

게인 스케줄링과 캐스캐이드 제어에 의한 가상현실용 열환경의 실시간 구현

Implementation of Real-Time Thermal Environment for Virtual Reality Using Gain Scheduling and Cascade Control

신 영 기, 장 영 수, 김 영 일
(Younggy Shin, Young Soo Chang, and Youngil Kim)

Abstract : A real-time HVAC system is proposed which implements real-time control of thermal environment for virtual reality. It consists of a pair of hot and cold loops that serve as thermal reservoirs, and a mixing box to mix hot and cold air streams flowing in from the loops. Their flow rates are controlled in real-time to meet a set temperature and flow rate. A cascade control algorithm along with gain scheduling is applied to the system and test results shows that the closed-loop response approached set values within 3 to 4 seconds.

Keywords : cascade control, first-order systems, nonlinear model, PI controllers, thermal process, decoupled subsystems, gain scheduling

I. 서론

가상현실이란 관람자가 실제 세계에서 생활하고 있는 것처럼 느끼게 하는 특별한 공간을 의미한다. 이러한 가상현실의 기술개발은 주로 입체 영상개발에만 초점이 맞추어져 왔으나 열환경 모사도 현실감 체험을 위해서는 필수적인 기술요소이다. 예컨대, 입체 영상의 배경이 무더운 카리브 해 연안에서 찬 바람이 부는 시베리아로 변하는 경우 열환경도 그에 상응하여 변화되어야 한다. 이러한 열환경 구현을 위해서 실시간으로 가상현실 공간의 온도 및 풍속을 바꾸어 줄 실시간 공기조화 장치 (real-time HVAC (Heating, Ventilating and Air-Conditioning) system)가 필요하다. 이러한 실시간 공조장치와 관련한 연구는 현재 국내외에서 보고된 바 없다. 기존의 공조장치는 열용량이 커서 실시간 공조 개념을 적용하기에는 적합하지 않다[1].

본 연구에서는 수 초 이내에 요구 열환경을 구현할 수 있는 실시간 공조장치를 제안한다. 해당 장치는 열용량 효과를 줄이기 위하여 응답속도가 빠른 밸브를 이용하여 찬 공기와 더운 공기를 혼합함으로써 원하는 출구 공기의 온도와 풍속을 얻는 원리를 이용한다. 이를 위한 장치의 동특성 모델링, 제어기 설계 및 실험 결과를 소개한다.

II 실험장치

1. 장치의 원리

작동원리는 그림 1과 같다. 특정 온도로 제어되는 찬 공기와 더운 공기가 각각 가열 루프 및 냉각 루프에서 순환되면서 혼합부에서 요구하는 순간적인 공기

유량을 공급할 준비를 갖추고 있다. 찬 공기 및 더운 공기 순환 루프 개념은 필수적인 기계요소로서 공기 유량 조절밸브를 거쳐 Y자 형의 혼합 덕트로 공기를 공급할 때 발생할 수 있는 각 순환부의 온도 및 압력 변화를 최소화하는 기능을 한다. 혼합부 출구 공기의 온도 및 유량의 신속한 반응은 자동차용 hot-film 방식

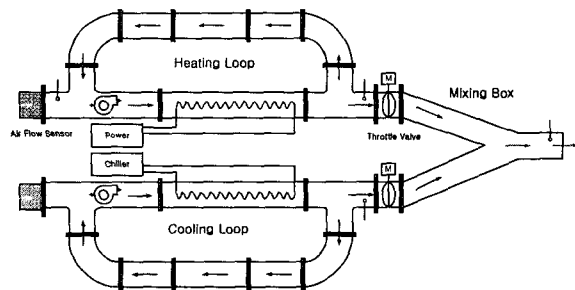


그림 1. 실시간 공조장치의 구성도.

Fig. 1. Schematic of an air-conditioner for real time control.

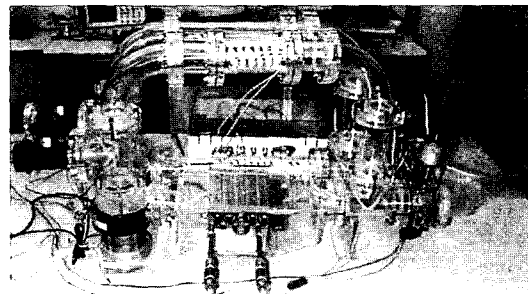


그림 2. 제작된 소형 실시간 공조장치.

Fig. 2. A small-scale prototype of real-time air handling unit.

접수일자 : 2001. 1. 30., 수정완료 : 2001. 4. 30.

신영기 : 세종대학교 기계항공공학부(ygshin@sejong.ac.kr)

장영수, 김영일 : 한국과학기술연구원 열유동 제어연구센터(yschang@kist.re.kr/yikim@kist.re.kr)

의 공기유량계와 스텝모터 구동 스톱 밸브를 이용하여 구현된다. 그림 2는 제작된 소형 실시간 공조장치의 외형을 나타낸다.

2. 장치의 주요 구성요소

하드웨어는 가열부, 냉각부 및 혼합부의 세 가지 요소로 구성된다. 가열부는 루프 내에 공기를 순환시키고 혼합부에 공기 공급을 위해 필요한 압력차를 유지하기 위한 송풍 팬과 공기 온도를 50℃로 유지시키기 위한 전기히터, 그리고 공기 순환 유로를 위한 루프형 덕트로 구성된다. 덕트는 가시화 및 단열을 위해 5 mm 두께의 아크릴 튜브로 만들어져 있다.

