

스트레인 게이지 변위추정 센서를 사용한 유동공진 가진기 설계

남윤수[†] · 최재혁* · 강병하**

(2002년 1월 18일 접수, 2002년 7월 2일 심사완료)

Vibration Exciter Design for Flow Resonance with a Displacement Estimator Using Strain Gage

Yoonsu Nam, Jaehyuck Choi and Byung Ha Kang

Key Words : Vibration Suppression Control(진동억제 제어), System Identification(시스템 추정), Flux Analysis(자기장 해석), Flow Resonance Exciter(유동공진 가진기)

Abstract

Heat dissipation technology using the flow resonant phenomenon is a kind of a new concept in the heat transfer area. A vibration exciter is needed to enhance air flow mixing which has the natural shedding frequency of thermal system. A mechanical vibrating device for the air flow oscillation is introduced, which is driven by a moving coil actuator with a displacement estimator using strain gage. An analytical dynamic model for this mechanical vibration exciter is presented and its validity is checked by the comparison with experimental data. Values of some unknown system parameters in the analytic model are estimated through the system identification approach. Based on this mathematical model, the vibration exciter using strain displacement estimator is developed. During the experimental verification phase, it turns out the high modal resonant characteristics of a vibrating plate are a major barrier against obtaining a high bandwidth vibration exciter.

1. 서론

음향공명 방열기술은 기존의 열 시스템 내부 구조를 변화시키지 않고 대류 열전달의 촉진을 위하여 단순히 냉각유체 유동의 자연적인 불안정성을 이용하는 방법이다. 즉, 냉각유체의 유속을 증가시키거나 냉각유체의 교환 없이 음향을 이용하여 특정 주파수의 미소 유동교란을 가함으로써 유로내 유동에 공명현상을 유발시켜 열전달을 촉진시키는 혁신적인 방법이라고 할 수 있다. 유로내의 냉각 유체는 고온의 발열 칩(chip)을 지남에 따라 유

동의 박리(flow separation)에 의한 전단층(shear layer)을 형성하게 되며, 이때 유동의 불안정성에 의해 유동 고유의 주파수를 갖는 와류(vortices)를 방출하게 된다. 이 주기적인 와류의 주파수가 열 시스템의 고유 흐름 주파수(natural shedding frequency)가 된다. 따라서, 냉각유체의 유동에 열 시스템의 전단층 불안정성에 기인하는 고유 흐름 주파수와 일치하는 유동 교란성분으로 음향을 가함으로써 공명(resonance) 현상을 발생시켜 열전달을 혁신적으로 촉진시킬 수 있다.⁽¹⁻³⁾

위와 같은 유동공진 냉각현상을 가능하게 하기 위하여는 열 시스템으로 고유흐름 주파수를 갖는 유동교란을 외부에서 공급하여야 한다. 즉, 열 시스템의 고유흐름 주파수와 동일한 주파수로 열 시스템 내부의 유체를 교란시키는 가진기(vibration exciter)가 필요하다. 본 연구에서 제안된 가진기는 가진 운동판의 무게를 최소화할 수 있는 가동코일

† 책임저자, 회원, 강원대학교 기계·메카트로닉스 공학부

E-mail : nys@cc.kangwon.ac.kr

TEL : (033)250-6376 FAX : (033)257-4190

* 회원, 강원대학교 대학원 메카트로닉스전공

** 회원, 국민대학교 기계·자동차 공학부

(moving coil)형 액추에이터에 의하여 구동되며, 고대역폭 가진 특성(high bandwidth excitation characteristic)을 얻기 위하여 피드백 제어구조를 갖게 된다. 고대역폭 가진 시스템 설계를 위한 첫 단계는 가진기의 운동을 표현하는 동적 모델을 정확히 기술하는 것이다. 이를 위하여 가진기 운동판의 고차 진동 모드가 포함되지 않은 단순한 3차의 해석적 모델이 제시되었고, 이 모델에서 사용된 미지의 시스템 상수(unknown system parameter) 값들은 시스템 추정 방법(system identification)에 의하여 추정되었다. 이와 같이 얻어진 해석적 모델에 근거하여 고대역폭 가진 특성을 갖는 제어기가 설계되었고, 이의 성능이 실험을 통하여 입증되었다. 특히, 해석적 모델에서 무시되었던 가진기 운동의 고차 진동 모드들은 고대역폭 제어 특성을 달성하는데 있어서 주된 제한요소로 작용하고 있음이 실험적으로 밝혀졌다. 본 연구에서는 저역 통과 필터(low pass filter)가 가미된 노치 필터(notch filter)를 사용하여 이 문제를 해결하였지만, 보다 근본적인 해결책은 고차 진동 모드의 주파수와 크기를 유리한 방향으로 설정할 수 있는 가진기 기계구조의 재 설계이다. 또한, 소형구조이면서 저가의 유동공진 가진기를 구현하기 위하여, 스트레인 게이지를 이용하여 가진 운동판 변위를 추정할 수 있는 센서가 개발되었다.

