

DOI <https://doi.org/10.9725/kstle.2017.33.1.9>

## 초임계 CO<sub>2</sub> 발전용 파워 터빈의 회전체 동역학 해석 및 구동 시험

이동현<sup>1,\*</sup> · 김병욱<sup>1</sup> · 선경호<sup>1</sup> · 임형수<sup>2</sup>

<sup>1</sup>한국기계연구원 시스템다이나믹스 연구실

<sup>2</sup>한국기계연구원 극한에너지기계 연구실

### Rotordynamic Performance Analysis and Operation Test of a Power Turbine for the Super critical CO<sub>2</sub> Cycle Application

Donghyun Lee<sup>1,\*</sup>, Byungok Kim<sup>1</sup>, Kyungho Sun<sup>1</sup> and Hyungsoo Lim<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Material

<sup>2</sup>Dept. of Extreme Energy System, Korea Institute of Machinery and Materials

(Received December 3, 2016; Revised December 30, 2016; Accepted December 30, 2016)

**Abstract** – This paper presents a rotordynamic analysis and the operation of a power turbine applied to a 250 kW super-critical CO<sub>2</sub> cycle. The power turbine consists of a turbine wheel and a shaft supported by two fluid film bearings. We use a tilting pad bearing for the power turbine owing to the high speed operation, and employ copper backing pads to improve the thermal management of the bearing. We conduct a rotordynamic analysis based on the design parameters of the power turbine. The dynamic coefficients of the tilting pad bearings were calculated based on the iso-thermal lubrication theory and turbine wheel was modeled as equivalent inertia. The predicted Campbell diagram showed that there are two critical speeds, namely the conical and bending critical speeds under the rated speed. However, the unbalance response prediction showed that vibration levels are controlled within 10 mm for all speed ranges owing to the high damping ratio of the modes. Additionally, the predicted logarithmic decrement indicates that there is no unstable mode. The power turbine uses compressed air at a temperature of 250°C in its operation, and we monitor the shaft vibration and temperature of the lubricant during the test. In the steady state, we record a temperature rise of 40°C between the inlet and outlet lubricant and the measured shaft vibration shows good agreement with the prediction.

**Keywords** – super critical CO<sub>2</sub>(초임계 CO<sub>2</sub>), tilting pad bearing(틸팅 패드 베어링)

### 1. 서 론

최근 전세계적으로 환경 규제, 에너지 자원고갈 등의 문제로 인하여 미 활용되거나 버려지는 에너지의 활용을 위해 새로운 형태의 발전 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 연구들 중 초임계 CO<sub>2</sub>를 이용한 발전 시스템은 비교적 넓은 온도 범위의 열원에 대하여 적용이 가능하고, 작동 유체인 초임계 CO<sub>2</sub>

의 높은 밀도로 시스템의 소형화가 가능하기 때문에 적용 가능 분야가 다양할 것으로 인식되고 있다. 따라서, 최근 여러 선진국들을 중심으로 이에 대한 연구가 많이 진행되고 있다. 초임계 CO<sub>2</sub> 발전 사이클과 관련된 연구로는 기존의 스팀 사이클을 초임계 CO<sub>2</sub> 발전 사이클로 대체하거나, 주어진 열원에 대하여 초임계 CO<sub>2</sub> 사이클 적용하였을 경우, 시스템의 효율을 예측하는 연구들이 있었다[1, 2]. 이러한 사이클 설계 및 해석에 관한 연구와 함께 초임계 CO<sub>2</sub>사이클에 적용하기 위한 압축기나 터빈과 같은 유체 기계에 대한 연구 또한 활발히 진행되고 있다[3-5].

\*Corresponding author : donghyun2@kimm.re.kr  
Tel: +82-42-868-7662, Fax: +82-42-868-7098

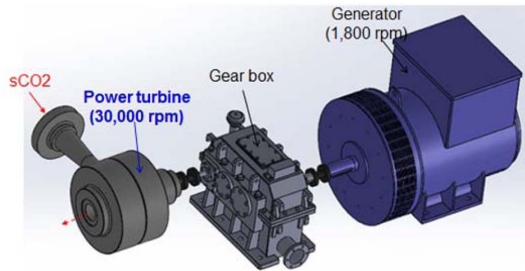


Fig. 1. Power train for 250 kW Super Critical CO<sub>2</sub> cycle.