가열부에서 혼합부로 공급해야 할 공기유량이 계단 입력 형태로 최대로 설정되는 경우 가열부의 공기가 혼합부로 빠져나가는 만큼 유입되는 외부 공기량을 순간적으로 가열하여 일정온도를 유지하는 것은 용이하지 않다. 고온부의 공기온도 변화폭을 줄여 실시간 공조 장치 제어 안정성에 미칠 영향을 최소화하기 위한 가지 방안은 가열 루프 내의 공기 순환율을 증가시켜 혼합부로 빠져나가는 공기유량이 가열부의 공기온도 변화에 미치는 영향을 줄이는 것이다. 공기 순환율은 에너지 소비 및 소음의 측면을 고려하여 가능한 한 작은 값을 유지하여야 한다. 가열 루프 내 공기온도는 PI 제어기에 의한 전기히터의 PWM 제어에 의해 온도를 제어하였다.

저온부는 찬 공기를 혼합부에 공급하는 역할을 한다. 저온부도 고온부와 마찬가지로 찬 공기를 순환시키기 위한 송풍 팬, 열 교환기 및 순환 루프 덕트로 구성되어 있다. 공기를 냉각시키기 위한 열교환기는 고온부의 전기히터에 해당하는 위치에 설치되어 있으며 열교환기의 내부에는 실시간 장치 외부에 설치된 냉각기에서 공급되는 브라인(brine)이 순환되어 공기를 냉각시킨다. 찬 공기는 별도의 제어기로 온도를 제어하지 않는데 그 이유는 열교환기를 포함한 저온부의 열용량이 크고 열교환기의 열전달 특성상 저온 공기의 온도변화가 크지 않으며 변화속도도 느리다. 이러한 적은 폭의 느린 온도변화는 반응속도가 빠른 혼합부에서 외란의 형태로 쉽게 처리할 수 있다.

혼합부의 기능은 고온부 및 저온부에서 공급되는 공기를 적정 온도와 풍속으로 조성한 후 혼합된 공기를 실시간 공조장치 출구로 내보내는 역할을 한다. 따라서, 혼합부는 자동차용 hot-film 방식의 공기 유속계, butterfly 형태의 스톱 밸브, 찬 공기와 더운 공기가 만나 혼합되는 Y자 형태의 연결덕트로 구성되어 있다. Y 자형 연결덕트는 열용량의 최소화를 위해서 얇은 투명 필름을 이용하여 제작되었다.

3. 측정 및 제어장치

실시간 공조장치의 제어변수는 혼합공기의 온도와 유량이다. 귀환제어 시스템을 구성하기 위해서 다음의 변수들이 측정되었다: 장치 입구 공기온도, 저온부, 고온부 및 혼합부의 공기온도, 찬 공기와 더운 공기 유

량 밸브를 통과하는 유량. 공기온도 감지속도 향상을 위하여 30 게이지(AWG)의 T형 열전대를 사용하였으며, 공기유량은 국내 중형 승용차에 사용되는 Bosch사의 hot-film 방식 공기유량계와 승용차용 스톱 밸브를 적용하였다. 스톱 밸브 구동축은 스텝모터에 연결되어 구동 되었으며, 데이터의 수집 및 스텝모터 제어를 위하여 National Instruments 사의 LabView® 그래픽 프로그램을 기반으로 한 FieldPoint®를 사용하였다.

II 전달함수 모델링

플랜트는 고온부와 혼합부의 두 부분으로 나누어 모델링 된다. 실험결과에 의하면, 고온부의 시간지연은 플랜트의 시상수에 비해 무시할 만큼 작은 값을 나타내었다. 따라서, 시간지연 항은 모델링에서 고려되지 않는다. 고온부는 Biot number가 0.1보다 커서 총 열용량 시스템 (lumped thermal heat capacity system)으로 가정하기에는 무리가 있지만[2], 선형 전달함수 모델링을 위하여 몇 개의 분산 열용량 시스템으로 가정한다. 유도된 전달함수는 실험결과와 비교하여 열용량 시스템 가정의 타당성을 평가한다.

1. 고온부의 동특성 모델

고온부는 덕트, 순환 공기 및 히터를 각각 총 열용량 요소로 가정하여 열평형 방정식 (heat balance equation)으로부터 온도에 관한 동특성 방정식을 다음과 같이 얻는다.