2. 가진기의 구조 및 운동해석

고 주파수 대역까지 공기 유동을 발생시킬 수 있는 가진기를 설계하기 위하여는 가진기의 기계적 고유 진동수는 일단 상당히 고 주파수 대역에 위치되어야 한다. 이를 위하여 가진기 운동판의 무게가 작아야 하며, 운동판의 이동을 제한하는 스프링 상수 값은 큰 값을 갖도록 설계하여야 한다. 또한, 운동판의 구동장치는 자연스럽게 보이스코일형 액추에이터(voice coil actuator)가 선택된다. 한편, 운동판의 재질로서는 자성을 갖지 않는 알

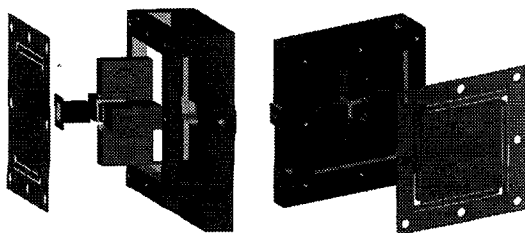


Fig. 1 Schematics of a vibration exciter

루미늄이 사용되었다. Fig. 1은 가진기의 전체적인 구조를 나타낸 그림이다. Fig. 1의 오른 편 그림은 운동판의 구조와 S45C 프레임에 장착된 영구자석의 배열 (짙은 검은 색으로 나타낸 4부분) 구조를 보여 주고 있다. 또한, 이 구조를 다른 각도에서 본 부분이 Fig. 1의 왼 편 그림이다. 운동판을 구동하는 보이스코일부는 가진기의 운동판 중앙에 고정되어 운동판과 함께 운동하는 형상을 갖는다.

2.1 유동공진 운동판의 모드 해석

가진기의 운동판은 Fig. 2와 같은 형상을 갖는다. 이 판의 둘레 부분은 Fig. 1에서 보여진 8개 구멍을 관통하는 볼팅 구조로 외부 프레임에 단단하게 구속되어 있다. 따라서, 보이스코일이 연결되어 있는 중앙 판 만이 보이스코일에 인가된 전류에 따라 병진운동을 하게 된다. 한편, 이 판의 둘레 부분과 중앙 판은 5mm 폭을 갖는 4개의 유연 스프

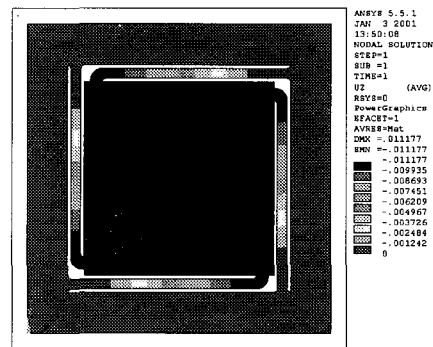


Fig. 2 Moving plate of a vibration exciter

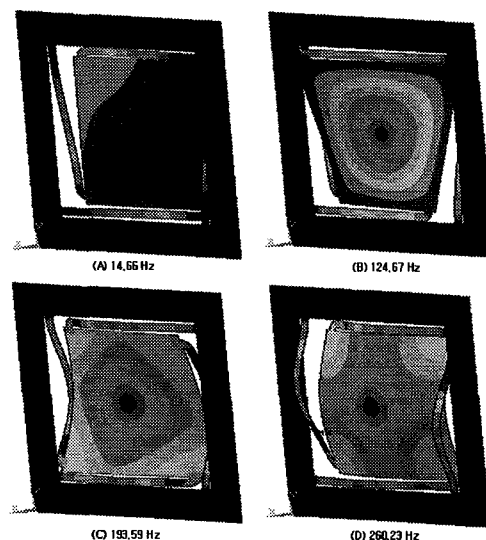


Fig. 3 Vibration modes of a moving plate

링(flexural spring)으로 연결되어 있다. Fig. 2 에는 가진기 운동판의 중앙에 1 Newton 의 집중하중이 작용 하였을 때, 운동판 변위에 대한 FEM 해석 결과가 포함되어 있다. 즉, 1 Newton 의 집중하중에 대하여 가진기 운동판은 0.01117 m 의 병진 이동을 하게 되고, 이로부터 운동판의 등가 스프링 상수가 유추될 수 있다.

Fig. 3 에는 FEM 을 이용하여 해석한 가진 운동판의 진동모드 형상들이 그려져 있다. 대략 15 Hz 에서 운동판의 병진운동을 나타내는 1 차 진동모드, 125 Hz 근처에서는 운동판의 양 대각선 방향으로의 휨 운동을 나타내는 2 차 진동모드, 194 Hz 에서는 운동판의 세로 방향으로의 휨 운동을 나타내는 3 차 진동모드, 그리고 260 Hz 에서는 운동판의 세로 및 가로방향으로의 휨 운동이 복합적으로 나타나는 4 차 진동모드를 각각 보여주고 있다. 2 차 진동모드를 제외한 각 모드들은 껍 센서를 사용하여 얻어진 실험적 주파수응답 선도인 Fig. 8 에서 그대로 확인할 수 있다. 2 차 진동모드에서 운동판의 중앙은 노드처럼 작동하기 때문에 운동판 중앙 부분의 변위만을 측정하는 껍 센서에서는 2 차 진동모드는 나타나지 않게 된다.

