

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.8.535>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

상태 공간 기법을 이용한 원심압축기 공기 유량 모델 기반 적응 제어

한재영* · 정문청* · 유상석*† · 이 선**

* 충남대학교 기계공학부 ** 노스 캐롤라이나 주립 대학 기계공학과

Model Reference Adaptive Control of the Air Flow Rate of Centrifugal Compressor Using State Space Method

Jaeyoung Han*, Mooncheong Jung*, Sangseok Yu*† and Sun Yi**

* Dept. of Mechanical Engineering, Chungnam Nat'l Univ.

** Dept. of Mechanical Engineering, North Carolina A&T State Univ.

(Received April 2, 2016 ; Revised May 13, 2016 ; Accepted July 4, 2016)

Key Words: Centrifugal Compressor(원심 압축기), Feedback Control(피드백 제어), MRAC(모델 기반 적응 제어), Adaptive Law(적응 법칙), State-Space Method(상태 공간 방법)

초록: 본 연구에서는 차량용 슈퍼차저의 원심압축기 출구 공기 유량을 제어하기 위한 모델 기반 적응 제어를 설계하였다. 원심압축기 모델은 운전 동특성을 확인할 수 있는 해석적 기반으로 개발하였으며, 개발된 모델은 실험과의 검증을 통해 타당성을 확인하였다. 모델 기반 적응제어는 압축기 모델과 적응 제어기로 구성되었다. 피드백 제어는 시스템 파라미터의 변화에 견실 제어가 가능하지 않지만, 적용된 적응 제어는 시스템 파라미터의 변화에 견실 제어가 가능하다. 결론적으로, 모델 기반 제어는 제어 요구 유량에 제어가 이루어지며, 또한 시스템 파라미터가 변화해도 피드백 제어에 비해 견실한 제어가 이루어지는 것을 확인할 수 있다.

Abstract: In this study, a model reference adaptive controller is developed to regulate the outlet air flow rate of centrifugal compressor for automotive supercharger. The centrifugal compressor is developed using the analytical based method to predict the transient behavior of operating and the designed model is validated with experimental data to confirm the system accuracy. The model reference adaptive control structure consists of a compressor model and a MRAC(model reference adaptive control) mechanism. The feedback control do not robust with variation of system parameter but the applied adaptive control is robust even if the system parameter is changed. As a result, the MRAC was regulated to reference air flow rate. Also MRAC was found to be more robust control compared with the feedback control even if the system parameter is changed.

- 기호설명 -

A_c : 면적 [m^2]
 L_c : 압축기 입구 덕트 길이 [m]
 V_p : 플레넘 부피 [m^3]
 ω_{cp} : 모터 속도 [rad/sec]
 V : 모터 전압 [$Volt$]
 m_c : 압축기 출구 질량 유량 [kg/s]
 m_t : 플레넘 출구 질량 유량 [kg/s]

p_1 : 압축기 입구 압력 [Pa]
 p_2 : 압축기 출구 압력 [Pa]
 p_p : 플레넘 압력 [Pa]
 J_{cp} : 모터 관성 [$kg \cdot m^2$]
 τ_{cm} : 모터 토크 [$N \cdot m$]
 τ_{cp} : 압축기 토크 [$N \cdot m$]
 k_t : 밸브 개도율 [%]
 r : 비열비 [-]
 C_{Df} : 밸브 상수 [-]
 R : 기체 상수 [kNm/kgK]
 T_p : 플레넘 온도 [K]

† Corresponding Author, sangseok@cnu.ac.kr

U : 임펠러 팁 속도 [m/s]
 η_{cp} : 압축기 효율 [-]

1. 서론

원심 압축기는 내연기관, 공장 및 산업현장에서 유체의 압축화를 위해 널리 사용된다. 특히, 차량용에 적용되는 압축기는 동특성이 요구된다는 점에서 산업용 압축기와는 상이하하며, 보통 동적으로 거동할 때, 급격한 요구 공기량의 제어가 필요하다. 적절한 제어가 이루어 지지 않을 경우, 압축기의 서지 및 실속 현상을 유발할 수 있으며, 이는 시스템에 손상을 주어 수명을 단축시키는 주요한 원인을 야기시킨다. 특히, 차량용에 적용되는 압축기의 경우 탑승자의 생명까지도 위협을 하게 되므로 차량용 압축기의 적절한 공기 유량 제어는 상당히 중요하다. 이러한 공기 유량 제어는 압축기의 주변 온도 및 압력 조건을 고려하는 수정값(Corrected value) 등을 사용하여 제어기에 입력되어 유량 제어가 이루어지는데, 이러한 시스템 파라미터의 변화에도 불구하고 제어가 견실하게 이루어지는 제어기가 필요하다.

