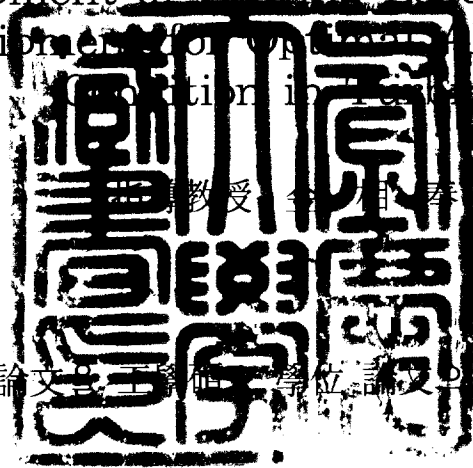


工學碩士 學位論文

# 터빈의 최적 축정렬 상태 결정을 위한 베어링 하중 측정 장치의 개발

Development of Bearing Load Measuring  
Equipment for Optimum Alignment  
Condition in Turbine



이 論文은 工學碩士學位論文으로 提出함

2005年 2月

釜慶大學校 大學院

메카트로닉스공학 협동과정

金 星 奉

# 金星奉의 工學碩士 學位論文을 認准함

2005년 2月 25日

主審 : 工學博士 丁永錫



副審 : 工學博士 孫正鉉



委員 : 工學博士 金相奉



# 목 차

|                                       |    |
|---------------------------------------|----|
| Abstract .....                        | 1  |
| <br>                                  |    |
| 제 1 장 서론 .....                        | 3  |
| 1.1 연구배경 .....                        | 3  |
| 1.2 연구목적 및 연구범위 .....                 | 5  |
| <br>                                  |    |
| 제 2 장 터빈 베어링 하중측정 시스템의 구성 .....       | 6  |
| 2.1 작용하게 될 정적하중의 정의 .....             | 7  |
| 2.2 시스템 구성 개략도 .....                  | 9  |
| 2.3 기하학적 구조 .....                     | 11 |
| 2.4 구조해석 .....                        | 14 |
| <br>                                  |    |
| 제 3 장 터빈 베어링 하중측정 시스템 제작 및 성능시험 ..... | 18 |
| 3.1 시스템 제작 .....                      | 18 |
| 3.2 시스템 특성 시험 및 고찰 .....              | 20 |
| <br>                                  |    |
| 제 4 장 현장 설치시험 .....                   | 24 |
| 4.1 시스템 현장설치 .....                    | 24 |
| 4.2 시스템 보정 .....                      | 27 |
| 4.3 측정될 상태 변화에 따른 하중조정 시험 .....       | 33 |
| 제 5 장 결론 .....                        | 43 |

|                                  |    |
|----------------------------------|----|
| 참 고 문 헌 .....                    | 45 |
| Appendix .....                   | 47 |
| Publication and Conference ..... | 57 |
| 감사의 글                            |    |

# Development of Bearing Load Measuring Equipment for Optimal Alignment Condition in Turbine

Seong-Bong Kim

*Department of Mechatronics Engineering, Graduate School,  
Pukyong National University*

## Abstract

Frequently, it have a high vibration problem caused by shaft misalignment though it satisfied alignment condition of coupling during assembling process of turbine generator in overhaul period. This is occurred by alignment problem of bearing load condition though it have a good condition of geometric value in coupling.

Bearing have an excessive load or differential sinking of foundation structure, But checking of this is impossible because of elastic deformation from bearing to coupling. So we could not apply this in alignment procedure. In case of high loaded bearing, rotor generate high pressure to white metal and this make a inferior characteristic of it. And, from this phenomena raise oil temperature inside of bearing, so bearing material defection is accelerated. Another case of problem, so to speak light loaded bearing, can make a high vibration by oil whelp, and this affect to severe fatigue phenomena to rotor and bearing.

This thesis develop special equipment for measuring bearing load in alignment procedure. Using measuring device which is developed in this thesis, we examined relationship of geometrical alignment condition and bearing load in alignment procedure.

# 제 1 장

## 서 론

### 1.1 연구배경

터빈 발전기 로터를 축정렬 하는 가장 근본적인 이유는 다축으로 분리되어 있는 설비를 하나의 축과 같은 운전상태가 되도록 하는 것이다.<sup>(1)</sup> 축정렬을 위한 기준은 통상 두 가지로 구분된다. 첫째가 커플링에서의 기준값을 가지는 정렬법이다. 이것은 제작사가 제안하는 커플링의 기하학적 정렬 상태를 기준으로 베어링의 위치를 조정하는 방법으로써 통상 발전설비 정비 현장에서 많이 사용되어지고 있는 방법이다.<sup>(2)</sup> 둘째가 베어링 하중을 기준값으로 하는 정렬법이다. 이것은 제작사에서 터빈-발전기 축계 제작전 축을 설계하는 단계에서 축의 전산해석을 통한 하중 분포를 베어링에 적용시킨 것으로써 터빈 정비 현장에서는 기준 하중값을 가지고는 있지만 축정렬 작업시 거의 사용하지 않는 방법이다.

발전설비 계획예방 정비중 터빈-발전기 조립 공정에서 때때로 커플링의 기하학적 배치에 따른 축정렬 기준을 만족하였음에도 불구하고 시운전 도중 축 오정렬에 따른 고진동 발생의 경우가 종종 발생한다. 이것을 커플링의 기하학적 정렬은 만족되었을 지라도 베어링에 작용하는 부하적 측면에서의 축정렬 상태가 불량하기 때문에 발생하는 현상이다. 이러한 베어링 오정렬 상태의 원인은 발전설비 운전 경과 년수가 증가됨에 따라 터빈-발전기 설비를 지지하는 기초대가 부등침하 한다든지 하는 이유에서 발생하게 된다.

기초대가 부등침하 하였음에도 불구하고 베어링에서 커플링까지의 탄

성 영향으로 부등침하량이 측정되지 못하여 그 양이 측정될 작업시 반영되지 못함으로 인해서 베어링은 고하중 또는 저하중을 받게 된다.<sup>(3)</sup> 고하중을 받는 베어링의 경우는 화이트 메탈에 과중한 압력을 작용시켜 재질을 불량스럽게 만들고 이러한 현상이 다시 오일의 온도를 상승시킴으로써 베어링의 손상을 가속시킨다. 또한 저하중을 받는 베어링의 경우는 잘 알려진 바와 같이 Oil Wheep 등이 발생하여 고진동이 유발되고 이것은 곧 축계와 베어링에 심한 피로현상으로 작용하게 된다.<sup>(4)</sup>

이러한 이유로 인해 본 논문에서는 측정될 작업시 베어링에서의 부하를 측정할 수 있는 장치를 개발하였다. 개발된 부하 측정 장치를 사용하여 측정될 작업시 커플링의 기하학적인 정렬 상태와 베어링 부하와의 상관관계를 규명할 수 있으며 대형 회전 동력 설비의 정적, 동적 해석 결과의 유효성을 검증할 수 있는 기반을 구축하였다.

## 1.2 연구목적 및 범위

동력 생산용 발전설비의 오버홀(Over Haul) 공정에 있어서 터빈-발전기가 차지하는 비중은 매우 크다. 거의 대부분의 경우 터빈-발전기 정비 공정이 주공정이 되어 지는데, 이중 정비 전후 실시하는 축정렬 작업은 모든 공정중 가장 중요한 단계로 특별한 주의와 점검 기법이 요구된다. 하지만 이러한 세심한 주의에도 불구하고 터빈-발전기에서 오정렬에 기인하는 고진동 문제가 발견되기도 하는데 이것은 대체적으로 축정렬 단계의 잘못이라기보다는 기법에 기인하는 문제이다.

거의 대부분의 터빈-발전기 축정렬 작업은 다이얼게이지 또는 레이저 장비를 이용하여 커플링의 기하학적 상대위치를 규정하는 것으로 알려져 있다. 하지만 이러한 방법은 단지 육안으로 확인되어지는 부분에서만 이루어 질뿐 정작 중요한 베어링에 작용하는 하중량의 조정에 대해서는 어떠한 대책도 제공해 줄 수 없다.<sup>(5)</sup>

이러한 기존의 축정렬 기법이 근본적으로 안고 있는 문제에 대해 정량적으로 평가하고 실제 설비가 어떠한 특성을 가지고 경년화 되는지에 대해 규정할 필요성이 강력하게 대두되었다. 본 논문에서는 이러한 필요성에 착안하여 축정렬의 근본 개념인 베어링에 작용하는 하중량에 대한 실측을 수행하였다.

실험에 사용되는 터빈 Mock-up의 베어링 하우징 하부에 탈착 가능하도록 구조를 고안하였다. 고안된 장치는 전산해석 프로그램을 사용하여 변형량 해석을 수행하여 최종 구조를 결정하였으며, 해석 결과를 기반으로 실물을 제작하여 특성시험을 수행하였다. 마지막으로 축정렬 해석용 소프트웨어를 사용하여 계산한 축정렬 상태 변화에 따른 하중 변화량과 본 논문에서 개발한 시스템을 사용하여 실측한 결과와 비교하였다.

## 제 2 장

### 터빈 베어링 하중측정 시스템의 구성

로드셀은 힘이나 하중등의 물리량을 전기적 신호로 변환시켜 이에 비례하는 변형이 발생하며 단위길이당 발생하는 변형량을 변형률(Strain)이라고 한다. 이때 발생하는 변형률은 힘이나 하중의 크기에 직선적으로 변화된다는 특징을 가지고 있다. 공학적 필요에 의하여 변형률의 측정이 요구되었으며 이를 위하여 개발된 측정소자(Sensor)가 스트레인 게이지이다. 스트레인 게이지는 "물체의 전기 저항값은 길이와 단면 변화에 의하여 변화한다"는 원리를 기초로 한다. 로드셀은 힘이나 하중에 대한 구조적으로 안정된 변형을 발생시키는 탄성 변형체(Elastic strain member)의 수감부에서 발생하는 물리적 변형을 스트레인 게이지를 이용하여 전기저항 변화로 변환시키고 휘스톤 브릿지(Wheatstone bridge)라는 전기회로를 구성하여 정밀한 전기적 신호로 변환시키는 원리를 가지고 이루어져 있다.

로드셀의 성능을 결정하는 가장 중요한 요소는 탄성변형체의 구조이며, 이 구조는 측정하고자 하는 하중 특성, 용량 그리고 정밀도 등에 의해 결정된다. 탄성변형체는 가해진 하중에 반응하여 스트레인 게이지를 부착한 지점에 집중적으로 균일한 변형률을 발생시킬 수 있어야 한다. 변형률은 하중에 비례하여 직선적으로 변화하여야 하며 이 직선성은 탄성체요소의 형상설계, 제조공정 등에 의하여 좌우된다.

탄성체의 형상은 크게 굽힘형, 인장 압축형, 전단형등 3가지 기본유형으로 구분할 수 있는데 본 논문에서는 전단형 로드셀을 개발한다.

## 2.1 작용하게 될 정적하중의 정의

터빈 베어링의 부하를 측정하기 위한 방법으로 베어링 하부에 로드셀을 장착하였다. 실제 발전소 터빈 구조물의 경우 구조의 복잡성과 중량 문제 때문에 베어링 하부에 로드셀을 부착한다는 것은 거의 불가능하다. 하지만 본 논문에서 실험용 목적을 위해 사용하는 터빈 Mock-up의 경우는 그 구조가 단순하고 중량이 상대적으로 가볍기 때문에 베어링 하부에 적절한 하중을 측정할 수 있는 로드셀을 장착하였다. 아래의 Table 2.1은 실험 장치로 사용되는 터빈 Mock-up중 로드셀 위에 안착될 베어링 구조물의 무게를 측정한 것이다.

Table 2.1 베어링 구조물의 요소별 무게

| 구조물명              | 무게(kg) |
|-------------------|--------|
| Bearing Cover     | 2.50   |
| Bearing Block     | 5.90   |
| Upper Taper Plate | 2.15   |
| Lower Taper Plate | 3.15   |
| Side Bracket(2ea) | 1.90   |
| Bottom Plate      | 7.30   |
| 합 계               | 23.40  |

Table 2.1에서 보이는 구조물의 무게는 로터가 안착되지 않았을 경우이므로 로터를 안착시켰을 경우 로터 무게만큼을 추가시켜 주면 된다. Table 2.2는 최적의 측정렬 상태시 각 베어링에 미치는 로터의 무게에 베어링 구조물의 무게를 합한 결과를 나타내었다.

Table 2.2 로드셀에 작용하게 될 무게

| 베어링번호         | No.1 | No.2 | No.3 | No.4 | No.5 | No.6 |
|---------------|------|------|------|------|------|------|
| 로터 무게(kg)     | 13.6 | 25.3 | 30.5 | 30.5 | 30.5 | 30.5 |
| 로터+베어링 무게(kg) | 37.0 | 48.7 | 53.9 | 53.9 | 53.9 | 53.9 |

## 2.2 시스템 구성 개략도

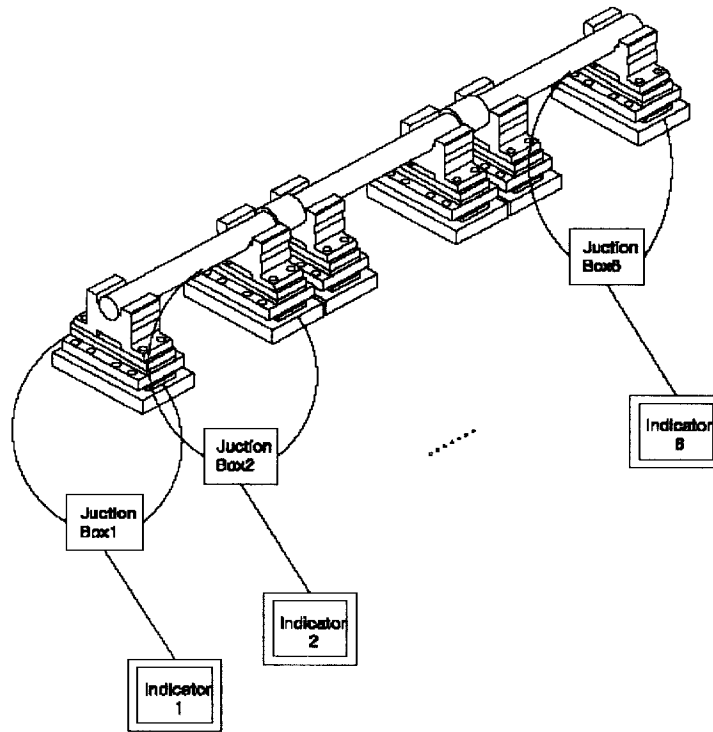


Fig. 2.1 터빈 베어링 하중측정 시스템의 개략 구성도

6개의 베어링으로 이루어진 터빈 Mock-up의 각 베어링 Body 부분에 각각 2개의 Load Cell을 장착하였다. 각 Load Cell에서 나오는 출력을 하나의 비교 연산기에서 계산하여 해당 베어링 하중을 측정한다. 일체형 구조물의 하중 측정에 2개의 로드셀을 사용하는 것은 각각의 로드셀 출력값을 연산해야 한다는 번거로움이 있긴 하지만 구조물의 안정적인 지지를 위해서는 유리한 측면이 있으므로 2개의 로드셀로 측정하는 방법을 사용하였다. Fig. 2.1 에서는 개발한 시스템의 개략도를 보이고 있다.

각각의 베어링 하부에 장착된 로드셀로부터 출력된 하중값은 베어링별

로 장착된 Junction Box에서 하나의 무게값으로 합쳐져서 Indicator에서 표시되어 진다.

## 2.3 기하학적 설계

로드셀은 크게 탄성체, 스트레인게이지, 그리고 발생신호를 처리하는 전자부로 구성되어 있다. 이 세 가지의 구성 요소 중에서도 탄성체는 제품의 특성을 원천적으로 결정한다는 측면에서 중요성을 갖고 있으며 최적설계를 위한 변수의 도출은 설계 품질의 향상은 물론 제품 품질의 향상에 결정적인 역할을 한다.

일반적인 로드셀의 형상은 크게 세 가지로 분류할 수 있는데 지금까지의 요소설계기술을 바탕으로 가장 널리 사용되고 있는 Binocular형과 고하중 로드셀에 사용되는 Canister형, 그리고 본 연구에서 채택하고 있는 Cantilever형이 있는데 어떤 Type을 사용할지는 측정하고자 하는 설비의 형태 및 구조를 가지고 판단해야 한다.

