

## 자동차 휠 동력계의 하중 검출 신호 처리 방법

이진성<sup>a</sup>, 정규원<sup>b\*</sup>

## Load Measurement Algorithm for a Vehicle Wheel Dynamometer

Jinsung Lee<sup>a</sup>, Kyuwon Jeong<sup>b\*</sup><sup>a</sup> Department of Mech. Eng., Graduate School, CBNU,  
1, Chungdae-ro, Seowon-gu, Cheongju, Chungbuk-do, 28644, Korea<sup>b</sup> School of Mechanical Engineering, CBNU,  
1, Chungdae-ro, Seowon-gu, Cheongju, Chungbuk-do, 28644, Korea

## ARTICLE INFO

## Article history:

|          |    |        |      |
|----------|----|--------|------|
| Received | 17 | July   | 2017 |
| Revised  | 1  | August | 2017 |
| Accepted | 1  | August | 2017 |

## Keywords:

Vehicle  
Wheel dynamometer  
Calibration matrix  
Spline interpolation

## ABSTRACT

A wheel dynamometer was installed between the rim and axle hub to measure the forces and moments applied to a vehicle. The wheel dynamometer was composed of sensing and signal processing components. Because the sensing component contained a complex structure to sense the six components of the forces and moments and the wheel rotated along with the vehicle movement, sophisticated signal processing hardware and a software algorithm were used. The strains and the calibration matrices of the wheel dynamometer along the wheel rotation angle were investigated using FEM. From the analysis, the calibration matrices were simplified using a spline interpolation. Based upon these results, the signal processing component could be effectively designed and the firmware software could be simplified.

## 1. 서론

자동차의 성능은 자동차가 개발된 이후로 꾸준히 향상되어 왔으며, 근래의 자동차의 성능은 획기적으로 향상되고 있다. 자동차는 엔진을 포함한 파워 트레인 부분과 브레이크, 서스펜션 및 조향 장치 등을 포함한 새시 부분 등 다양한 부품으로 이루어져 있으며 각각의 부분들은 다양한 자동차의 사용 환경에서 우수한 성능을 발휘하도록 설계되고 있다. 차량이 정차해 있거나 주행 중일 경우 작용되는 다양한 힘들은 바퀴에 전달되고 이는 지면과 상호 작용을 한다. 따라서 성능이 우수한 자동차를 개발하기 위해서는 자동차에 작용하는 다양한 힘들을 측정할 필요가 있으며, 바퀴에 작용되는 종합적인 힘들을 측정하기 위하여 휠(wheel) 동력계를

사용한다<sup>1-4</sup>. 휠 동력계는 자동차에 사용되는 금속제 바퀴를 대신 하는 형태로 되어 있으며, 차축과 타이어 사이에 작용되는 힘들을 측정하고, 이에 적합한 형상을 갖도록 원판형의 하나의 몸체로 만들어져 있으며, 여기에 힘이 작용되었을 때 발생하는 변형을 측정할 수 있는 스트레인 게이지들이 부착되어 있는 다축 로드셀이다. 따라서 다축 로드셀처럼 다분력 힘/토크를 감지해야하며 단일 몸체로 이루어져 있어서 제작이 매우 어려우며 출력되는 신호의 종류가 많다.

휠 동력계에 관하여 많은 연구가 있었으며 또한 세계적으로 다수의 측정기 제작 기업에서 개발하여 판매하고 있다. 기존 연구 사례를 살펴보면 Youshikawa<sup>[1]</sup> 등은 바퀴에 휘스톤 브릿지를 구성하고 각도에 따른 출력값의 연산방법을 제시하고 있으며

\* Corresponding author. Tel.: +82-43-261-3222

Fax: +82-43-263-2448

E-mail address: jeong@chungbuk.ac.kr (Kyuwon Jeong).

Ichige<sup>[2]</sup>는 감지부의 형태에 따른 출력 분석 및 슬립링을 이용한 신호처리 장치에 대하여 연구하였다. 그리고 Feng 등<sup>[5-8]</sup>은 8빔 구조의 휠 동력계의 구성과 출력 신호 계산식을 제시하였다. 또한 일본의 AND, 미국의 MTS와 MSC, 독일의 Kistler 등에서 다양한 종류의 휠 동력계가 제작되어 판매되고 있다<sup>[8]</sup>. 그러나 국내에서는 휠 동력계에 대해 연구가 많지 않으며, 상품화 되어 있는 것이 없는 실정이다. 따라서 본 논문에서는 휠 동력계를 개발하기 위하여 기본 구조를 설계하고 유한요소법을 이용하여 휠 동력계에 작용되는 힘과 변형율의 관계를 해석하였다. 이를 바탕으로 감지부의 변형률을 측정하기 위한 휘스톤브릿지 회로를 구성하여, 작용되는 힘과 모멘트에 따른 검출 신호들을 구하였다. 또한 휠 동력계는 바퀴와 일체가 되어 회전하기 때문에 휠 동력계의 회전각도에 따른 검출신호의 변화를 구하였다. 이를 이용하여 설계된 휠 동력계의 캘리브레이션 계수들을 구하였고, 휠 동력계에 작용된 힘과 모멘트 하중들을 계산하는 알고리즘을 제시하였다.

