공기포일 자기 하이브리드 베어링으로 지지되는 연성 축의 휨 모드 진동 제어

정세나[†] · 안형준[‡] · 김승종* · 이용복*

충실대학교 기계공학과

*한국과학기술연구원

Bending Mode Vibration Control of a Flexible Shaft Supported by a Hybrid Air-foil Magnetic Bearing

Sena Jeong[†], Hyeongjoon Ahn[‡], Seungjong Kim* and Yongbok Lee*

Dept. of Mechanical Engineering, Soongsil University

*Energy Mechanics Center, Korea Institute of Science and Technology

(Received January 5, 2011; Revised March 15, 2011; Accepted March 17, 2011)

Abstract – Hybrid air-foil magnetic bearing integrates two oil free bearing technologies synergetically to adopt the strengths of two bearings with minimizing their weaknesses. This paper presents bending mode vibration control of a flexible shaft supported by the hybrid air-foil magnetic bearing. An experiment set-up of a flexible shaft supported by the hybrid air-foil magnetic bearing is built. In order to verify the effectiveness of the hybrid bearing, unbalance responses of the flexible shaft supported by three different bearings: air-foil, magnetic and hybrid bearings are compared. Effect of load sharing between air-foil and magnetic bearings are investigated through changing the control gain and the rotor center position of magnetic bearing. The experimental results shows that the hybrid bearing can control the bending mode vibration of the flexible shaft effectively and an optimal performance can be achieved with an appropriate load sharing between the air-foil and the magnetic bearings.

Keywords – hybrid air-foil magnetic bearing(공기포일 자기 하이브리드 베어링), bending mode(휨 모드), vibration control(진동 제어)

1. 서 론

최근 회전체 시스템의 경량화 추세에 따라 고속 회전에서의 높은 안정성이 요구되고 있으며, 특히 공기포일 베어링(AFB: air-foil bearing)을 이용한 터보기기의 시장이 증가하고 있다. 공기포일 베어링은 윤활제와 부가장치가 필요 없고, 고속운전에서 에너지 손실과 진동이 매우 작다는 장점이 있다[1]. 고속 회전 시 탭 포일과 범프 포일 또는 범프 포일과 회전체 면과의 마찰에 의해 고속 영역에서 감쇠효과를 얻을 수 있지만, 저속의

위험속도 구간에서 완전한 부상이 이루어지지 않을 경우 마찰이나 마모로 베어링에 손상이 있을 수 있다[2].

이러한 공기포일 베어링의 단점을 보완하기 위하여 초기 저속 구동 시 축을 부상시켜 마찰을 감소시키고 운전 중 적절한 추가 감쇠를 부여할 수 있는 자기베어링을 결합한 것이 하이브리드 베어링이다[3,4]. 하이브리드 베어링의 가장 큰 특징은, 저속에서는 자기베어링으로 회전체의 부상 상태를 유지함으로써 공기포일의 마모를 감소시키고, 고속에서는 공기포일 베어링으로 회전을 지지하여 운전 안정성과 시스템의 신뢰성을 확보하는 것이다[5]. 기존에 강체 축을 지지하는 하이브리드 베어링 연구가 이루어진 바 있고[6,7], 이러한 하

[†]주저자 : senajeong@gmail.com

[‡]책임저자 : ahj123@ssu.ac.kr

이브리드 베어링 시스템은 고속 터보 기기나, 가스터빈에 사용되는 고속 회전 기기에 적용되어, 높은 효율과 운전 성능 개선을 기대할 수 있다[8].

본 논문은 앞서 수행된 강제 축에 관한 연구와 달리, 공기포일 및 자기 하이브리드 베어링으로 지지되는 연성 축의 진동 제어가 목적이다. 우선 연성 축의 동역학적 고유 진동수 해석을 수행하고, 이를 지지하기 위한 하이브리드 베어링을 설계하여 실험 장치를 구성하였다. 실험을 통하여 자기, 공기포일 그리고 하이브리드 베어링에 의해 지지되는 연성 축의 불평형 응답을 비교하였다. 휨 모드의 축 진동은 공기포일 또는 자기베어링만으로 지지 되었을 때 보다, 하이브리드 베어링으로 지지되었을 때 상당히 감소하였다. 또한, 하이브리드 베어링으로 축을 지지할 때 자기베어링의 제어 이득과 중심 위치 변화를 통해, 공기포일 베어링과 자기베어링 사이의 하중분배에 따른 효과를 분석하였다. 결과적으로, 하이브리드 베어링이 연성축의 휨 모드 진동 제어에 효과적이고, 이때 제어 이득과 로터 중심 위치를 적절히 설정하여 최적의 성능을 얻을 수 있음을 확인하였다.