로드셀의 크기는 베어링 구조물이 안착될 페데스탈의 크기에 맞게 설계하였다. 작용하는 응력을 효과적으로 측정하기 위해서는 로드셀 일부분에 곁힘 집중하중을 받을 수 있는 구조물을 고안해야 한다. 본 연구에서는 12mm두께의 플레이트를 3mm가량 단차를 두도록 하였다. 단차가 생기는 부분의 응력 집중도를 높이기 위해서 두께를 적정하게 조정하였다. Fig. 2.2는 개발된 로드셀의 디자인을 보이고 있다.

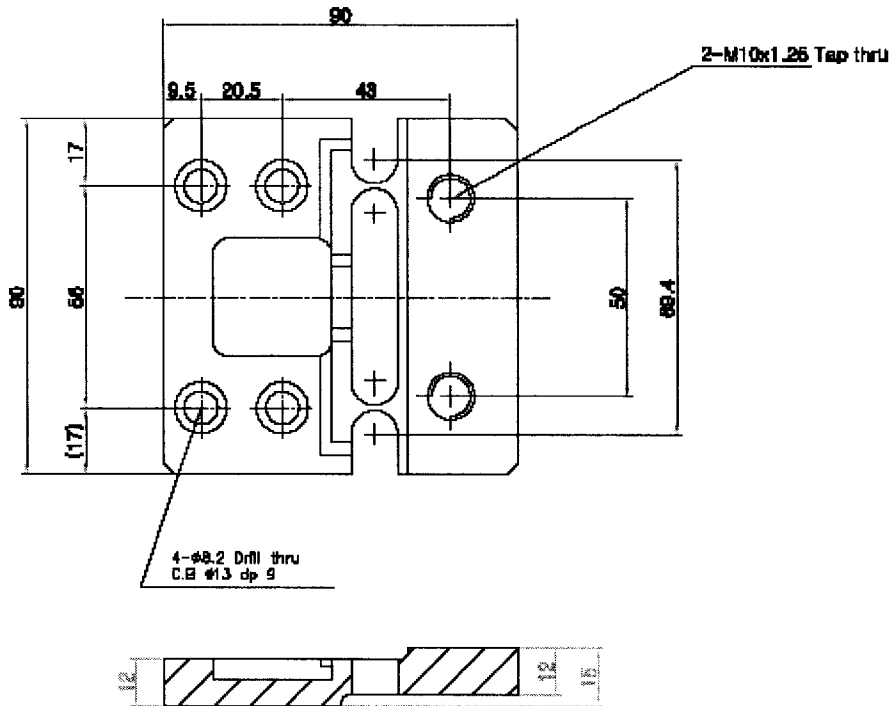


Fig. 2.2 고안된 로드셀 설계도

좌측에 있는 4개의 8.2mm Hole은 하부에 위치한 페데스탈에 로드셀을 고정하기 위한 고안으로써 로드셀을 견고히 고정하여 실험 중 로드셀의 위치가 어긋나는 현상을 방지하였다. 그림의 우측에서 보이는 2개의 볼트 Hole은 로드셀 상부에 설치된 플레이트에 고정되는 부분으로써 이것 역시 단단히 고정되어 원하지 않는 움직임이 발생하지 않도록 하였다. Fig. 2.3에서는 고안된 로드셀을 3차원적으로 나타내었다.

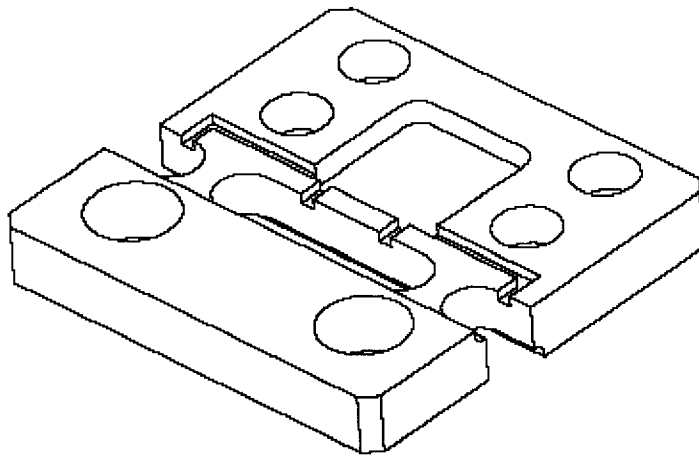


Fig. 2.3 개발된 로드셀의 3차원 도면

## 2.4 구조해석

본 절에서는 설계된 Load Cell을 제작하기에 앞서 범용 전산구조 해석 소프트웨어인 ANSYS를 사용하여 Load Cell의 Displacement, Stress, 그리고 Load Cell 구조물 자체의 Safety factor를 계산해 보았다. 또한 측정될 작업의 경우 설비가 정지된 상태에서 수행하지만 측정될 결과에 대한 유효성을 확인하기 위해서는 설비를 일정 속도 이상으로 운전해야 한다. 이와 같이 설비를 운전할 경우 하부에 설치된 Load Cell이 회전체의 운전에 중요한 변수로 작용될 수 있다.

구체적으로 말하자면 첫째, 수직방향으로 변위를 가지는 Load Cell은 회전축계의 동특성에 상당한 영향을 미친다. 잘 알려진 바와 같이 회전하는 설비는 그 설비의 베어링을 지지하는 페데스탈의 강성에 의해 고유진동수가 변화된다. 본 연구에서와 같이 수직변위를 가지는 구조물이 설치 되었을 경우는 그렇지 않을 경우에 비해 고유진동수가 저하되는 특성을 가지게 되는데 이러한 회전체의 고유진동수 저하에 대한 세부적인 고찰은 본 절의 영역을 벗어나는 사항이므로 본 절에서는 생략하기로 한다.

운전에 중요한 변수가 되는 두 번째 요소는 부착되는 Load Cell의 고유주파수가 회전체의 고유주파수와 일치되었을 경우 발생하는 공진문제이다. 이러한 부분에 있어서의 문제점 내재 여부를 확인하기 위해서 Load Cell의 고유주파수를 계산해 보았다.

Fig. 2.4는 100kg의 수직하중을 상부 평면에 균일한 분포하중으로 인가하였을 경우 Load Cell에서 발생하는 수직방향 처짐량을 계산한 결과를 측면에서 관찰한 결과를 보이고 있다. 이때 Load Cell에서 순수하게 수직방향으로 발생하는 최대 처짐은 0.013mm로 계산되었다.

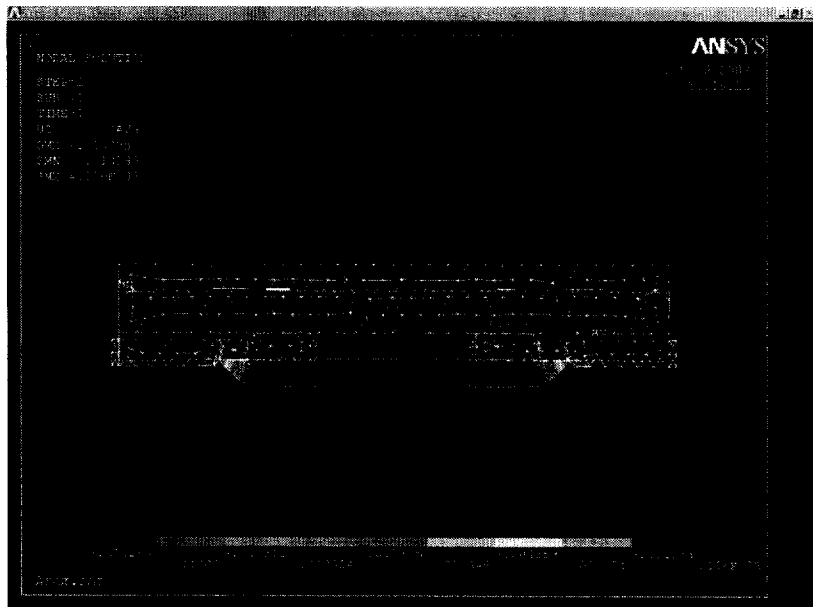


Fig. 2.4 100kg 하중 인가시 처짐량

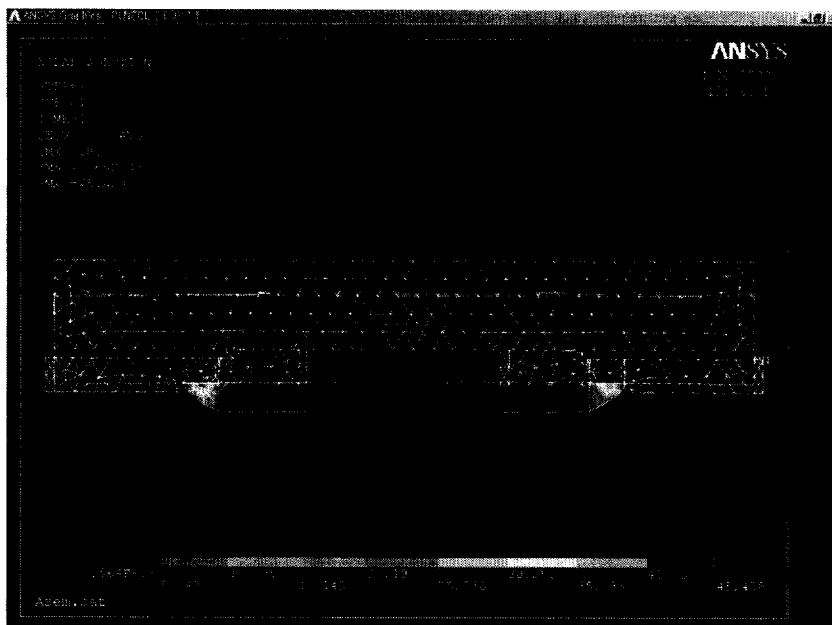


Fig. 2.5 100kg 하중 인가시 Von Mise Stress

Fig. 2.5에서는 Fig. 2.4의 하중조건에서 발생하는 응력을 계산한 결과이다. 수치해석 적으로 계산된 Von-mises Stress는 45 Mpa 로써 사용된 재료의 Yield strength를 감안하여 Safety factor를 계산하여 보면 Safety factor ( $\text{Yield strength} / \text{Von-mises Stress}$ ) = 7.1로써 충분한 안전강도를 가지는 것으로 확인되었다. 또한 Fig. 2.6에서는 최적의 측정렬 상태가 유지된 상태라고 볼 수 있는 50kg의 수직하중 작용시 로드셀의 목부에서 발생하는 Strain 값을 계산하였는데 수감부 기준으로  $500\mu\text{s}$ 으로 계산되었다.

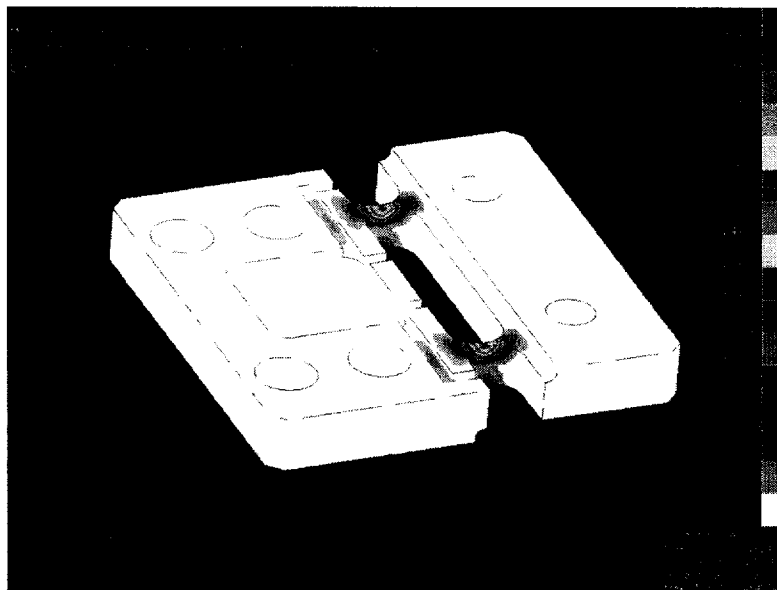
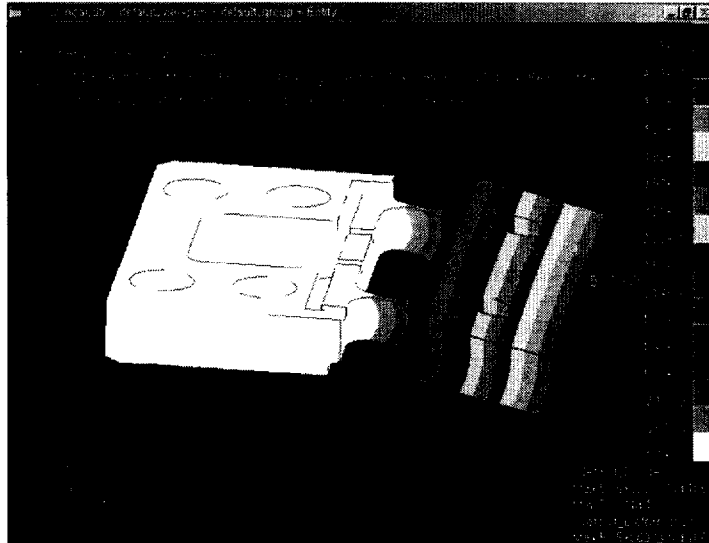


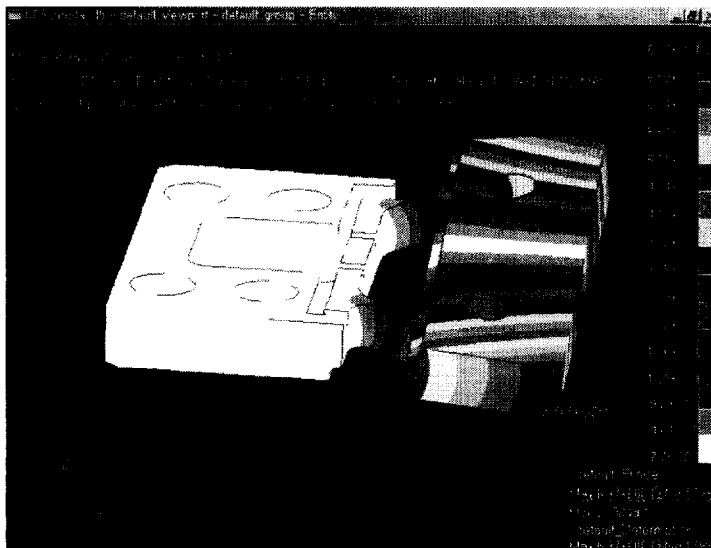
Fig. 2.6 50kg 하중 인가시 수감부  
train( $500\mu\text{s}$ )

Fig. 2.7에서는 Load Cell의 고유주파수 및 Mode Shape을 보이고 있는데 1차 고유주파수가 864.5Hz이고 2차 고유주파수가 2696.7Hz로 계산되었다. 연구에 사용되는 터빈 Mock-up 설비의 경우 정격 운전속도가 60Hz이므로 터빈 Mock-up 과 Load Cell 사이에서 공진에 의해 기인한 구조물 이상 고진동 문제가 발생하지는 않을 것으로 판단하였다. 또한 최대 운전

속도인 80Hz로 승속하여도 공진 문제는 발생하지 않을 것으로 예상된다.