## 2. 휠동력계의 구성

### 2.1 구조 및 감지부

본 논문에서 사용된 휠 동력계는 Fig. 1과 같이 내륜에 허브어댑터를 사용하여 차축의 허브에 고정되며, 외륜은 타이어가 결합되는 림(rim)의 내측에 연결된다. 외륜(직경 380 mm)과 내륜(직경 140 mm)은 등간격으로 6개의 스포크(spoke)로 연결되어 있으며, 각각의 스포크는 사각형 단면을 갖는 빔이며, 각각의 사각 빔의 앞면, 뒷면, 좌측면, 우측면에 각각 전단형 스트레인 게이지가 사잇각이 90도가 되도록 2개씩 부착되어 있어 감지부를 구성한다. Fig. 2에 보는 바와 같이 각 빔의 4면마다 스트레인 게이지 2개가 서로 수직하여 부착되어 있어 총 48개의 스트레인 게이지가 사용되었으며, 이들을 4개씩 연결하여 풀 브릿지의 형태로 사용한다. 따라서 모두 12개의 휘스톤 브릿지 출력이 나오며, 본 논문에서는 Fig. 2를 기준으로 시계 다이얼 방향을 이용하여 각각의 스포크를 빔 1, 빔 3, 빔 5, 빔 7, 빔 9, 빔 11로 호칭한다. 앞면과 뒷면의 휘스톤 브릿지 출력을  $\varepsilon_{TB}$ , 왼쪽 면과 오른쪽 면의 휘스톤 브릿지 출력을  $\varepsilon_{LR}$  라고 하고, 다음과 같이 계산한다<sup>[9]</sup>.

$$\varepsilon_{TBi} = \frac{1}{4}(\varepsilon_{T2} - \varepsilon_{B3} + \varepsilon_{B4} - \varepsilon_{T1})_i \quad (1)$$

$$\varepsilon_{LRi} = \frac{1}{4}(\varepsilon_{L2} - \varepsilon_{R3} + \varepsilon_{R4} - \varepsilon_{L1})_i \quad (2)$$

여기에서  $i$ 는 빔의 호칭이다.

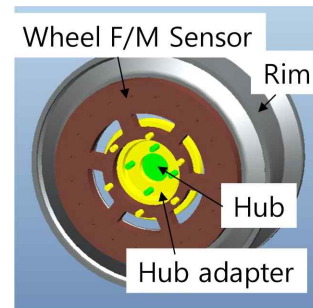


Fig. 1 Wheel force/moment sensor assembly

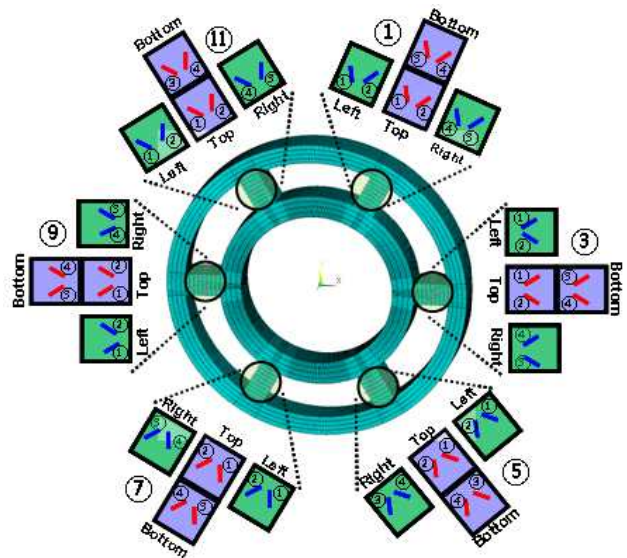


Fig. 2 Model for FEM and strain gage arrangement

## 3. 휠 동력계의 역학적 해석

### 3.1 회전각도에 따른 변형 해석

휠 동력계에 작용되는 힘과 감지부 빔의 변형의 관계를 유한요소법을 사용하여 구하였다. 본 논문의 해석에서는 캘리브레이션 방법과 신호처리 방법을 개발하기 위한 것이므로 실제 휠 동력계를 Fig. 3과 같이 단순하게 모델링하여 사용하였다. 유한요소법 해석은 상용 소프트웨어인 Ansys V.17를 사용하였으며, 탄성 영역에서 정적 해석을 사용하였고, 해석에 사용된 재질은 로드셀 제작에 많이 사용되는 SNCM8종이며, 탄성계수는 202 GPa, 푸아송비는 0.29, 요소타입은 solid185를 사용했다<sup>[9,10]</sup>. 경계조건으로는 내륜의 중심축 방향의 내측면이 완전 고정되며, 외륜의 원을 16등분한 22.5도 간격으로 16개의 외륜의 끝부분 노드점에 균일한 하중을 가해 줌으로써 외륜에 분포하중이 작용하도록 하였다. 휠 동력계에 가해지는 외력은 준대형 승용차를 기준으로 엔진의 출력과 고속도로 주행속도를 고려하여,  $F_x = 10$  kN,  $F_y = 10$  kN,  $F_z = 15$  kN,  $M_x = 5$  kNm,  $M_y = 5$  kNm,  $M_z = 5$  kNm를 사용하였다<sup>[8]</sup>. 또한 휠 동력계는 차량의 바퀴에 부착되어 사용되므로 차량이 주행

함에 따라 휠 동력계가 회전하므로, 576분할 간격으로 즉, 0도부터 0.625도 간격으로 회전시키며 각각의 회전각도에서 변형을 계산하였다. Fig. 3은 휠의 회전각도가 0도 일 경우의 FEM 모델을 보여주고 있으며, Fig. 4는 휠의 회전각도가 22.5도 일 경우에, 외력이  $F_x=10$  kN이며, 여타 힘들은 0인 경우의 해석결과로 전등가변형률(total equivalent strain)을 보여준다.