이러한 압축기 유량 제어 기술 연구는 수년간 광범위하게 연구되어 왔다. Zhou 등은 연료전지용 가스터빈 복합 시스템에서 전달 함수를 이용하여 공기 유량을 제어하는 기술을 연구하였다.⁽¹⁾ Zhao 등은 PI 제어기를 이용하여 연료전지용 원심 압축기 공기 유량과 압력비를 제어하는 연구를 수행하였다.⁽²⁾ 또한, Guo 등은 연료전지 시스템용 압축기 공기 제어를 위해서 퍼지 제어를 이용하였으며, 공기 과잉률 추적을 통해 시스템 효율의 극대화를 도모하였다.⁽³⁾ Liaw 등은 축류 압축기를 해석적으로 설계하고, 불안정 서지 현상을 제어하는 연구를 수행하였다. 그는 압축기에서 발생하는 서지 제어를 위해서 선형 상태 궤환 제어기를 설계하였으며, 이를 서지 제어에 적용하였다.⁽⁴⁾

하지만 상기의 연구들은 단지 모터 속도를 제어 인자로 설정하여 공기 유량을 제어하였으며, 이로 인해 단순 입출력에 따른 제어기 개발에만 집중하였다. 또한, 압축기의 성능특성은 수정값(Corrected Value)에 민감한 영향을 받는데 이러한 기존의 제어기의 형태로는 수정값이나 시스템 파라미터가 변화해도 견실한 제어가 불가능 하다.

따라서 본 연구에서는 모터와 밸브의 작동에 의해 압축기 출구 공기 유량을 적절히 제어할 수 있으며, 주변 조건이나, 시스템의 변수들의 불확실성

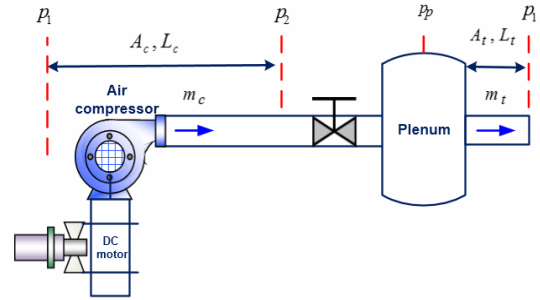


Fig. 1 Compressor system model schematic

을 고려하여 견실하게 제어할 수 있는 모델 기반 적응 제어(Model Reference Adaptive Control, 이하 MRAC)를 개발하고자 한다. 제어기 개발을 위해 비선형으로 설계된 압축기 모델을 Jacobian⁽⁵⁾ 방법을 이용하여 선형화하고, 설계된 선형 시스템을 바탕으로 적응 제어기를 개발하며, 이를 비선형 압축기와 통합 운전하면서 압축기 출구 공기 유량을 설정값에 제어하고자 한다. 또한, 압축기 시스템 파라미터를 임의로 변경하여 피드백 제어와 모델 기반 적응 제어의 제어 특성을 확인하였다.

2. 비선형 압축기 모델

본 연구에 적용된 압축기 모델은 Fig. 1과 같으며 모터, 압축기, 플레넘, 그리고 스톱 밸브 등으로 구성된다. 비선형 압축기 모델은 Greitzer 등이⁽⁶⁾ 개발한 모델을 참고하여 모델링을 수행하였고, 압축기 출구 공기 유량을 제어하기 위해서 압축기 출구 밸브 모델을 추가하였다. 압축기 출구 유량은 모터의 회전 전압과 밸브 개도율에 따라서 동시에 제어하게 된다.

2.1 비선형 압축기 모델

효율적인 제어기 설계를 위해서 주요 상태 변수는 압축기 출구 공기 유량, 플레넘 압력, 그리고 모터 회전수로 선정하였으며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{A_c}{L_c} (p_2(\omega_{cp}, m_c) - p_p) \tag{1}$$

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{c_p^2}{V_p} (m_c - m_t) \tag{2}$$

$$\frac{d\omega_{cp}}{dt} = \frac{1}{J_{cp}} (\tau_{cm} - \tau_{cp}) \tag{3}$$

여기서, J_{cp} 는 모터 관성 모멘트, τ_{cm}, τ_{cp} 모터

Table 1 Parameters of the centrifugal compressor

Parameters	Value	Unit
Impeller Tip Diameter	0.0808	m
Inducer Tip Diameter	0.0165	m
Number of Blades	6	-
Diffuser Outlet Diameter	0.0405	m
Diffuser Inlet Diameter	0.0309	m

와 압축기 토크이다. 밸브는 m_t 의 유량을 제어하게 되며, 모터는 m_c 의 유량을 제어하게 된다. Table 1에서 본 연구에 적용된 압축기 모델의 사양을 확인할 수 있다.

