

CDM 방법을 사용한 선형시스템의 신뢰성 있는 소음제어기 설계

* 김정환* , 정태진* , 이상철** , 정양웅*** , 정찬수*

*: 송실대학교 전기공학과 , **: 대유전문대학 , ***: 군산전문대학

Design of A Noise Controller for A Linear system using the CDM

* Jung-Whan Kim* , Tea-jin Chung* , Sang-Cheol Lee** , Yang-Woong Jeong*** , Chan-Soo Chung*
 * : Dept. Electrical Eng. Soongsil Univ. ** : DaeYoo College, *** : KunSan College

Abstract - This paper designs a noise controller for the small cavity using Coefficient Diagram Method(CDM). In the small cavity system, there exist nonlinear characteristics such as uncertain-time delay and parameter variation. In the controller design of nonlinear system with uncertainty need to the higher order controller or complexity computation.

The coefficient diagram is convenient implementation of the control system design method, that is utilized as a vehicle to collectively express the important features of the system and an improved version Kessler's standard form and the Lipatov stability condition of a constitutes the theoretical basis. Simultaneously, it is provided a desired specification, such as the robustness, the stability, faster response, and lower order controller.

A simalon of the system with the proposed controller shows sufficient noise cancelation in small cavity.

를 설계하고 시뮬레이션으로 소음제어성능을 평가하였다.

2. 본 론

2.1 CDM 제어 기법

지금까지 선형시불변 시스템의 제어기를 설계하는 방법에 있어 보편적으로 Routh's 안정도 해석과 전체 시스템의 특성방정식을 적당히 선정하고 입출력관계에 의한 이득을 조정해 주면서 제어기의 파라메타를 결정하는 방법이 많이 연구되어 왔다.

CDM 설계기법은 이를 발전시켜 특성다항식의 계수로 구현되는 다이어그램을 Lipatov 안정도 충분조건 [4]으로 해석하고 trade-off 방식으로 시스템의 안정도, 고속응답성을 보장하는 저차의 특성다항식을 가지는 제어기를 설계하는 방법을 말한다.

특성다항식 $P(s)$ 가 다음 식(1)과 같이 주어진다.

$$P(s) = a_n s^n + \dots + a_1 s + a_0 = \prod_{i=0}^n a_i s^i \quad (1)$$

안정도 지표 γ_i , 등가시정수 τ , 한계안정도 γ_i^* 는 다음 식(2),(3),(4)과 같이 정의된다.

$$\gamma_i = a_i^2 / (a_{i+1} a_{i-1}), \quad i = 1 \sim n-1 \quad (2)$$

$$\tau = a_1 / a_0 \quad (3)$$

$$\gamma_i^* = 1/\gamma_{i+1} + 1/\gamma_{i-1}, \quad i = 1 \sim n-1 \quad (4)$$

또한 각 계수 a_i 는 γ_i 와 τ 로 표현된다.

$$a_{i+1}/a_i = (a_j/a_{j-1}) / (\gamma_i \gamma_{i-1} \dots \gamma_{j+1} \gamma_j), \quad i \geq j \quad (5)$$

$$a_i = a_0 \tau^i / (\gamma_{i-1} \gamma_{i-2}^2 \dots \gamma_2^{i-2} \gamma_1^{i-1}) \quad (6)$$

여기서 Routh-Hurwitz 안정도 조건에 의해 유도되는 3차, 4차 다항식의 안정도 조건은 식(7)과 같으며 Lipatov 안정도 충분조건에 의해 시스템이 식(8)을 만족하면 불안정하다. 5차 이상의 다항식을 가지는 고차시스템은 다음 식(9)의 조건을 만족하면 안정도를 보장한다.

$$\gamma_i > \gamma_i^*, \quad i = 1 \sim n-1 \quad (7)$$

$$\sqrt{\gamma_{i+1} \gamma_i} < 1, \quad i = 1 \sim n-1 \text{ for some } i \quad (8)$$

$$\gamma_i > 1.12 \gamma_i^*, \quad i = 1 \sim n-1 \text{ for all } i \quad (9)$$