2. 실험 장치

2-1. 전체 실험 장치 구성

자기베어링과 하이브리드 베어링으로 지지되는 회전체 시스템과 제어장치로 구성된 전체 실험장치를 Fig. 1(a)에 나타내었다. 회전축은 공기포일 및 자기베어링(AMB: Active magnetic bearing)으로 지지되고, 자기베어링의 경우 변위 센서에서 검출된 로터의 변위를

(a) Experimental setup

(b) The rotor bearing system[9]

Fig. 1. Hybrid air-foil magnetic bearing rotor system.

AMB 제어기(Controller)와의 통신을 통해 되먹임 제어하여 회전축을 안정하게 부상시킨다.

축 베어링과 모터의 구성은 Fig. 1(b)와 같고, 모터는 10,000 rpm까지 구동 가능하며, 연성 커플링으로 축과 모터를 연결하여 동심도를 맞추었다. 그리고 축의 자유단을 지지하는 자기베어링(AMB1)은 전자석 구동기와 백업 볼베어링으로 이루어져 있고, 모터단을 지지하는 자기베어링(AMB2)는 공기포일 베어링(AFB)과 결합하여 하이브리드 베어링으로 구성된다. 여기서 자기베어링은 AMB 제어기와의 On/Off 스위치를 통해 켜고 끄는 것이 가능하다.

2-2. Flexible rotor

본 논문에서 사용된 축은 직경 10 mm, 길이 580 mm의 스틸 재질이고, Fig. 2에 축과 로터가 조립된 모습을 나타내었다. 로터는 썬기형 파워록(power lock)으로 임의의 축 위치에 조립 가능하다. Fig. 2(a)에 자기베어링(AMB1)과 하이브리드 베어링(AFB+AMB2)으로 지지되는 위치를 표시하였고, 베어링 사이의 추가 로터(Additional rotor)는 전자석 구동기와 센서가 진동 노드(node)에 놓이지 않도록 모드(mode) 형상을 조절하기 위한 것이다. 축의 모드 형상은 Fig. 2(b)의 유한

(a) Photo of the flexible rotor

(b) Finite element model of the flexible shaft

Fig. 2. The flexible shaft.

(a) First bending mode at 84.48Hz

(b) Second bending mode at 217.48Hz

Fig. 3. Mode shapes of the flexible shaft.

요소모델을 이용하여 구하였고, 해석 모델에 전자석 구동기와 센서의 위치를 나타내었다.

유한요소모델의 고유 진동수 해석은 RoDAP을 이용하여 수행하였고[10], 고유 진동수와 모드 형상을 Fig. 3에 나타내었다. 첫 번째 휨 모드 진동의 위험 속도 구간은 10,000 rpm 이하에서 나타나고 있으며, 전자석 구동기와 센서의 위치가 노드 점을 피해 결정되었음을 Fig. 3(a)와 (b)를 통해 확인 할 수 있다.

2-3. 하이브리드 베어링

본 논문의 연구대상인 연성 축을 지지하는 자기베어링과 공기포일 베어링을 Fig. 4에 나타내었다. 자기 베어링(AMB1)은 축의 자유단 진동 제어를 위한 것이고, 모든 실험에서 작동된다.

모터단을 지지하는 하이브리드 베어링은 공기포일 베어링(AFB)과 자기베어링(AMB2)으로 이루어지며, 그 중 AMB2는 AFB와의 결합을 위해 전자석 구동기 내부의 빈 공간을 에폭시로 몰딩하였고, AFB를 결합하기 위한 홈이 가공되었다. AFB는 탑 포일과 범프 포일로 구성되며 나사와 플라스틱 팁(tip)으로 고정하고, AMB2의 내부 홈에 끼워서 결합된다. AMB1와

Fig. 4. Magnetic and air-foil bearings.