2.2 출구 밸브 모델

플래넘 출구에서 압축기 출구 공기 유량을 조절하는 밸브 모델은 비선형 밸브 식을 사용하였으며, 정상 상태 유동일 경우와 압축기가 초크 영역으로 유입할 경우의 초크 식을 고려하여 설계하였다.

$$m_t = k_t \frac{C_{D,f} P_p}{\sqrt{RT_p}} \left(\frac{p_1}{p_p} \right)^{\frac{1}{r}} \left\{ \frac{2r}{r-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_p} \right)^{\frac{r-1}{r}} \right] \right\}^{0.5} \quad (4)$$

$$, \frac{p_1}{p_p} > \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r}{r-1}}$$

$$m_t = k_t \frac{C_{D,f} P_p}{\sqrt{RT_p}} r^{0.5} \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r+1}{2(r-1)}}, \frac{p_1}{p_p} \leq \left(\frac{2}{r+1} \right)^{\frac{r}{r-1}} \quad (5)$$

2.3 모터 동특성 모델

압축기는 DC 모터에 의해서 구동이 되며 압축기 모터 속도 식 (3)은 아래의 식과 같이 이루어져 있다.

$$\tau_{cm} = \eta_{cm} \frac{k_{cm}}{R_{cm}} (V - k_v \omega_{cp}) \quad (6)$$

$$\tau_{cp} = |m_c U \sigma| \quad (7)$$

2.4 해석 모델 검증

압축기의 성능은 보통 유량과 모터 속도, 그리고 압력비에 따른 성능 맵에 의해 표현되어지며, 본 연구에서 개발된 비선형 압축기 모델의 타당성을 입증하기 위해서, 실험결과에 의해 얻어진 압축기 성능 곡선(7)과의 검증을 수행하였다. Fig. 2와

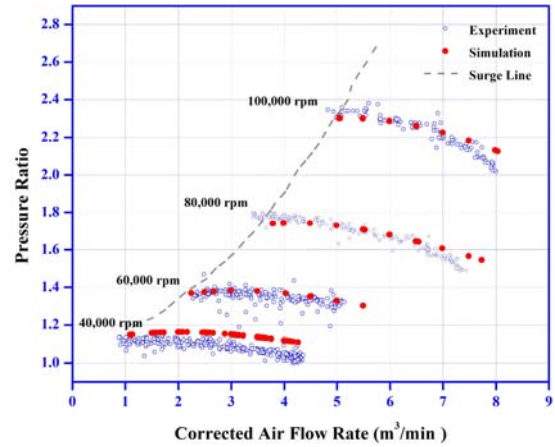


Fig. 2 Compressor validation with experiment data

같이 개발된 모델과 실험결과의 검증이 6개의 설정된 속도 구간에서 오차가 최소이탈 범위 내에 일치하는 것을 확인할 수 있다.

3. 시스템 제어기 설계

3.1 시스템 모델 선형화

일반적으로 선형 제어기를 설계하기 위해서는, 비선형 모델의 선형화 작업이 필요하다. 따라서 본 연구에서 설계된 압축기 비선형 모델식 (1)~(3)을 jacobian(5) 방법을 사용하여 선형화하였다. 시스템 상태 변수로는 제어 변수인 압축기 출구 유량, 압축기 플래넘 압력, 그리고 모터 회전수로 선정하고, 입력 변수로 밸브 개도율 및 모터 전압을 선정하였다. 시스템 출력은 제어 인자인 압축기 출구 유량과 모터 회전수를 선정하였으며, 전체 시스템 개요는 다음과 같다.

$$x = [m_c, p_p, \omega_{cp}] \text{ (states)} \quad (8)$$

$$u = [k_t, V] \text{ (inputs)} \quad (9)$$

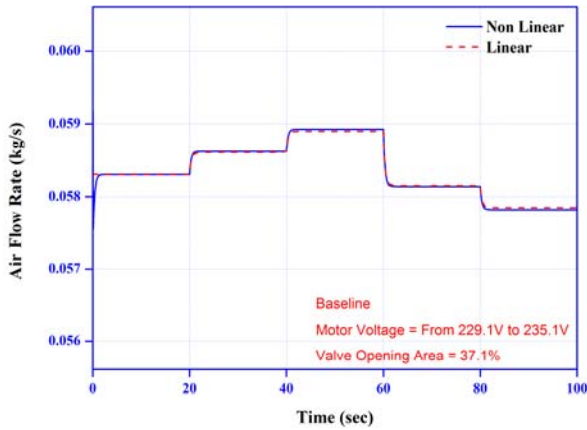
$$y = [m_c, \omega_{cp}] \text{ (outputs)} \quad (10)$$