휠의 회전각도에 따른 각각의 감지부의 변형율을 이용하여 식 (1)과 (2)에 따라 휘스톤 브릿지 출력을 계산하여 Fig. 5부터 Fig. 8에 보였다. Fig. 5는  $F_x = 10$  kN, 여타 힘은 0일 경우, Fig. 6은  $F_z = 15$  kN, 여타 힘은 0일 경우, Fig. 7은  $M_x = 5$  kNm, 여타 힘은 0일 경우, Fig. 8은  $M_z = 5$  kNm, 여타 힘은 0일 경우의 휘스톤 브릿지 출력을 보여준다. 각각의 감지부의 출력은 회전각도에 따라 사인함수 형태를 보인다. 또한 감지부 빞이 60도 간격으로 있으므로 출력 신호가 서로 60도 위상차를 갖고 있음을 보여준다.  $F_x, F_y, M_z$ 가 작용할 경우에는 각 스포크의 좌우측면의 휘스톤 브릿지 출력 즉  $\epsilon_{LR,i} = 0$  으로서, 빞의 앞뒤면에 있는 휘스톤 브릿지



Fig. 3 FEM model of the wheel force/moment sensor

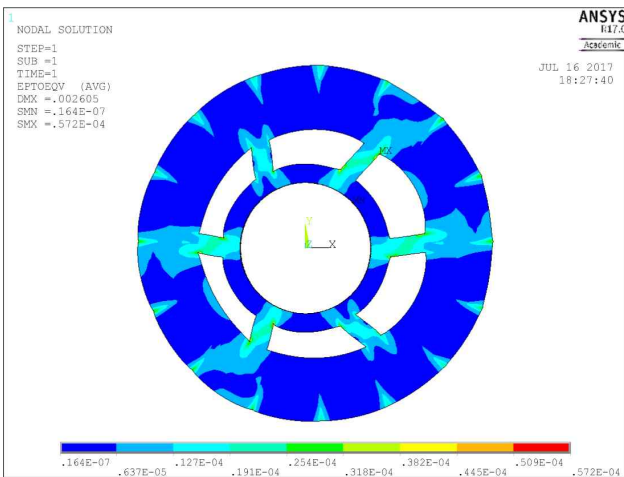


Fig. 4 Strain contour of  $F_x = 10$  kN and rotation angle 22.5 deg

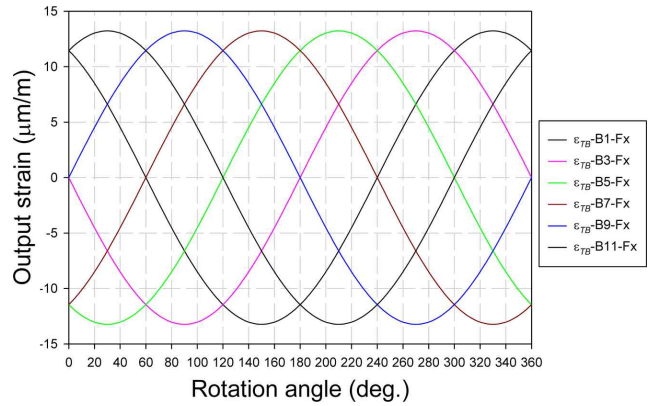


Fig. 5 Strain with  $F_x$  (10 kN)

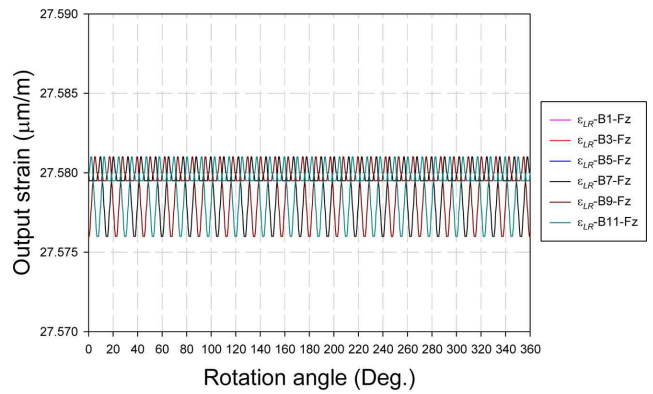


Fig. 6 Strain with  $F_z$  (10 kN)

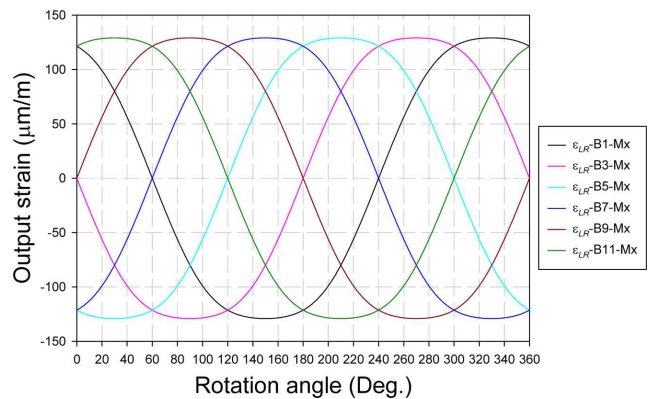


Fig. 7 Strain with  $M_x$  (5 kNm)