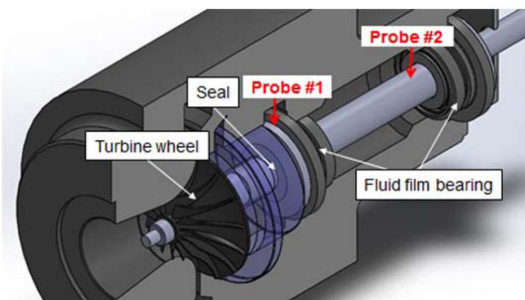


Fig. 2. Rotor bearing of the power turbine.

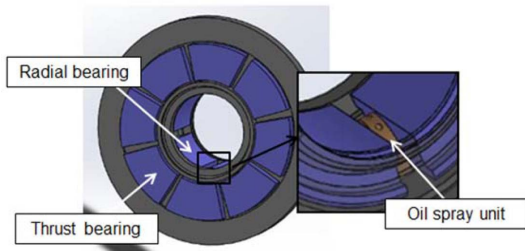


Fig. 3. Fluid film bearing for the power turbine.

Fig. 1은 현재 기계 연구원에서 개발 중인 250 kW 급 초임계 CO<sub>2</sub>발전 사이클 중 전기를 생산하는 요소인 파워 트레인을 나타낸다. 파워 트레인은 터빈, 감속기, 발전기로 구성되며, 각각의 요소들은 회전축이 커플링을 통해 연결되어 있다. 파워 터빈의 정격 회전 속도는 30,000 rpm으로 설계 되었으며, 발전기의 정격 속도는 1,800 rpm이다. 파워 터빈과 발전기 사이에 위치한 감속기를 통해 파워 터빈의 정격 속도에서 발전기의 정격 속도로 회전 속도가 감속 되는 구조를 가진다. 본 연구에서는 파워 트레인의 구성 요소 중 고온, 고압의 초임계 CO<sub>2</sub>를 통해 기계적 에너지를 생성하는 역할을 하는 파워 터빈과 관련하여 설계 단계에서 수행한 회전체 동역학 해석과 실제 제작된 터빈의 구동 시험 결과에 대하여 기술하였다.

## 2. 연구방법 및 내용

### 2-1. 파워 터빈의 축계 구성

Fig. 2는 파워 터빈의 내부 구성도를 나타낸다. 파워 터빈은 고온, 고압의 초임계 CO<sub>2</sub>와 접촉하면서 회전하는 터빈 휠과 터빈 휠이 결합되는 회전축으로 구성되어 있다. 회전축은 2개의 유체 베어링으로 지지되며, 터빈 휠 후단에는 CO<sub>2</sub>의 누설을 방지 하기 위한 고온, 고압용 실이 장착된다. 또한, 회전축에는 축 방향 추력을 지지하기 위한 2개의 스러스트 칼라가 함께 장착되어 있다.

회전축을 지지하는 유체 베어링은 Fig. 3과 같이 레디얼 베어링과 스러스트 베어링이 조합된 형태의 베어링을 사용하였다. 레디얼 베어링은 고속 회전하는 파워 터빈의 특성상 고속 안정성이 우수한 틸팅 패드 베어링으로 선정하였다[6-8]. 또한, 파워 터빈은 터빈 입구 온도가 250°C인 고온에서 구동하므로, 윤활막에서 발생하는 열을 효과적으로 배출 하고 패드의 국부적인 열 변형을 방지하기 위해 베어링의 패드를 열전도도가 높은 구리로 제작하였다. 각각의 패드 사이에는 Fig. 3과 같이 윤활유 공급을 위한 오일 스프레이 블럭을 설치하여 외부로부터 공급되는 윤활유가 패드 사이로 보다 많이 유입될 수 있도록 구성하였다. 스러스트 베어링은 Fig. 3과 같이 8개의 패드로 구성된 틸팅 패드 스러스트 베어링으로 제작 하였으며, 회전축이 기울어져 운전될 때 발생하는 하중 지지능력 저하를 최소화 하기 위해 패드의 높이가 주변 패드에 작용하는 압력에 따라 조절되는 Equalizing linkage 기능을 가지도록 제작하였다.