Table 1. Specifications of magnetic bearings

	AMB1	AMB2
Diameter	40 mm	35 mm
Width	20 mm	45 mm
Bias Current	0.5 A	0.8 A
Area of gap	240 mm ²	210 mm ²
Coil Turns	270	240
Air gap thickness	0.45 mm	0.7 mm
Material of core	SiFe	SiFe
Diameter of coil	0.6 mm	0.5 mm
Resistance of coil	2.5Ω	1.5Ω
Inductance	32 mH	20 mH

AMB2의 사양을 Table 1에 각각 나타내었다.

2-4. PD 제어기

공기포일 베어링은 회전 속도에 따라 중심 위치가 계속 변하고, 정확한 중심 위치를 예측할 수 없기 때문에 적분제어를 사용할 수 없다. 따라서 본 논문에서는 비례적분미분(PID) 제어 대신 적분제어를 제외한 비례미분(PD) 제어기를 사용하였다. 사용된 PD 제어($K(s)$)는 식 (1)과 같다. 비례 이득(k_p)이 커질수록 시스템의 강성은 커지지만 식(2)에 의해 미분 이득(k_d)이 미분 시정수(T_d)에 반비례하기 때문에 미분 이득이 작을수록 시스템의 감쇠가 증가한다. 일반적인 필터 계수(N)의 범위는 3~10이며[11], 필터 계수를 5로 고정하였다.

$$K(s) = k_p \left[1 + \frac{T_d s}{1 + T_d s / N} \right] \quad (1)$$

$$T_d = \frac{NT}{1 + NTk_d/2} \quad (2)$$

3. 실험 방법

3-1. 각 베어링의 성능 비교

하이브리드 베어링에 의한 연성 모드 진동 제어의 성능은 앞서 소개한 회전체 시스템의 불균형 응답을 측정하여 실험적으로 검증한다. 축 중앙의 로터가 자기베어링으로 지지되는 경우 (축 중앙 자기베어링의 PD 제어를 켜고 공기포일 베어링을 제거), 공기포일 베어링으로 지지되는 경우 (축 중앙 자기베어링의 PD 제어를 끄고 공기포일 베어링을 조립), 마지막으로 하이브리드 베어링으로 지지되는 경우 (축 중앙 자기베어링의 PD 제어를 켜고 공기포일 베어링을 조립)에 대하여 축의 회전 속도를 일정한 비율로 10,000 rpm까지 증가시키면

Table 2. Run-up tests

#	Bearing	AMB1	AFB	AMB2
1	Magnetic bearing	on	off	on
2	Air-foil bearing	on	on	off
3	Hybrid bearing	on	on	on
PD gain		$k_p=2000,$ $k_d=500$	-	$k_p=7000,$ $k_d=750$

서 불평형 응답을 측정한다. 베어링의 연성 모드 진동 제어 성능 비교 실험 방법을 Table 2에 정리하였다.

3-2. 공기포일 베어링, 자기베어링의 하중 분배

하이브리드 베어링은 공기포일 베어링과 자기베어링의 하중 분배에 따라 축을 지지하게 되고, 두 베어링 사이 하중 분배는 하이브리드 베어링 설계에 있어 매우 중요한 사안이다. 하이브리드 베어링의 하중 분배 효과를 자기베어링의 PD제어 이득과 중심 위치 변화를 통해 실험적으로 분석하였다. 첫 번째로, 각 베어링의 하중은 Fig. 5(a)와 같이 자기베어링의 비례 이득 변화에 따라 조절할 수 있고, 비례 이득 증가에 따라 자기베어링의 강성과 지지 하중은 증가한다. 두 번째로, 자기베어링의 중심 위치 변화를 통해 Fig. 5(b)와 같이 하이브리드 베어링의 하중 분배를 실험 할 수 있고, 회전축의 중심이 저널(journal)의 중심에 가까울수록, 공기포일 베어링의 강성과 지지 하중은 감소한다.

하이브리드 베어링에서 자기베어링의 감쇠는 회전 베어링 시스템의 진동 감소를 위해 중요하다. 그러므

로, 자기베어링 제어기의 비례 이득과 함께 미분 이득 변화에 따른 회전체 시스템의 불평형 응답을 측정하여 그 효과를 확인한다. 자기베어링의 PD제어 이득과 중심 위치 변화에 따른 실험 방법을 Table 3과 Table 4에 각각 정리하였다.