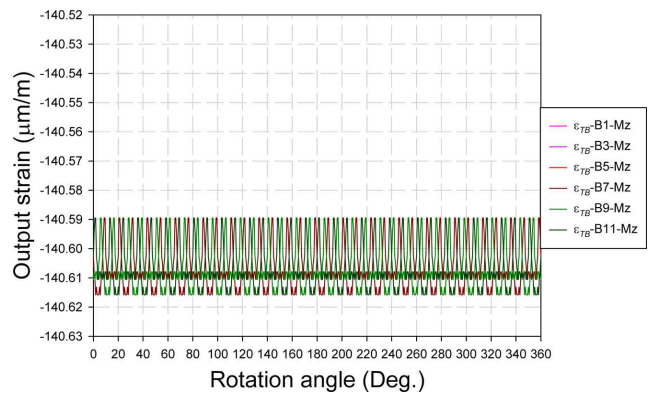


Fig. 8 Strain with  $M_z$  (5 kNm)

Table 1 Wheatstone bridge output at 22.5 deg (unit:  $\mu\text{m/m}$ )

|                    | Fx = 10 kN | Fy = 10 kN | Fz = 15 kN | Mx = 5 kNm | My = 5 kNm | Mz = 5 kNm |
|--------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| $\epsilon_{TB1}$   | 8.046      | -10.496    | 0.000      | 0.000      | 0.000      | -140.603   |
| $\epsilon_{LR,1}$  | 0.000      | 0.000      | 27.580     | 94.751     | -115.275   | 0.000      |
| $\epsilon_{TB,3}$  | -5.061     | -12.218    | 0.000      | 0.000      | 0.000      | -140.611   |
| $\epsilon_{LR,3}$  | 0.000      | 0.000      | 27.576     | -62.502    | -125.245   | 0.000      |
| $\epsilon_{TB,5}$  | -13.111    | -1.732     | 0.000      | 0.000      | 0.000      | -140.603   |
| $\epsilon_{LR,5}$  | 0.000      | 0.000      | 27.580     | -128.725   | -21.900    | 0.000      |
| $\epsilon_{TB,7}$  | -8.046     | 10.496     | 0.000      | 0.000      | 0.000      | -140.603   |
| $\epsilon_{LR,7}$  | 0.000      | 0.000      | 27.580     | -94.751    | 115.275    | 0.000      |
| $\epsilon_{TB,9}$  | 5.061      | 12.218     | 0.000      | 0.000      | 0.000      | -140.611   |
| $\epsilon_{LR,9}$  | 0.000      | 0.000      | 27.576     | 62.502     | 125.245    | 0.000      |
| $\epsilon_{TB,11}$ | 13.111     | 1.732      | 0.000      | 0.000      | 0.000      | -140.603   |
| $\epsilon_{LR,11}$ | 0.000      | 0.000      | 27.580     | 128.725    | 21.900     | 0.000      |

지가 변형을 감지하는 역할을 함을 알 수 있었다. 또한, Fz, Mx, My 가 작용할 경우에는 각 스포크의 앞뒷면의 휘스톤 브릿지 출력 즉  $\epsilon_{TB,i} = 0$  으로서, 빔의 좌우옆면에 있는 휘스톤 브릿지가 변형을 감지하는 역할을 함을 알 수 있었다. Fy와 변형률의 관계는 Fig. 5와 위상차만 90도가 있으며 같은 형태이므로 이에 대한 그림은 생략하였다. My와 변형률의 관계는 Fig. 7과 90도의 위상차만 있으며 같은 형태이므로 이에 대한 그림은 생략하였다. Table 1에 휠의 회전각도가 22.5도일 경우의 수치데이터를 보였으며 이들 중 36개는 크기가 0임을 볼 수 있다.

### 3.2 교정행렬 (Calibration Matrix)

휠 동력계의 12개의 휘스톤 브릿지에서 출력된 결과와 작용한 하중이 식 (3)과 같은 관계를 갖으며, 휠의 회전각도가  $\theta$ 일 경우의 교정행렬을  $X^\theta$  라고 하고, 이 행렬의 크기는  $6 \times 12$ 가 된다. 이 교정행렬을 구하기 위하여 앞 절에서 계산된 변형율, 즉 휘스톤 브릿지 출력을 이용하였다. 앞 절에서 사용된 하중을 각각 하나씩 작용시켜서 변형율을 구하였으므로 그 힘과 그에 해당하는 변형율을 대응시켜서 6개의 경우를 종합하였다. 즉, 휠 동력계의 브릿지 출력값을 행렬  $\epsilon$ 이라 하고 유한요소 해석에 적용한 힘/모멘트 값을 행렬 F라 하였다.

$$X^\theta \cdot \epsilon = F \tag{3}$$

여기에서

$$\epsilon^T = [\epsilon_{TB1} \ \epsilon_{LR1} \ \epsilon_{TB3} \ \epsilon_{LR3} \ \epsilon_{TB5} \ \epsilon_{LR5} \ \epsilon_{TB7} \ \epsilon_{LR7} \ \epsilon_{TB9} \ \epsilon_{LR9} \ \epsilon_{TB11} \ \epsilon_{LR11}],$$

$$F^T = [F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z] \text{이다.}$$

행렬  $\epsilon$ 와 F는 모두 정방행렬이 아니기 때문에 교정행렬  $X^\theta$ 는 의사역행렬 방식을 이용하여 다음 식 (4)와 같이 구하였다.