### 2.2 회전체 동역학 해석 모델

Table 1은 파워 터빈의 회전축과 베어링의 주요 정

Table 1. Design parameters for power turbine

Properties	Unit	Value
Shaft diameter	mm	40
Total weight	kg	7.8
Turbine wheel mass	kg	1.42
Bearing type	-	LBP
Pad number	EA	5
Clearance	mm	0.04
Pad offset	-	0.5

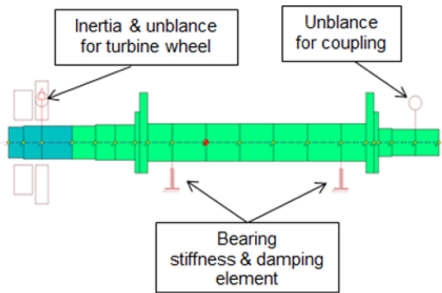


Fig. 4. Rotordynamic model of the power turbine.

보를 나타낸다. Fig. 4는 이러한 정보를 바탕으로 구성된 파워 터빈의 회전체 동역학 모델을 나타낸다. 해석 모델 구성 및 회전체 동역학 해석은 상용 프로그램인 DYROBES를 통해 수행하였다[9]. 그림을 통해 볼 수 있듯이 터빈 휠은 회전축이 연결 되는 부위와 동일한 직경을 가지는 부분은 회전축과 연장되는 강성 요소로 모델링 하였으며, 강성 요소로 모델링한 부분을 제외한 나머지 부분은 등가의 질량을 가지는 디스크로 모델링 하였다. 회전축을 지지하는 2개의 레디얼 베어링은 별도의 베어링 해석 프로그램을 통해 회전 속도 별로 계산된 강성, 감쇠 요소로 모델링 하였다. 베어링의 강성, 감쇠 해석 시 윤활유는 등온 조건으로 가정하였으며, 사용된 윤활유는 ISO VG #32이고 윤활유 점도는 50°C를 기준으로 하였다. 불균형 질량은 터빈 휠의 무게 중심이 위치한다.

노드에 부여하였으며, 불균형 질량의 크기는 파워 터빈 제작 시 사용한 Balancing 기준인 G2.5에 해당되는 크기로 부여 하였다. 해석에 사용된 정보들은 Table 1에 기술되어 있다.

### 2-3. 파워 터빈 구동 실험

Fig. 5는 제작된 파워 터빈과 이를 구동 하기 위한 시스템을 나타낸다. 파워 터빈의 베어링에는 오일 펌프를 통해 가압된 윤활유가 공급되며, 베어링으로부터 온도가 상승된 후 외부로 배출된 오일은 오일 냉각 장치를 거쳐 다시 펌프로 순환되게 구성하였다. 터빈이 구동하는 동안 회전축의 진동을 측정하기 위해 Front와 Rear 베어링 근처에 각각 수직 방향과 수평 방향으로 Proximity probe를 설치 하였다. Proximity probe 설치 위치는 Fig. 2에 나타나 있다. 또한, 운전 중 베어링의 윤활 상태를 모니터링하기 위해 파워 터빈으로 공급되는 윤활유와 베어링으로부터 배출되는 윤활유의

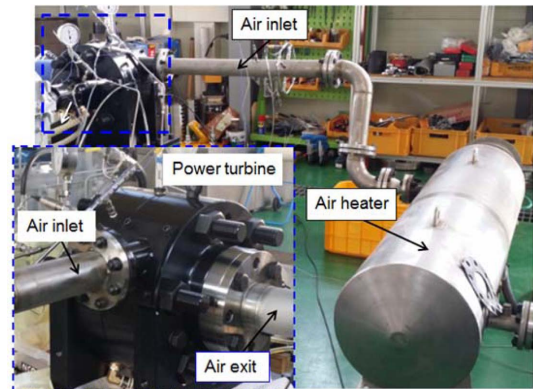


Fig. 5. Power turbine and turbine drive system.

온도 측을 위한 열 전대를 설치 하였다.