선형화 작업을 위한 운전조건은 Table 2에 표기하였다. 이러한 운전조건을 바탕으로 jacobian(5) 선형화 방법을 수행하면 다음과 같은 최종적인 선형 시스템 모델을 얻을 수 있다.

$$A = \begin{bmatrix} -479.2 & -0.0054 & 0.0058 \\ 40.4 \times 10^6 & -48.6 & 0 \\ -10.4 \times 10^5 & 0 & -1.90 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Table 2 Operating conditions of the compressor

Parameters	Value	Unit
Air Flow Rate	0.0587	kg
Plenum Pressure	124,500	Pa
Motor Speed	47,600	rpm

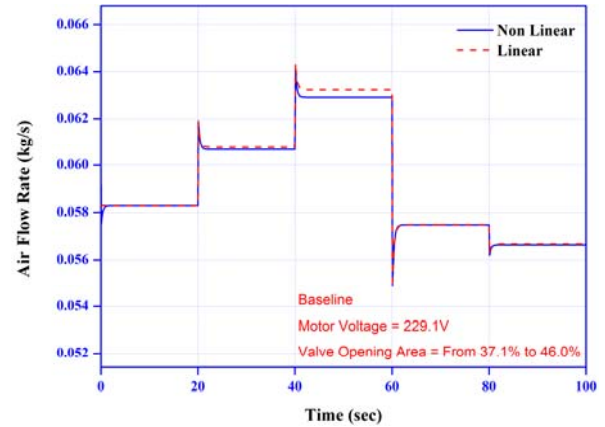
**Fig. 3** Comparison of nonlinear models with linear models under motor voltage change

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -60.6 \times 10^8 & 0 \\ 0 & 394.8 \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

3.2 선형 모델 검증

선형 모델에서 설계된 제어기 모델을 비선형 모델에 적용하기 위해서는 설계된 선형 모델의 동적 응답이 운전조건 부근에서 정확히 비선형 모델을 반영하여야 한다. Fig. 3과 Fig. 4는 각각 비선형 모델과 선형 모델의 공기 유량의 동적 응답을 나타낸다. Fig. 3은 밸브 출구 개도율을 37.5%로 고정하고 압축기 모터 전압을 변화시키면서 압축기 출구 공기 유량의 동적 응답을 확인하였다. 또한, Fig. 4는 압축기 모터 전압을 229.1V로 고정하고, 밸브 출구 개도율을 변화시키면서 압축기 출구 공기 유량의 동적 응답을 확인하였다. 두 그림에서 보듯이, 설계된 선형 압축기 모델의 출구 공기 유량 동적응답이 비선형 모델을 오차 없이 반영하는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해, 선형 시스템에서 설계된 제어기 모델을 운전조건 부근에서 비선형 압축기 모델에 적용하여 통합운전 가능한 것을 확인하였다.

**Fig. 4** Comparison of nonlinear models with linear models under opening area change

3.3 MRAC 설계

본 연구에서는 적용된 제어기는 MRAC로서, 가장 널리 사용되는 적응제어 기법 중 하나이다. 본 연구에서 적용된 기법은 참조 모델과 제어기 파라미터를 실시간 갱신하는 적응 법칙(Adaptive Mechanism)으로 구성되어 있다.

플랜트 모델을 상태 공간식으로 표현하면 다음을 얻는다.

$$\dot{x}_p = A_p x_p + u \quad (14)$$

여기서, A_p 의 값을 알지 못한다고 가정하면, 시스템 출력을 추종해야 할 참조 모델은 다음과 같이 정의 되어진다.

$$\dot{x}_m = A_m x_m + B_m r \quad (15)$$

본 연구에서는, 제어 법칙을 선정하여 식 (14)의 출력이 식 (15)의 출력을 추종 하도록 만드는 것이 제어 목표이다. 즉 플랜트의 출력과 참조 모델의 출력이 다음과 같이 $\lim_{t \rightarrow \infty} \|x_p(t) - x_m(t)\| = 0$ 을 만족하도록 하는 것이다. 그러면, 제어 법칙은 다음과 같다.

$$u = -\tilde{k}[k_p + k_I][r - x_p] \quad (16)$$

또한, 페루프 시스템 식은 다음과 같이 표현되어진다.

$$\dot{x}_p = A_m x_p + B_m r + (k^* - k)x_p \quad (17)$$

여기서, $\tilde{k} = k - k^*$ 로 정의되며, 이는 갱신할 제어기 파라미터와 실제 파라미터의 오차이다.

