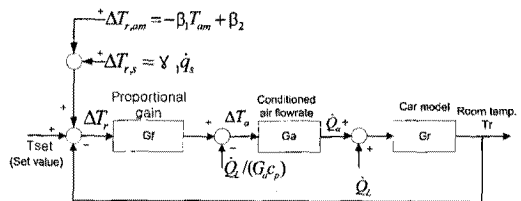


Fig. 8 Block diagram with feedforward and set temperature corrections in addition to the proportional feedback loop.

기대할 수 있다. 이러한 퍼드포워드 제어와 복사열 외란에 따른 설정온도 보정항을 추가한 제어 알고리즘은 Fig. 8과 같다. Fig. 8에서의 제어규칙은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta T_r &= T_{set} + \Delta T_{r,am} + \Delta T_{r,s} - T_r \\ &= T_{set} - \beta_1 T_{am} + \beta_2 - \gamma_1 \dot{q}_s - T_r \end{aligned} \quad (6a)$$

$$\Delta T_u = T_{ao} - T_r = G_f \Delta T_r - \dot{Q}_L / (G_a c_p) \quad (6b)$$

6. 시뮬레이션 모델 및 계산결과

Fig. 4의 모델은 2개의 열용량을 갖는 선형 시스템이므로 식(1), 식(2)로부터 다음과 같은 상태공간 방정식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + Bu + Cd + De \quad (7)$$

여기서

$$A = \begin{bmatrix} -\left(\frac{G_a + G_v + k_{L1} + K_x A_x}{M_1} + \frac{k_{L1} + K_x A_x}{M_1 c_{p1}}\right) & \frac{K_x A_x}{M_1 c_{p1}} \\ \frac{K_x A_x}{M_2 c_{p2}} & -\frac{K_x A_x}{M_2 c_{p2}} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{G_a}{M_1} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} \frac{k_{L1} + G_v c_p}{M_1 c_{p1}} & \frac{k_{L2}}{M_2 c_{p2}} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} \frac{C'}{M_1 c_{p1}} \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{bmatrix} T_{r1} \\ T_{r2} \end{bmatrix}, u = T_{ao}, d = \begin{bmatrix} T_{am} \\ \dot{q}_s \end{bmatrix}, e = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

위 식을 시간간격 T 에 대하여 이산화된 행렬식으로 변환하여⁽⁶⁾ Matlab으로 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션과 관련된 주요 변수의 조건은 Table 1과 같다.

Table 1 Variable specifications

variable	Value or function
Tam[°C]	32
Maximum Ga[kg/s]	0.1017
M ₁ [kg]	4.03
M ₂ [kg]	20
c _{p2} [J/kg-K]	3,500
k _{L1} [W/°C]	40
k _{L2} [m ²]	0.93
G _v [kg/s]	=0.000112 × Speed[km/h]
K _x [W/m ² °C]	7.0
A _x [m ²]	6.0
β ₁ , β ₂ , γ ₁	0.04, 0.4, 0.0017
G _f	4.0

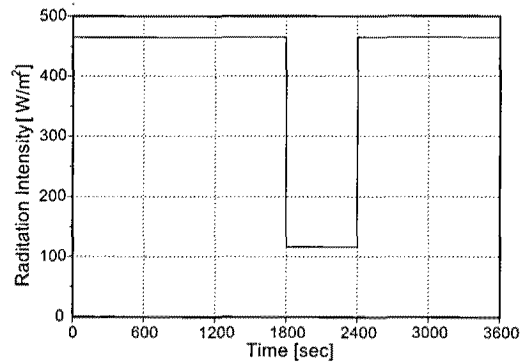


Fig. 9 Solar radiation as a disturbance.