파워 터빈의 구동 실험은 현재 초임계 CO<sub>2</sub> 사이클에 대한 제작이 진행 중인 상황이므로 고온의 압축 공기를 이용하여 수행하였다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 압축기에서 가압된 공기를 전기 heater를 통과시켜 온도를 상승시킨 후 이를 파워 터빈으로 공급하여 터빈을 회전시키는 방식으로 수행하였다. 파워 터빈으로 공급되는 압축 공기의 온도는 초임계 CO<sub>2</sub> 사이클의 터빈 입구 온도 값인 250 °C가 되도록 하였다. 파워 터빈의 회전 속도는 압축 공기 공급라인의 밸브를 통해 유량을 조절함으로써 실험을 수행하였다. 이때, 초임계 CO<sub>2</sub> 사이클의 터빈 입구 압력 설계치는 100 bar 이지만, 터빈 구동 시험에서는 부하가 없는 상태에서 회전하므로 10 bar 정도의 압력으로도 정격 속도인 30,000 rpm까지 구동이 가능하였다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3-1. 회전체 동역학 해석 결과

Fig. 6은 파워 터빈의 회전체 동역학 모델을 통해 계산된 Campbell 선도와 각 모드에 대한 감쇠력을 나타내는 Logarithmic decrement 선도이다. 해석 결과 Fig. 6(a)에서 볼 수 있듯이 10,000 rpm 부근에서 강체 모드에 의한 공진이 나타나며, 28,000 rpm 부근에서 굽힘 모드에 의한 공진이 나타나는 것으로 예측되었다. 그러나, 이러한 모드들은 Fig. 6(b)의 Logarithmic decrement를 통해 볼 수 있듯이 모두 감쇠가 큰 모드들이기 때문에 큰 진동을 유발하지는 않을 것으로 판단 되었다. 이러한 모드들이 큰 감쇠를 가지는 이유는 회전축이 유체 베어링으로 지지되어 있기 때문으로 생

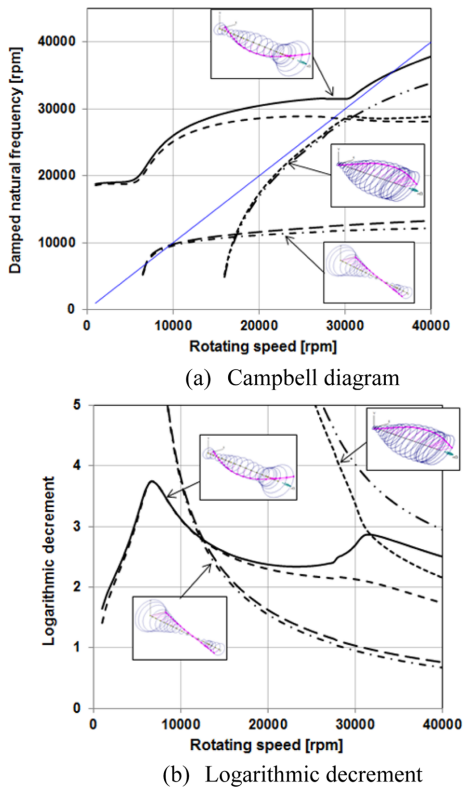


Fig. 6. Rotordynamic analysis of the power turbine.

각 된다. 또한, Logarithmic decrement가 음수가 되는 불안정 모드들은 운전 범위 내에서 나타나지 않는 것으로 예측되었다.

Fig. 7은 터빈 휠 끝 단에서 불균형 질량에 의해 나타나는 각 속도별 진동을 나타낸다. 그림을 통해 볼 수 있듯이 축의 진동은 18,000 rpm까지 증가한 후 40,000 rpm까지 비슷한 값을 유지하며, 공진 점이 뚜

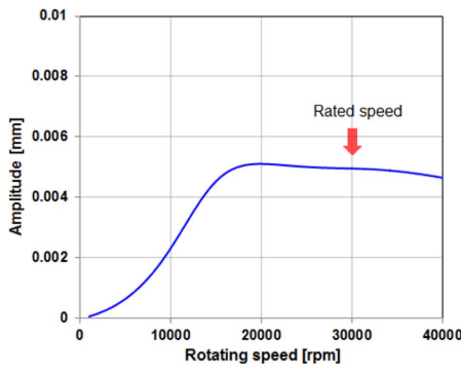


Fig. 7. Predicted unbalance response.

