

## 制動性能試驗때 차량 Backing Plate 締結 볼트의 強度에 관한 研究

### A Study on the Strength of the Mounting Bolt of a Backing Plate During the Braking Performance Test of the Wheeled Vehicle

梁 星 模\*  
Yang, Sung Mo

#### Abstract

The strength of the mounting bolt of a backing plate is investigated with field test to provide the basic data in the safety evaluation of the wheeled vehicle.

As a result, during the braking performance test at a vehicle speed of 32km/h, the shearing stress of mounting bolt is  $20.5\text{kg/mm}^2$  because the translatory mass of the vehicle is increased 21.6 per cent to incorporate the rotating-mass effect of wheels and other permanently engaged rotating parts.

#### 記 號 說 明

<p>B : 제동력 (kg)</p> <p>Bmax : 최대제동력 (kg)</p> <p>B<sub>r</sub> : 전차축의 분담제동력 (kg)</p> <p>B<sub>r</sub> : 후차축의 분담제동력 (kg)</p> <p>b : 감가속도 (m/sec<sup>2</sup>)</p> <p>Dmax : 최대여유구동력 (kg)</p> <p>d : 볼트의 유효직경 (mm)</p> <p>E : 에너지 (kg·m)</p> <p>F : 접지면의 마찰력 (kg)</p> <p>f : 굴림저항계수</p> <p>H : 지면에서 C. G까지 높이 (mm)</p> <p>H<sub>a</sub> : 지면에서 공기저항 작용점까지 높이 (mm)</p>	<p>H<sub>d</sub> : 지면에서 견인점까지 높이 (mm)</p> <p>I : 관성모우멘트 (kg·m·sec<sup>2</sup>)</p> <p>I<sub>c</sub> : 질량중심축에 관한 관성모우멘트 (kg·m·sec<sup>2</sup>)</p> <p>L : 축간거리 (mm)</p> <p>L<sub>r</sub> : 질량중심에서 전차축까지 거리 (mm)</p> <p>L<sub>r</sub> : 질량중심에서 후차축까지 거리 (mm)</p> <p>M : 토오크 (kg·m)</p> <p>M<sub>i</sub> : 회전부품의 토오크 (kg·m)</p> <p>M<sub>b</sub> : 제동토오크 (kg·m)</p> <p>M<sub>b</sub>' : 전차축에 걸리는 제동토오크 (kg·m)</p> <p>M<sub>c</sub> : 질량 중심축에 관한 토오크 (kg·m)</p> <p>m : 차량질량 (kg·sec<sup>2</sup>/m)</p> <p>m' : 유효질량 (kg·sec<sup>2</sup>/m)</p>
---	--

\* 正會員, 흥능기계공업회사

- $m_e$  : 등가질량 ( $kg \cdot sec^2/m$ )
- $N$  : 체결볼트 갯수
- $N_t$  : 접지면의 수직항력 ( $kg$ )
- $P$  : 구동력 ( $kg$ )
- $P_d$  : 휠 실린더가 슈우 라이닝을 미는 평균유  
효압력 ( $kg$ )
- $R$  : 주행저항 ( $kg$ )
- $R_{a,r}$  : 전차축의 공기저항 ( $kg$ )
- $R_{ar}$  : 후차축의 공기저항 ( $kg$ )
- $R_{r,r}$  : 전차축의 굴림저항 ( $kg$ )
- $R_{rr}$  : 후차축의 굴림저항 ( $kg$ )
- $R_{g,r}$  : 전차축의 등판저항 ( $kg$ )
- $r$  : 차륜의 유효회전반경 ( $m$ )
- $r_b$  : Backing Plate 중심에서 볼트중심까지 거  
리 ( $m$ )
- $S$  : 제동거리 ( $m$ )
- $t$  : 시간 ( $sec$ )
- $V$  : 차량속도 ( $km/h$ )
- $V_i$  : 차량초기속도 ( $km/h$ )
- $V_r$  : 차량최종속도 ( $km/h$ )
- $W$  : 차량총중량 ( $kg$ )
- $W_r$  : 정지상태에서 전차축 분담하중 ( $kg$ )
- $W_{d,r}$  : 전차축에 걸리는 동하중 ( $kg$ )
- $W_{dr}$  : 후차축에 걸리는 동하중 ( $kg$ )
- $\theta$  : 구배 (도)
- $\theta_c$  : 질량중심의 각변위 ( $rad$ )
- $\tau$  : 볼트의 전단응력 ( $kg/mm^2$ )
- $\gamma$  : 질량계수
- $\mu$  : 노면접착계수
- $\alpha$  : 각가속도 ( $rad/sec^2$ )
- $\alpha_a$  : 동력전달장치의 각가속도 ( $rad/sec^2$ )
- $\omega$  : 각속도 ( $rad/sec^2$ )
- $\omega_a$  : 동력전달장치의 각속도 ( $rad/sec^2$ )
- $\zeta$  : 구동차축과 어떤 회전부품 사이의 기어  
감속비