(a) 1차 고유 주파수(864.5Hz)



(b) 2차 고유주파수(2696.7Hz)

Fig. 2.7 고유주파수 계산최대

## 제 3 장

### 터빈 베어링 하중측정 시스템 제작 및 성능시험

#### 3.1 시스템 제작

본 절에서는 앞 절에서 설계한 Load Cell Data를 기반으로 실물을 제작한 결과에 대해서 설명한다. Strain gauge는 Load Cell의 부하 수감부 양측에 각각 2개씩 부착되어 총 4군데에 Shear Type Strain gauge를 장착하였다. Strain gauge에서 수신한 전단응력은 Load Cell 몸통부에 고안된 홈을 따라 배선된 신호전송용 케이블을 거쳐 Wheatstone bridge를 구성하는 증폭기로 전달된다. Strain gauge가 마주보며 설치된 부하 수감부는 각각의 Full Wheatstone bridge를 구성하고 있으며 Load Cell 중앙에 배치된 증폭기는 2개의 독립된 Full bridge 신호를 처리할 수 있도록 고안되었다.<sup>(6)</sup>

두개의 독립된 Strain gauge 신호는 결국 하나의 무게를 측정한 것이므로 증폭기 내에서 하나의 무게로 변환 시키는 회로를 거치게 되고 이 단일화된 신호가 외부로 전송되게 되었다.<sup>(7, 8)</sup> Strain gauge 신호 증폭용 회로는 특별한 PCB 설계를 거쳐 소형으로 제작되었으며 각각의 Load Cell은 Calibration 저항을 거쳐 동일한 하중에 동일한 출력이 나올 수 있도록 조정되었다. Load Cell은 기름 또는 습분이 많은 지역에서 사용되고 있으므로 Strain gauge, 배선 및 증폭기 PCB등은 실리콘을 사용하여 코팅을 하였다. 개발된 Load Cell의 모습을 Photo 3.1에서 보이고 있다.<sup>(9,</sup>

10)

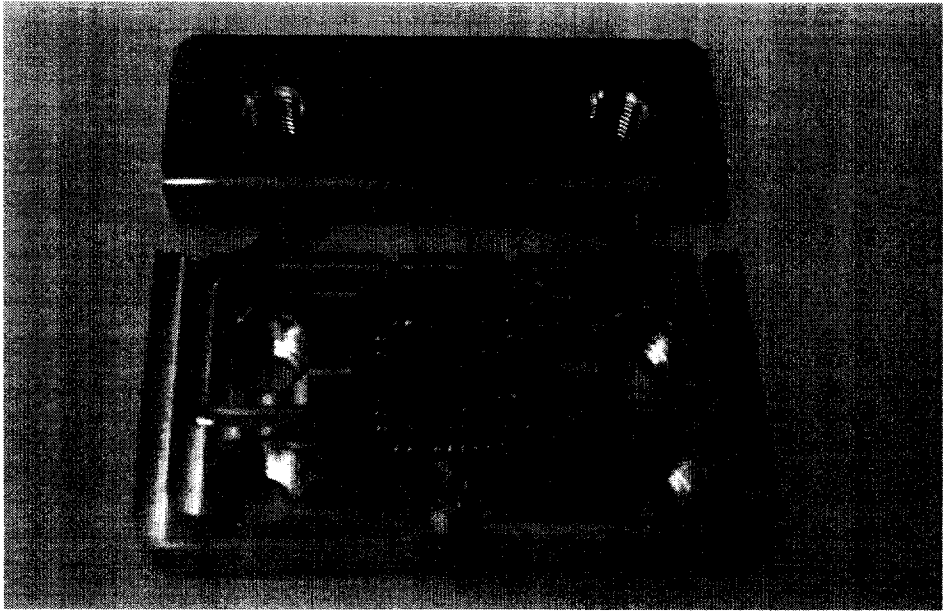


Photo 3.1 실리콘 코팅 이전의 로드셀 제작

### 3.2 시스템 특성시험 및 고찰

제작한 베어링 하중 측정용 로드셀의 정격 변형률을 평가하기 위하여 특성시험을 실시하였다. 특성시험은 하부에 최대 200kg의 무게를 가할 수 있는 Test Load Set으로 하중을 인가하는 방법을 사용하였다. 정격 변형률 시험은 각 로드셀에 0kg, 25kg, 50kg의 하중을 가함에 따라 발생하는 스트레인 게이지의 Excitation Voltage와 하중을 제거함에 따라 발생하는 Excitation Voltage를 획득하였다. 잘 알려진 바와 같이 하중을 가할 때와 제거할 사이의 Excitation Voltage 차이는 Hysteresis라고 불려진다. 계측기에 있어서 Hysteresis의 파악은 그 계측기의 정밀성 및 신뢰성에 지대한 영향을 미치는 요소이므로 계측기 개발 단계에 있어서 반드시 수행하여야 하는 단계이다. 본 연구에서는 6개 베어링에 총 12개의 Load Cell이 필요하지만 실험도중 발생할 수 있는 Load Cell 불량과 차후 예비품 확보를 위해 총 15개의 Load Cell을 제작하였다. 아래의 Photo 3.2는 개발된 Load Cell의 특성 시험을 시행하는 테스트 장치를 보이고 있고, Photo 3은 Load Cell 테스트 장치를 확대하여 보이고 있다.

모든 계측기는 측정의 신뢰도 및 정확성을 보장 할 수 있는 구역을 가지고 있다. 스트레인 게이지의 경우도 게이지가 감지할 수 있는 최적의 변형률 한계와 센서가 손상을 입지 않고 계측할 수 있는 최대 변형률 한계치를 가지고 있다. 하지만 거의 대부분의 경우 계측기는 이러한 최소 및 최대 한계치 사이의 구역보다 훨씬 더 좁은 선형 구역이라는 영역내에서의 측정을 허용한다.

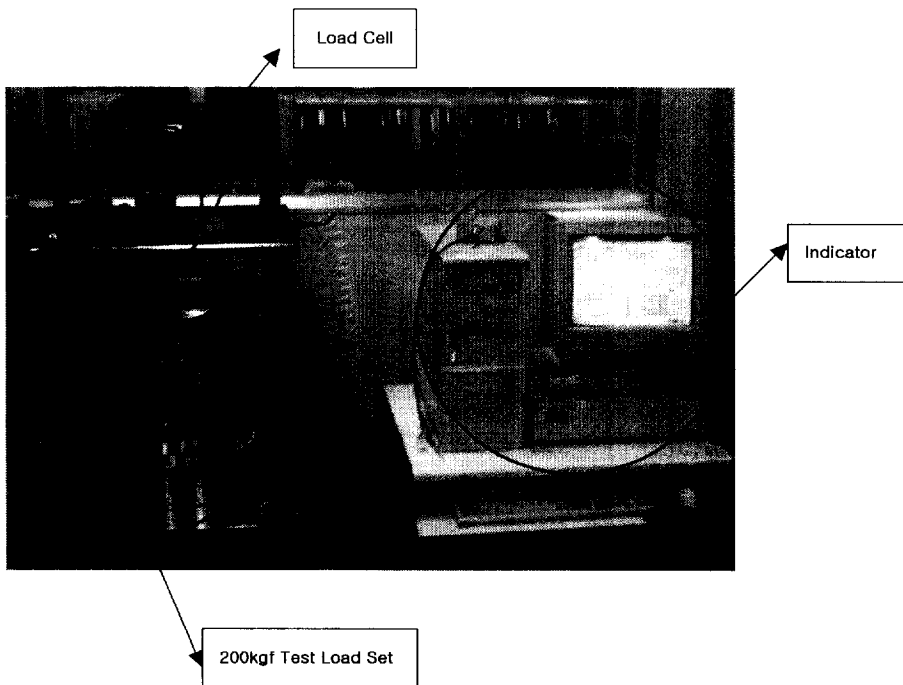


Photo 3.2 로드셀 테스트용 하중인가장치 I

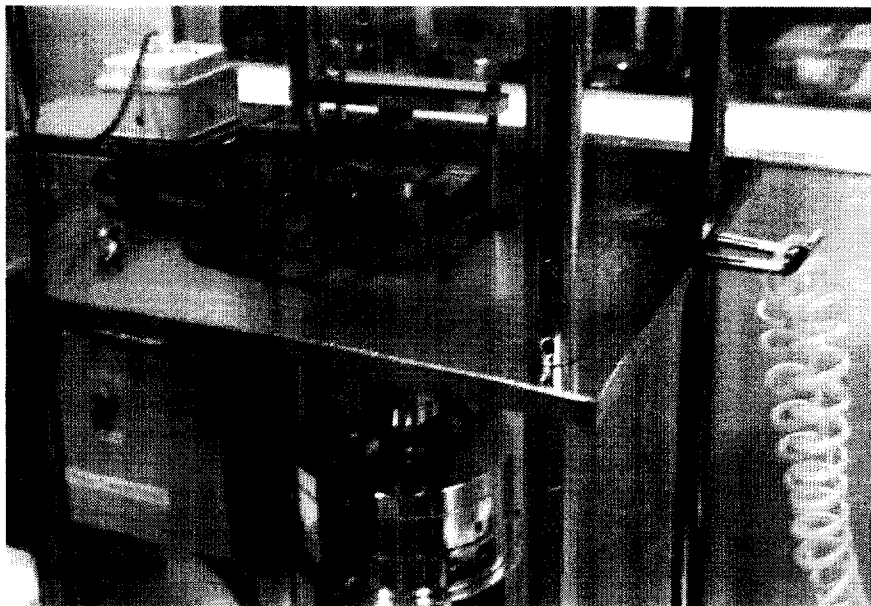


Photo 3.3 로드셀 테스트용 하중인가장치 II

Fig. 3.1에서는 Load Cell의 선형구역 내에서 터빈 Mock-up에 작용할 초기 하중인 50kg까지 2단계에 걸쳐 하중을 증가시킨 결과에 대해 보이고 있다. 하중 0kg에서 로드셀 출력값이 0mV/V가 되지 않는 이유는 무부하 상태에서도 출력값이 최소 선형구역 내에 있게 하기 위해 초기 하중이 가해진 상태로 스트레인 게이지가 부착된 결과에 의한 것이다. 측정의 신뢰도를 향상시키기 위해서 제작된 로드셀에 하중이 가해지고 난 뒤 10초경과 후 출력값의 변경이 없음을 확인한 후 그 값을 기록하였다. 15개의 로드셀 모두가 0kg과 50kg사이에서 우수한 선형성을 가지는 것으로 판명되었을 뿐만 아니라 앞 절에서 수행한 해석결과를 만족하도록 제작되었음이 확인되었다. 또한 하중을 제거하는 도중 측정한 로드셀 출력값으로 로드셀의 Hysteresis를 측정한 결과를 Fig. 3.2에서 보이고 있다. 15개의 로드셀 중 최대 Hysteresis가 0.0161%로써 아주 우수한 응답특성을 가지는 것으로 판명되었다.

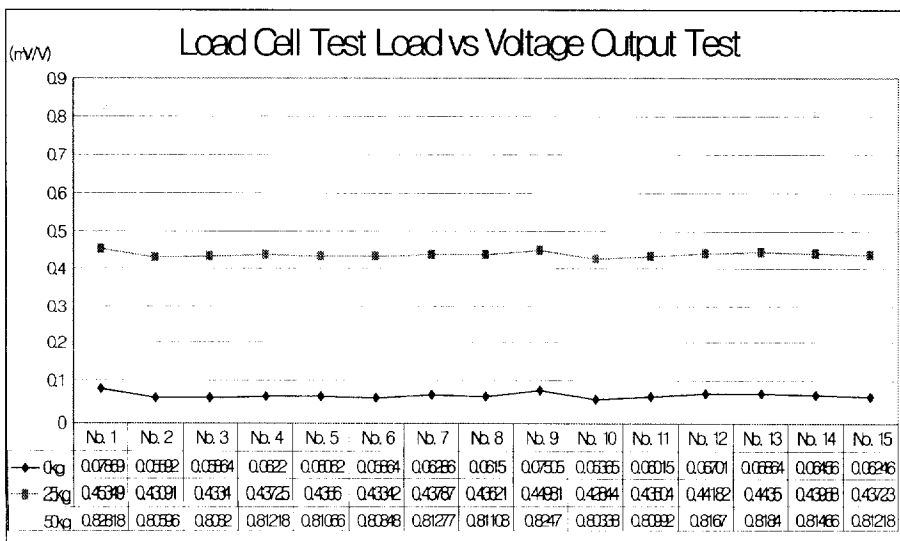


Fig. 3.1 인가하중 vs 전압출력 시험

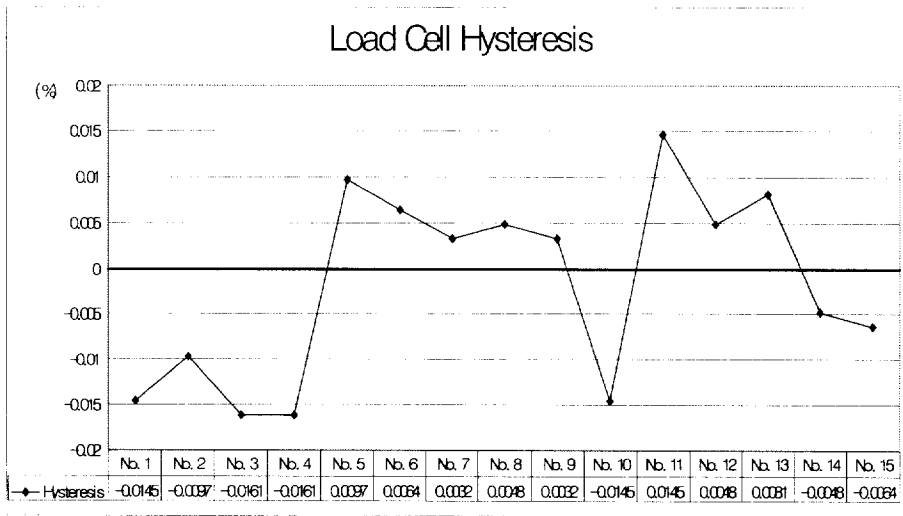


Fig. 3.2 로드셀 히스테리시스

## 제 4 장

### 현장 설치 시험

#### 4.1 시스템 현장설치

본 장에서는 개발된 로드셀(Load Cell)을 터빈 Mock-up에 설치하여 현장 성능시험을 수행한 결과에 대해서 나타내었다. 베어링 하부에 2개의 로드셀을 장착하여 구조물을 안정적으로 지지하도록 하였다. 하나의 베어링에 2개의 로드셀을 사용할 때 기대할 수 있는 또 하나의 이점은 로드셀이 수용할 수 있는 부하 한계를 2배로 확장할 수 있다는 것이다. 구체적으로 말하면, 앞 절의 로드셀 FEM(Finite Element Method)해석을 통하여 개발된 로드셀은 Yield Strength 기준으로 안전율 7.1의 충분한 안전강도를 가지는 구조물이라는 것을 알았다. 그러므로 2개의 로드셀을 사용한다는 것은 하중을 병렬적으로 지지하는 것 이므로 로드셀을 하나씩 설치했을 경우보다 안전율이 2배가 되는 14.2라는 것을 알 수 있다. 로드셀의 부하지지 능력을 향상시킴으로써 로드셀의 설치 및 분해시나 측정렬 조정 시험시 과도한 축 오정렬로 베어링 과부하 현상이 발생하여 로드셀이 손상되는 위험을 줄일 수 있게 된다.

Photo 4.1에서는 터빈 Mock-up Pedestal위에 로드셀 2개를 장착한 상태를 보이고 있다. Photo 4.2에서는 터빈 Mock-up 베어링 전체에 로드셀을 장착한 상태를 보이고 있다. Photo 4.3에서는 로드셀을 장착한 상태에서 각종 중간 구조물 및 베어링 하우징이 안착된 상태를 보이고 있다. 또한 Photo 4.4에서는 로드셀이 Pedestal Plate와 Bottom Plate에 장착되어 상하 Plate에 대해 면 접촉 하고 있는 상태를 보이고 있다.