$$X^\theta = F \cdot \epsilon^T \cdot (\epsilon \cdot \epsilon^T)^{-1} \tag{4}$$

이와 같은 방법으로 구한 교정행렬의 요소들을 대표적으로 다음 Fig. 9-Fig. 12에 나타내었다. Table 2에 휠의 회전각도가 22.5도일 경우의 교정행렬을 보였다. 이 행렬의 요소는 72개이나 크기가 매우 작아서 무시할 수 있는 요소들은 영으로 간주하면 36개의 요소만 의미가 있음을 볼 수 있다.

### 3.3 스플라인 보간

앞에서 구한 교정행렬  $X^\theta$ 는 0.625도 간격으로 577개가 존재하게 된다. 또한 각각의 교정행렬은 매우 작은 크기를 갖는 요소들을 무시할 경우에도 36개의 요소를 갖고 있으므로, 매우 많은 메모리를 차지하게 된다. 따라서 메모리 용량을 줄일 필요가 있다. 또한 실 하중을 적용하여 캘리브레이션 작업을 할 경우에 0.625도 간격으로 휠동력계를 회전시켜서 설치하는 것은 매우 어렵다. 따라서 휠 동력계의 회전각도를 22.5도 간격으로 17개 경우만 캘리브레이

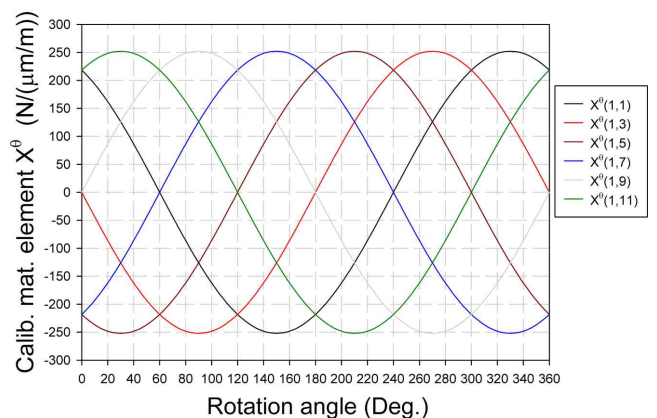


Fig. 9 Calibration matrix elements  $X^\theta(1,1) \dots X^\theta(1,11)$



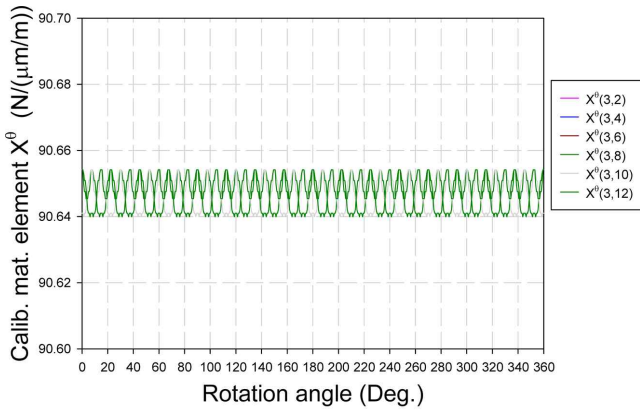


Fig. 10 Calibration matrix elements  $X^\theta(3,2) \dots X^\theta(3,12)$

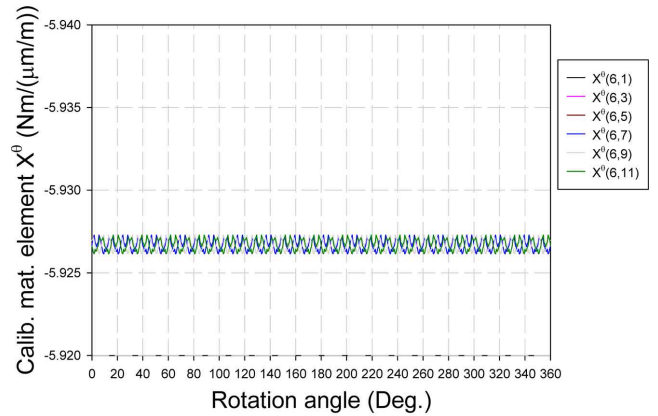


Fig. 12 Calibration matrix elements  $X^\theta(6,1) \dots X^\theta(6,11)$

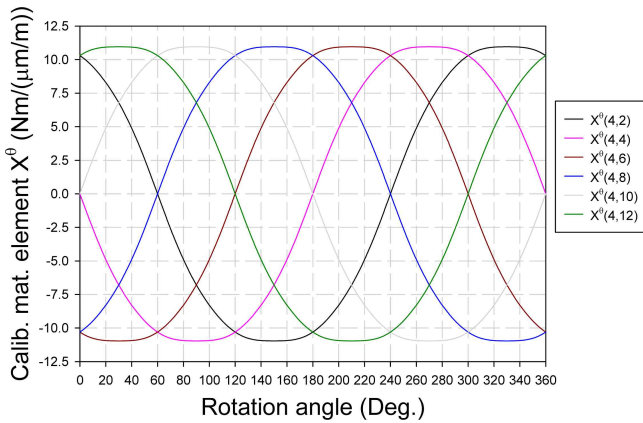


Fig. 11 Calibration matrix elements  $X^\theta(4,2) \dots X^\theta(4,12)$

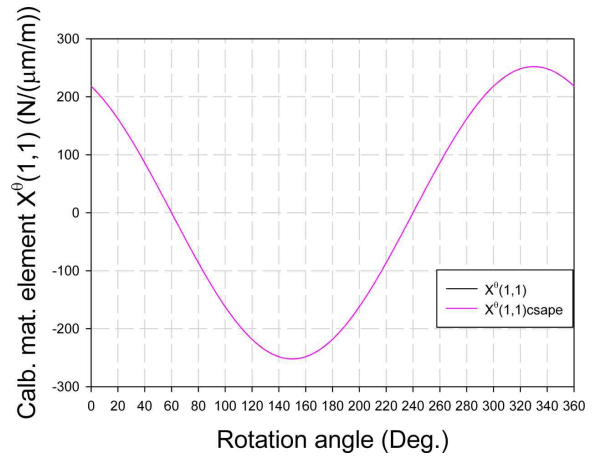


Fig. 13 Calibration Matrix Element  $X^\theta(1,1)$  and its spline fitting

Table 2 Calibration matrix at 22.5 deg (unit: force; N/(um/m), moment; Nm/(um/m))

|             |             |             |             |             |             |             |             |             |            |             |            |
|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|------------|-------------|------------|
| 1.5347E+02  | -4.9312E-13 | -9.6410E+01 | 5.4283E-13  | -2.4996E+02 | -4.8299E-14 | -1.5347E+02 | -4.3926E-13 | 9.6410E+01  | 4.5993E-13 | 2.4996E+02  | 4.8779E-14 |