위의 식(3), 식(9)의 조건에 의해 짧은 정정시간을 가진 시간응답특성과 안정도를 보장하는 γ_i 의 표준값

1. 서 론

산업화가 진행됨에 따라 전세계적으로 환경공해의 심각성이 대두되었다. 특히 소음공해가 인체에 미치는 신체적·정신적 피해는 쉽게 간과할 수 없을 만큼 큰 문제로 나타나고 있다. 극한 소음에 노출되기 쉬운 산업·건설현장이나 군사용 장비운용에 종사하는 이들은 장기간 동시 발생의 저하와 비선형적인 정보전달의 문제를 야기 시킨다. 이에 소음제거를 위한 연구가 활발히 진행되어 왔으며, 헤드폰셋과 같은 소형밀폐공간내에서 효율적으로 소음을 제거하는 능동소음제어방법과 같은 연구는 Wheder(1986), Carne(1987)에 의해 제시되었다[1]. 그러나 소형밀폐공간이 가지는 전형적인 비선형 특성으로 인하여 소형밀폐공간 시스템의 정확한 모델링이 불가능하여, 설계된 제어기는 시스템의 불확실성으로 인한 안정도 및 성능의 저하를 피할 수 없다. 국내에서도 1997년에 시스템 모델의 파라메타 변화, 주파수에 대한 위상변화, 모델링 오차 등에 의한 불확정적 요소를 고려한 강인 제어이론으로 능동소음제어기(H_∞ 제어기)의 설계에 관한 연구[3]가 발표되었다. 그러나, 제어대상 시스템모델이 고차인 경우 H_∞ 제어기의 차수도 고차화 되어 제어기의 설계와 구현이 어려운 제약조건이 따른다.

본 논문에서는 시스템의 안정성을 보장해 주면서 제어기의 차수를 저차화 시킬 수 있는 CDM(Coefficient Diagram Method)제어기법[4,5]을 사용하여 시스템에 유입되는 소음신호를 효과적으로 제거할 수 있는 제어기

이 식(10)과 같이 주어진다.

이 표준값은 4차 이상의 다항식인 경우 다음 식(11)의 부등식을 만족해야 한다.

$$\gamma_{n-1} = \dots = \gamma_3 = \gamma_2 = 2, \quad \gamma_1 = 2.5 \quad (10)$$

$$\gamma_i > 1.5\gamma_i^*, \quad n-1 \geq i \geq 4 \quad (11)$$

이와 같은 조건들은 모두 CDM 제어 기법에 있어 설계된 제어기의 계수를 결정하거나 안정도를 판정하는데 유용하게 이용된다.

다음 그림(1)은 표준값을 가진 특성다항식의 일반형에 대한 계수 다이어그램을 나타낸다. 그림(2)는 γ_i 의 변화에 따른 안정도와 τ 에 대한 응답특성을 보여주고 있다.

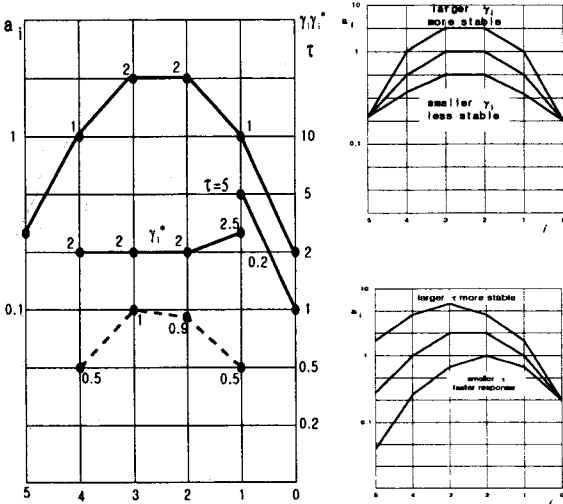


그림 1 계수 다이어그램
Fig. 1 Coefficient diagram

그림 2 계수 다이어그램의 성질
Fig. 2 Characteristics CDM

2.2 소음 제어 시스템

아래의 그림(3)은 소음 제어의 대상이 되는 헤드폰셋의 구조이다.