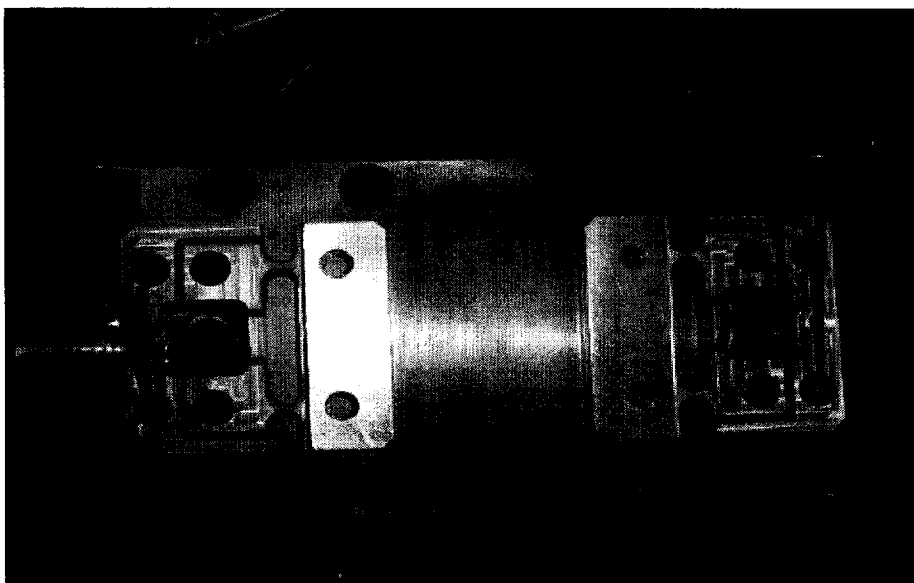


Photo 4.1 베어링 페데스탈에 로드셀 설치

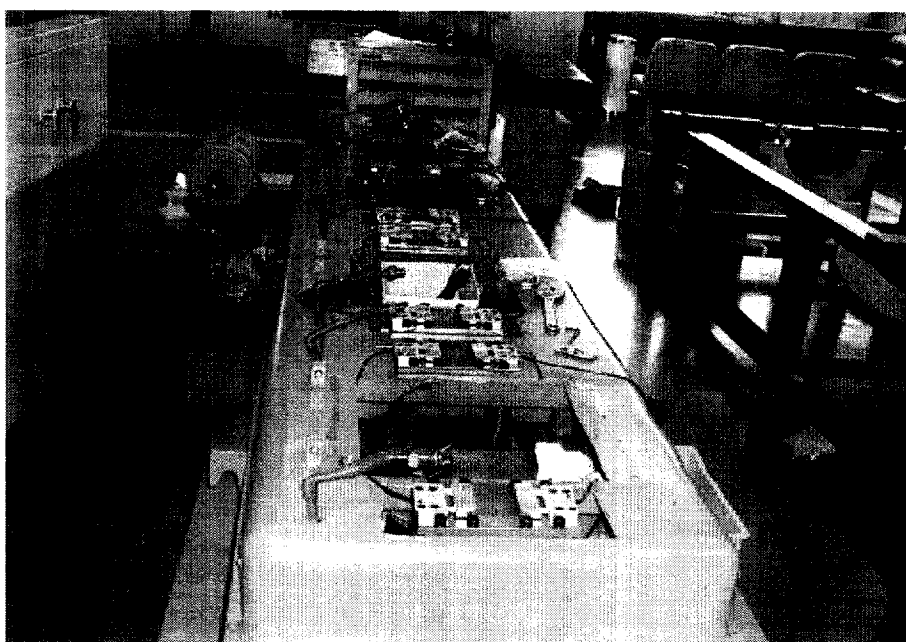


Photo 4.2 전체 베어링 페데스탈에서의 로드셀 설치

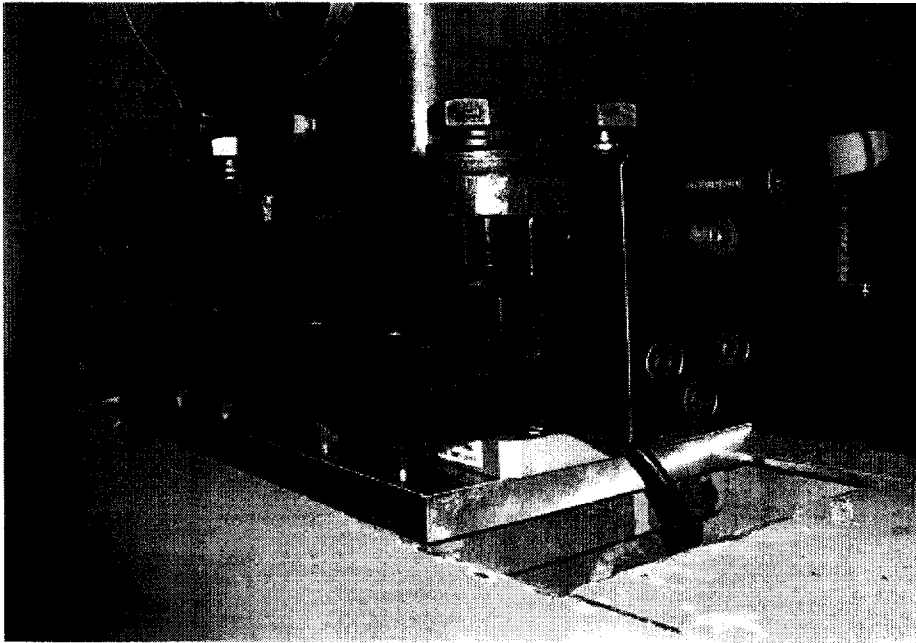


Photo 4.3 장착 완료된 로드셀

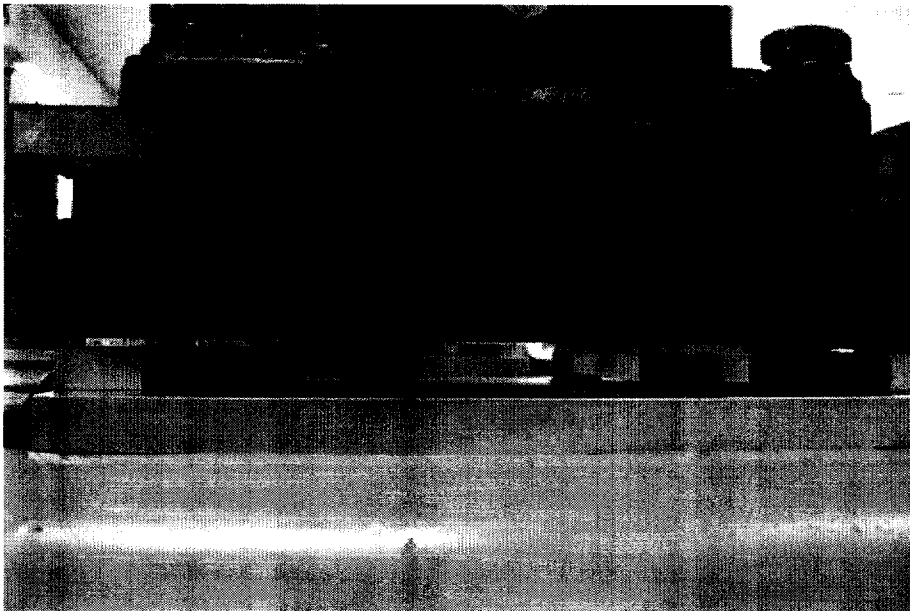


Photo 4.4 로드셀과 베어링 구조물과의 면접촉 상태

## 4.2 시스템 보정(Calibration)

장착된 로드셀의 스트레인 게이지 출력값은 단지 특정한 아날로그 크기만을 가지고 있다. 잘 알려진 바와 같이 로드셀 뿐만 아니라 현재 사용되고 있는 모든 계측기는 이 아날로그 출력값을 사용자가 원하는 특정 단위를 가진 물리량으로 변환시켜주는 절차를 필요로 한다.

초기 로드셀 설계시 수행 하였던 FEM(Finite Element Method) 해석을 기초로 로드셀에 부하가 가해질 경우 그 부하에 따른 적절한 아날로그 값이 출력되도록 고안되었다. 하지만 스트레인 게이지 개개의 특성오차에 의한 변수 또는 제작을 위한 기계 가공시 발생하는 가공 오차등에 의하여 실제 출력되는 아날로그 값은 일정 오차를 가지게 된다. 이런 이유로 로드셀이 제작되어 설치되기 전 각각의 로드셀이 나타내는 아날로그 출력 특성을 파악하여 조정과정을 거침으로써 로드셀 간의 특성오차에 의한 출력오차가 없는 하중값을 취득할 수 있다.

본 절에서는 13kg짜리 하중를 이용하여 아날로그 출력값을 무게값으로 변환시켜주는 보정작업에 대해서 서술한다.

Photo 4.5는 로드셀을 보정하기 위해 13kg짜리 하중을 사용하고 있는 모습을 보이고 있다. 여기에서, 로드셀이 하부에 2개씩 장착된 각 베어링에 Rotor와 베어링 커버를 조립한 상태에서 로드셀 Calibration을 수행하였다. 무부하 상태로 간주한 로드셀의 정하중은 Table 4.1와 같으며, 여기서 로드셀의 측정 정밀도를 0.1kg 단위로 설정하였다.

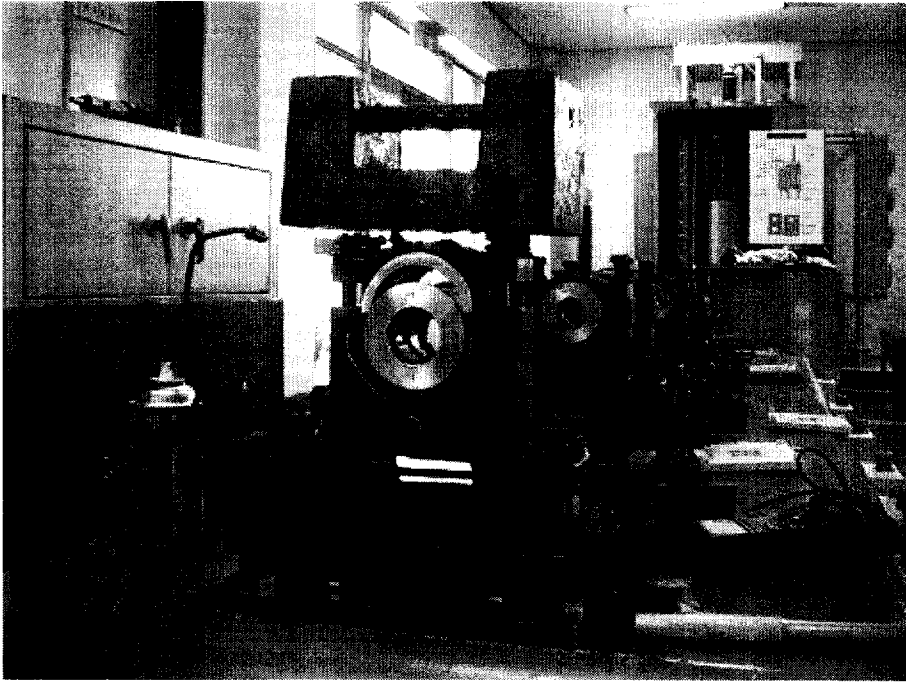


Photo 4.5 13kg 하중을 이용한 로드셀 보정

먼저 1번 베어링의 경우 무부하 상태에서 측정된 아날로그 값이  $11,667\mu s$ 였고, 13kg 하중을 재하한 상태에서는  $13,933\mu s$ 였다. 순수하게 13kg 하중을 재하한 상태에 의한 Span value는  $2,266\mu s$ 로 나타났고 차후 1번 베어링에서는  $2,266\mu s$  변화가 생기면 13kg 변화가 생긴 것으로 표시하게 된다. 2번 베어링의 경우 무부하 상태에서 측정된 아날로그 값이  $20,677\mu s$ 였고, 13kg 하중을 재하한 상태에서는  $21,896\mu s$ 였다. 순수하게 13kg 하중을 재하한 상태에 의한 Span value는  $1,219\mu s$ 로 나타났고, 차후 2번 베어링에서는  $1,219\mu s$  변화가 생기면 13kg 변화가 생긴 것으로 표시하게 된다. 3번 베어링의 경우 무부하 상태에서 측정된 아날로그 값이  $11,046\mu s$ 였고, 13kg 하중을 재하한 상태에서는  $13,359\mu s$ 였다. 순수하게 13kg 하중을 재하한 상태에 의한 Span value는  $2,313\mu s$ 로 나타났고, 차후 3번 베어링에서는  $2,313\mu s$  변화가 생기면 13kg 변화가 생긴 것으로 표시하게 된다. 4번 베어링의 경우 무부하 상태에서 측

정된 아날로그 값이  $15,888\mu s$ 였고, 13kg 하중을 재하한 상태에서는  $18,209\mu s$ 였다. 순수하게 13kg 하중을 재하한 상태에 의한 Span value는  $2,321\mu s$ 로 나타났고, 차후 4번 베어링에서는  $2,321\mu s$  변화가 생기면 13kg 변화가 생긴 것으로 표시하게 된다. 5번 베어링의 경우 무부하 상태에서 측정된 아날로그 값이  $13,512\mu s$ 였고, 13kg 하중을 재하한 상태에서는  $15,695\mu s$ 였다. 순수하게 13kg 무게를 재하한 상태에 의한 Span value는  $2,183\mu s$ 로 나타났고, 차후 5번 베어링에서는  $2,183\mu s$  변화가 생기면 13kg 변화가 생긴 것으로 표시하게 된다. 6번 베어링의 경우 무부하 상태에서 측정된 아날로그 값이  $37,017\mu s$ 였고, 13kg 무게를 재하한 상태에서는  $39,417\mu s$ 였다. 순수하게 13kg 하중을 재하한 상태에 의한 Span value는  $2,400\mu s$ 로 나타났고, 차후 6번 베어링에서는  $2,400\mu s$  변화가 생기면 13kg 변화가 생긴 것으로 표시하게 된다.

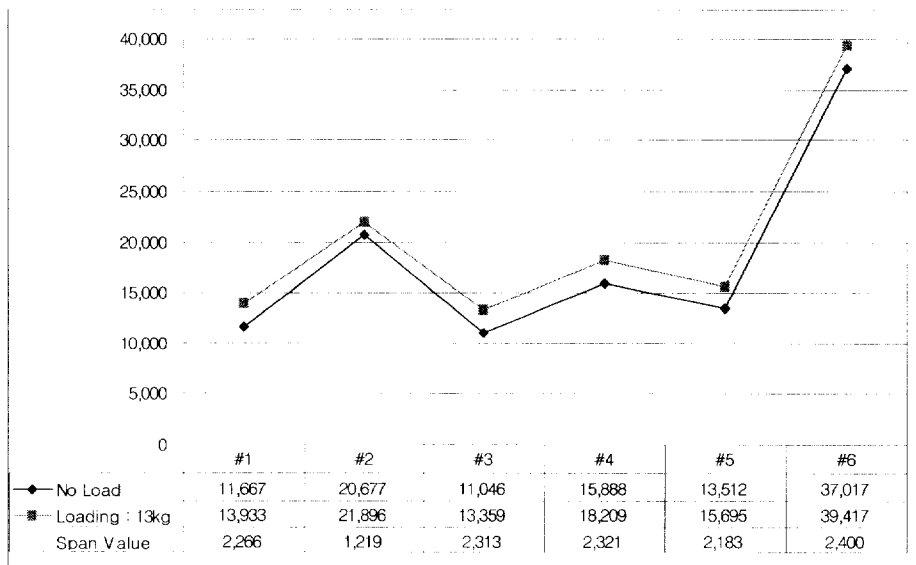


Fig. 4.1 각각의 베어링에 있어서의 캘리브레이션 결과

또한 각 베어링에서 1 digit 변화를 나타내기 위한 아날로그 값을 보면 1번

베어링의 경우 17, 2번 베어링의 경우 9, 3번 베어링의 경우 18, 4번 베어링의 경우 18, 5번 베어링의 경우 17, 6번 베어링의 경우 18로 나타났다. Fig. 4.1에서는 각 베어링에서 로드셀을 보정한 결과를 보이고 있고 Fig. 4.2에서는 1각 베어링별 로드셀에서 출력되는 1digit의 아날로그 값을 보이고 있다. 2번 베어링에서 다른 베어링보다 무부하와 부하시의 값의 차이인 Span Value의 수치가 절반 정도로 값의 차이가 나는 이유는 2번 베어링에 연결된 Indicator의 A/D Converter 쪽의 Gain 저항이 다른 Indicator의 Gain 저항과 차이가 나기 때문인 것으로 밝혀졌다. 일반적으로 Indicator의 출력은 Indicator의 Gain 저항/로드셀의 출력저항의 비와 비례적으로 나타나므로 2번 베어링의 Indicator의 Gain 저항이 상대적으로 작을 때 나타날 수 있다.