$$MC_h \frac{dT_h}{dt} = UA_{hi}(T_{ah} - T_h) + UA_{ho}(T_o - T_h) \quad (1)$$

$$MC_{ah} \frac{dT_{ah}}{dt} = -\dot{m}_{ah}c_p(T_{ah} - T_o) - UA_{hi}(T_{ah} - T_h) - UA_{hh}(T_{ah} - T_{hh}) \quad (2)$$

$$MC_{hh} \frac{dT_{hh}}{dt} = UA_{hh}(T_{ah} - T_{hh}) + P_{he} \quad (3)$$

위의 식에서 MC는 열용량, T는 온도, UA는 열전도성 (transmittance), P는 소비전력, t는 시간을 의미하고, 하첨자 ah는 더운 공기, hh는 히터, h는 고온부 덕트, o는 외부공기, hi는 덕트 내부 벽, he는 전기히터를 의미한다. 그리고 \dot{m} , c_p 는 각각 공기유량 및 공기 비열을 의미한다. 위의 3개의 방정식을 모두 고려한다면 3차의 전달함수가 얻어져 관계식이 복잡해질 뿐만 아니라 총 열용량 시스템 가정과 관련한 모델의 불확실성이 더해져 모델링의 정확도 개선에도 도움이 되지 않는다. 따라서, 열용량이 가장 작은 순환공기의 열용량 항은 무시하고 위의 식들을 정리하면 다음과 같은 결과식이 얻어진다.

$$G_{ah}(s) = \frac{T_{ah}'(s)}{P_{he}'(s)} = \frac{MC_h UA_{hh} s + UA_{hh}(UA_{hi} + UA_{ho})}{\alpha s^2 + \beta s + \gamma} \quad (4)$$

여기서

$$\alpha = MC_h MC_{hh} (\dot{m}_{ah} c_p + UA_{hi} + UA_{hh})$$

$$\beta = MC_{hh}[(\dot{m}_{ah}c_p + UA_{hh})UA_{hi} + (\dot{m}_{ah}c_p + UA_{hi} + UA_{hh})UA_{ho}] + MC_h UA_{hh}(\dot{m}_{ah}c_p + UA_{hi}) \quad (5)$$

$$\gamma = \dot{m}_{ah}c_p UA_{hi} UA_{hh} + \dot{m}_{ah}c_p UA_{ho} UA_{hh} + UA_{hi} UA_{ho} UA_{hh}$$

(4)에서 prime(')은 정상상태에서의 편차를 의미한다. (4)는 고온부를 통과하는 공기유량 \dot{m}_{ah} 가 어떻게 시스템의 동특성에 영향을 미치는 지를 보여준다. 그러나, 계단 응답에 의한 전달함수 파악 실험결과는 (5)에 제시된 모델식의 \dot{m}_{ah} 에 대한 함수관계와 일치하지 않았다. 근본적인 원인은 열시스템의 동특성 모델에서 문제가 되는 총 열용량 시스템 가정의 부적합성 때문이다. (4)가 갖는 의미는 파악하고자 하는 모델링할 전달함수의 차수를 규명하는 것이다. (4)의 일반화된 형태는 (6)과 같으며 후술할 전달함수 파악부분에서 공기유량 \dot{m}_{ah} 에 따른 계수의 변화에 관해 설명한다.

$$G_{ah}(s) = \frac{T_{ah}'(s)}{P_{he}'(s)} = K \frac{\tau_z s + 1}{\tau^2 s^2 + 2\zeta\tau s + 1} \quad (6)$$

2. 혼합부의 전달함수 모델링

설정온도와 풍량은 혼합부에서 찬 공기와 더운 공기를 적정 비율로 혼합함으로써 구현된다. 혼합부에서의 혼합 온도 및 유량의 동특성 모델링 과정은 다음과 같다.

2.1 혼합부 온도의 동특성 모델링

열평형 및 질량보존 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{ah}h_{ah} + \dot{m}_{ac}h_{ac} = \dot{m}_{am}h_{am} + \dot{Q}_{wall} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{ah} + \dot{m}_{ac} = \dot{m}_{am} \quad (8)$$

(7)에서 \dot{Q}_{wall} 은 혼합부 덕트 벽과 혼합 공기간의 열전달을 나타낸다. 하첨자 a는 공기, h는 고온부, c는 저온부, 그리고 m은 혼합부를 나타낸다. 덕트 벽의 열용량과 관련된 반응 시상수는 공기의 혼합 동특성 시상수에 비하여 매우 크다. 더욱이, 빠른 동적 응답이 요구되는 상황에서는 덕트와 관련된 열전달 동특성은 총 열용량 시스템 가정이 유효하지 않은 관계로 정확한 모델링이 불가능하다. 따라서, 본 연구에서는 \dot{Q}_{wall} 항을 (7)에서 생략하고 이 항과 관련된 모델오차는 귀환 제어시 외란 항으로 처리하였다. 혼합부 덕트는 단열의 역할도 겸하고 있으므로 (7)에서 다른 항에 비해 크기가 작다. 이러한 단순화 과정은 (9)와 같은 온도에 관한 식으로 정리될 수 있다.

$$T_{am} = \frac{\dot{m}_{ah}}{\dot{m}_{am}}(T_{ah} - T_{ac}) + T_{ac} \quad (9)$$

여기서 현열 엔탈피 (sensible enthalpy) h_{ai} 는 $c_p T_{ai}$ 로 표현되었다. (9)에는 찬 공기와 더운 공기가 혼합되는 과정에 대한 동특성이 결여되어 있다. 실제의 혼합공기 온도 T_m 은 공기의 혼합 및 온도 센서의 반응시간 후에 감지된다. 이러한 동특성을 1차 형태로 가정하여 (9)에 추가하고 정상상태에서의 편차 변수로 표현하면

다음의 전달함수 식을 얻는다.