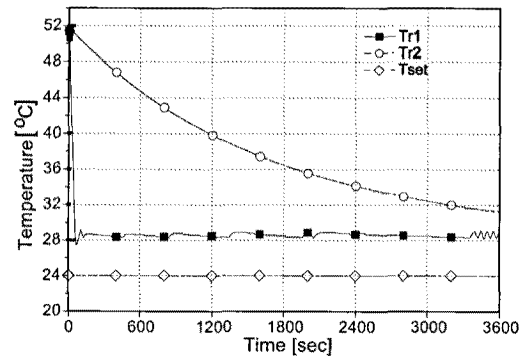


Fig. 10 Proportional control performance.

Fig. 9는 일사 외란의 거동을 나타낸다. 터널 등의 통과 시 일사량 감소를 모사하기 위해 1,800초

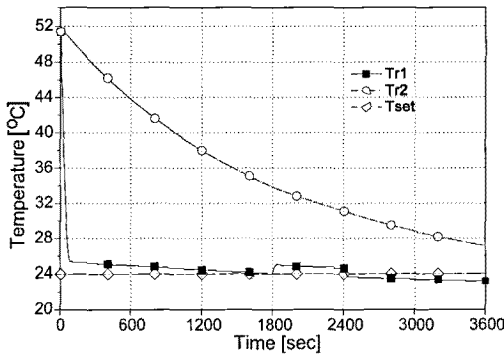


Fig. 11 Control performance with P-feedback and disturbances feedforward.

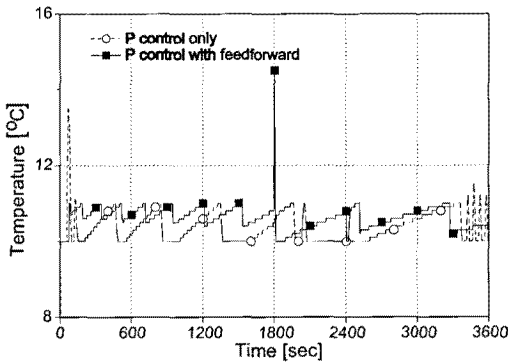


Fig. 12 Blow-out temperature from the air mixing duct.

~2,400초의 구간에서 일사량을 계단형으로 감소시켰다.

Fig. 10은 Fig. 6의 비례제어 알고리즘 적용 시 차내 공기온도 제어성능을 나타낸다. 차량 시동 전에는 외기 일사로 인해 차내 공기온도가 약 52°C이며 차량 출발 후 온도가 감소하고 있다. 차내 공기로 구성된 T_{r1} 은 급격히 감소하고 있으나 시트와 계기 패널로 구성된 열용량 M_2 의 온도 T_{r2} 는 서서히 감소하고 있다. 설정온도가 24°C인데 차내 공기온도는 한 시간 후에도 28.1°C 근처로 약 4.1°C의 정상상태 오차가 발생하고 있다. 정상상태 오차발생은 비례제어에서 필연적으로 발생하는데 간과하기에는 너무 큰 값이다. 이 오차를 줄이려면 비례이득 G_f 를 크게 해야 하지만 이는 댐퍼 개도와 팬 풍량의 요동(chattering)이 심해지게 하는 시스템 불안정을 초래한다.

이와 같은 문제점을 개선하기 위하여 설계한 Fig. 8

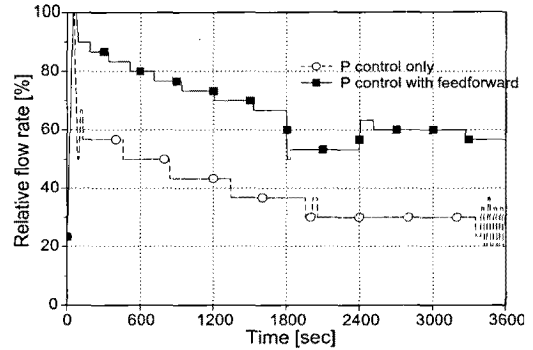


Fig. 13 Relative flow rate of the blower.

의 알고리즘을 적용한 제어성능 결과는 Fig. 11과 같다.