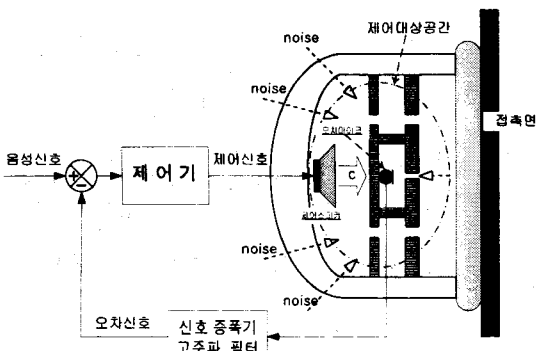


그림 3 소형밀폐공간시스템
Fig. 3 Small Cavity System

착용시의 접촉면과 헤드폰 구조물과의 사이에 존재하는 소형밀폐공간이 제어대상이 된다. 이 공간의 크기는 공간내부에 유입되는 소음신호의 진폭의 크기보다 작다.

음향학적으로 공간내부에서의 음압의 크기는 공간내부의 위치에 관계없이 일정하다고 가정한다(2). 소형밀폐공간으로 유입되는 소음신호의 에너지를 충분히 감소시켜 주는 제어기를 설계함으로써 원하는 음성신호를 명확히 전달하고 외부소음으로부터 보호를 받을 수 있는 목적을 달성한다.

소형밀폐공간에 유입되는 소음은 제어스피커와 오차마이크의 간섭을 가능한 작게 하기 위해 만든 작은 통로를 통해 오차마이크로 전달되어 측정된다. 여기서 얻어진 전체 시스템의 차수는 상당히 높은 고차식이 얻어지므로 제어기설계에 많은 어려움이 있다. 실제 소음제거대상이 되는 소음에너지는 대부분 1[kHz] 이하의 주파수범위에 존재하므로 이 주파수대역에 대한 3개의 표준2차계 모델을 조합하여 저차화 하였다.

이러한 음향전달 경로의 주파수특성을 측정하고 이를 분석하여 소형밀폐공간 시스템의 전달함수를 구하였다. 저차화된 전달함수는 다음과 같다.

$$G_p(s) = \frac{B_p(s)}{A_p(s)} \quad (12)$$

$$B_p(s) = 0.132s^7 + 8.5188 \times 10^3 s^6 + 1.3766 \times 10^3 s^5 + 7.951 \times 10^3 s^4 + 3.5905 \times 10^3 s^3 + 9.7612 \times 10^3 s^2 + 1.963 \times 10^3 s + 1.7312 \times 10^{25}$$

$$A_p(s) = s^7 + 6.622 \times 10^3 s^6 + 6.8762 \times 10^7 s^5 + 3.489 \times 10^{11} s^4 + 1.005 \times 10^{15} s^3 + 4.105 \times 10^{18} s^2 + 2.788 \times 10^{21} s + 8.4266 \times 10^{24}$$

2.3 제어기의 설계

CDM 제어기법으로 제어기를 설계하기 위해서는 제어기를 분자항과 분모항으로 분해해서 다음의 블록선도와 같은 폐루프를 구성한다.