$$\frac{T_{am}'(s)}{\dot{m}_{ah}'(s)} = G_m(s) = \frac{T_{ah} - T_{ac}}{\dot{m}_{am}} \frac{1}{\tau_m s + 1} \quad (10)$$

(8)의 질량보존 관계식으로부터

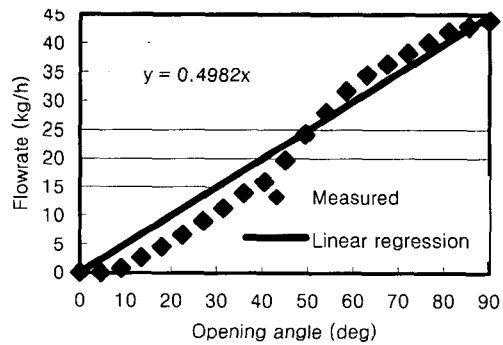
$$\dot{m}_{ah}' + \dot{m}_{ac}' = 0 \quad (11)$$

2.2 공기 유량의 동특성 모델링

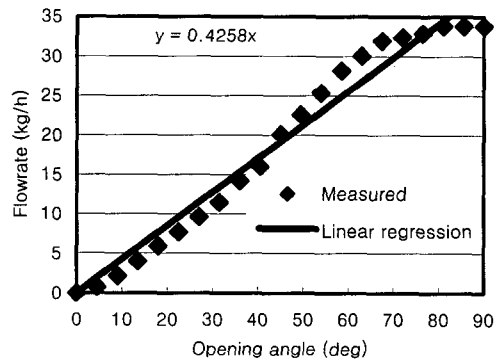
공기 유량은 스텝모터로 구동되는 스로틀 밸브에 의해 제어된다. 밸브 개도 θ 와 밸브 통과 공기유량 \dot{m}_a 의 관계는 다음과 같다.

$$\dot{m}_a = c_f \sqrt{\rho \Delta p} A(\theta) \quad (12)$$

(12)에서 c_f 는 유량 계수 (flow discharge coefficient), A는 유동 단면적, θ 는 밸브 개도를 나타낸다. 위의 식에서 밸브를 통과시의 압력강하 Δp 는 상대적으로 일정한데 그 이유는 순환 루프 내의 송풍 팬이 순환 유량과 균형을 이루는 정압 (static pressure) 에서의 작동조건을 유지하려는 자기 조절 특성이 있기 때문이다[3]. 이 경우, 공기유량 \dot{m}_a 는 주로 유동 단면적 $A(\theta)$ 에 비례한다. 그림 3에 제시된 실험결과에 의하면, 밸브 개도와 공기 유량은 선형성에서 벗어난다.



(a)



(b)

그림 3. 스로틀 밸브 개도에 따른 유량특성. (a) 저온부, (b) 고온부.

Fig. 3. Characteristic of flow rate according to throttle valve opening angle. (a) Cold section, (b) Hot section.

밸브 개도에 대한 공기 유량의 동특성은 밸브 구동과 유량 센서의 반응 지연에 기인하며 유체 현상 자체는 이들보다 훨씬 빠르므로 고려할 필요가 없다. 따라서, 제어의 목적상 공기량과 관련한 동특성은 다음과 같이 1차 형태로 가정하는 것으로 충분하다.

$$G_f(s) = \frac{\dot{m}_a'(s)}{\theta'(s)} = \frac{K_v}{\tau_v s + 1} \quad (13)$$

여기서 K_v 는 그림 3에 도시된 원점을 지나는 선형 근사 직선의 기울기이다. (13)의 K_v 와 τ_v 는 모델 오차를 포함하고 있으나, 반응속도가 혼합공기의 온도 동특성보다 빠르므로 온도의 동특성 제어에 불안정한 영향을 미치지 전에 정상오차를 제거할 수 있다.

IV. 전달함수 파악

1. 고온부

(6)에서 구한 모델 전달함수 $G_{gh}(s)$ 와의 비교를 위하여 계단응답에 의한 전달함수 파악 시험을 수행하였다. 그림 4는 계단응답의 한 예를 보여준다. (6)에 표현된 계수의 형태로 실험결과를 curve-fitting 하여 풍량 \dot{m}_{ah} 에 대하여 얻은 결과를 표 1에 나타내었다. 정상상태부분까지 보기 위해서는 시간 축을 30분 이상으로 늘여야 하기 때문에 초기의 계단응답 부분을 확대하기 위하여 정상상태 부분의 데이터는 생략하였다. 표 1의 값들은 정상상태까지 curve-fitting 하여 얻어졌다. 모델 (4)의 열용량 값을 추정하기 위하여 표 1의 결과와 비교하였으나, 열용량은 풍량 \dot{m}_{ah} 에 따라 일정하지 않고 크게 변화하였으므로 전반부에서 서술한 바와 같이 총 열용량 시스템의 가정이 부적합함을 확인하였다. 이 점은 Biot 수가 0.1보다 크면 그러한 가정이 적합하지 않다는 열전달 기초 이론과 일치한다[2]. 결론적으로 표 1에서 얻어진 전달함수는 비선형적이며 모델 불확실성을 포함하고 있는 실제 장치에 대한 부

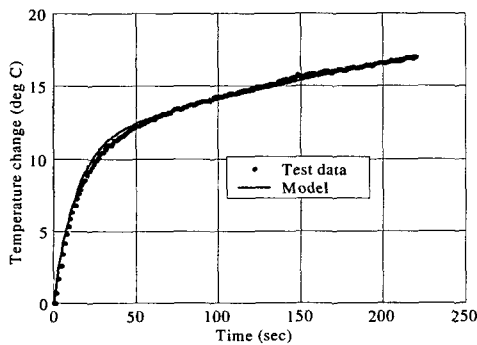


그림 4. 고온부 계단응답 동특성 (히터 입력 132W / 공기유량 10 kg/h).