4. 실험 결과

4.1. 하이브리드 베어링의 성능 분석

각 베어링 지지에 따른 회전체 시스템의 진동 변화를 1,000~10,000 rpm까지 1,000 rpm 간격으로 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6(a)의 첫 번째 줄 궤적은 자기 베어링만으로 축을 지지하였을 경우이고, 두 번째 줄은 공기포일 베어링만으로 축을 지지하였을 경우, 마지막으로 세 번째 줄은 하이브리드 베어링으로 축을 지지하였을 경우 회전 궤적을 나타내었다.

하이브리드 베어링의 회전 궤적 크기는 각각 다른 두 베어링으로 지지했을 때보다 상당히 작고, 특히, 휨 모드가 발생하는 위험 속도 구간에서 하이브리드 베어링에 의해 진동이 상당히 감소하였다. 또한, 공진이 나타나기 전의 속도 구간에서 하이브리드 베어링의 불평형 응답은 공기포일 베어링보다 훨씬 작게 유지되었다.

자기베어링과 공기포일 베어링의 공진은 6,000 rpm 근처에서 나타나고, 반면에 하이브리드 베어링의 공진점은 7,000 rpm 부근에서 나타난다. 하이브리드 베어링의 공진점이 상승한 이유는 두 베어링의 강성이 더해져서 하이브리드 베어링의 강성이 증가하였기 때문이다.

자기베어링의 틈새는 0.7 mm이고, 공기포일 베어링의 틈새는 0.1 mm보다 작기 때문에 회전 중심의 위치와 회전 궤적 크기의 절대 비교는 불가능하다. 하지만, 하이브리드 베어링의 궤적 중심이 자기베어링만으로 지지했을 경우와 공기포일 베어링만으로 지지했을 경우, 각각의 궤적 중심 위치 사이에 있으며 이는 두 베어링 사이의 하중 분배에 따른 결과이다.

Fig. 6(b)는 공기포일 베어링과 하이브리드 베어링의 궤적을 확대하여 나타낸 것이다. 두 베어링의 궤적 비교를 통해, 전체 회전 속도 구간에서 하이브리드 베어링은 공기포일 베어링보다 진동이 작으며 하이브리드 베어링의 진동 제어 성능이 우수함을 확연히 알 수 있다.

공기포일 베어링의 경우, 휨 모드 위험 속도보다 높은 회전 속도에서 진동이 다시 증가한다. Fig. 7(a)와 (b)에서 회전축 시스템의 진동 변화를 주파수 영역으로 표시하면, 회전 속도보다 낮은 주파수(sub-synchronous)

Fig. 5. Experimental investigation of the load sharing.

Table 3. PD gain variation of the hybrid bearing

#	1	2	3	4
$k_p(k_d=750)$	3000	5000	7000	9000
$k_d(k_p=7000)$	450	750	1050	1250

Table 4. Rotor center position variation of the hybrid bearing

#	1	2	3	4
x, y (μm)	(+60, 0) (0, +60)	(+30, 0) (0, +30)	(0, 0) (0, 0)	(-30, 0) (0, -30)
PD gain : $k_p=7000$, $k_d=750$

(a) Orbits of three bearings : magnetic bearing (row 1), air-foil bearing (row 2) and hybrid bearing (row 3)

(b) Zoomed orbits of air-foil bearing (row 1) and hybrid bearing (row 2)

Fig. 6. Orbits of run-up tests of three bearings. **Fig. 7. Waterfall plots of run-up tests of AFB and hybrid bearing.**

에서 발생하는 진동, 즉, 휘둘림 진동(whirl)이 그 원인임을 알 수 있다. 반면에, 하이브리드 베어링으로 지지하는 경우 Fig. 7(c)와 (d)에서 같이 축의 회전 속도보다 낮은 주파수에서 진동이 발생하지 않는다. 즉, 하이브리드 베어링이 휨 모드 진동 제어뿐만 아니라, 유체 베어링으로 인해 발생하는 휘둘림 진동도 억제 가능함을 알 수 있다.