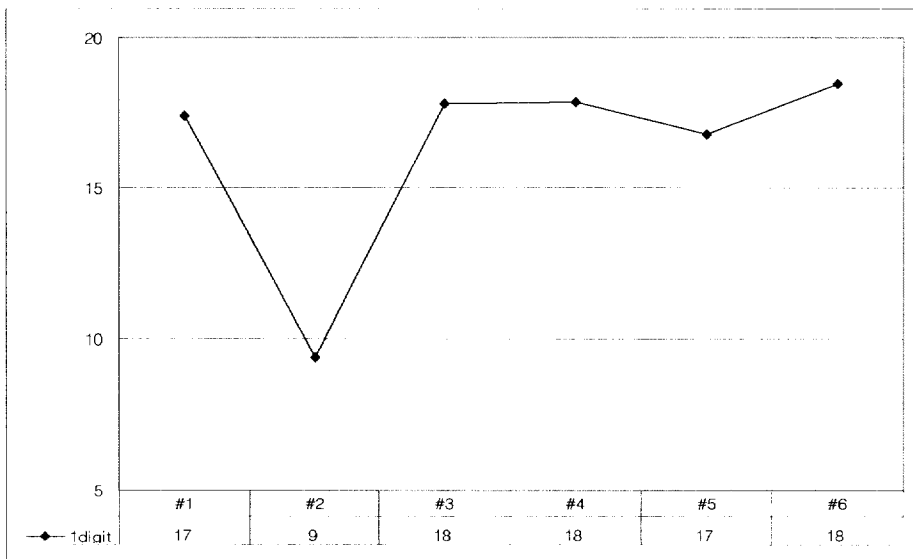


Fig. 4.2 1kg(1 digit)당 아날로그 값 출력

이 현상을 규명하기 위해서 2번 베어링의 Indicator와 3번 베어링의 Indicator를 서로 바꾸어서 재 보정을 실시해 보았다. 일반적으로 로드셀 보정 수행시 인디케이터(Indicator)에 나타나는 숫자는 보정을 수행하기 위한

상대적인 값이라 그다지 중요한 항목이 아니고 최종적으로 표시되는 무게 값이 중요한 Factor이다.

베어링 하우징과 축정렬 상태 조정용 Plate가 로드셀에 부착된 상태로 설치되어 있을 경우 베어링 하우징 고정용 Foot Bolt를 조이는 것은 로드셀 하중과 무관한 작업으로 여겨질 수 있다. 하지만 때때로 발전소 현장에서 독립된 구조물로 배치되어 있는 두 구조물이 조립조건에 따라 상호 간극 또는 부하에 영향을 미치는 경우를 종종 경험하곤 하였다.

본 연구에서는 상호 독립조건 이라고 여겨지는 베어링 Foot Bolt 체결 상태와 로드셀에 가해지는 하중과의 연관성 유무를 알아보기 위해서 베어링 하우징 Foot Bolt 체결 및 Loosen 상태에서의 로드셀 하중량을 측정하였다. 최초 각종 베어링 하우징 구조물 및 로터가 안착되어 있는 상태에서 베어링 하우징 Foot Bolt를 완전히 체결 하였다. 다음 로드셀 인디케이터에서 그때의 상태를 Zero로 Setting하였다. 인디케이터 Zero Setting후 Bolt의 스프링 와서가 Free 상태가 될 때까지 모든 베어링의 Foot Bolt를 Loosen 시켰다. 인디케이터에 표시된 하중값을 기록한다. 이러한 과정을 1회 더 반복한 후 최종적으로 Foot Bolt를 완전히 체결한 상태에서 측정을 종료하였다.

Fig. 4.3에서는 베어링 하우징 Foot Bolt Tightening 상태와 Loosen 상태에서의 로드셀에 작용하는 부하 변동량을 보이고 있다. 베어링 하우징 Foot Bolt를 Loosen 시키면 LP1 로터를 지지하는 3번 베어링과 4번 베어링에서 가장 많은 하중 변화값을 보인다. Foot Bolt Loosen과 동시에 3번 베어링에서는 2.7kg의 부하가 경감되고 4번 베어링에서는 2.5kg의 부하가 추가로 가해졌다. 이것은 Bolt를 조았을 때, 4번 베어링에서 3번 베어링으로 대략 2.5kg의 하중이 전이 된다는 사실을 보여주고 있다. HP 및 LP2 로터에 해당하는 부분의 베어링에서도 그 양은 다소 적지만 유사한 현상이 발견되었다. 이러한 현상은 두 번의 실험에 걸쳐 재현성을

가지며 차후 축정렬 작업에 중요한 변수로 작용된다.

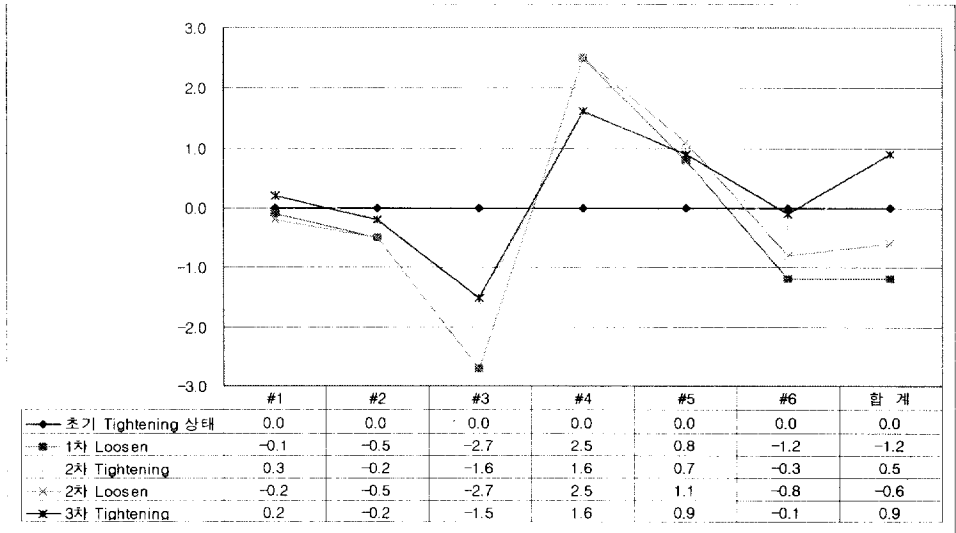


Fig. 4.3 베어링 하부 볼트 조임에 따른 로드셀 인가 하중량 변화 (I)

### 4.3 측정렬 상태 변화에 따른 베어링 하중 조정 시험

개발된 베어링 하중 측정 장치를 터빈 Mock-up에 장착하여 측정렬 상태가 변함에 따라 각 베어링별 하중 상태가 변하는 크기를 실측하였다. 앞 절에서 하중 측정 장치의 유효성과 신뢰성을 검증하였으므로 본 절에서는 이를 사용하여 실제 측정렬 변형 상태에 대한 하중 변화량을 실측하는데 적용한다.

#### 4.3.1 측정렬 해석용 소프트웨어를 이용한 하중량 계산

본 연구에서 개발하는 베어링 하중 측정 장치의 원래 목적인 해석 결과 검증용 장치를 사용하기 위해서는 우선 측정렬 상태 해석 결과를 확보할 필요가 있다. 본 논문에서는 저자 등이 측정렬 작업을 목적으로 개발한 소프트웨어를 사용하였다. 소프트웨어의 개발 및 이에 대한 세부 사항에 대한 설명은 본 논문의 주제와는 다소 상이하므로 생략하기로 한다.

Fig. 4.4에서는 측정렬 해석용 소프트웨어를 사용하여 터빈 Mock-up을 모델링한 결과를 보이고 있다. 먼저 위의 그림에서 하중-변위 테이블을 구하기 이전에 3개의 로터를 지지하는 베어링의 정적상태 부하를 계산하기로 한다. 베어링 부하를 구하는 데는 두 가지 방법이 있다. 첫째가 커플링의 정렬상태를 기준값으로 맞춘 후 베어링 부하를 구하는 것이고, 둘째가 베어링의 수직 높이를 동일하게 맞춘 후 베어링 부하를 구하는 방법이다. 어느 방법이든지 동일한 조건하에서 해석과 실험이 이루어지면 된다.

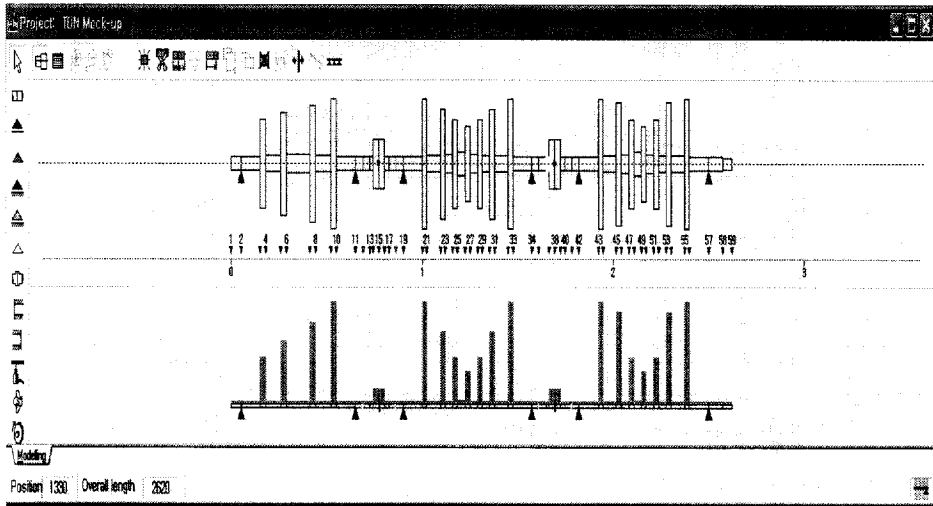


Fig. 4.4 해석 프로그램에서의 터빈 Mock-up FEM 모델링

아래의 Table 4.1은 베어링 높이를 동일하게 맞춰서 각 베어링별 부하를 계산한 결과를 보이고 있고, Table 4.2는 특정부분 베어링을 0.01mm 수직방향으로 이동시켰을 경우 주변의 베어링에서의 부하 변동량을 수치적으로 표시한 결과이다.

Table 4.1 베어링에 작용하는 하중량 계산 결과

[단위 : kg]

| 베어링 하중 |      |      |      |      |      |
|--------|------|------|------|------|------|
| #1     | #2   | #3   | #4   | #5   | #6   |
| 14.0   | 29.4 | 30.1 | 29.8 | 30.1 | 29.9 |

Table 4.2 베어링 이동에 따른 하중량 변화의 영향계수 행렬

[단위 : kg/0.01mm]

| Bearing Elevations | Bearing Locations |      |      |      |      |      |
|--------------------|-------------------|------|------|------|------|------|
|                    | #1                | #2   | #3   | #4   | #5   | #6   |
| #1                 | 0.3               | -1.1 | 0.8  | -0.1 | 0.0  | 0.0  |
| #2                 | -1.1              | 5.8  | -5.7 | 1.5  | -0.5 | 0.0  |
| #3                 | 0.8               | -5.7 | 6.4  | -2.9 | 1.5  | -0.1 |
| #4                 | -0.1              | 1.5  | -2.9 | 6.3  | -5.5 | 0.7  |
| #5                 | 0.0               | -0.5 | 1.5  | -5.5 | 5.5  | -0.9 |
| #6                 | 0.0               | 0.0  | -0.1 | 0.7  | -0.9 | 0.2  |

#### 4.3.2 Weighing 시스템을 이용한 하중 측정 실험

먼저, Photo 4.6에서는 본 논문에서 개발한 베어링 하중 측정 장치를 사용하여 터빈 Mock-up 측정될 상태 변화에 따른 각 베어링 하중 변동량을 측정 하는 상태를 보이고 있고, Photo 4.7은 Laser 측정될 장비를 보이고 있다.

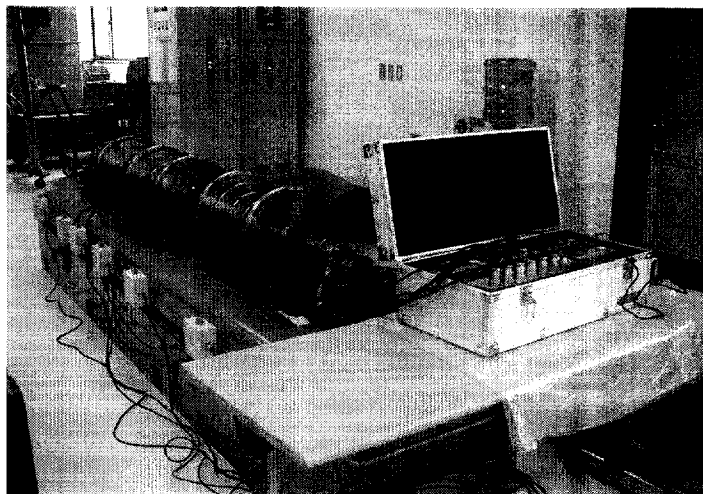


Photo 4.6 Weighing 시스템을 이용한 하중 측정 실험

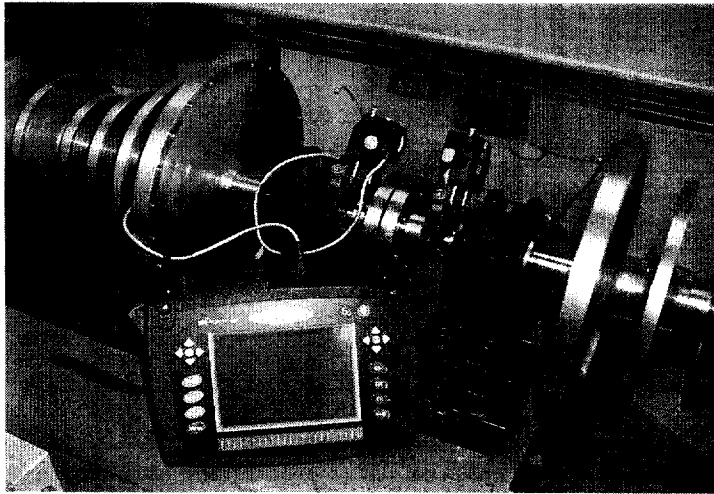


Photo 4.7 레이저 측정렬 장비를 이용한 커플링 측정렬

또한 이러한 실험결과 는 Fig. 4.5 - Fig. 4.16에서 표현되어진다.

우선 Laser 측정렬 장비로 각 커플링에서 측정렬 Face, Rim 값이 “0” 되도록 Pedestal을 조정하였다. Pedestal 이동은 다이얼 게이지를 설치하여 이동 상태를 측정하였다. 축의 수직방향 하중에 관심이 있으므로 Pedestal은 좌우 이동 없이, 상하 이동만 있도록 하였다. 실험은 NO1-6 Pedestal 중 차례로 0.03mm 씩 상하 이동하여  $\pm 0.09\text{mm}$  범위 내로 하였다. 임의의 한 Pedestal을 0.03mm 수직 방향으로 변화하였을때 각 베어링에서 받는 부하를 동시에 측정하였다.

해석과 실험치가 각 Pedestal에서 대체적으로 일치하였다. 따라서 측정렬 조정시 베어링 수직 방향 이동이 좌우 베어링 부하에 미치는 영향을 실험적 방법으로 규명하였다.