Fig. 4. Step response of the hot section (heater power input 132 W / air mass flow rate 10 kg/h).

표 1. 고온 통과풍량에 따른 전달함수 특성의 변화.
Table 1. Behavior of transfer function parameters according to air mass flowrate.

풍량 (kg/h)	이득K (°C/W)	τ (sec)	ζ	τ_z (sec)
10.1	0.1825	75.8	3.6	221.4
21.8	0.0909	45.3	3.78	206.9
32.8	0.0643	48.0	4.64	339.6

분적 모델링이므로, 제어가 설계 시 계단 응답에 의해 파악되지 않은 고주파 영역이 가진되지 않도록 보수적으로 설계 되어야 한다[4].

2. 혼합부

(13)의 플랜트 이득 K_v 는 그림 3에 도시된 원점을 지나는 선형 근사 직선의 기울기로서 제어의 단순화를 위하여 저온 및 고온부의 유량특성에 대하여 동일하게 $K_v = 0.43$ kg/h-deg를 적용하였다. 시상수 τ_v 는 계단응답 실험결과 약 0.5초였다. 실험장치의 샘플링 간격은 0.25초였으므로 그 이상의 정확도는 얻을 수 없다. 마찬가지로 방법으로 (10)의 시상수 τ_m 은 약 3초였다.

V. 제어기 설계

1. MIMO 시스템

연구 대상인 실시간 공조장치는 다입력 다출력 (MIMO; Multi-Input Multi-Output) 시스템이다. 전달함수가 실제의 공정을 묘사하기에 충분히 정확하고 선형적이라면 많은 현대 제어이론이 적용될 수도 있겠지만, 본 연구장치는 비선형적 거동과 관련된 모델 불확실성을 상당부분 포함하고 있다. 따라서, 현장에서 제어기의 최적 튜닝을 위해 제어변수의 수시 변경이 용이한 제어기를 적용할 필요가 있다. 이러한 상황에서 제어기 설계에 요구되는 중요한 특징은 제어 성능이 만족되는 한에서 손쉬운 정비와 저렴한 가격이다. 그러한 관점에서 제어기의 강건성과 제어변수 튜닝의 단순성 때문에 PI 제어기가 선호된다[5]. 대상인 MIMO 시스템은 다수의 PI 제어기를 이용하여 다중 루프 형태로 해결방안을 모색한다.

2. 제어 알고리즘

기본 아이디어는 MIMO 시스템을 다수의 SISO (Single-Input Single-Output) 서브 시스템으로 분해하고 각각에 대하여 PI 제어기를 적용하는 것이다. 그리고, 이들을 외란을 갖는 cascade 제어 구조 안에 통합하는 것이다. 전달함수 시상수가 가장 작은 유량제어 루프를 내부 루프 (inner-loop)로 하고, 혼합부 온도 제어를 외부 루프(outer loop)로 하는 cascade 제어구조를 그림 5(a)에 나타내었다. 그림 5(b)는 내부루프를 open-loop 전달함수 형태로 변환한 후의 구조이다. 그림에서 상첨자 s는 설정값을 의미하고, 하첨자 f는 유량, 마지막 c는 제어기를 의미한다. 고온부 및 저온부

의 공기온도인 T_{ah} , T_{ac} 는 실시간으로 반영되므로 이들의 변화는 비선형적 외란의 형태로 동특성에 영향을 미친다.

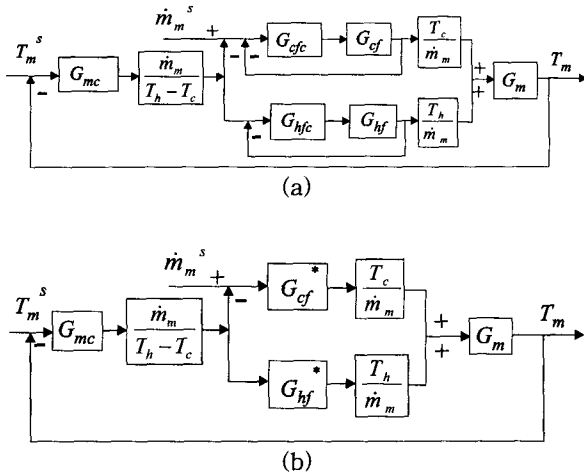


그림 5. 혼합부의 cascade 제어 알고리즘.
Fig. 5 Cascade control algorithm of the mixing section.