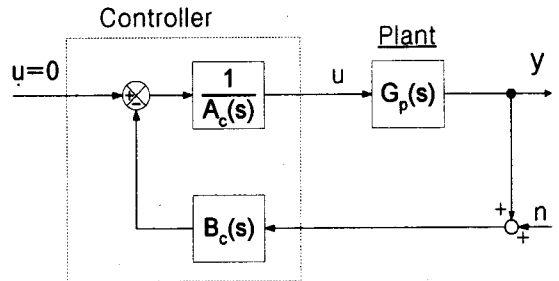


그림 4 제어기설계를 위한 시스템 블록선도
Fig. 4 System block diagram

그림(4)에서 $A_p(s)$, $B_p(s)$ 는 소형밀폐공간 플랜트, $A_c(s)$, $B_c(s)$ 는 제어기의 전달함수의 분모, 분자항을 의미하며 전체시스템의 특성다항식은 다음 식(12)과 같이 정의한다.

$$P(s) = A_c(s)A_p(s) + B_c(s)B_p(s) \quad (13)$$

$$A_c(s) = l_2 s^2 + l_1 s + l_0, \quad B_c(s) = k_2 s^2 + k_1 s + k_0 \quad (14)$$

▷ 설계사양 ◁

1. 소음주파수대역(1[kHz]이하)에서 소음신호를 -20[dB]이상 줄인다.
2. 제어기의 차수는 2차로 한다.
3. 스텝응답 정정시간 : $t_s \leq 0.015$ [sec]

설계사양에 따라 제어기의 계수 ($l_0=1, k_0=0.07$)를 설정하고 식(6)에 의해 식(12)의 전체시스템 특성다항식 계수들을 구했다. 또한, 전체시스템 안정도를 보장하기 위해 계수 다이어그램을 사용하여 제어기의 계수를 조정하여 구한 제어기의 전달함수는 식(16)과 같다.

$$G_c(s) = \frac{B_c(s)}{A_c(s)}$$

$$B_c(s) = 37.143s^2 + 1.505 \times 10^5 s + 1.0 \times 10^7 \quad (16)$$

$$A_c(s) = s^2 + 1.39 \times 10^5 s + 1.4286 \times 10^8$$

CDM 제어기법에 의해 식(2),(3),(6)을 사용해 구한 특성다항식의 안정도지표 및 등가시정수는 다음과 같다.

$$\gamma_i = [27.4 \ 2.54 \ 1.5 \ 1.44 \ 1.48 \ 1.45 \ 2.0 \ 2.5],$$

$$\gamma_i^* = [0.5 \ 1.09 \ 1.176 \ 1.39 \ 1.29 \ 1.09 \ 0.7 \ 0.39]$$

$$\tau = 3 \quad (17)$$

2.4 시물레이션

설계된 제어기의 소음감쇠성능을 평가하기 위해 모의 실험하였다. 모의실험에서 사용된 소음은 실제 현장에서 측정된 데이터를 사용하였다. 첫 번째 실험은 시스템 제어기의 동작유무에 따른 소음감쇠성능을 시간영역에서 모의한 결과이다.(그림 5).

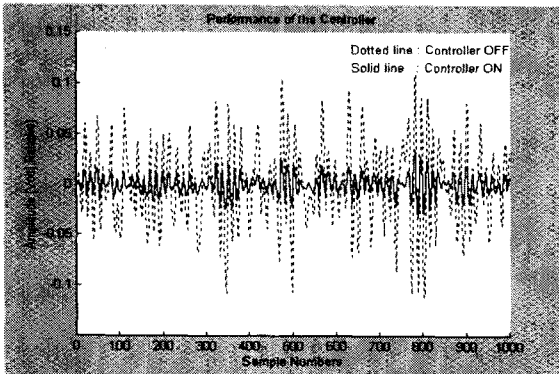


그림 5 광대역 주파수 소음에 대한 제어기 성능
Fig. 5 Performance of the Controller to Noise

그림 (6)은 시스템 제어기의 동작유무에 따른 소음감쇠성능을 보이기 위해 두 신호를 FFT하여 주파수영역에서 소음신호의 크기를 보인 것이다.