2.2 보이스 코일 액추에이터의 구조 및 해석

Fig. 4 와 Table 1 에 보이스 코일 액추에이터(voice coil actuator)의 고정자(stator) 부분의 구조와 특성 데이터가 정리되어 있다. 십자형 S45C (Fig. 4 에서 2 부분) 코어에 희토류계 영구자석 4 개가 (Fig. 4 에서 1 로 표시한 부분) 부착된 형태로 설계 되었으며, 보이스 코일이 이동되는 공극에서의 자

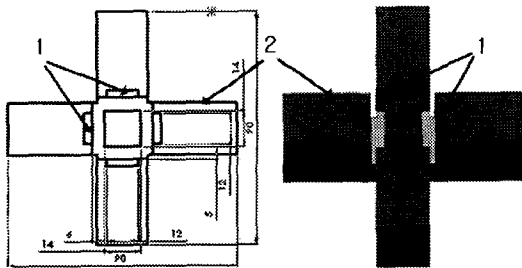


Fig. 4 Schematics of the stator of a voice coil actuator

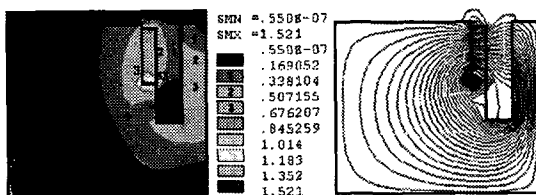


Fig. 5 Flux density analysis for the voice coil actuator

속밀도는 아래의 식 (1)로 결정된다.(4)

$$B_g = \frac{B_m}{(A_g / A_m + \mu_{rm} l_g / l_m)} \tag{1}$$

공극에서의 자속밀도, B_g 는 보이스 코일 액추에이터의 힘 상수(K_f , force constant)를 결정하는 중요 인자이다. 한편, Fig. 5 에는 고정자의 4 분의 1 구조에 대한 FEM 자기장 해석 결과가 도시되어 있다. 식 (1)을 사용하여 산출된 공극에서의 자속밀도는 0.3785 T, 그리고 FEM 해석에 의한 값은 0.3381 T로서 두 값이 거의 일치하고 있다.

3. 유동공진 가진기의 운동 모델

보이스 코일 모터의 구동앰프 입력전압 (V)에 대한 가진 운동판의 변위 (Y) 관계식은 다음 식과 같이 3 차 시스템으로 표현된다.(5)

$$\frac{Y(s)}{V(s)} = \frac{G_{sv} K_f}{mLs^3 + (Lc + mR)s^2 + (kL + cR + K_e K_f)s + kR} \tag{2}$$

위 식에서, m, c, k 는 가진 운동판의 질량, 댐핑, 스프링 상수를 의미하며, R, L, K_b, K_e 는 가동코일 모터의 저항, 인덕턴스, 힘 상수(force constant), 역기전력 상수(back EMF constant)를 각각 나타낸다. 한편, 가동코일은 전류 증폭 IC 인 LM3886 에 의하여 구동되며, G_{sv} 가 그 증폭 비를 나타낸다. 위의 식 (2)에서 명시된 파라미터의 값들이 Table 2 에 정리되어 있다. 이 표에서 ‘*’의 위 첨자를 갖는 파라미터들 중 L, c 는 그 값들이 측정이나 해석적인 추정을 통하여 결정될 수 없는 변수들이며, K_b, K_e 는 해석적인 추정은 가능하나 확인이 요구되는 변수들이다.

시스템 추정(system identification)에 의한 가진 시스템의 공칭 모델을 결정하는 방법에 대하여 간략히 논의한다. Fig. 6 의 페루프 가진기 구조에서, 가진기 운동판의 변위 피드백 루프를 개방시킨 상

Table 1 Parameters of the voice coil actuator

Symbol	Description	Value	Unit
B_m	Residual flux density	1.2	T
l_m	Length of magnet	3	mm
l_g	Length of air gap	6	mm
A_m	Sectional area of magnet	1.21e-6	m ²
A_g	Sectional area of air gap	1.21e-6	m ²
μ_{rm}	Relative permeability of magnet	1.085	-

Table 2 System parameters values of vibration exciter

Symbol	Description	Value	Unit
m	Mass of moving plate	14.38×10^{-3}	Kg
c^*	Damping coefficient of flow vibrator	0.24444	Newton/ (m/s)
k	Spring constant of moving plate	89.47	Newton/ m
R	Resistance of moving coil	3.13	Ω
L^*	Inductance of moving coil	1.6405×10^{-2}	H
K_t^*	Force constant of moving coil motor	0.9	Newton/ A
K_e^*	Back EMF constant of moving coil motor	0.9×10^{-3}	Newton/ (mm/s)
G_{sv}	Moving coil motor AMP gain	7.5858	Volt/ Volt