그림 5의 cascade 시스템의 귀환제어 특성방정식은 다음과 같다.

$$1 + \frac{G_m G_{mc}}{T_{ah} - T_{ac}} (T_{ah} G_{hf}^* - T_{ac} G_{cf}^*) = 0 \quad (14)$$

여기서

$$G_{hf}^* = \frac{G_{hfc} G_{hf}}{1 + G_{hfc} G_{hf}}, \quad G_{cf}^* = \frac{G_{cfc} G_{cf}}{1 + G_{cfc} G_{cf}} \quad (15)$$

이다. (15)의 더운 공기 및 찬 공기 유량 제어밸브 동특성은 유사하므로 제어의 단순화를 위해 동일한 전달함수를 가정하면 (14)는 다음과 같이 간단히 정리된다.

$$1 + G_m G_{mc} G_{hf}^* = 0 \quad (16)$$

Cascade 제어 구조의 안정성을 높이고 응답속도를 향상시키기 위해서는 내부 루프인 유량 제어 루프의 응답속도를 가능한 한 빠르게 설계해야 한다. 한 개의 변수만 제어하는 일반적인 화학공정에서는 이러한 목적으로 비례 제어기만 사용하고 정상상태 오차는 외부 제어루프의 적분기를 이용하여 제거하지만 [5] 실시간 제어장치에서는 외부 제어 루프의 혼합 공기 온도와 아울러 내부 제어 루프들의 유량의 합인 혼합공기 유량도 제어해야 하므로 PI 제어기를 사용하였다.

3. 혼합부와 cascade 제어

시상수에 비해 상대적으로 큰 샘플링 간격 (0.25초), 스토틀 개도의 포화영역 (0도에서 90도) 등으로 인한 비선형성 때문에 혼합부의 유량 제어루프의 PI 었다. 적용된 PI 제어기의 형태는 다음과 같다.

$$G_c = K_c \left(1 + \frac{1}{\tau_i s} \right) \quad (17)$$

적분 시상수 τ_{hf} 는 선형 일차함수에 대한 Darlin의 합성법[6]의 결과를 적용하여 전달함수 G_{hf} 의 시상수와 동일하게 설정하였다. 제어기의 비례 이득 K_{hfc} 를 변화시켜가며 귀환제어 응답특성을 비교한 결과, $K_{hfc} = 5$ 에서 응답속도가 빠르면서 오버슈트가 설계범위를 넘지 않는 결과를 얻을 수 있었다. 설계된 PI 변수값을 (16)에 대입하고 혼합부 온도제어 루프인 외부 루프 제어기를 설계하였다. 해당 PI 제어기의 적분 시상수 τ_{mf} 도 Darlin의 합성법에 의거하여 혼합부 온도 전달함수 G_m 의 시상수 τ_m 과 동일하게 설정하였다. 마지막으로 남은 설계 변수인 비례이득 K_{mc} 는 유량 제어기의 경우와 마찬가지로 SIMULINK® 상에서 제어기의 포화를 고려한 귀환제어 응답특성을 보아가며 최적치를 정하였다.

4. 고온부와 계인 스케줄링

고온부의 경우 총 열용량 시스템의 가정이 적용되지 않음으로 해서 발생하는 전달함수의 비선형성 때문에 SIMULINK® 상에서 최적의 PI 제어기를 설계하는 것이 불가능하였다. 표 1에서 얻어진 실험적 전달함수에 대하여 SIMULINK® 상에서 설계한 PI 제어기를 실험 장치에 적용한 경우 설정 값 주변에서 계속 진동하는 현상이 관찰되었다. 비례이득을 점차 줄여가며 설계 제어성능을 만족하는 이득 값을 찾은 결과 해당 값은 근궤적 (root locus) 그래프상에서 over-damped 영역에 해당하였다. 이는 비례이득이 증가함에 따라 모델링되지 않은 비선형적 요소가 가진 되어 시스템의 불안정성을 초래한 것으로 판단된다. 그림 6는 실험결과와 SIMULINK® 상의 시뮬레이션 결과를 비교한 예를 나

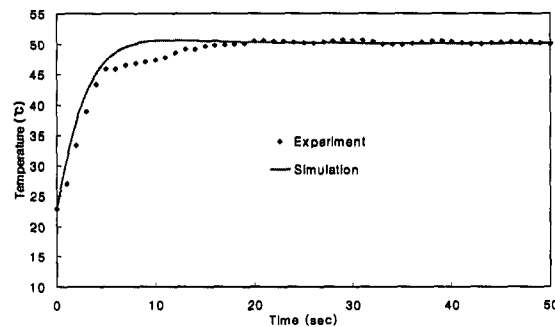


그림 6. 설정온도 변화시 고온부 온도 PI 피드백 제어 실험 및 시뮬레이션 비교 (조건 : 풍량 21.8 kg/h, 설정 온도 20 °C→50 °C, $K_{ahc} = 5$, $\tau_{ahl} = 5$ 초).

Fig. 6. Comparison of experiment and simulation results for a change of set value of the hot section air temperature (condition: mass air flow rate 21.8 kg/h, set temperature 20 °C→50 °C, $K_{ahc} = 5$, $\tau_{ahl} = 5$ sec).

타낸다. 그림에서 일치되지 않는 부분은 실제 장치의 비선형적 동특성에 기인한다. 일반 공기조화 장치와 달리 고온 루프에서는 가열된 공기가 루프 내에서 순환되는 관계로 열유체 현상이 복잡해져 비선형적 동특성을 심화시키고 있는 것으로 판단된다.