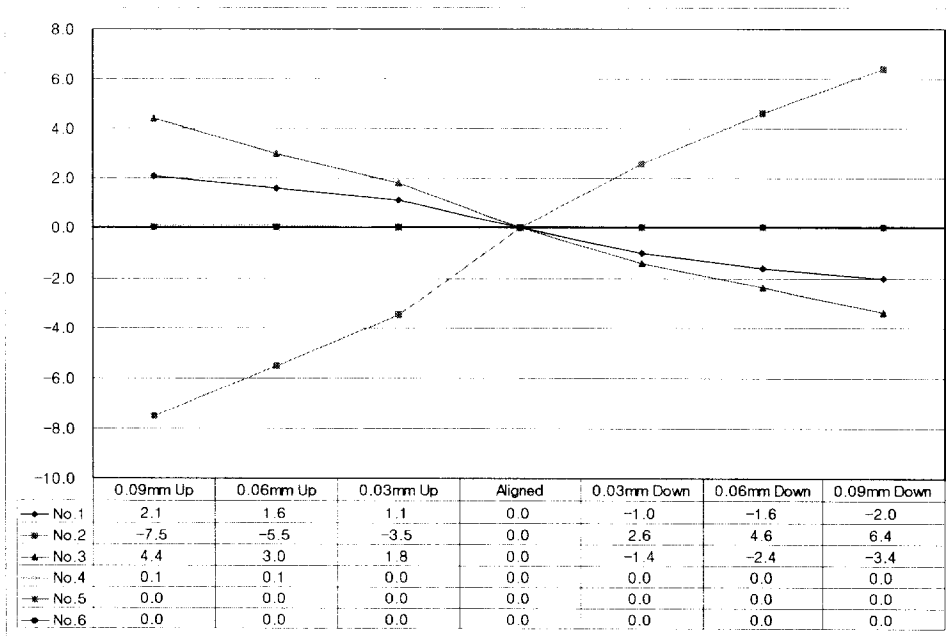


Fig. 4.5 No. 1 베어링 조정에 따른 각 베어링의 하중 변화

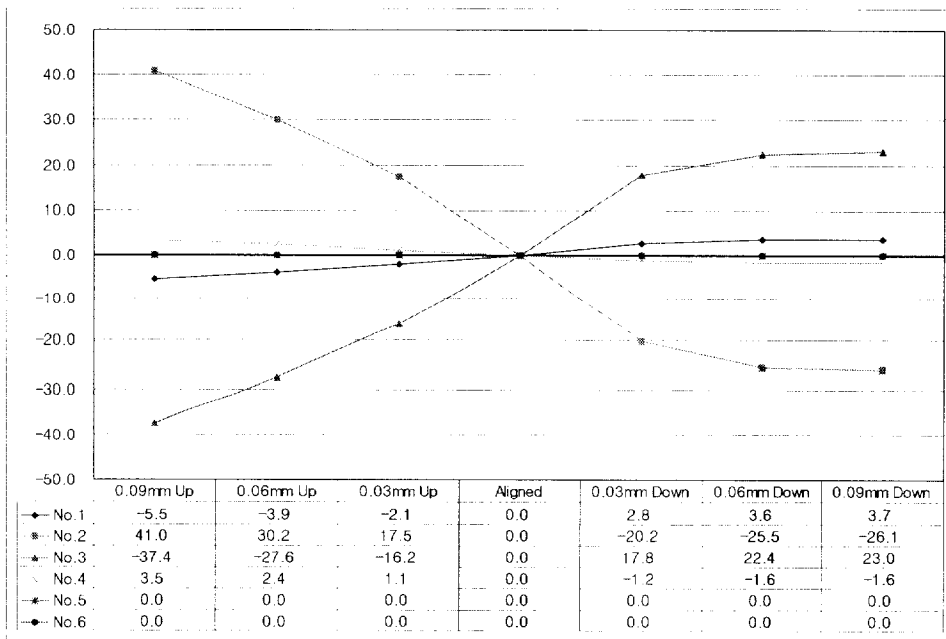


Fig. 4.6 No. 2 베어링 조정에 따른 각 베어링 하중 변화

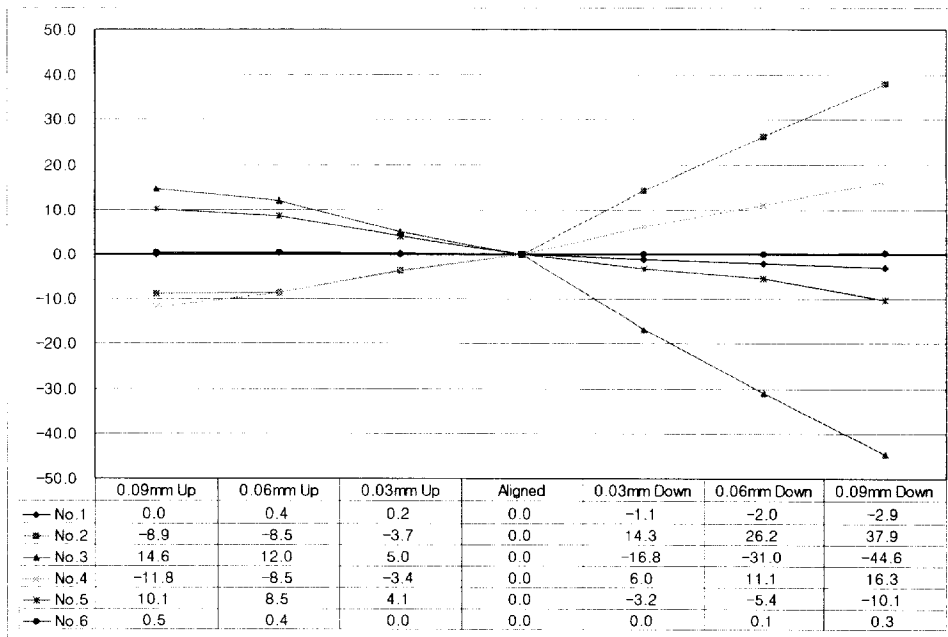


Fig. 4.7 No. 3 베어링 조정에 따른 각 베어링의 하중 변화

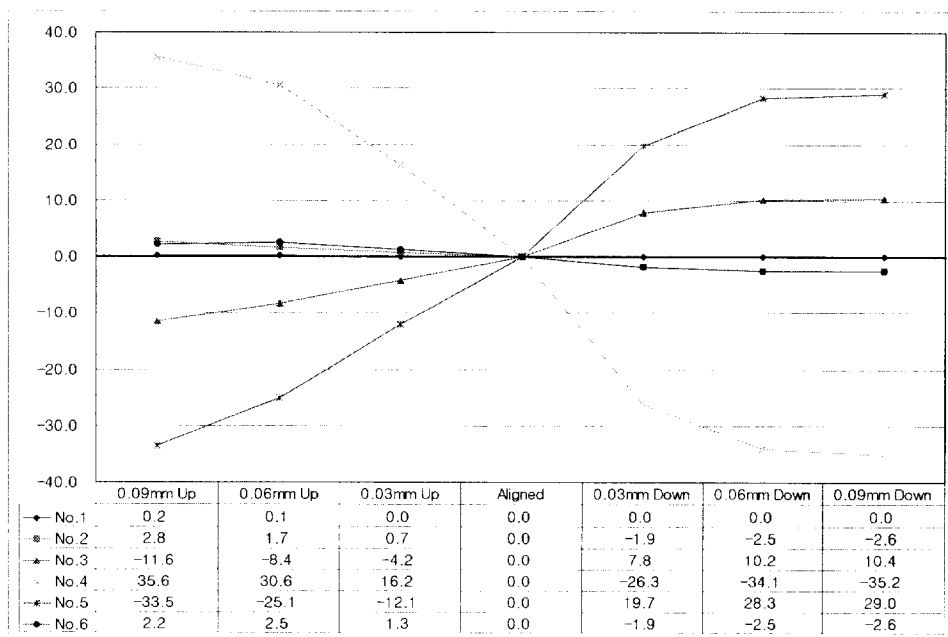


Fig. 4.8 No. 4 베어링 조정에 따른 각 베어링의 하중 변화

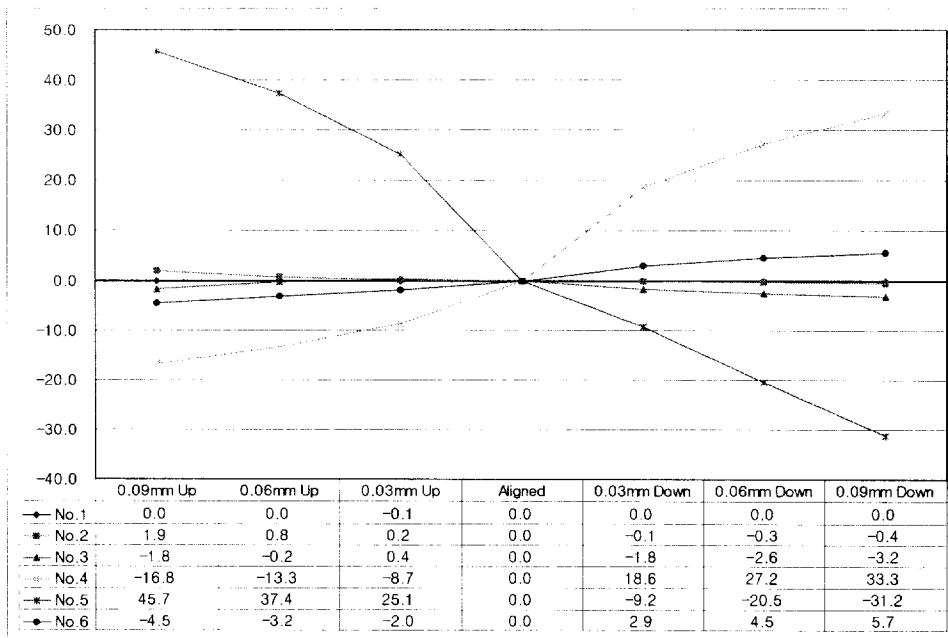


Fig. 4.9 No. 5 베어링 조정에 따른 각 베어링의 하중 변화

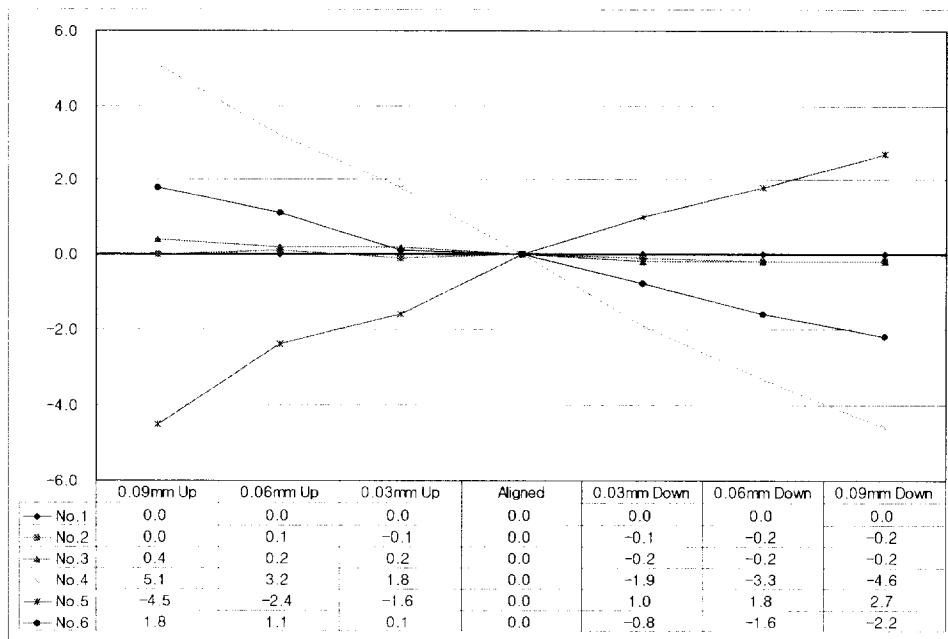


Fig. 4.10 No. 6 베어링 조정에 따른 각 베어링의 하중 변화

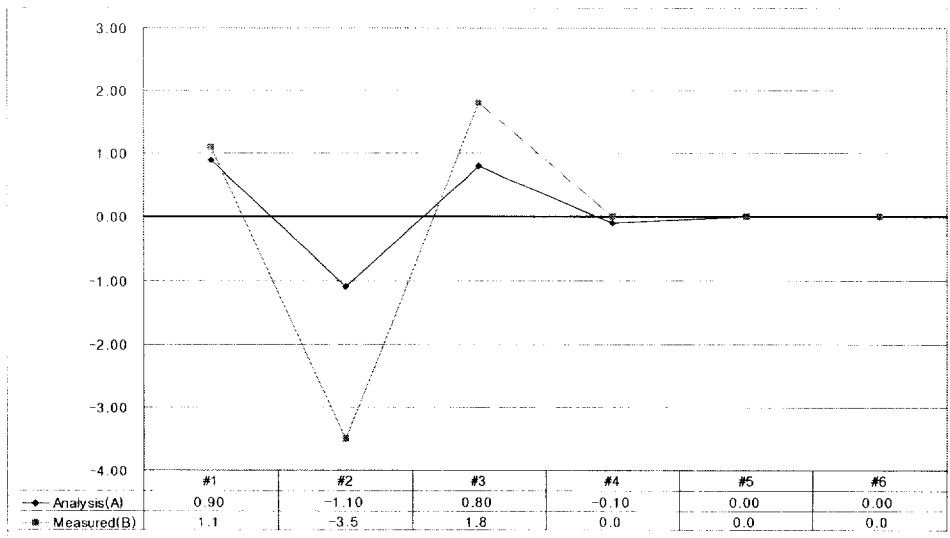


Fig. 4.11 No. 1 베어링 0.03mm 조정에 따른 각 베어링의 하중량  
측정치와 해석치 비교

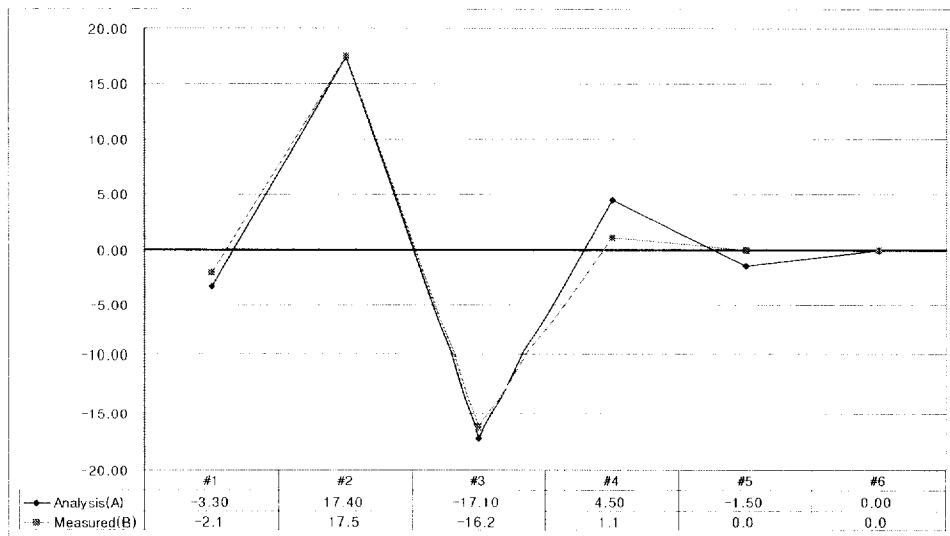


Fig. 4.12 No. 2 베어링 0.03mm 조정에 따른 각 베어링 하중량  
측정치와 해석치 비교

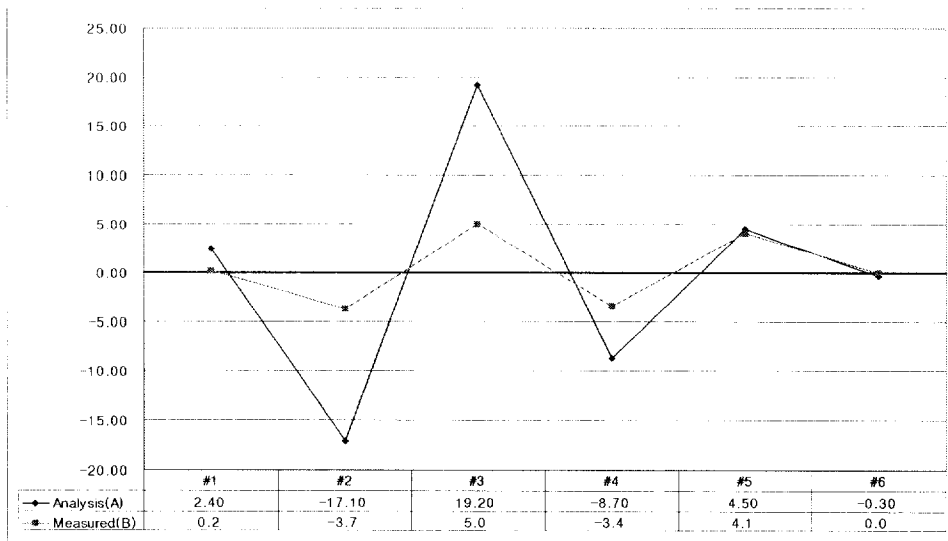


Fig. 4.13 No. 3 베어링 0.03mm 조정에 따른 각 베어링 하중량 측정치와 해석치 비교

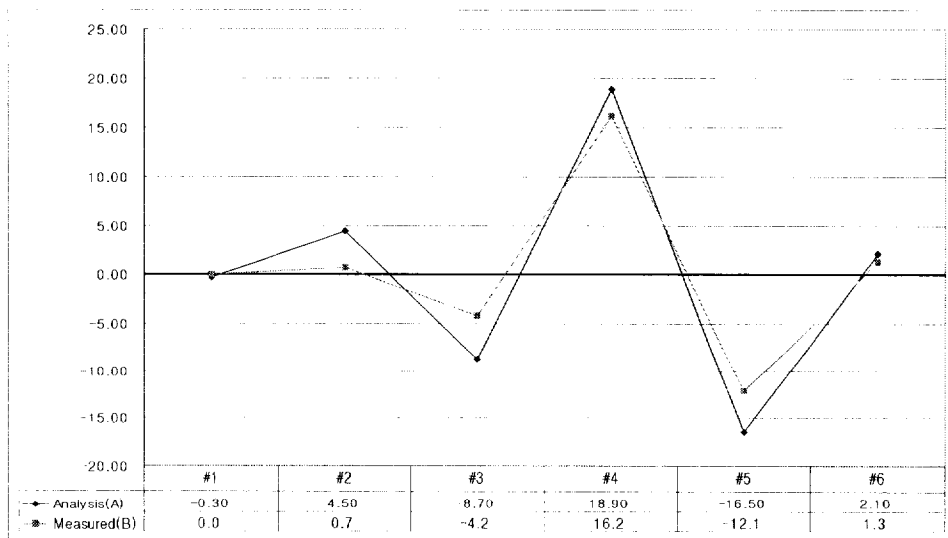


Fig. 4.14 No. 4 베어링 0.03mm 조정에 따른 각 베어링 하중량 측정치와 해석치 비교

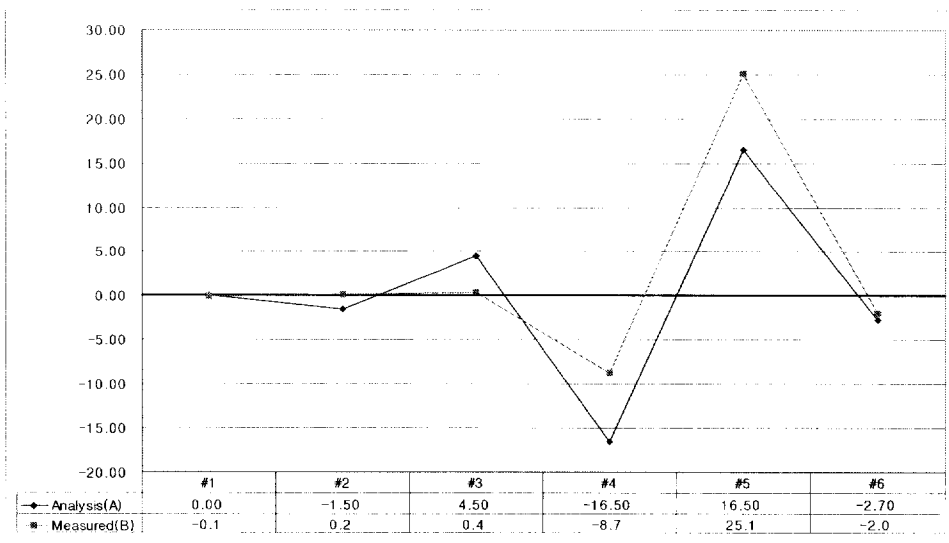


Fig. 4.15 No. 5 베어링 0.03mm 조정에 따른 각 베어링 하중량 측정치와 해석치 비교

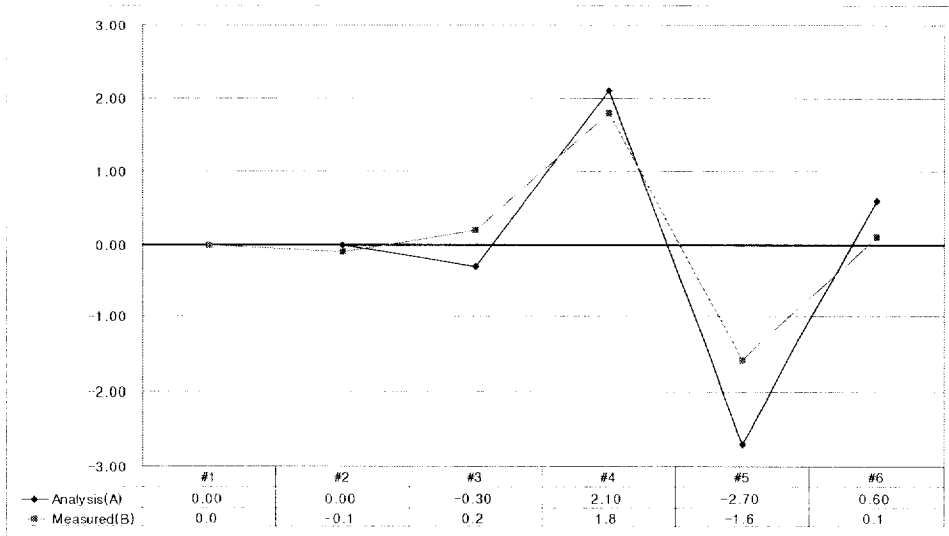


Fig. 4.16 No. 6 베어링 0.03mm 조정에 따른 각 베어링 하중량 측정치와 해석치 비교

## 제 5 장

### 결 론

본 논문에서는 터빈 Mock-up 베어링 하우징 하부에 장착되어 측정될 상태 변화시 베어링에 작용하는 하중의 변화량을 측정하는 로드셀을 개발하였다. 최적의 측정될 상태시 각 로드셀에 작용하게 될 정하중을 계산하여 이를 토대로 범용 전산구조 해석 소프트웨어인 ANSYS를 사용하여 Load Cell의 Displacement, Stress, 그리고 Load Cell 구조물 자체의 Safety factor를 계산해 본 결과 한 개의 로드셀에 전체 하중이 작용한다고 가정하더라도 Safety factor ( $\text{Yield strength} / \text{Von-mises Stress}$ ) = 7.1로써 충분한 안전강도를 가지는 것으로 확인되었다. 또한 Load Cell의 고유주파수 및 Mode Shape 해석에서 1차 고유주파수가 864.5Hz이고, 2차 고유주파수가 2696.7Hz로 계산되었다. 연구에 사용되는 터빈 Mock-up 설비의 경우 정격 운전속도가 60Hz이므로 두 설비에서 공진에 기인한 문제가 발생하지는 않을 것으로 판단하였다. 또한 최대 운전속도인 80Hz로 승속하여도 공진 문제는 발생하지 않을 것으로 예상된다. 또한 각 로드셀에 0kg, 25kg, 50kg의 하중을 가함에 따라 발생하는 스트레인 게이지의 Excitation Voltage와 하중을 제거함에 따라 발생하는 Excitation Voltage를 획득하는 정격 변화율 시험과 로드셀 위에 설치되는 구조물의 Bolt 체결 여부에 따른 로드셀 하중 변화 시험도 실시하여 개발된 로드셀의 응답특성 및 하중 조건 특성을 파악하였다.

각 베어링 수직 이동량이 0.03mm가 되도록 하여 순차적으로 변화를 주면서 베어링 부하 측정 실험을 하였다. 그 결과는 실험과 해석값이

일치하였다. 실험 Data 일부가 선형성에서 좀 벗어나기도 하는데 그 이유는 최초 측정렬 후 각 베어링을 이동을 하면서 원래 위치로 복귀하였다고 가정하고 다음 베어링 이동을 실시하였다. 이 때 다이얼 게이지를 이용 베어링 이동량을 측정 하였지만 100% 최초 측정렬 상태로 베어링이 복귀하였다고 볼 수는 없다. 따라서 이 부분이 실험과 해석치의 오차로 작용하였다고 본다.

본 베어링 하중 측정 장치를 이용하여 실험 한 결과가 유한 요소 해석법으로 한 결과와 일치하였다. 따라서 베어링 하중 Matrix를 이용한 측정렬은 신뢰성 있는 측정렬 방법이다.

## 참고문헌

- [1] W. F. King and J. E. Peterman, *Align Shafts, Not Couplings*, Allis Chalmers Electrical Review, 1951.
- [2] John Piotrowski and Shaft, *Alignment Handbook*, 2nd Edition, Marcel Dekker, 1986.
- [3] Whittaker, Wayne, *Preventing Machinery Installation Problems*, Manufacturing Engineering, 1980.
- [4] D. L. Dewell and L. D. Mitchell, "Detection of a Misaligned Disk Coupling Using Spectrum Analysis", *Journal of Vibration, Accoustics, Stress and Reliability in Design*, Vol. 106, pp. 9-16, January, 1984.
- [5] Measurement Group, Criteria, Procedures, Recommendations, Measurement Group Tech note TN-50.