태에서 PRBS(Pseudo Random Binary Sequence) 신호를 가진기의 구동앰프로 입력시켜 운동판을 가진시킨다. 이에 의한 가진기 운동판의 변위는 갭 센서에 의하여 측정된다. PRBS의 신호 크기를 50mV, 샘플링 시간을 5 msec 하여 총 4 초간 얻어진 실험 데이터 중에서, 처음 2 초간의 데이터는 시스템 추정을 위한 데이터로, 다음 2 초간의 데이터는 시스템 추정 결과를 평가하는데 사용되었다. Fig. 7의 상위 두 응답은 초기 1 초간의 PRBS 신호 입력과 갭 센서에 의하여 측정된 운동판의 변위를 보여주고 있다. 위와 같은 실험 방법으로 얻어진 데이터에 대하여, 최소 자승법(least square method)에 근거한 추정 모델인 ARX, ARMAX, OE, 그리고 상태 공간식 모델을 사용하여 가진 시스템에 관한 시스템 추정이 수행되었다.⁽⁶⁻⁸⁾ 아래의 식 (3)은 위의 모델 중에서 비교적 좋은 결과를 제시하는 ARMAX 모델을 적용하여 얻어진 가진기 운동 추정 모델이다.

$$\frac{Y(s)}{V(s)} = \frac{2.894 \times 10^7}{s^3 + 207.8s^2 + 1.29 \times 10^4 s + 1.187 \times 10^6} \quad (3)$$

위의 전달함수 단위는 (mm/ Volt) 이며, 식 (2)와 식 (3)으로 주어지는 전달함수의 계수를 서로 비교 함으로서 Table 2의 시스템 상수 값들을 추정할 수 있다. Fig. 7의 마지막 그림은 2초부터 4초까지 입력된 PRBS에 의한 운동판의 실제 변위와 동일한 PRBS 입력을 식 (3)의 모델에 인가시켜 얻은 출력신호를 나타내고 있다. 즉, 시뮬레이션에 의한 이동판의 변위가 점선으로 표현되어 있고, 갭 센서로 측정된 이동판의 실제 변위는 실선으로 나타나 있다. 이 그림에서 알 수 있듯이, 식 (3)의 추정모델은 실제 가진기의 운동 특성을 상당히 근접하게 표현하고 있음을 볼 수 있다.

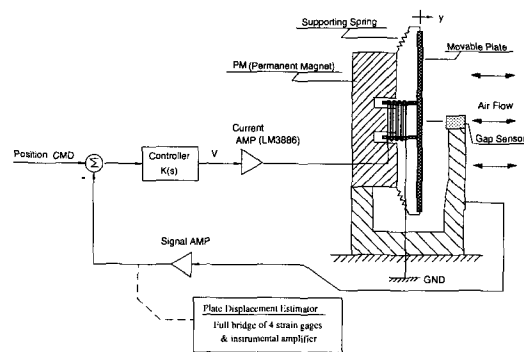


Fig. 6 Closed loop structure of the vibration exciter

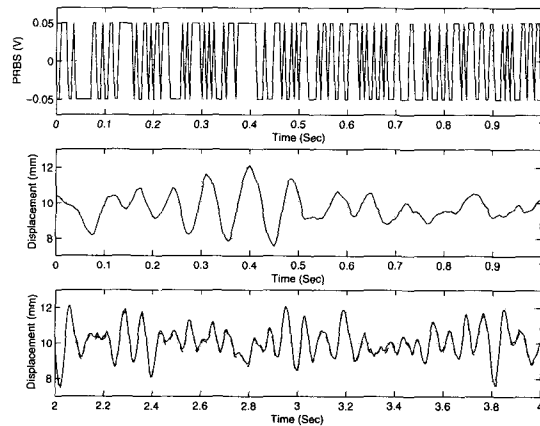


Fig. 7 PRBS and measured/ estimated displacements

이와 같은 논거는 Fig. 8의 주파수 응답 비교로서 더욱 뒷받침된다. 이 그림에서 1 Hz 부터 800 Hz 주파수 대역에 걸쳐서 그려진 파선과 실선은 갭 센서와 스트레인 변위 추정센서를 사용하여 각각 얻어진 실험적 주파수 응답을 의미하며, 고차진동모드가 나타나지 않는 실선으로 표시된 것은 식 (3)에 대한 주파수 응답을 나타낸다. 180 Hz ~

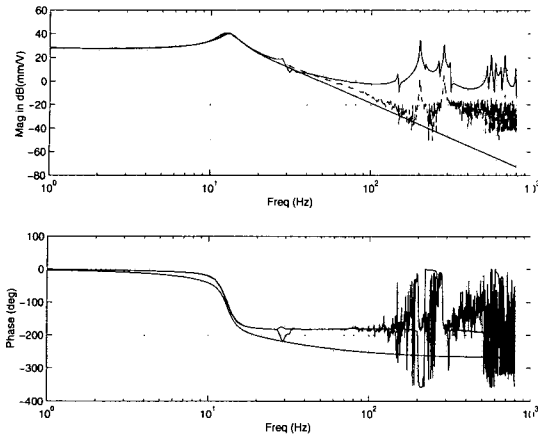


Fig. 8 Open loop frequency response of the exciter

250 Hz 의 주파수 대역에서 나타나고 있는 가진 운동의 고차 진동 모드를 식 (3)의 모델이 표현하지 못한다는 단점이 있지만, 식 (3)은 DC 에서 100 Hz 까지의 주파수 범위에서는 실험적 데이터와 잘 일치하고 있다.