| -2.0002E+02 | -1.3692E-12 | -2.3274E+02 | 1.4316E-12  | -3.2909E+01 | -3.3231E-13 | 2.0002E+02  | -9.8396E-13 | 2.3274E+02  | 1.0023E-12 | 3.2909E+01  | 1.5458E-13 |
| -3.7150E-14 | 9.0654E+01  | -3.5844E-14 | 9.0641E+01  | 1.4625E-13  | 9.0654E+01  | 1.2568E-14  | 9.0654E+01  | -3.5057E-14 | 9.0641E+01 | -5.0747E-14 | 9.0654E+01 |
| 1.0691E-13  | 7.9514E+00  | -4.1628E-14 | -5.4048E+00 | -1.4554E-13 | -1.0944E+01 | -1.0817E-13 | -7.9514E+00 | 4.0441E-14  | 5.4048E+00 | 1.4800E-13  | 1.0944E+01 |
| -1.8931E-13 | -9.7099E+00 | -1.3838E-13 | -1.0681E+01 | 5.4416E-14  | -1.9611E+00 | 1.8770E-13  | 9.7099E+00  | 1.3655E-13  | 1.0681E+01 | -5.0983E-14 | 1.9611E+00 |
| -5.9266E+00 | 5.1115E-15  | -5.9270E+00 | 4.6717E-15  | -5.9266E+00 | 4.1390E-15  | -5.9266E+00 | 3.7962E-15  | -5.9270E+00 | 4.2344E-15 | -5.9266E+00 | 4.7685E-15 |

선 작업을 하고, 그 사이트에서는 스플라인 보간법을 사용하여 캘리브레이션 데이터를 구하여 사용하고자 한다. 본 논문에서는 이의 타당성을 검증하였다.

Fig. 9에서와 같이  $F_x, F_y$ 에 관한 교정행렬  $X^\theta$ 의 1 및 2행의 요소들은 회전각도에 따라 사인함수 형태를 갖고 있으므로 사인함수를 사용하여 보간을 할 수 있다. 그러나 이 경우 사인함수를 실시간으로 계산하여야 하므로 실용적이지 않다. 또한 Fig. 11에서 보는 바와 같이  $M_x, M_y$ 에 관한 교정행렬  $X^\theta$ 의 4행 및 5행의 요소들은 사인함수형태와 다르다. 따라서 본 논문에서는 스플라인 함수를 사용하여 보간을 하고자 한다<sup>[11]</sup>. 3차 스플라인 방정식은 다음의 방식으로 구해진다.

$$f_i(x) = a_i(1)(x - x_i)^3 + a_i(2)(x - x_i)^2 + a_i(3)(x - x_i) + a_i(4) \quad (5)$$

여기에서  $x_i$ 는 절점들이며,  $x$ 는 0부터 360도 이다. 3차 스플라인 함수의 조건은 각 내부 절점에서 연속 되어야 하며, 내부 절점에서 전후 구간 함수의 1차 도함수는 서로 같아야 하며, 또한 2차 도함수도 서로 같아야 한다. 휠 동력계는 회전하는 것이므로 교정행렬의 요소들도 0도인 경우와 360도인 경우가 같아야 한다. 따라서 종단조건(end condition)으로 주기적 조건(periodic condition)을 사용하였다. 이 조건에서는 시작점과 끝점에서 1차 및 2차 도함수가 내부절점에서처럼 서로 같아야한다. 스플라인 식의 계수들은 Matlab을 이용하여 계산하였으며<sup>[12]</sup>, 이를 사용하여 교정행렬의