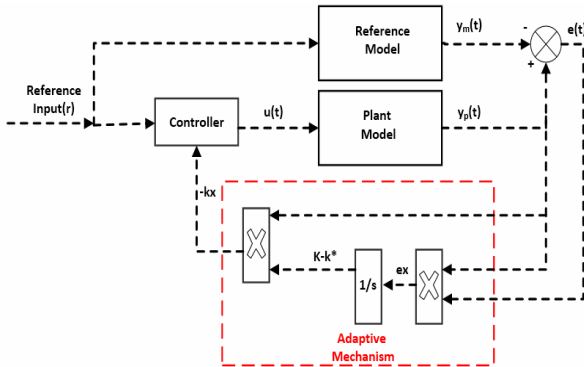


Fig. 5 The proposed MRAC block diagram

Fig. 5는 본 연구에서 적용된 MRAC 기법을 보여주고 있다. 그림과 같이 출력 오차(e)를 이용하여 제어기 파라미터 \tilde{k} 를 실시간으로 갱신하면서 참조모델 출력과 플랜트 출력의 오차를 0으로 수렴 시킬 수 있다.

적응 제어 법칙은 Lyapunov's 함수를 이용하여 결정되어진다. 적절한 양의 한정 함수(Positive Definite Function)와 양의 한정 함수의 미분값을 다음과 같이 선택해야 한다.

$$\dot{V}(e, k, f(x)) = -2A_m e^2 \quad (18)$$

양의 한정 함수의 미분값인 \dot{V} 가 식 (18)을 만족하도록 적절히 선택되면, 에러의 값은 기하급수적으로 0으로 접근하게 된다. 따라서 다음과 같은 적응제어 법칙을 얻을 수 있다.

$$\dot{\tilde{k}} = \gamma e x_p \quad (19)$$

4. 결과 및 고찰

4.1 감마(gamma, γ) 값 설정

MRAC에서 지속적으로 갱신되는 제어기 파라미터 \tilde{k} 의 값을 결정하는 중요 인자는 감마(gamma, γ) 값이다.

Fig. 6은 감마값을 250에서 750까지 변경 시키면서 공기 유량의 에러를 확인하였다. 모두의 경우 시간이 지나면서 에러는 0으로 수렴하지만 감마의 크기를 크게 설정할수록 수렴 시간이 줄어드는 것을 확인할 수 있으며, 오버슈트 및 다운슈트의 크기도 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 또한, ITEA는 시간에 따른 에러의 적분 결과를 나타낸다. 이는 값이 커지면 결국 에러의 에너지를 줄이기 위한 제어기의 에너지 소모량으로 이어지는데, 750일

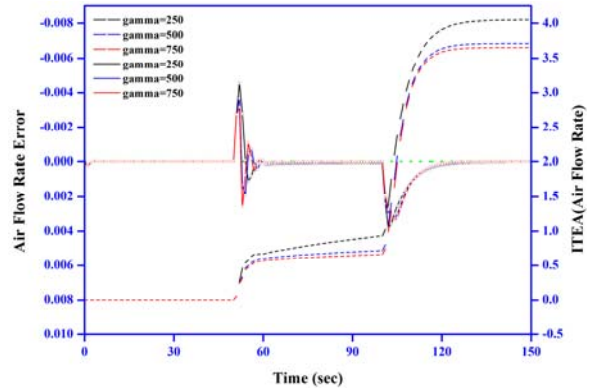


Fig. 6 Selection of gamma value for air flow rate regulation

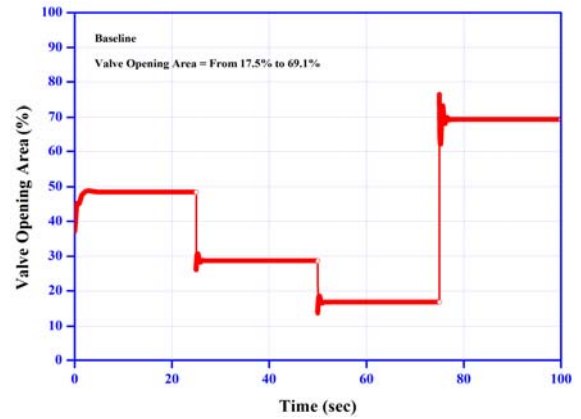


Fig. 7 Variation of valve opening area

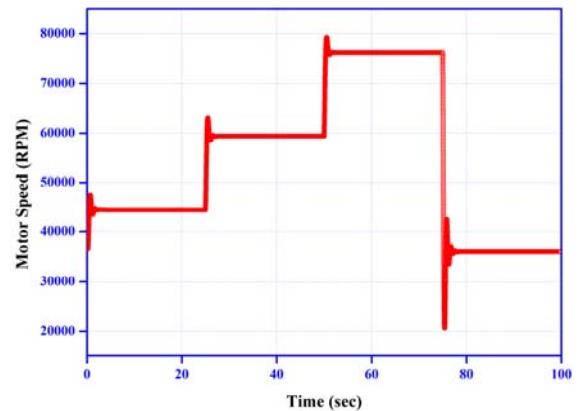


Fig. 8 Controlled motor speeds with the adaptive control

경우 ITEA의 값이 작은 것을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 감마를 적절한 값인 750으로 설정하여 운전하였다.