4. 가진 운동판의 변위추정 센서

스트레인 게이지(strain gage)를 사용하여 가진기 운동판의 변위를 추정할 수 있다. Fig. 2 의 가진 운동판 구조에서 대각선 상으로 위치하는 한 쌍의 유연 스프링(flexural spring)에 대하여, 지지단 윗면과 아랫면에 각각 1 개씩, 총 4 개의 스트레인 게이지를 부착시켜 Full Bridge 를 구성하였다. 운동판 변위에 의한 스트레인 게이지의 저항 변화는 Fig. 9 의 증폭회로에 의하여 전기적인 신호로 변환 될 수 있다. 사용된 스트레인 게이지의 게이지 상수(gage factor)를 S_g , 휘스톤 브리지(Wheatstone bridge)로 입력되는 DC 전압을 V_s , 그리고 계측 OP AMP 인 AD524 의 이득을 K_{524} 라 할 때, 가진기 운동판의 변위 (y) 와 Fig. 9 회로의 출력 전압은 아래의 식 (4)와 같은 관계를 갖는다.

$$V_{OUT} = \frac{K_{524}V_s S_g kLh}{8EI} y = K_{SG} y \quad (4)$$

위 식에서 L, h, E , 그리고 I 는 유연 스프링의 길이, 두께, Young's 모듈러스, 그리고 단면적 관성 모멘트를 각각 의미한다.

갭 센서 출력 신호를 기준으로 하여, 스트레인 게이지 변위 추정 회로의 출력신호를 교정(calibration) 시킬 수 있다. 저 주파수 영역을 중심으로 교정시킨 결과가 Fig. 8 에 실선으로

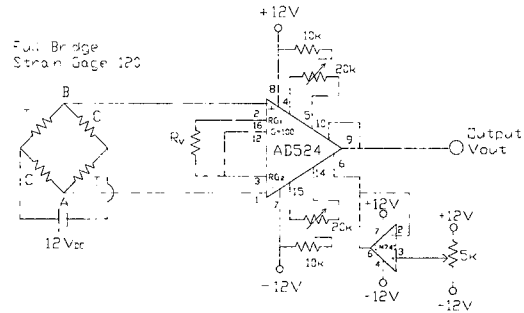


Fig. 9 Signal amplifier for the strain gages

나타나 있다. 이 때, 스트레인 변위추정 회로는 $K_{SG} = 2.56 \text{ mm/V}$ 의 게인 값을 갖게 되며, DC 에서 대략 30 Hz 의 주파수 범위에 대하여는 갭 센서와 동등한 특성을 보여 주고 있다. 그러나, 100 Hz 이상 고 주파수 대역에 있어서 스트레인 게이지 변위 추정 센서의 출력신호 크기는 실제의 값보다 10 배 이상 크게 증폭되어 나타나고 있다. 이는 스트레인 게이지가 가진기 운동판의 유연 스프링 부에 직접 부착되어 있기 때문에 발생된 현상이다 즉, 갭 센서가 가진기 운동판의 중앙부 변위만을 측정하는 반면에, 스트레인 게이지 변위 추정 센서는 구조적으로 운동판의 고차 진동모드에 직접적으로 영향을 받게 된다. 따라서, 갭 센서 출력을 이용한 주파수 응답 선도에서 나타나지 않았던 Fig. 3 의 2 차 진동모드가 Fig. 8 의 실선으로 표시된 변위 추정 센서를 이용한 주파수 응답 선도에서 그대로 나타남을 볼 수 있다. 다음 절에서 자세히 다루어지지만, 스트레인 변위 추정 센서의 이러한 특성은 고 대역폭 유동 공진 가진기 설계에 있어서 주된 저해 요인으로 나타나게 된다.

5. 페루프 가진 시스템 설계 및 평가

Fig. 1 의 기계적 구조를 갖는 유동공진 가진기에 대하여, 가능한 한 최대의 대역폭을 보장하는 페루프 가진 시스템을 설계하려 한다. Fig. 8 에 도시된 개루프 가진기 운동 특성을 살펴볼 때, 가진 운동판의 3 차 및 4 차 진동모드의 피크 값이 상당히 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 특히, 스트레인 변위 추정 센서를 위치 피드백 센서로 사용하는 방법은 페루프 가진 시스템의 성능 확장에 상당한 제한을 줄 것이라 예상된다.