- [6] S. H. Park, *Digital Signal Processing*, International Technology Information Institute, pp. 67-94, 1994.
- [7] 유제택, "스트레인 게이지형 센서 신호 조정기 자동 교정 및 시뮬레이션 기법", 제어자동화 시스템 공학논문지, Vol. 9, No. 12, pp. 1019-1025, 2003.
- [8] 이신표, 김종보, "정전용량방식 토크센서의 출력특성과 감도해석", 대한기계학회 논문집 A권, Vol. 26 No. 12, pp. 2590-2597, 2002.
- [9] 이재호, 강철구, "스트레인게이지 응용 6축 힘-토크 센서의 신호처리와 성능", 제어·자동화·시스템공학회 논문지, Vol. 7 No. 2, pp. 146-151, 2001.

- [10] 주진원, 강대임, “스트레인게이지식 소용량 토크센서의 변형률 해석 및 특성 시험”, 대한기계학회 논문집 A권. Vol. 23, No. 3 , pp. 282-391, 1999.

## Appendix

### Appendix A: 스트레인 게이지의 원리와 출력

스트레인 게이지의 원리는 저항을 이용한 것이다. 저항 소자는 길이 변화율과 저항의 변화율이 비례하는 특성을 갖는데 스트레인 게이지는 바로 이 특성을 이용한 것이다. 그리고 이 변형율과 저항 변화율의 비를 게이지 Factor라고 하며 스트레인 게이지 제작사에서 제공되는 값을 사용한다. 측정된 스트레인(변형률)은 브리지 회로의 출력 전압으로 나타나지만 실제로는 저항의 변화를 측정하는 것이므로 게이지 Factor만 있으면 저항 변화량으로부터 변형률을 바로 구해 낼 수 있는 것이다. 스트레인 게이지의 일반적인 형태는 아래의 Fig. a1과 같다.

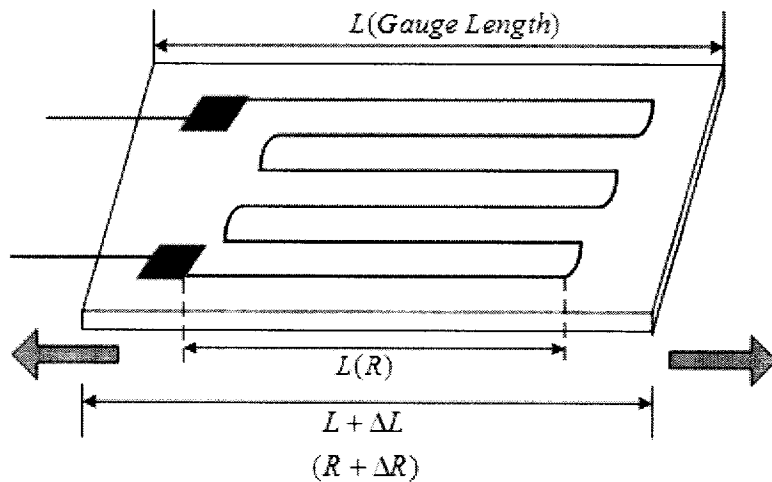


Fig. a1 General configuration of strain gauge

게이지의 길이 변화율( $\Delta L/L$ ), 공 스트레인( $\epsilon$ )과 저항 변화율( $\Delta R/R$ )은 비례한다. 그러므로 비례상수인 게이지 Factor가 존재한다.

$$GF = \frac{\Delta R/R}{\Delta L/L} = \frac{\Delta R/R}{\varepsilon} \quad (a.1)$$

$$\Delta R/R = GF \times \varepsilon \quad (a.2)$$

식 (a.2)는 브리지 출력식을 계산할 때 참조될 중요한 관계식이다.

#### A. Bridge 회로의 Voltage Divider

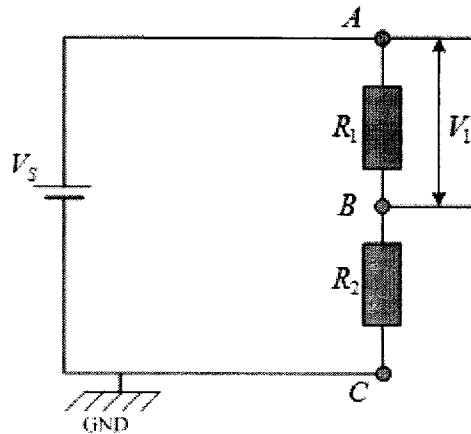


Fig. a2 A Series circuit

브리지 회로를 쉽게 푸는 방법은 전압 분할 회로의 결과 공식과 아래에 요약한 간단한 개념으로 설명할 수 있다.

#### [정리 3.1]

Voltage Potential는 전위 기준점으로부터 측정된 전압이다. 여기서 전위 기준점이란 Ground를 의미한다.

#### [정리 3.2]

회로의 임의의 두 점 간의 전압은 두 점이 각각 갖는 전위의 차를 말한다.

그러면 이 두 정리로부터 Fig. a2의 회로를 풀어서  $V_1$ 을 구해보자.

$$V_A = \frac{R_1 + R_2}{R_1 + R_2} \times V_s = V_s$$

$$V_B = \frac{R_2}{R_1 + R_2} \times V_s$$

$$V_C = \frac{0}{R_1 + R_2} \times V_s = 0$$

그러므로,

$$\begin{aligned} V_1 &= V_A - V_B \\ &= \frac{R_1 + R_2}{R_1 + R_2} \times V_s - \frac{R_2}{R_1 + R_2} \times V_s \end{aligned} \quad (a.3)$$

여기서 임의의 전위는 전체 저항 분의 기준점과 임의의 점 사이에 놓인 저항의 합에 전체에 걸린 전압을 곱한 값이 된다.

### B. Balanced wheatestone bridge

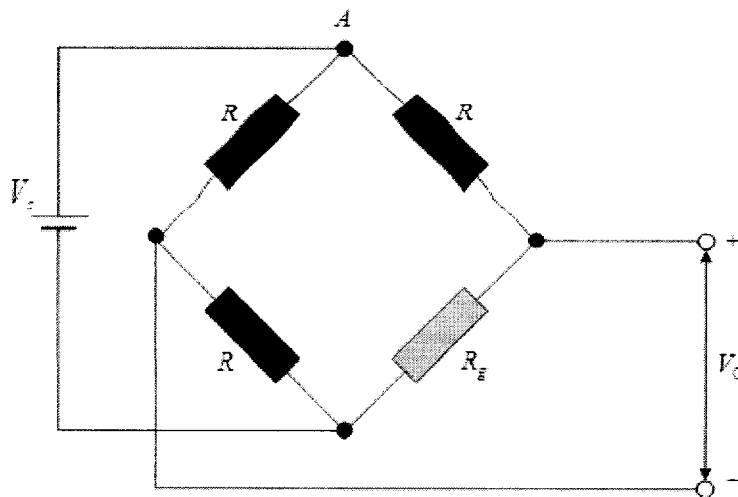


Fig. a3 Balanced wheatestone birdge

이 예제는 평형을 이룬 브리지 회로의 출력을 구하는 것이다. 평형을 이룬다는 것은 위의 그림에서 브리지의 4 개의 저항 모두가 동일한 값을 갖는 것을 말한다. 즉  $R_g = R$  인 경우이다.

그러면, 출력  $V_O$ 을 구해 보자.

$$\begin{aligned}
 V_O &= V_D - V_B \\
 V_D &= \frac{R_g}{R + R_g} \times V_S = \frac{R}{2R} \times V_S = \frac{V_S}{2} \quad (R_g = R \text{ 일 때}) \\
 V_B &= \frac{R}{R + R} \times V_S = \frac{R}{2R} \times V_S = \frac{V_S}{2} \\
 V_O &= \frac{V_S}{2} - \frac{V_S}{2} = 0
 \end{aligned} \tag{a.4}$$

이처럼 평형을 이룬 브리지의 출력은 0 이다. 그러나 실제 측정에서는 도선의 영향, 스트레인 게이지의 표준 저항값 편차 등으로 인해 출력이 0 이 되는 경우는 거의 없다. 이러한 이유 때문에 나타나는 출력 전압  $V_O$ 는 측정 목적이 원하는 값이 아니므로 브리지 밸런스 기능(스트레인 앰프 등이 제공)을 이용하여 offset이 0 가 되도록 조정한 다음 측정을 시작한다. 이러한 offset은 브리지 출력의 선형성을 해치지 않는 범위 내에서는 무시할 수 있으므로 이후의 절에서 설명할 내용에서 더 이상 고려하지 않을 것이다.