## I. 서 론

차량이 도로상을 주행할 때 차량의 구동력 (Tractive force)과 정반대의 목적으로 제동력 (Braking force)을 작동시켜 차량주행속도를 감

소시킴으로써 차량을 정지시킬 수가 있다. 이때 정지시키는 수단으로써 브레이크가 사용된다. 따라서 제동능력은 차량성능을 연구하는 데 중요한 요소이며, 차량의 안전에 대단히 중요하기 때문에 항상 높은 성능을 유지하여야 한다.<sup>1)</sup>

제동시 Backing Plate가 받는 반대 방향의 토오크 영향, 지면에 의한 충격, 지면의 굴곡에 따른 차륜의 반복적인 로울링, 피칭 영향, 제작상의 결함등, 복합적인 원인으로<sup>2)</sup> Backing Plate의 체결볼트는 집중응력, 집중모우멘트를 받는다. 이러한 이유로 체결볼트의 일부가 풀려 체결볼트의 응력상태가 불균형을 이루면 가장 취약한 부분이 파단되면서 차량 안전이 문제가 된다. 그러므로 제동성능시험시 차량 Backing Plate 체결볼트에 걸리는 하중을 분석함으로써 안전특성을 논할 수 있다.

차량과 같이 회전하는 차륜에 의하여 구동력이 발생하는 경우, 감속시 회전체의 관성모우멘트 (Inertia Moment)에 의하여 등가질량 (Equivalent Mass)이 발생하며, 감속하고 있는 차량은 회전부분의 등가질량의 영향으로 부가적인 질량 증대효과를 가져 온다.<sup>3)</sup>

그러므로 본 연구는 제동성능시험시 (Braking Performance Test) Backing Plate 체결볼트에 걸리는 등가질량효과를 고려한 실제동력을 구하고, 체결볼트는 전단력에 의한 영향이 크므로 전단응력에 관하여 논하였다.

## II. 이론적 해석

### 1. 접근 방법

Backing Plate 체결볼트의 강도를 계산하기 위하여 다음과 같이 생각한다.<sup>4,5)</sup>

1) 정상운행시 차량중량은 액슬축의 베어링부가 지지하고 있으므로 Backing Plate 체결볼트는 정지상태에서 차량중량의 영향을 거의 받지 않는다.

2) 제동시 브레이크 드럼의 제동력에 의한 역방향 토오크를 Backing Plate 체결볼트가 대부분 흡수하는 것으로 간주한다.

3) 제동시 차축분담하중은 전차축 (Front Axle)

이 크므로 전차축의 체결볼트에 관하여 논한다.

2. Model 확립 및 운동해석

2-1. 하중분포 단순화 및 운동방정식 확립

차량충충량중 전차축 부분이 분담하는 모든 하중의 합을  $W_r$ 라 하고 다음 그림과 같이 집중된 단일하중으로 간주한다.