4.2 밸브 조절

Fig. 7, 8과 9는 압축기의 후단 밸브를 최소 17.5%에서 최대 69.1%까지 임의로 변화시키면서

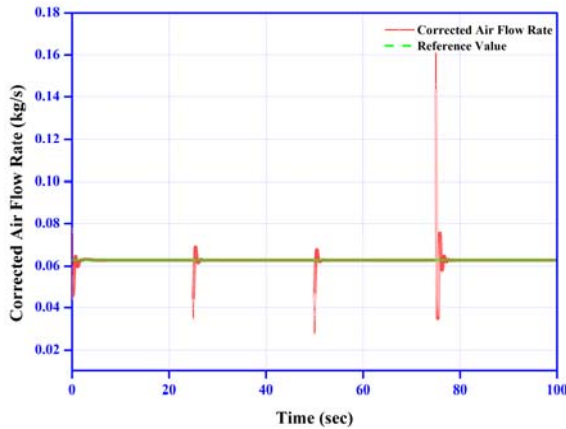


Fig. 9 Corrected air flow rate regulation for variable valve opening area

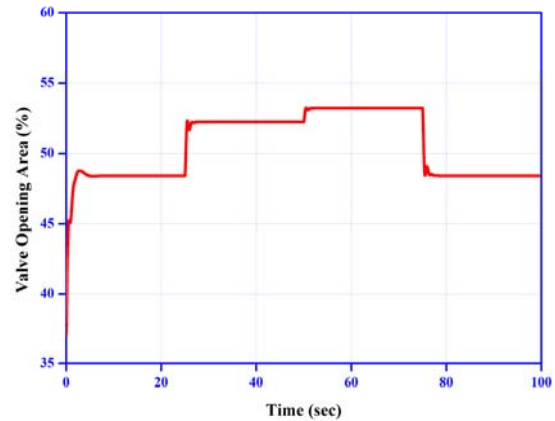


Fig. 11 Controlled valve opening area with the adaptive control

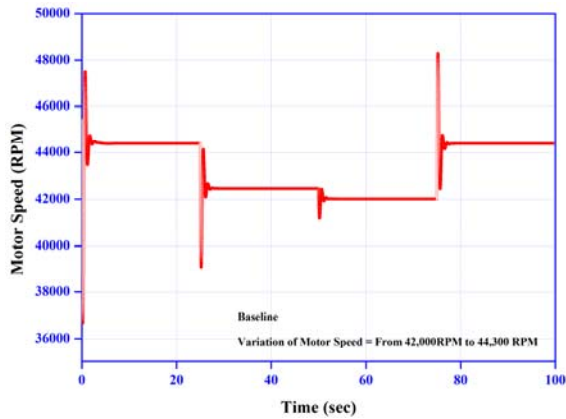


Fig. 10 Variation of motor speed

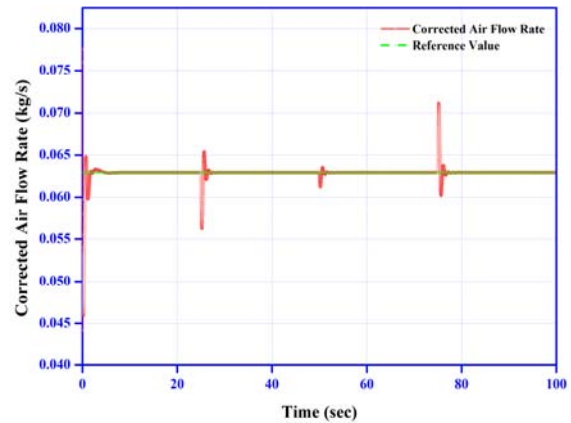


Fig. 12 Corrected air flow rate for variable motor speed

모터 속도와 압축기 시스템의 출구 공기 유량 제어 결과를 확인하였다. 본 연구의 제어 유량은 0.0629kg/s 로 설정하였다. 압축기 후단 밸브를 감소시키면 압축기 후단 면적의 감소로 인해 압축기 출구 공기 유량이 감소하게 된다. 반면에 압축기 후단 밸브를 증가시키면 후단 면적의 증가로 인해 압축기 출구 공기 유량이 증가하게 된다.