표 1의 결과에 의하면 전달함수의 고온부 통과 풍량 \dot{m}_{ah} 의 함수이므로 PI 제어기도 풍량 변화에 상응하여 변하는 게인 스케줄링 (gain scheduling) 기법이 적용되어야 한다[7][8]. 제어기의 단순화를 위하여 모든 풍량에 대하여 일정한 PI 값을 적용하는 경우 제어의 안정성을 위해 가장 낮은 풍량에서 설계된 비례이득 값을 적용해야 하며 이 경우 큰 풍량에서는 비례이득이 낮은 관계로 외란의 영향을 받기 쉬우므로 설정 풍량 변화에 따른 온도변화가 증가하게 된다. 이러한 온도변화는 혼합부의 제어성능에 악영향을 미치게 된다. 게인 스케줄링 기법을 적용하기 위하여 적분 사상 제어기는 SIMULINK® 상에서 시뮬레이션을 통하여 설계될 수 τ_{ahi} 는 5초로 일정하게 두고 고온 풍량 \dot{m}_{ah} 에 대하여 실험적으로 얻은 비례이득 K_{ahc} 은 풍량 5, 10, 20, 32.5 kg/h에 대하여 각각 5, 8, 10, 12 °C/°C였다. 1kg/h 간격으로 내삽하여 계산된 K_{ahc} 를

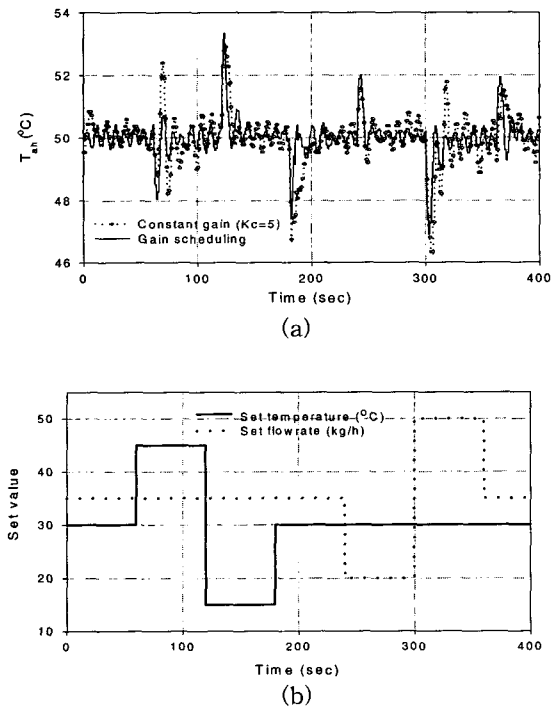


그림 7. 일정 게인과 게인 스케줄링 방식에 의한 고온부 온도 제어 성능비교. (a) 온도 제어 거동, (b) 풍량 및 온도 설정조건.

Fig. 7. Comparison of control performance of the hot section air temperature by constant-gain and gain-scheduling techniques. (a) Temperature behavior, (b) Setting condition of air flow rate and temperature.

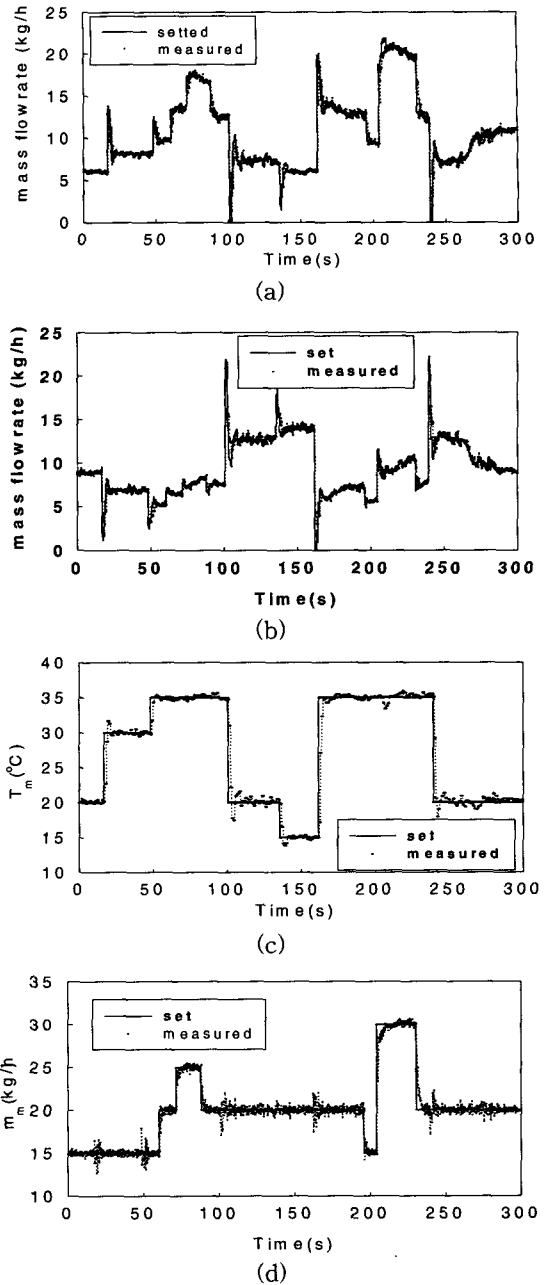


그림 8. 혼합부의 제어성능. (a) 저온 공기 유량, (b) 고온 공기 유량, (c) 혼합부 온도, (d) 혼합부 유량.