4-2. PD 제어 이득에 따른 동특성 분석

자기베어링의 제어 이득에 따라 강성과 댐핑 효과가

조절 가능하며, 강성과 관련된 것이 비례 이득이며, 댐핑과 관련된 것이 미분 이득이다. 이들의 변화에 따라 수행한 실험 결과는 다음과 같다.

4-2-1. 비례 이득 변화에 따른 실험 결과 비교

비례 이득 변화에 따른 평균(RMS: root mean square) 진동 변위를 Fig. 8에 나타내었다. 비례 이득이 작은 경우에, 회전축 동기 진동을 포함한 비동기 성분 진동이 크게 발생하고, 이것은 하이브리드 베어링에서 공기포일 베어링보다 자기베어링의 역할이 작

Fig. 8. Vibration amplitudes of hybrid bearing with various k_p (fixed $k_d=750$).

Fig. 9. Orbit near resonance frequency with various k_p .

Fig. 10. Waterfall plot of Y displacement with various k_p .

음을 의미한다. 반면에, 비례 이득이 증가할수록, 공진에서의 하이브리드 베어링의 진동이 공기포일 베어링보다 크게 발생하며, 위험 속도 구간이 점점 높아지는 것을 볼 수 있는데, 이를 통해 하이브리드 베어링의 최적화된 비례 이득의 범위가 존재함을 알 수 있다.

비례 이득 변화에 따른 공진 주파수의 궤적을 Fig. 9에 나타내었다. 비례 이득이 커질수록 하이브리드 베

어링의 강성이 증가하여 축의 궤적 중심이 저널의 중심에 가까워지고 공진 주파수는 증가한다.

비례 이득 변화에 따른 진동의 변화를 주파수 영역에서 Fig. 10과 같이 나타내었다. 앞에서와 언급한 바와 같이 하이브리드 베어링의 최적화된 비례 이득 범위가 존재함을 확인할 수 있다. 비례 이득이 3000일 때에는, 자기베어링보다 공기포일 베어링의 역할이 커져 휘둘림 진동이 발생하고, 비례 이득이 9000으로 커지면, 휨 모드 진동이 매우 크게 발생한다.

4-2-2. 미분 이득 변화에 따른 실험 결과 비교

미분 이득 변화에 따른 평균 진동 변위를 Fig. 11에 나타내었다. 미분 이득이 작아질수록, 진동 변위는 작아지지만, 실제 구현 가능한 미분 이득의 최소 한계가 존재한다. 미분 이득 변화에 따른 공진 주파수의 궤적은 Fig. 12에 나타내었으며 미분 이득이 감소할수록, 공진 주파수와 진동 변위가 줄어드는 것을 볼 수 있다. 또한, 미분이득 변화에 따른 주파수 영역의 진동변화를 Fig. 13에 나타내었고, 미분 이득이 작을수록 하이브리드 베어링의 휨 모드 진동 제어가 효과적임을 알 수 있다.

Fig. 11. Vibration amplitudes of hybrid bearing with various k_d (fixed $k_p=7000$).

Fig. 12. Orbit near resonance frequency with various k_d .

Fig. 13. Waterfall plot of Y displacement with various k_d .

4-3. 로터 중심 위치 변화에 따른 지지 하중 분배

중심 위치 변화에 따른 회전축 시스템의 진동 변화를 Fig. 14에 나타내었다. 제어 이득 변화의 결과와 비교하면 중심 위치 변화에 의한 하이브리드 베어링의 하중 분배 효과는 작은 편이다. 그러나, 회전축의 중심 위치 변화로 인해 공진 주파수가 변하고, 중심 위치의 변화가 커질수록 공진 주파수가 높아지는 것을 확인할 수 있다. 이는 하이브리드 베어링 내의 공기포일 베어링의 강성이 증가하였기 때문이며, 자기 베어링과의 하중 분배에 있어 축의 중심 위치가 매우 중요함을 알 수 있다.

(a) Variation of the rotor center position in X direction

(b) Variation of the rotor center position in Y direction

Fig. 14. Vibration amplitudes with various rotor center positions.