Fig. 7은 압축기 후단 밸브의 개도율을 25초 간격으로 임의로 변화를 준 그림이다. 압축기의 후단 밸브가 감소하면, 압축기 출구 공기 유량이 감소하고 Fig. 8과 같이 모터는 제어 유량을 회복시키기 위해 운전이 이루어진다. 반면에, 후단 밸브 개도율이 75초 이후에 증가하게 되면, 증가된 압축기 출구 공기 유량을 감소시키기 위해서 모터의 속도가 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 그 결과 Fig. 9에서 보듯이, 압축기 출구 공기 유량은 오버슈트와 다운슈트가 존재하지만, 모터 속도 제어로 인해 설정 유량에 압축기 출구 공기 유량이 지속

적으로 제어 되는 것을 확인할 수 있다.

4.3 모터 속도 조절

Fig. 10, 11과 12는 압축기 모터 속도를 최소 42,000RPM에서 최대 44,300RPM까지 변화시키면서 밸브 후단 개도율과 압축기 출구 공기 유량 제어 결과를 확인하였다. 전술한 바와 같이, 제어 유량은 동일하게 설정하였으며, 압축기 모터의 속도가 감소하면 압축기 출구 유량이 감소하며, 압축기 모터의 속도가 증가하면 압축기 출구 유량이 증가하게 된다.

Fig. 10은 압축기 모터의 속도의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이, 압축기의 모터 속도를 감소시키면, 압축기 공기 유량이 감소하여 Fig. 11과 같이 밸브는 설정 유량을 회복시키기 위해 밸브가 열리게 되며, 그 결과 밸브 개도율이 증가하게 된다. 반면에, 압축기의 속도가 75초 이후 증가하게 되면, 증가된 유량을 회복하기 위해 밸브의 개도율이 감소하고 밸브가 닫히게 된다.

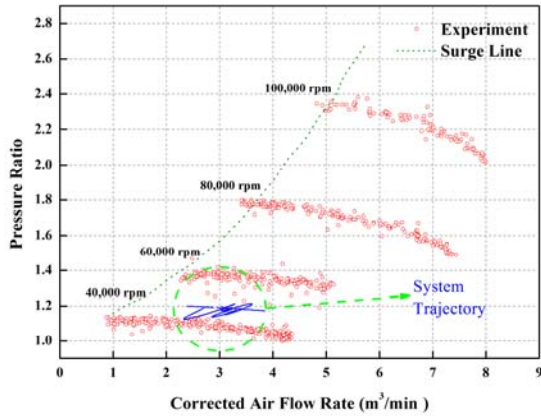


Fig. 13 The system trajectory for the compressor speed

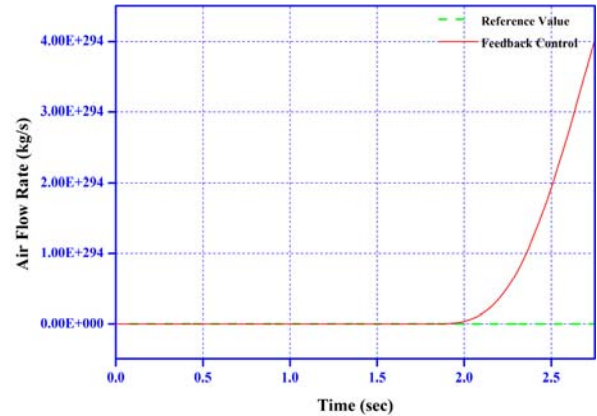


Fig. 15 The feedback control of air flow rate with the changed system parameters

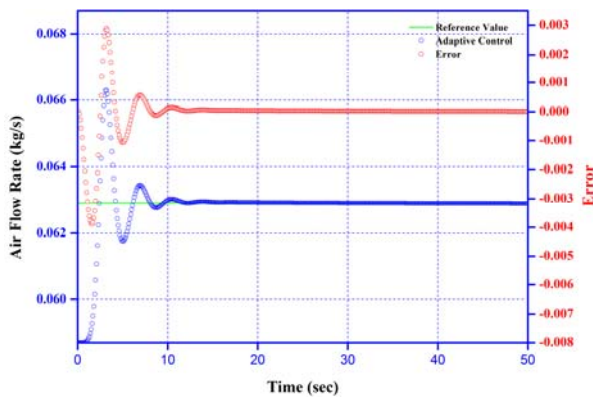


Fig. 14 The adaptive control of air flow rate with the changed system parameters

따라서 Fig. 12에서 보는 바와 같이, 밸브 개도를 제어로 인해 제어 유량에 압축기 출구 공기 유량이 지속적으로 제어 되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 13은 모터 속도를 변경하였을 경우, 압축기 시스템의 추적결과를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 서지라인 안에서 운전이 이루어지는 것을 알 수 있다.