5.1 갭 센서를 사용한 가진 시스템

202 Hz 와 274 Hz 의 특성 주파수를 갖는 가진 운동판의 3 차 및 4 차 진동모드의 피크 값을 감소시키기 위하여 아래와 같은 두 개의 노치필터(notch filter)와 함께 100 Hz 의 차단주파수를 갖는 2 차 저대역 필터(low pass filter)가 사용되었다.

$$K_1(s) = \frac{(s/1268)^2 + 0.03s/1268 + 1}{(s/1268)^2 + 0.5s/1268 + 1} \cdot \frac{(s/1721)^2 + 0.05s/1721 + 1}{(s/1721)^2 + s/1721 + 1} \cdot \frac{1}{(s/628)^2 + 2s/628 + 1} \quad (5)$$

노치 필터 분자 다항식의 1 차 항 계수는 노치의 깊이(sharpness), 그리고 분모 다항식의 1 차 항 계수는 노치의 폭(width)과 관련이 있다. 분모 다항식의 1 차 항 계수를 크게 하여 노치의 폭을 크게 하면 할수록, 저 주파수 영역에서는 더 큰 위상 지연이 발생된다. 따라서, 식 (5) 에서 사용된 노치 필터들은 100 Hz 이하의 주파수 대역에서 위상 지연을 최소화 시키면서, 각 진동 모드의 피크 값을 적절하게 감소시키도록 선정되었다. 또한, 가진 시스템의 루프 게인이 충분한 위상 여유를 확보 함과 동시에 페루프 가진 시스템의 정상상태 추종 성능을 보장하기 위하여 다음의 위상 앞섬/ 뒤짐 필터(phase lead/ lag filter)가 사용되었다.

$$K_2(s) = 0.065 \cdot \frac{0.005s + 1}{0.000625s + 1} \cdot \left(\frac{0.00433s + 1}{0.000723s + 1} \right)^2 \cdot \frac{0.0237s + 1}{0.00474s + 1} \cdot \frac{0.1s + 10}{0.1s + 1} \quad (6)$$

Fig. 10 에 가진 시스템의 루프 게인에 대한 주파수 응답이 그려져 있다. 식 (5)의 노치 필터와 저대역 필터에 의하여 가진 운동판의 3 차 및 4 차 진동모드는 충분히 감쇄 되었음을 볼 수 있다.

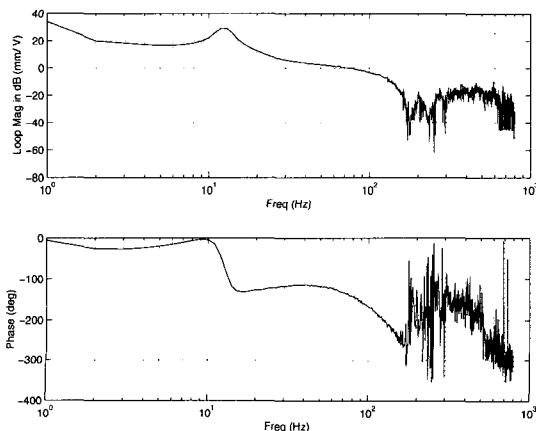


Fig. 10 Loop gain frequency response (gap sensor)

또한, 식 (6)의 위상 앞섬 필터의 적용으로 대략 80 Hz 의 크로스오버 주파수(crossover frequency)에서 약 42°의 위상여유를 갖게 된다. Fig. 11 과 12 는 페루프 가진 시스템에 대한 주파수 응답 및 시간영역 응답을 나타낸다. Fig. 12 에 나타난 80 Hz 정현파 신호 입력에 대한 가진 운동판의 변위 응답 신호를 볼 때, 위상이 반전되어서 출력되지만 출력신호의 크기는 입력신호의 크기와 거의 비슷하게 출력되고 있다. 결론적으로, Fig. 11 과 12 의 실험 결과에 의하면, 갭 센서를 사용한 유동공진을 위한 가진 시스템은 대략 90 Hz 의 대역폭을 갖고 있음을 알 수 있다.

5.2 변위 추정 센서를 사용한 가진 시스템

위에서 설명된 것과 동일한 제어기 구조가 사용되었다. 단지, 스트레인 게이지 변위 추정 센서가 운동판의 고차 진동모드에 매우 민감하므로, 식 (5)보다 더 많은 노치 필터들이 사용되었다.

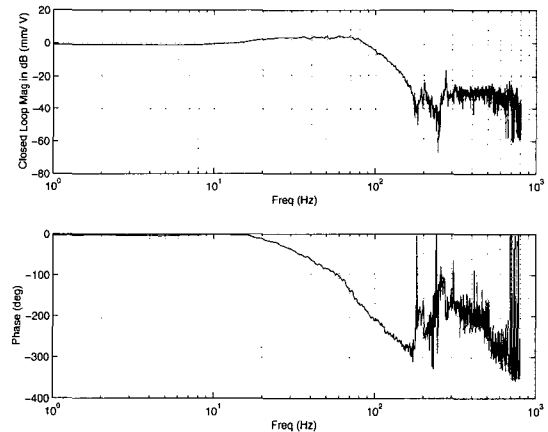


Fig. 11 Closed loop frequency response (gap sensor)