렷하게 나타나지 않는 것을 볼 수가 있으며, 모든 회전 속도에서 진폭은 10  $\mu\text{m}$ 이하로 예측되었다. 특히, Campbell 선도에서 10,000 rpm 부근에서 예측된 강제 모드에 의한 공진은 Fig. 6(b)에서 볼 수 있듯이 모드가 가지는 Logarithmic decrement가 4정도 되는 감쇠가 큰 모드이기 때문에 Fig. 7의 불균형 응답에서는 공진이 나타나지 않는 것으로 판단된다.

### 3-2. 파워 터빈 구동 실험 결과

파워 터빈의 구동은 초기에 상온 상태의 압축공기로 15,000 rpm까지 터빈의 회전 속도를 증가 시킨 후, 전기 heater의 전원을 공급하여 터빈으로 공급되는 공기의 온도를 250  $^{\circ}\text{C}$ 가 되도록 조절하였다. 이후 유량을 증가시켜 회전 속도를 30,000 rpm까지 증가시키고, 동일한 회전 속도에서 일정 시간 동안 유지시키는 모드로 실험을 수행하였다. Fig. 8은 터빈이 구동되는 동안 측정된 회전 속도와 베어링으로 공급되는 윤활유의 입, 출구 온도를 나타낸다. 윤활유의 온도는 파워 터빈 구동 시작 후 시간이 증가함에 따라 계속 증가하였으며, 30,000 rpm에 도달 후 대략 1시간 정도 후에 온도 변화가 거의 없는 정상 상태에 도달 하는 것으로 관찰되었다. 정상 상태에서 베어링으로 유입되는 윤활유의 입구와 출구의 온도 차이는 대략 40  $^{\circ}\text{C}$  정도로 나타났으며, 이러한 온도 상승은 베어링에서 고속 회전에 의해 발생 하는 점성 마찰에 의한 열 전달과 고온 압축 공기에서 회전축을 통해 윤활유로 전달되는 열에 의한 것으로 생각된다.

Fig. 9는 여러 회전 속도에서 계측된 회전축의 진동을 나타낸다. 그래프 상의 심볼은 실험을 통해 계측된 수평과 수직 방향 진동을 나타내며, 실선은 회전체 동역학 해석을 통해 예측한 결과를 나타낸다. 실험 결과,

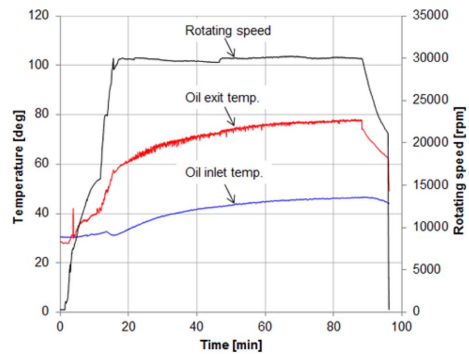


Fig. 8. Rotating speed and measured oil temperature.

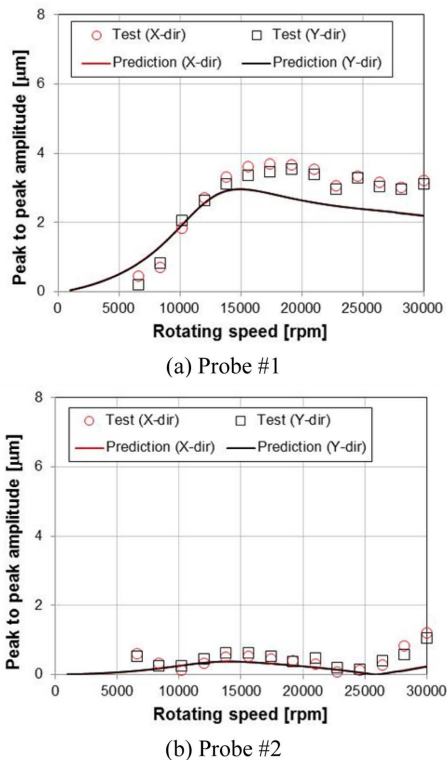


Fig. 9. Predicted and measured shaft vibration.