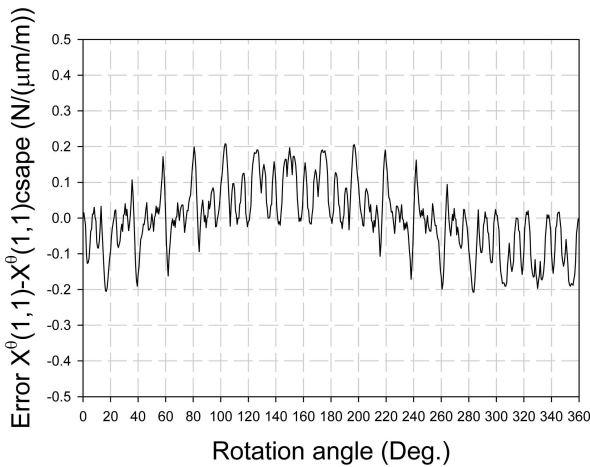


Fig. 14 Difference b.w. Calibration Matrix Element  $X^{\theta}(1,1)$  and its spline fitting

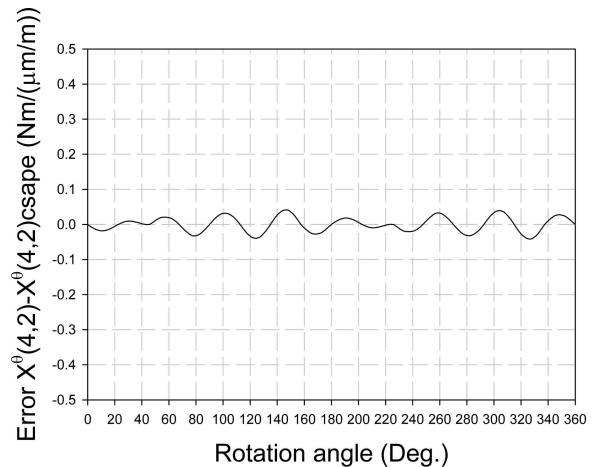


Fig. 16 Difference b.w. Calibration Matrix Element  $X^{\theta}(4,2)$  and its spline fitting

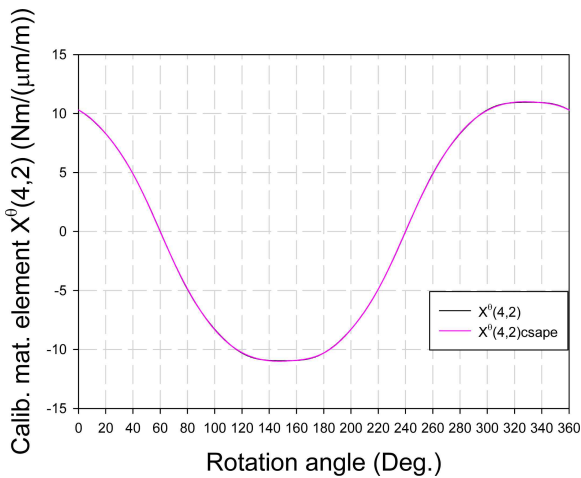


Fig. 15 Calibration Matrix Element  $X^{\theta}(4,2)$  and its spline fitting

요소  $X^{\theta}(1,1)$  와 이를 보간법으로 구한  $X^{\theta}(1,1)csape$  를 Fig. 13 에 보였으며, 이들의 차이를 Fig. 14에 보였다.  $X^{\theta}(4,2)$  와 이를 보간법으로 구한  $X^{\theta}(4,2)csape$  를 Fig. 15에 보였으며, 그 계수들을 Table 3에 보였다. 이들의 차이를 Fig. 16에 보였다. 그 오차는 Fig. 14와 Fig. 16에 보인 것처럼 각각 0.2077과 0.0418으로서 매우 작다. 이로써 캘리브레이션은 22.5도 간격으로 수행하고 이를 이용하여 스플라인 보간을 하는 것이 타당함을 알 수 있었다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 차량에 작용하는 하중을 측정할 수 있는 휠 동력계를 개발하기 위한 기본 연구를 진행하였다. 휠 동력계와 림이