X 방향의 중심 위치에 따른 진동 변화 주파수 영역 그림을 Fig. 15에, Y 방향의 중심 위치에 따른 진동 변화 주파수 영역 그림을 Fig. 16에 나타내었다. 중심 위치 변화가 커질수록 회전 축과 베어링 사이의 마찰이 발생하고, X와 Y 방향으로 각각 $-30 \mu\text{m}$ 의 중심 위치 조절을 하였을 때, 진동이 최소화됨을 확인할 수

Fig. 15. Waterfall plot of Y direction with various rotor center positions in X direction.

Fig. 16. Waterfall plot of Y direction with various rotor center positions in Y direction.

있다. 중심 위치 변화로 공기포일 베어링의 지지 하중이 증가하여 하이브리드 베어링 시스템의 안정성이 향상됨을 의미한다. 결론적으로, 제어 이득과 중심 위치 변화로 자기베어링과 공기포일 베어링의 하중 분배가 최적화되었을 때, 하이브리드 베어링의 진동 억제 성능이 가장 효과적임을 보여 준다.

4. 결 론

본 논문은 공기포일 자기 하이브리드 베어링으로 지지되는 연성 축의 휨 모드 진동 제어에 관한 연구를 수행하였다. 첫 번째로, 연성 축을 지지하는 하이브리드 베어링을 설계하고 실험 장치를 구성하였고, 두 번째로 실험을 통하여 자기 베어링의 제어 이득 값을 얻어내었으며, 세 번째로 하이브리드 베어링의 휨 모드 진동 제어 성능을 10,000 rpm까지 Run-up test 하였다. 결론적으로, 자기베어링과 공기포일 베어링으로 지지할 때보다 하이브리드 베어링으로 축을 지지할 때 1차 휨 모드 진동 제어 성능이 우수함을 보였다. 또한, 하이브리드 베어링으로 축을 지지할 때 자기베어링의 제어 이득과 중심 위치 변화를 통해, 공기포일 베어링과 자기베어링 사이의 하중분배에 따른 효과를 실험하였다. 이를 통해 하이브리드 베어링이 연성 축의 휨 모드 진동 제어에 효과적이고, 이때 제어 이득과 로터 중심 위치를 적절히 설정하여 최적의 성능을 얻을 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 논문은 한국과학기술연구원 기관 고유사업 “고속 회전기의 지능형 센서 및 액추에이터 기술 개발”과 지식경제부 및 정보통신산업진흥원의 'IT융합 고급인력 과정 지원사업' (NIPA-2010-C6150-1001-0004)의 연구 결과로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Heshmat, H., “Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capability,” *ASME Journal of Tribology*, Vol. 116, No. 2, pp. 287-295, 1994.
2. Heshmat, H., Ming Chen, H., and Walton II J. F., “On the Performance of Hybrid Foil-Magnetic Bearings,” *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, No. 1, pp. 73-81, 2000.
3. Swanson, E. E., Heshmat, H., and Walton, J., “Performance of a Foil-Magnetic Hybrid Bearing,” *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 124, pp. 375-382, 2002.
4. Tarbares, D. R., “Rotordynamic Performance of A Rotor Supported on Bump-type Foil Bearings : Experiment & Predictions,” Master thesis, Texas A&M University, 2006.
5. Schweitzer, G. and Bleuler, H., Active Magnetic Bearings, Hochschulverlag AG, ETH Zurich, Switzerland, 1994.
6. Lee, S. H., “Vibration Control and Stability of High Speed Rotor Supported by a Hybrid Bearings,” Master thesis, Korea University, 2009.
7. Park, J. H., “A Vibration Control of High Speed Rotating Shaft Supported by a Hybrid Air Foil-magnetic Bearings,” Master thesis, Soongsil University, 2009.
8. Ahn, H. J., “A Study on System Identification and Vibration Control of the AMB Spindle for High Speed Precision Machining using Cylindrical Capacitive Sensors,” Ph. D. Thesis, Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, 2001.
9. Kim, K. J. and Lee, C. W., “Identification of Dynamics Characteristics of Squeeze Film Damper Using Active Magnetic Bearing System as an Exciter,” *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 13, No. 7, pp. 508-516, 2003.
10. RK 4 rotor kit, Bently Nevada LLC. 1631 Bently Parkway South, Minden, Nevada USA 89423, 2000.
11. RoDAP, DnM Technology Co., Seoul Korea.
12. Frank, L. L., Applied Optimal Control & Estimation, Prentice-Hall, Inc., London, 1992.