### C. Four active full bridge

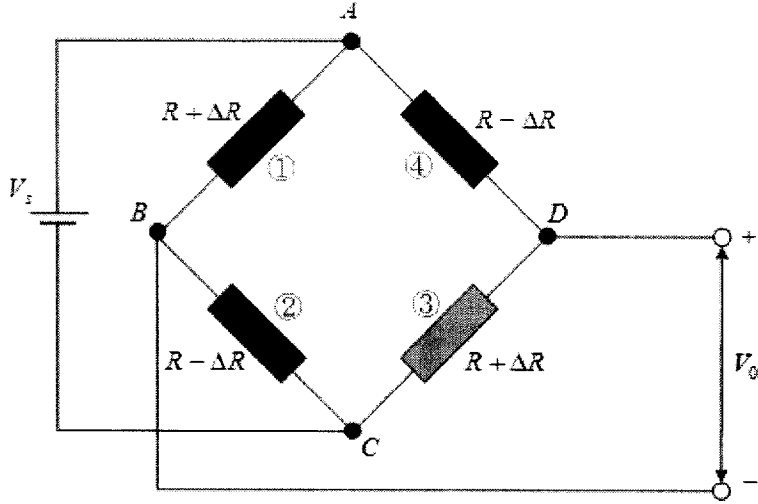


Fig. a4 Four active full bridge

이 경우는 브리지의 모든 팔을 스트레인 게이지를 활용하여 측정하는 경우이다. 4개의 게이지가 사용되고 동일한 크기의 응답(+/- 극성을 가짐)을 받도록 구성하였다. 굽힘력을 받는 얇은 빔의 윗면과 아래면에 각각 1,3과 2,4번의 스트레인 게이지가 결선 되도록 구성하면 이와 같은 응답을 얻을 수 있다. 출력을 구해보면,

$$V_0 = V_D - V_B$$

$$V_D = \frac{R + \Delta R}{(R - \Delta R) + (R + \Delta R)} \times V_s$$

$$V_B = \frac{R - \Delta R}{(R - \Delta R) + (R + \Delta R)} \times V_s$$

$$V_0 = V_D - V_B$$

$$= \frac{R + \Delta R}{(R - \Delta R) + (R + \Delta R)} \times V_s - \frac{R - \Delta R}{(R - \Delta R) + (R + \Delta R)} \times V_s$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{V_s \times [(R + \Delta R) - (R - \Delta R)]}{2R} \\
&= \frac{V_s \times 2\Delta R}{2R} \\
&= \frac{V_s \times \Delta R}{R}
\end{aligned}$$

그리고  $\Delta R/R = GF \times \varepsilon$ 로부터

$$V_0 = V_s \times GF \times \varepsilon \quad (\text{a.5})$$

위의 결과식을 이용하면 측정된 출력 전압으로부터 변형율을 구할 수 있다. 변형율( $\varepsilon$ ) 이외의 모든 항은 측정을 통해 알거나 이미 알고 있는 값들이다.

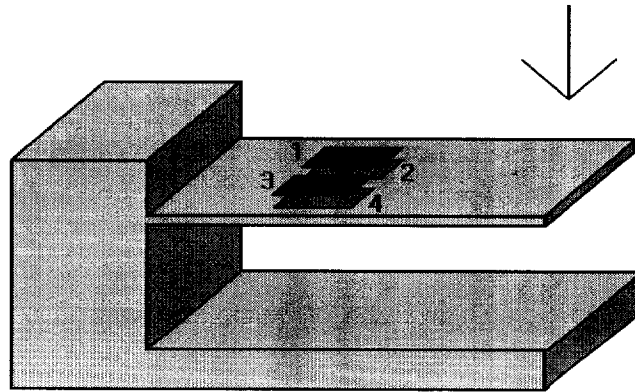


Fig. a5 Configuration of Four Active Full Bridge

D. Two active half bridge

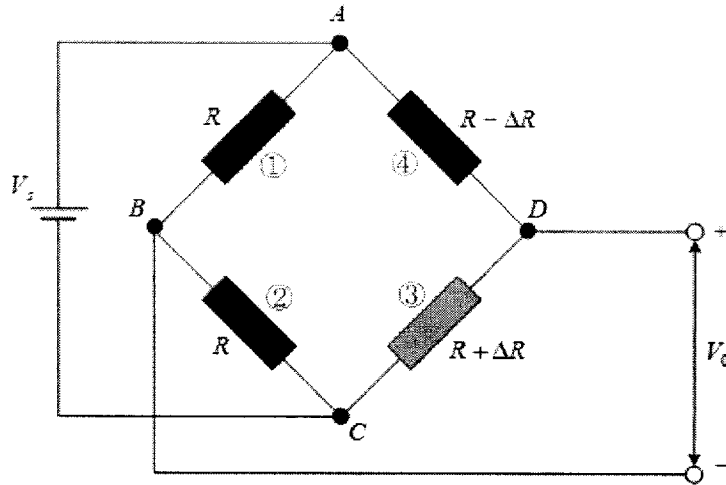


Fig. a6 Two active half bridge

이 경우는 2 개의 스트레인 게이지를 활용하여 측정하는 경우이다. 나머지 2 개는 스트레인 앰프나 브리지 터미널 등에 내장된 고정 저항으로 구성된다. 2 개의 게이지가 사용되고 크기가 같고 극성이 반대인 응답을 받도록 구성하였다. 굽힘력을 받는 얇은 빔의 윗면과 아래면에 각각 3 번과 4 번에 스트레인 게이지가 결선 되도록 구성하면 이와 같은 응답을 얻을 수 있다. 출력을 구해 보면

$$V_0 = V_d - V_B$$

그러므로,

$$\begin{aligned} V_0 &= V_D - V_B \\ &= \frac{R + \Delta R}{(R - \Delta R) + (R + \Delta R)} \times V_s - \frac{V_s}{2} \\ &= \frac{(R + \Delta R) - R}{2R} \\ &= \frac{V_s \cdot \Delta R}{2R} \\ &= \frac{V_s \cdot \Delta R / R}{2} \end{aligned}$$

그리고  $\Delta R / R = GF \cdot \varepsilon$ 으로부터,

$$V_0 = \frac{V_s \cdot GF \cdot \varepsilon}{2} \quad (a.6)$$

위 출력 전압식을 앞 절의 것과 비교해 보면 그 출력이 절반이 되는 것을 알 수 있는데 이것은 출력을 도와주는 Active 게이지의 수가 절반으로 줄었기 때문이다.

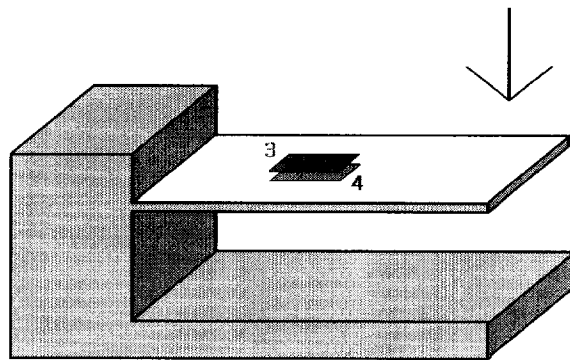


Fig. a7 Configuration of two active half bridge

### E. Quarter bridge

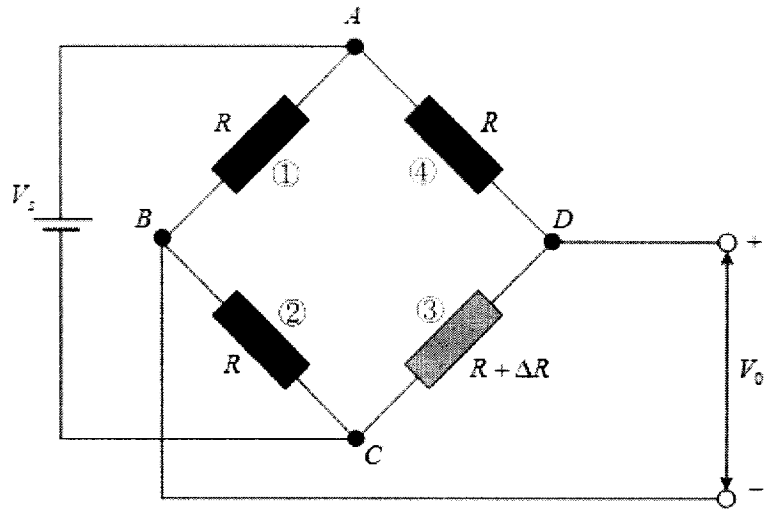


Fig. a8 Quarter bridge

이 방법은 가장 손쉬운 형태의 스트레인 게이지 측정법이다. 그러나 출력의 크기와 상태가 그다지 양호하지 못하므로 사용에 유의해야 한다. 한 개의 스트레인 게이지만을 Active로 사용하는 방법인데 굽힘이나 당김 등 하중의 유형에 상관없이 부착된 게이지가 직접 받는 스트레인을 측정한다. 출력을 구해보면

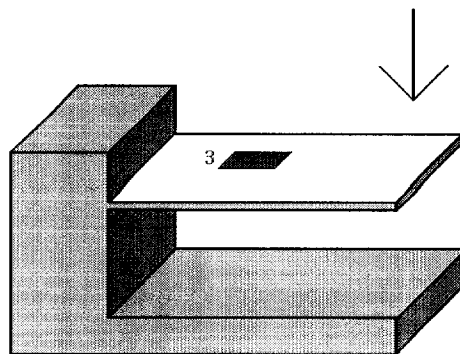


Fig. a8 Configuration of Quarter Bridge

$$\begin{aligned}
 V_0 &= V_D - V_B \\
 V_D &= \frac{R + \Delta R}{R + (R + \Delta R)} \times V_s \\
 V_B &= \frac{V_s}{2}
 \end{aligned}$$

그러므로,

$$\begin{aligned}
 V_0 &= V_D - V_B \\
 &= \frac{R + \Delta R}{2R + \Delta R} \times V_s - \frac{V_s}{2} \\
 &= \frac{V_s \cdot \{2(R + \Delta R) - (2R + \Delta R)\}}{2(2R + \Delta R)} \\
 &= \frac{V_s \cdot \Delta R}{4R + 2\Delta R}
 \end{aligned}$$

양변을  $R$ 로 나누면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 V_0 &= \frac{V_s \cdot \Delta R / R}{4 + 2 \cdot \Delta R / R} \\
 &\cong \frac{V_s \cdot \Delta R / R}{4}
 \end{aligned}$$

여기에서  $2 \cdot \Delta R / R$ 의 영향은 미소하고  $\Delta R / R = GF \cdot \varepsilon$ 로부터

$$V_0 = \frac{V_s \cdot GF \cdot \varepsilon}{4} \quad (a.7)$$

이 식은 근사적으로 선형화 시킨 것이므로 스트레인 범위가 커지게 되면 오차가 커지게 된다. 1000 마이크로 스트레인 당 0.1 % 정도의 비선형 출력을 갖는다.

## Publication and Conference

### 1. 국내외 학술지 투고 논문

- [1] Seung Min Kim, Jae Sung Im, Jin Ho Suh, Seong Bong Kim and Sang Bong Kim, "A Smart Memory Type of Data Acquisition System for Shaft Misalignment Maintenance", *KSME International Journal*, October, 2004. (*Accepted to publish*)
- [2] Jae Sung Im, Sang Bong Kim, Seong Min Kim and Seong Bong Kim, "Development of Strain Gauge Data Acquisition System for Turbine", *Journal of Dynamics, Instrumentation and Control*, August, China, 2004. (*Accepted to publish*)
- [3] Seong Bong Kim, Seung Min Kim, Jin Ho Suh, Jae Sung Im and Sang Bong Kim, "Development of Bearing Load Measuring Equipment for Optimal Alignment Condition in Turbine", *International Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, October, 2004. (*To be submitted*)

### 2. 국내외 학술대회 발표논문

- [1] In Chul Kim, Seong Bong Kim, Jae Won Jung and Seung Min Kim, "Case History for Reduction of Shaft Vibration in a Steam Turbine", *Proceedings of the Korean Fluid Machinery Association Annual Meeting*, pp. 315-321, November, 2001.

- [2] Seung Min Kim, In Chul Kim, Seong Bong Kim and Jae Won Jung, "An Update of Alignment Method for Reduction of Shaft Vibration in a Combined Cycle Steam Turbine", Proceedings of the 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, USA, DD-ABS-035, February, 2002.
- [3] Jae Sung Im, Seung Min Kim, Seong Bong Kim and Sang Bong Kim, "A Smart Memory Type of Data Acquisition System for Shaft Misalignment Maintenance", Proceedings of International Symposium on Mechatronics, HCM City, Vietnam, pp. 16-20, September, 2003.
- [4] Seung Min Kim, Seong Bong Kim, Jae Won Jung and Sang Bong Kim, "Development of Strain Gauge Data Acquisition System for Turbine Shaft Alignment", Proceedings of International Symposium on Mechatronics, HCM City, Vietnam, pp. 46-53, September, 2003.
- [5] Seung Min Kim, Seong Bong Kim, Jae Won Jung and Seung Tae Kim, "Development of Turbine Alignment Technique and Equipment using Strain Gauge", Proceedings of the 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, USA, Vol. 1, No. 162, MARCH, 2004.

## 감사의 글

본 논문이 완성되기까지 항상 지켜보면서 충고와 조언을 아끼지 않으시면 지도해 주신 지도 교수님이신 김상봉 교수님께 진심으로 머리 숙여 감사드립니다. 항상 부족함이 많은 저에게 학문과 인생을 가르쳐 주셨으며 어려울 때마다 격려와 질책을 아끼지 않으셨던 지도 교수님께 다시 한 번 진심어린 마음으로 감사를 올립니다. 그리고 항상 따뜻한 마음과 사랑을 아끼지 않으셨던 연구실 선배님 후배님 모두의 어머니인 사모님께 이렇게 지면을 통해서나마 감사드립니다. 논문 심사 과정에서 따끔한 질책과 아울러 격려를 아끼지 않으셨던 정영석 교수님과 손정현 교수님께 다시 한 번 감사드립니다. 그리고 대학원 과정동안 학문의 기초를 지도해 주셨던 모든 교수님들과 선후배님들께 감사드립니다.

모든 생활에서 항상 힘과 용기가 되어주신 CIMEC연구실 선배님이신 신민생 교수님, 이진우 박사님, 김환성 교수님, 안휘웅 교수님, 이충환 교수님께 감사드리며 학교에 계시면서 항상 물신양면으로 도움을 주신 김학경 박사님, 서진호 박사님께 감사드리고, 본 연구가 이루어지는데 뒤에서 많은 도움을 주신 정남수님, 박순실님, 유휘룡 박사님, 박성재님, 김영규님, 임재성님, 김상찬님, 마성진님, 박영우님, 김병용님, 정준호님, 이학철님, 윤석민님, 이도경님, 조민건님께 무한한 감사의 말씀을 드립니다. 그리고 CIMEC 연구실에서 박사과정을 마치고 돌아가신 Tien 교수님과 허철 교수님, Hieu 교수님과 아직 연구실에서 유학중이신 Phuc님, Tung님, Lam님 Dung님, Kim님께도 감사 드립니다.

오늘이 있기까지 아낌없는 격려를 보내주신 한전기공 주식회사의 문영국 본부장님, 박영원 본부장님, 이용호 처장님, 나도팔 처장님, 최의

신 처장님, 김승태 소장님, 정재원 실장님, 봉석근 부처장님, 이시연 부장님, 남궁장 과장님, 김인철 과장님, 윤정태 과장님, 김성민 과장님, 그 외 전문원실 직원 모든 분들께 감사드립니다.

돌아가시고 난 뒤 그리움이 더해오는 아버님과 오늘이 있기까지 불효자식을 묵묵히 지켜봐주신 사랑하는 어머니의 은혜에 깊은 감사드리고, 항상 옆에서 큰 힘이 되어준 형님 내외분, 처남내외분들, 처형 에게도 많은 감사드립니다. 그리고 한결 같이 정성어린 내조를 하여준 사랑하는 아내와 딸 민정이 아들 태훈이에게 이 조그마한 결실을 드립니다.

많은 고마우신 분들께 조금이나마 보답을 할 수 있도록 열심히 노력할 것을 약속드리며 항상 건강하시고 행복하시길 바랍니다.

2004년 12월 10일

김 성 봉