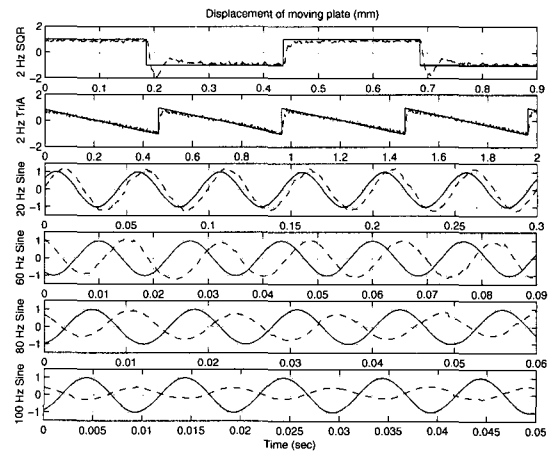


Fig. 12 Time domain responses (gap sensor)

$$K_3(s) = \frac{1}{s/3140+1} \cdot \frac{1}{(s/377)^2+2s/377+1} \cdot \frac{(s/1268)^2+0.03s/1268+1}{(s/1268)^2+0.5s/1268+1} \cdot \frac{(s/1721)^2+0.05s/1721+1}{(s/1721)^2+s/1721+1} \cdot \frac{(s/3454)^2+0.02s/3454+1}{(s/3454)^2+0.2s/3454+1} \cdot \frac{(s/4245)^2+0.02s/4245+1}{(s/4245)^2+0.4s/4245+1} \quad (7)$$

즉, 550 Hz 와 676 Hz 에 노치 필터가 추가되었으며, 2 차 LPF 의 차단 주파수는 60 Hz 로 이동되었다. 또한, 고 주파수 대역의 노이즈 감쇄를 위하여 500 Hz 의 차단 주파수를 갖는 1 차 LPF 가 부가되었다. 40 Hz 근처의 크로스오버 주파수를 얻기 위하여, 다음과 같은 4 개의 위상 앞섬 필터, 그리고 DC 특성을 개선시키기 위하여 2 개의 위상 뒤집 필터가 적용되었다.

$$K_4(s) = 0.045 \cdot \left(\frac{0.006366s+1}{0.001592s+1} \right)^4 \cdot \left(\frac{0.2516s+10}{0.2516s+1} \right)^2 \quad (8)$$

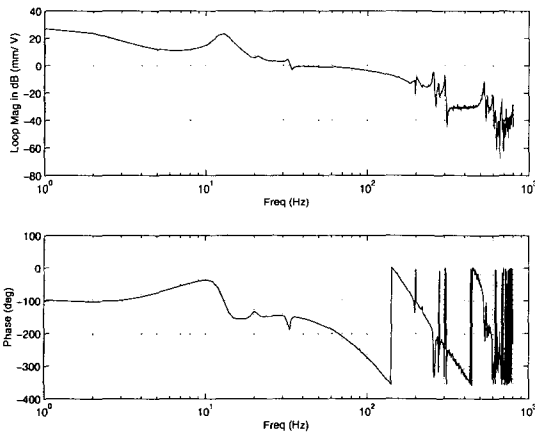


Fig. 13 Loop gain frequency response (strain gage)

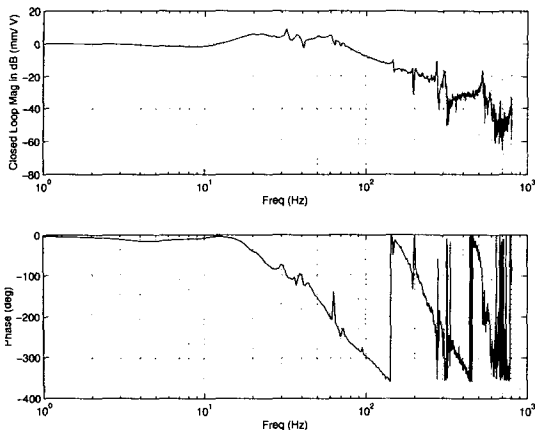


Fig. 14 Closed loop frequency response (strain gage)

식 (5) - (8)로 주어지는 제어기 전달함수와 페루프 구조는 MATLAB RTW(Real Time Workshop) 기능에 의하여 dSPACE DS1102 보드의 TMS320C31 DSP 기계어로 변환된 후 다운로드 되어, DSP 에 의하여 실시간으로 실행된다. 이 때 페루프 시스템은 200μs 의 샘플링 시간으로 디지털 제어된다.

스트레인 게이지 변위 추정 센서를 사용하여 얻어진 가진 시스템의 루프 게인에 대한 주파수 응답이 Fig. 13 에 도시되어 있다. 대략 40 Hz 의 크로스오버 주파수를 갖고 있으며, 이 때의 위상 여유는 30° 에 해당한다. Fig. 14 는 페루프 가진 시스템에 대한 주파수 응답을 보여주고 있다. 대략 70 Hz 의 대역폭이 확보되고 있지만, 낮은 값의 위상 여유를 갖고 있기에 페루프 응답의 공진피크(resonant peak)가 갭 센서의 경우보다 크게 나타나고 있다. 위의 논의는 Fig. 15 의 페루프 시간응답 특성에서 확인할 수 있다. 즉, 20 Hz 와 40 Hz 의 정현파 응답의 크기(peak to peak value)는 명령신호의 크기보다 대략 1.5 - 2 배 크게 나타나고 있다. 또한, 직각파 및 톱니파 응답에 있어서, 32 Hz 의 주파수 성분을 갖는 신호가 혼재 되어 나타나고 있음을 볼 수 있다. 이것은 Fig. 13 의 루프게인 크기 선도가 32 Hz 근처에서 0 dB 를 지나기 때문에 발생된 현상이다. 즉, 이 때의 위상이 거의 -180° 이므로, 매우 낮은 댐핑 계수를 갖는 32 Hz 주파수 성분신호가 출력신호에 나타나게 된 것이다.