제어 안정성 문제로 적분기능이 사용될 수 없으므로 Fig. 10에서 관찰된 정상상태 오차를 줄이기 위해서는 열부하를 예측하여 피드포워드로 선반영하여 모델과 실차 간의 오차를 최소화하는 것이 제어오차를 줄일 수 있는 실용적인 방안이다. Fig. 11에 의하면, 차량 출발 후 약 2분이 경과하면 차내 공기온도는 설정 값 근처에 수렴하고 있으나 한 시간의 운전기간 중 약 1°C 이내의 제어오차를 보이고 있다. 오차가 발생한 원인은 식(2)의 열손실 \dot{Q}_L 이 센서에서 감지된 현재의 온도와 일사량에 근거한 계산 값으로서 질량 M_1 과 M_2 의 열용량에 의한 지연된 열전달은 모델에 반영될 수 없는데 기인한다. 따라서 제어오차를 줄이고자 한다면 열용량에 의한 반응지연 열전달도 추가 모델링하여야 하는데 이는 현재의 연구범위를 넘으므로 논외로 한다.

Fig. 9의 일사량의 급격한 감소에 대하여 Fig. 8에 도시된 외란에 따른 설정온도 변화 알고리즘의 작동결과 약 1°C의 온도 상승이 관찰되는 구간을 Fig. 11에서 관찰할 수 있다. 이는 일사량 변화에 신속히 대응하여 탑승자의 온열감을 항상 최적으로 유지할 수 있는 빠른 제어응답성을 예증한다. 외기온도 변화는 그늘에 의한 일사량 변화에 비해 변화속도가 느리므로 더욱 안정된 제어 응답을 예상할 수 있다.

Fig. 12는 공기혼합덕트에서 취출되는 공기온도의 거동을, Fig. 13은 최대풍량에 대한 상대적인 제어 풍량 거동을 나타낸다. 기류의 최소화로 쾌적감을 향상시켜야 하므로 취출온도는 가능한 한 풍량을 최소화하기 위해 허용가능한 낮은 온도(10°C)로 유지되고 있다.

7. 결 론

빠른 응답성과 제어 안정성이 특히 요구되는 차량공조 제어 알고리즘을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 시스템 헤파팅 방지를 위하여 적분기능이 제외된 비례제어만을 수행한 경우 비레이득 증대의 한계로 정상상태 오차가 약 4℃ 발생하여 제어성능 개선이 요구된다.
- (2) 일사센서와 외기온도 센서 정보 그리고 차량 모델로부터 예측한 열부하를 제어동작에 반영하는 피드포워드 제어를 추가한 제어방식은 제어 오차를 1℃범위 이내로 줄일 수 있었다.
- (3) 측정된 일사량과 외기온도의 외란을 반영한 설정온도 변경결과 차내 공기온도는 빠르게 반응하여 탑승자의 열적 쾌적성을 향상시킬 수 있다.

후 기

이 연구는 2008년도 세종대학교 교내연구비 지원에 의해 수행되었다.

참고문헌

1. Denso Ltd., 2007, Control of car air-conditioner, technical instruction manual.
2. Lee, D. W., Ahn, Y. G. and Park, C. H., 2006, Technical trends in car air-conditioning system, Monthly journal of air-conditioning and refrigeration engineering, Vol. 35, No. 10, pp. 7-13.
3. http://www.globaldenso.com/TECHNOLOGY/tec-report/2000/pdf/denso2kp23_25.pdf.
4. Kim, M. H., Yang, Y. M., Choi, Y. H., Bai, J. W., Kwon, G. S. and Jung, J. A., 2000, Introduction to Development Procedure of Climate Control Algorithm for a Passenger Car, SAE technical paper 2000-01-1275, SAE 2000 World Congress.
5. Kim, M. H., Yang, Y. M., Choi, Y. H., Lee, J. H., Jung, J. A., and Kwon, G. S., Real Time Simulator of the Automatic Climate Control, SAE technical paper 2002-01-0511, SAE 2002 World Congress.
6. Chen, C., 1999, Linear System Theory and Design, 3rd ed., Oxford University Press. Detroit, Michigan.