4.4 압축기 파라미터 변경

MRAC는 시스템 파라미터의 불확실성에도 불구하고 견실한 제어를 할 수 있다는 장점을 가지고 있다. Fig. 14와 15는 압축기 시스템 모델의 파라미터를 임의로 변경하였을 경우, 적응제어와 피드백 제어의 차이점을 나타낸 그림이다. 본 연구에서는 Table 1의 디퓨저 입구 지름(Diffuser Inlet Diameter)과 디퓨저 출구 지름(Diffuser Outlet Diameter)을 각각 0.02092m, 0.0608m로 변경하였다.

Fig. 14에서 보는 바와 같이, MRAC를 적용하였을 경우 운전 초기에는 오버슈트와 다운슈트가 존재하지만, 시스템의 에러가 0으로 수렴하는 것을

확인할 수 있다. 이는 시스템 파라미터가 변경이 되도, 설정 값(Reference Value)에 압축기 출구 공기 유량이 제어가 되는 것을 알 수 있다. 이는 적응 제어기의 게인이 지속적으로 파라미터를 갱신하기 때문에 제어가 가능하다. 반면에, Fig. 15와 같이 피드백 제어를 적용하였을 경우, 기존의 시스템 파라미터를 기본으로 설계된 제어 게인이 시스템의 특성을 반영하지 못해 압축기의 출구 공기 유량이 기하급수적으로 발산하는 것을 볼 수 있다. 이는 피드백 제어기의 게인은 시스템 파라미터에 의해서 결정되는데, 시스템 파라미터를 변경하면 제어기의 게인이 이를 반영하지 못하기 때문이다. 따라서 압축기 파라미터의 정확한 측정이 불가능한 경우, MRAC 제어 기법을 적용하는 것이 시스템 제어 측면에서 유리하다.

5. 결론

본 연구에서는 원심 압축기 출구 공기 유량 제어를 위한 모델 기반 적응 제어기(MRAC)를 개발하였다.

(1) 운전 조건을 설정하여 비선형 압축기 시스템 모델을 선형화 하여 모델 기반 적응 제어기(MRAC)를 개발하였다.

(2) 개발된 제어기는 감마값에 따라서 제어 응답 특성이 변화되며, 본 연구에서는 감마값을 800으로 설정하여 운전하였다.

(3) 밸브의 개도율을 최소 17.5%에서 최대 69.1%까지 변화시켰을 경우, 모터 제어로 인하여 압축기 출구 공기 유량이 제어 유량에 제어가 원활히 이루어지는 것을 확인하였다.

(4) 압축기 모터의 속도를 최소 42,000RPM에서 최대 44,300RPM까지 변화시켰을 경우, 밸브 출구

개도율 제어로 인하여 압축기 출구 공기 유량이 제어 유량에 제어가 원활히 이루어지는 것을 확인하였다.

(4) 압축기 시스템 파라미터를 임의로 변경하여 적응 제어와 피드백 제어를 적용하였을 경우, 적응 제어기는 압축기 출구 공기유량을 제어하지만 피드백 제어기는 공기 유량 제어에 한계가 존재하는 것을 확인하였다.

후 기

본 논문은 2014년도 정부(교육부) 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(No. 2014R1A1A2053692)임.

본 논문은 2016년도 산업통상자원부 재원으로 한국산업기술평가관리원의 지원을 받아 수행된 연구사업(No.10062655)임.

참고문헌

(References)

- (1) Zhou, N., 2015, "Transfer Function Development for Control of Cathode Airflow Transients in Fuel Cell Gas Turbine Hybrid Systems," *International journal of Hydrogen Energy*, Vol. 40, No. 4, pp.1967~1979.
- (2) Zhao, D. and Dou, M., 2014, "Control of an Ultrahigh-speed Centrifugal Compressor for the Air Management of Fuel Cell Systems," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 50, No. 3, pp. 2225~2234.
- (3) Guo, A., Chen, W., Li, Q., Liu, Z. and Que, H., 2013, "Air Flow Control Based on Optimal Oxygen Excess Ratio in Fuel Cells for Vehicles," *Journal of Modern Transportation*, Vol. 21, No. 2, pp.79~85.
- (4) Liaw, D. C., Huang, Y. H. and Chung, W. C., 2014, "Linear State Feedback Design for Surge Control of Axial Flow Compressor Dynamics," *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 22, No. 3, pp. 352~361.
- (5) Chen, C-T., 1999, *Linear System Theory and Design*, Oxford, New York, pp. 17~18.
- (6) Greitzer, E. M., 1976, "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model," *Int. J. Engineering for Power*, Vol. 98, pp. 190~198.
- (7) KHS, GTS4015HP Compressor Map, http://www.hks-power.co.jp/product/supercharger/universal_kit/specs.html

(1) Zhou, N., 2015, "Transfer Function Development for Control of Cathode Airflow Transients in Fuel Cell