그림을 통해 볼 수 있듯이 수평 방향과 수직 방향 진동 크기는 모든 회전 속도에서 거의 유사하게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이것은 작동 범위 내에서 베어링의 수평 방향과 수직 방향 강성이 비슷하게 설계되었기 때문으로 판단된다. 또한, 모든 회전 속도에서 Front bearing 근처의 Probe #1에서 측정된 진동이 Rear bearing 근처에 설치된 Probe #2에서 측정된 진동보다 크게 나타났다. 이렇게 Probe #1에서 측정된 진동이 Probe #2보다 큰 것은 많은 질량을 가지는 터빈 휠이 Front bearing 앞쪽에 위치하는 회전축의 구조에 기인한 것으로 생각된다. 실험을 통해 예측된 축진동은 모든 회전 속도에서 10 μm 이하로 양호하게 나타났다. 실선으로 표기된 예측 값과 비교할 때 진동 수준이 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 250 kW급 초임계 CO<sub>2</sub> 발전용 파워 터빈과 관련하여 설계 단계에서 수행한 회전체 동역학 해석과 실제 제작된 파워 터빈의 구동 시험을 수행하

면서 측정된 회전축 진동에 대해 기술 하였다.

파워 터빈용 유체 베어링은 30,000 rpm의 고속에서 운전되는 파워 터빈의 운전 조건을 고려하여, 고속 안정성이 우수한 틸팅 패드 베어링을 채택하였으며, 터빈 입구 온도가 250 °C의 고온에서 작동하므로 패드를 열 전달에 유리한 구리를 통해 제작 하였다. 설계된 베어링과 회전축 정보를 바탕으로 회전체 동역학 해석을 수행하였으며, 이를 통해 정격 회전 속도에서의 진동이 자체 요구 조건을 만족함을 확인하였다. 파워 터빈의 구동 시험은 전기 heater를 이용하여 고온의 압축 공기를 생성하여 수행하였으며, 정격 회전 속도인 30,000 rpm까지 문제 없이 구동함을 확인 하였다. 정상 상태에서 베어링에 공급되는 윤활유의 입, 출구 온도 차이는 대략 40 °C 정도로 관찰 되었으며, 회전체 동역학 해석을 통해 예측된 진동은 실험을 통해 측정된 축 진동과 유사하게 나타남을 확인할 수 있었다.

#### Acknowledgements

본 연구는 한국기계연구원 기관 고유사업을 통해 수행되었습니다.

#### References

- [1] Dostal, V., *A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors*, Doctoral Thesis, MASSACHUSETTS Institute of Technology, USA, 2004.
- [2] Turchi, C., Ma, Z., and Wagner, M., "Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems", *J. of Sol. Energy Eng.*, Vol. 135, pp. 041007, 2013.
- [3] Kus, B., and Neks, P., "Development of one-dimensional model for initial design and evaluation of oil-free CO<sub>2</sub> turbo-compressor," *Int. J. of Refrig.*, Vol. 134, pp. 2079-2090, 2013.
- [4] Pecnik, R., Rinaldi, E., and Colonna, P., "Computational fluid dynamics of radial compressor operating with supercritical CO<sub>2</sub>," *J. of Eng. Gas Turbines and Power*, Vol. 134, pp.122301, 2013.
- [5] D.Lee, B.Kim, "Bearing and Rotordynamic Performance Analysis of a 250 kW Reduction Gear System", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 32, No. 4, pp. 107-112, 2016.
- [6] Ettles, C., "The analysis and performance of pivoted pad journal bearings considering thermal and elastic effects", *J. of Lub. Tech.*, Vol. 102, pp.182-192,

- 1980.
- [7] Desbordes, H., Fillon, M. "Dynamic analysis of tilting pad journal bearing - Influence of pad deformations", *J. of Tribol.*, Vol. 116, pp. 621-628., 1994.
- [8] Rouch, K. E., "Dynamics of pivoted-pad journal bearing, including pad translation and rotation effects", *J. of Tribol., J. of Lub. Tech.*, Vol. 26, pp. 102-109., 1983.
- [9] Chen, W. J., *Introduction to Dynamics of Rotor Bearing Systems*, Chap. 6, Eigen Technologies, USA, 2007.