Table 3 Coefficients of the spline curve for  $X^{\theta}(4,2)$

|             | $a(1)$            | $a(2)$            | $a(3)$            | $a(4)$             |
|-------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------|
| $f_1(x)$    | 0.00000689363805  | -0.00206085841057 | -0.06152477549141 | 10.30052821000000  |
| $f_2(x)$    | -0.00001058491574 | -0.00159553784223 | -0.14379369117938 | 7.95143403700000   |
| $f_3(x)$    | 0.00005558327356  | -0.00231001965459 | -0.23166873485773 | 3.78776614700000   |
| $f_4(x)$    | 0.00000834504736  | 0.00144185131094  | -0.25120252258969 | -1.96109961200000  |
| $f_5(x)$    | -0.00000262070526 | 0.00200514200785  | -0.17364517291684 | -6.78816383900000  |
| $f_6(x)$    | -0.00001083225633 | 0.00182824440284  | -0.08739397867629 | -9.70992855900000  |
| $f_7(x)$    | -0.00001228711052 | 0.00109706710079  | -0.02157446984467 | -10.87413052000000 |
| $f_8(x)$    | 0.00002656550029  | 0.00026768714068  | 0.00913250058832  | -10.94412374000000 |
| $f_9(x)$    | -0.00000689363805 | 0.00206085841057  | 0.06152477549141  | -10.30052821000000 |
| $f_{10}(x)$ | 0.00001058491574  | 0.00159553784223  | 0.14379369117938  | -7.95143403700000  |
| $f_{11}(x)$ | -0.00005558327356 | 0.00231001965459  | 0.23166873485773  | -3.78776614700000  |
| $f_{12}(x)$ | -0.00000834504736 | -0.00144185131094 | 0.25120252258969  | 1.96109961200000   |
| $f_{13}(x)$ | 0.00000262070526  | -0.00200514200785 | 0.17364517291684  | 6.78816383900000   |
| $f_{14}(x)$ | 0.00001083225633  | -0.00182824440284 | 0.08739397867629  | 9.70992855900000   |
| $f_{15}(x)$ | 0.00001228711052  | -0.00109706710079 | 0.02157446984467  | 10.87413052000000  |
| $f_{16}(x)$ | -0.00002656550029 | -0.00026768714068 | -0.00913250058832 | 10.94412374000000  |

결합된 형상에 대하여 유한요소법을 사용하여 휠 동력계 감지부의 변형률을 계산하였다. 또한 휠의 회전에 따른 변형율을 파악하기 위하여 정적상태에서 0.625도 간격으로 모델을 회전시키며 유한요소법을 이용하여 해석을 하고, 0~360도의 변형률의 변화를 확인하였다. 또한 이러한 해석 결과를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

휠 동력계의 형상에 6분력을 적용하였을 때 빔의 변형률을 확인하였다. 단일 하중으로  $F_x$  또는  $F_y$  또는  $M_z$ 가 각각 작용 할 때 감지부 사각형 빔의 앞뒷면 스트레인 게이지를 이용한 휘스톤 브릿지에서 출력이 발생하였으며,  $F_z$  또는  $M_x$  또는  $M_y$ 의 경우에는 감지부 사각형 빔의 좌우측면 스트레인 게이지를 이용한 휘스톤 브릿지에서 출력이 발생하였다. 각각의 빔의 휘스톤 브릿지 출력은 회전각 60도 간격으로 데이터가 반복되었다.

휠 동력계의 교정행렬은 의사역행렬 방법으로 계산하였으며, 이의 타당성을 확인하였다. 각각의 캘리브레이션 매트릭스 요소들은 총 72개의 요소들 중에서 36개만 의미가 있는 크기를 갖고 있었다. 또한 캘리브레이션의 각각의 요소들이 휠의 회전각도에 따라 주기적으로 변함을 알게 되었다.

휠 동력계를 22.5도 간격으로 회전시키며, 실 하중을 사용하여 캘리브레이션을 하고, 이를 3차 스플라인 곡선을 이용하여 보간함으로써 캘리브레이션 과정을 간략하게 할 수 있으며, 신호처리 회로와 소프트웨어를 간략하게 할 수 있음을 알았다.

## 후 기

이 논문은 2014년 교육부와 한국연구재단의 지역혁신창의인력양성사업의 지원을 받아 수행된 연구임(NRF-2014H1C1A10 55821).

## References

- [1] Yoshikawa, H., Yoshida T., 1988, Device for Measuring Components of Force and Moment Applied to Vehicle Tire, US Patent: 4748844.
- [2] Ichige, T., 2006, Rotary Type Component Force Measuring Device, US Patent: 2006/0037409 A1.
- [3] Ute, J., Nakase, T., Isono, H., 2015, Development of Tire Torque Sensor, Int. J. Automotive Engineering, 6 1-5.
- [4] Sato, S., Yamamoto T., Ogawa, Y., Sasaki, H., Kikuri H., Kaneko K., 2011, Study on Measurement Method of Driving Force Using New Type Wheel Torque Meter in On-road Driving, SAE Int. Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, DOI:10.4271/2011-01-2061.
- [5] Feng, L. Lin, G., Zhang W., Dai, D., 2015, Inertia Coupling Analysis of a Self-Decoupled Wheel Force Transducer under Multi-axis Acceleration Fields, PLoS ONE 10(2):e0118249, doi:10.1371/journal.pone.0118249.
- [6] Kluziewicz, M., Maniowski, M., 2016, Calibration Procedure of Measuring System for Vehicle Wheel Load Estimation, Materials Science and Engineering, 148:1 doi:10.1088/1757-899X/148/1/012010.
- [7] Kim, M. G., Joo, J. W. 2016, Structural Design and Evaluation of Six-Component Wheel Dynamometer, J. of the Korea Society of Mechanical Engineers, 40:1 53-63.
- [8] Kistler Group, 2011, Measurement Systems for Vehicle Dynamics, Tire- and Durability Testing, www.kistler.com, Switzerland.
- [9] Lee, J. S., 2017, Development of the load measurement algorithm and signal processing system of a 6-component wheel dynamometer, A Thesis for a Master Degree, Chungbuk National University, Republic of Korea.
- [10] Ansys APDL, 2016, Ansys Version 15, The Ansys, Inc..
- [11] De Boor, C., 1978, A Practical Guide to Splines, Spring-Verlag, New York.
- [12] Matlab, 2005, Matlab Version 7.1 (R14), The Mathworks, Inc..