Fig. 8. Control performance of the mixing section. (a) Cold air flow rate, (b) Hot air flow rate, (c) Mixing temperature, (d) Mixing flow rate.

look-up table 형태로 만들어 게인 스케줄링 PI 제어를 시험을 하였다. 그리고 비교를 위하여 모든 풍량 범위에 대하여 제어가 불안정해지지 않는 최소 K_{ahc} 를 5로 일정하게 설정한 후 동일한 온도 및 풍량 설정조건에 대하여 시험하였으며 비교 시험결과를 그림 7에 나타내었다. 결과에서 알 수 있듯이 게인 스케줄링의 경우 풍량 범위에 적합한 비례이득 값을 적용할 수 있었기 때문에 설정 온도 및 풍량 변화에 대하여 일정한 비례이득을

적용한 경우보다 개선된 제어성능을 보여주고 있다.

VI. 실시간 공조장치의 제어성능 시험결과

그림 8은 실시간 공조장치의 종합적인 제어 성능을 보여주고 있다. 그래프에서 실험데이터의 시간 간격은 1초이다. 혼합부 온도는 대략 3-4초 정도에 설정 값 근처에 수렴하고 있다. 혼합 공기유량은 온도 또는 유량의 설정 조건이 바뀔 때마다 1-2초 정도 설정값 주변에서 흔들리는데 이는 cascade 제어의 특성상 내부 루프의 응답속도를 빠르게 제어기를 설계한데 기인한다. 이 정도의 풍량 변화는 가상현실 공간 재실자에게 감지되지 않는다. 얻어진 제어성능은 가상현실 공간의 열환경을 실시간으로 구현하기에 충분한 응답속도와 안정성을 보여주고 있다.

VII. 결론

가상현실 열환경 구현을 위한 실시간 공조장치의 제어에 관한 연구로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 일정한 온도로 유지되는 더운 공기와 찬 공기 루프 내의 공기를 적정 비율로 혼합부로 보내 혼합함으로써 설정 온도와 유량을 실시간으로 구현할 수 있는 메커니즘 구성이 가능하다.
- 2) 혼합부 출구의 공기 온도와 유량의 동시 제어를 위하여 응답성이 빠른 유량을 내부 루프로 하고 온도 제어를 외부 루프로 하는 cascade 제어구조가 강건하고 안정된 성능을 보여줌을 확인하였다.
- 3) cascade 제어의 안정화를 위해 요구되는 고온부 공기온도의 전달함수는 비선형이고 통과 풍량에 따라

특성이 변하였으며, PI 제어기의 게인 스케줄링에 의해 제어의 강건성을 개선할 수 있었다.

참고문헌

- [1] W. F. Stoecker and P. A. Stoecker, "Microcomputer control of thermal and mechanical systems," *Van Nostrand Reinhold book, ISBN 0-442-20648-8*, 1989.
- [2] A. F. Mills, "Heat transfer," Irwin, pp. 32-33, 1992.
- [3] F. McQuiston and J. Parker, "Heating, ventilating, and air conditioning analysis and design," Wiley & Sons Inc., 1997.
- [4] C. Brosilow and K. Stryczek, "Incorporating process uncertainty and analytic design of PID controllers into undergraduate process control," *Computers in Engineering Education*, vol 4, no. 3, Aug., 1996.
- [5] A. Corripio, "Tuning of industrial control systems," *An Independent Learning Module*, Instrument Society of America, pp. 137-151, 1990.
- [6] E. Darlin, "Designing and tuning digital controllers," *Instruments and Control Systems*, vol. 41, 1968.
- [7] B. Anderson and J. Moore, "Optimal filtering," Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1979.
- [8] G. Scorletti and L. Ghaoui, "Improved LMI conditions for gain scheduling and related control problems," *Int. J. of Robust and Nonlinear Control*, vol. 8, pp. 845-877, 1998.



신 영 기

1962년 9월 18일생. 1985년 2월 서울대학교 기계공학과(학사). 1987년 2월 서울대학교 대학원 기계공학과(석사). 1996년 6월 Massachusetts Institute of Technology 기계공학과(박사). 1998년 2월부터 현재까지

세종대학교 기계우주항공공학부 조교수. 관심분야는 열유체 시스템 제어, 메카트로닉스, 공기조화 및 냉동, 내연기관 등임



장 영 수

1962년 9월 18일생. 1985년 2월 서울대학교 기계공학과(학사). 1993년 2월 서울대학교 대학원 기계공학과(석사). 1997년 2월 동 대학원(박사). 1997년 2월부터 현재까지 한국 과학기술연구원 열유동제어연구센터(연구원). 관심분야는 열유체 시스템 제어와 고장검출 및 진단 응용 등임.

출 및 진단 응용 등임.



김 영 일

1961년 5월 8일생. 1984년 2월 서울대학교 기계공학과(학사). 1986년 2월 서울대학교 대학원 기계공학과(석사). 1993년 4월 University of Michigan 기계공학과(박사). 1994년 12월부터 현재까지 한국과학기술원

열유동제어연구센터(책임연구원). 관심분야는 열유체 시스템 제어 응용, 공기조화 및 냉동 등임.