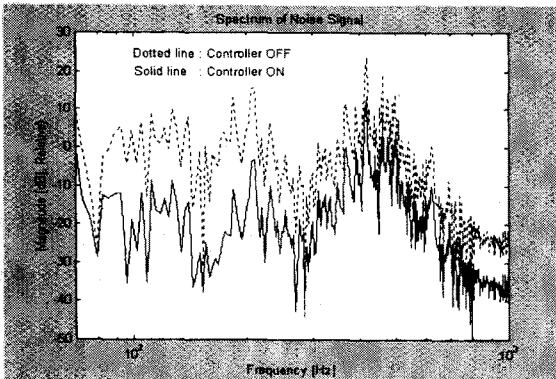


그림 6 스펙트럼 분석에 의한 제어기 성능
Fig. 6 Spectrum Analyze of the Controller

이상의 모의실험을 통하여 제어기를 동작시켰을 경우에 소음신호의 크기가 상당히 줄어드는 것을 알 수 있다(그림5). 또한 대부분의 소음신호 에너지는 1[kHz]이하의 주파수 대역에 집중되어 있음을 알 수 있으며 제어기가 동작하였을 때 스펙트럼 분석을 통하여 오차마이크로폰에 유입되는 소음에너지가 80[Hz]~300[Hz]대역에서는 약 -20[dB], 300[Hz]~1[kHz]대역에서는 약 -15[dB] 정도로 감소함을 보여준다(그림6). 실제로 기존에 설계되어진 제어기[3]가 10차이상의 고차방정식을 가짐에 비해 본 논문에서 제안한 CDM 제어기법에 의해 설계된 제어기는 2차제어기임에도 불구하고 거의 동등한 성능을 보임으로서 앞으로 제어기의 구현시에 더 효과적인 것으로 생각된다.

3. 결 론

본 논문에서는 지금까지 연구된 소형밀폐공간시스템에서의 소음제거를 위한 능동소음제거기법연구에서 피할 수 없는 제어기의 고차화현상을 CDM제어기법을 이용하여 우수한 소음제어성능을 가짐과 동시에 제어기의 저차화, 시스템안정도를 보장하는 제어기를 얻을 수 있었다. 시물레이션을 통하여 이 성능을 검증하였으며, 식(17)에서 구해진 안정도 지표와 안정도 한계지수의 비교를 통하여 식(9)의 조건을 만족함을 보여 시스템의 안정도를 보장하였다.

CDM 제어기법에 의해 설계되어진 저차의 제어기는 이전에 제시된 제어기와 비슷한 소음감쇠성능을 가지므로, 일반적인 시스템제어기설계에 있어 파라메타의 설정 문제를 좀더 간편하고 효율적으로 접근할 수 있게 하는 지표를 제공하며 동시에 안정성이 보장될 수 있음을 입증한다. 이로 인해 하드웨어 구현시에 저가의 신뢰성 있는 제어기를 얻을 수 있게 된다.

(참 고 문 헌)

- [1] P. A. Nelson, S. j. Elliott, "Active Control of Noise", London : Academic Press
- [2] Lawrence E. kinsler, "Fundamentals of Acoustic", John Wiley & Sons, 1980
- [3] 정태진, 정찬수, "통신용 헤드셋에서 능동소음제거기의 설계", Proceeding of the 12th, KACC, Vol. I, pp. 81-84, 1997
- [4] A.V.Lipatov and N.I.Sokolov, "Some sufficient conditions for stability and instability of continuous linear stationary systems", translated from Automatka i Telemekhanika, No. 9, pp. 30-37, 1978
- [5] S.Manabe, "The Application of coefficient Diagram Method to ACC Benchmark Problem", Proceeding of the 12th, ACC, Vol. II, pp.135-138, 1997
- [6] Frankin, G.F., J.D. Powell, and Abbas Emami-Naeini, "Feedback Control of dynamic systems", Addison-Wesley
- [7] Chen.C.T, "Introduction to the linear algebraic method for control system design", IEEE Contr. Syst. Mag., 7. 5, pp. 36-42, 1987