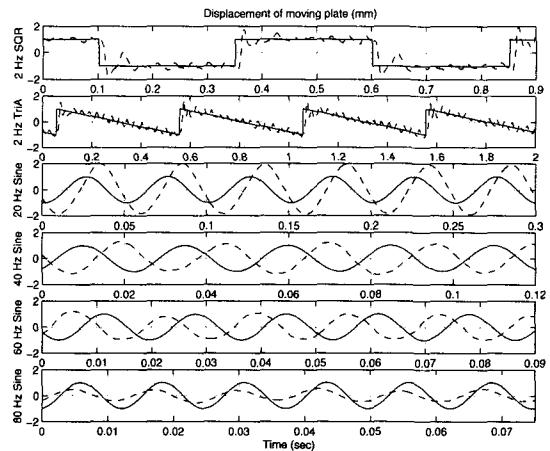


Fig. 15 Time domain responses (strain gage)

스트레인 게이지 변위 추정 센서를 사용한 페루프 유동공진 가진 시스템은 갭 센서를 사용한 가진 시스템에 비교하여 그 성능은 좋지 않지만, 시스템 구성에 있어서 훨씬 저렴하다는 강점을 갖고 있다. 따라서, 가진 시스템의 기계적 구조를 변경시켜 고차 진동모드가 발생하는 주파수 대역을 훨씬 더 고 주파수 대역으로 이동하는 동시에 진동모드의 피크 값을 낮출 수 있다면, 스트레인 변위 추정 센서를 사용한 저가(low cost)의 고성능 가진 시스템은 충분히 구현 가능함을 예상할 수 있다.

6. 결 론

스트레인 게이지를 사용하여 가진 운동판의 변위를 추정할 수 있는 변위 추정 센서가 개발되었다. 가진 운동판에 부착된 스트레인 게이지 출력 신호는 구조적으로 운동판의 진동모드에 직접적으로 영향을 받게 된다. 따라서, 스트레인 게이지 변위 추정 센서의 출력신호는 운동판의 고차 진동모드에 매우 민감하게 되고, 이는 고 대역폭 가진 시스템을 구현하는 문제에 있어서 주된 저해 요인이 된다. 이를 해결하기 위하여는 가진 운동판을 지지하고 있는 유연 스프링의 강성(stiffness)을 크게 하여 고차 진동모드의 주파수를 고 주파수 대역으로 이동시켜야 한다. 한편, 강성이 센 유연 스프링의 적용은 보이스 코일 모터의 크기 설계(sizing design)에 직접적으로 연관이 되며, 이는 본 논문에서 수행된 바와 같은 보이스 코일 모터부에 대한 자기장 해석을 필요로 한다.

본 연구를 통하여 70 Hz의 대역폭을 갖는, 저가(low cost)의 스트레인 게이지 센서를 사용한 유동

공진 가진기가 개발되었다. 가진 시스템의 기계적 구조를 변경시켜 고차 진동모드가 발생하는 주파수 대역을 고 주파수 대역으로 이동시키는 동시에 진동모드의 피크 값을 작게 설계한다면, 스트레인 변위 추정 센서를 사용한 저가의 고성능 가진 시스템은 충분히 실현 가능함을 실험적으로 확인하였다.

참고문헌

- (1) Azar K., 1992, "Enhanced Cooling of Electric Components by Flow Oscillation," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* 6, pp. 700~706.
- (2) Greiner, M, 1991, "An Experimental Investigation of Resonant Heat Transfer Enhancement in Grooved Channel," *Int. J of Heat Mass Transfer*, 34, pp. 1383~1391.
- (3) Kang, B. H, and Kim, S.Y, 1999, "A Technology Enhancing Heat Transfer Using Flow Resonance," *Journal of KSME*, Vol. 39, No. 3, pp. 47~50.
- (4) Slemmon, G.R., Straughen, A., 1982, *Electric Machines*, Addison-Wesley.
- (5) Nam Y., Choi J., 2001, "Design and Evaluation of a Vibration Exciter for the Flow Resonance," *Journal of KSPE*, Vol. 18, No. 6, pp. 141~147.
- (6) Ljung, L., 1987, *System Identification, Theory for the User*, Prentice Hall.
- (7) Brown, R. G., 1983, *Introduction to Random Signal Analysis and Kalman Filtering*, John Wiley & Sons.
- (8) Ljung, L., 1997, *System Identification Toolbox for Use with MATLAB*, MathWorks.
- (9) Doebelin, E.O., 1990, *Measurement Systems Application and Design*, McGraw-Hill.