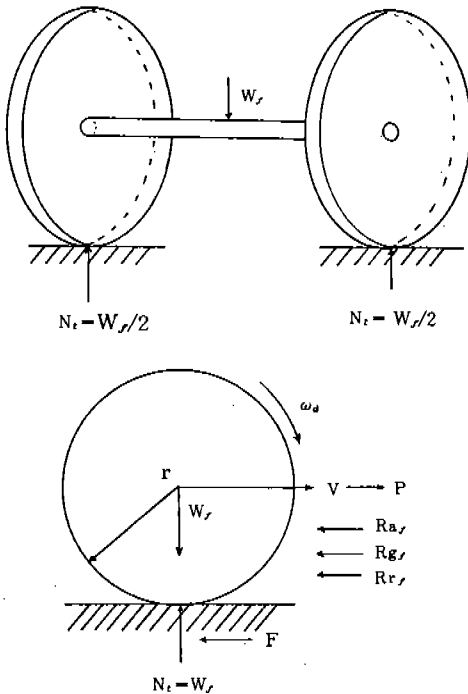


Fig. 1 Simplification of forces

감속시 차량에 적용되는 일반적인 운동방정식을 구하기 위하여 평탄한 포장도로상에서 제동력을 받고 있는 차량의 초기주행속도를  $V$ 라 한다.

이 차량이 제동을 받게 되면 가지고 있는 운동에너지가 제동력에 의한 일(Work)로 변환되게 된다.

그러므로 제동거리를  $S$ 라 하면, Work-Energy의 관계로부터 다음식이 성립한다.<sup>3)</sup>

$$E = (B + \sum R) S \dots\dots\dots(1)$$

즉, 에너지변환은 차량에 작용하는 제동력과 총주행저항이 한 일의 양과 같으며, 이때 운동에너

지는 다음과 같다.<sup>3)</sup>

$$E = \frac{1}{2} \frac{W}{g} V^2 + \frac{1}{2} \sum I \omega^2 \dots\dots\dots(2)$$

한편 차량은 회전부품의 조합이라고 할 수 있으므로 식(2)를 각속도  $\omega_a$ 와 각가속도  $\alpha_a$ 로 표시하면 다음 식으로 계산된다.

회전 각속도를 미소량 만큼 변환시키는 데 필요한 토크  $M$ 은,

$$M = I \left( \frac{d\omega}{dt} \right) = I \alpha \dots\dots\dots(3)$$

이고, 이 식을 각각 다른 속도로 회전하고 있는 부품을 가진 차량에 적용시키기 위하여 차량 변속비를  $\zeta$ 라 하면,

$$M_i = \sum M \cdot \zeta = \sum I \cdot \alpha \cdot \zeta \dots\dots\dots(4)$$

로 된다.

동력전달장치의 각속도 및 각가속도를  $\omega_a, \alpha_a$ 라 하면, 각속도  $\omega$ 와 각가속도  $\alpha$ 는,

$$\omega = \omega_a \cdot \zeta, \quad \alpha = \alpha_a \cdot \zeta \dots\dots\dots(5)$$

이다.

식(5)를 식(2), (4)에 대입하면 다음과 같다.

$$E = \frac{1}{2} \frac{W}{g} V^2 + \frac{1}{2} \omega_a^2 \sum I \cdot \zeta^2 \dots\dots\dots(6)$$

$$M_i = \alpha_a \sum I \cdot \zeta^2 \dots\dots\dots(7)$$

그러므로 제동시 차량운동을 해석하는 기본식으로 앞의 식(1), 식(2) 또는 식(6), 식(7)에 의하여 제동시 질량계수(Mass Factor) 및 하중을 분석할 수 있다.

2-2. 등가질량 및 질량계수

회전운동을 하고 있는 부품의 총관성저항에 미치는 영향을 간단히 계산하기 위하여 차량의 원주속도가 차량의 주행속도  $V$ 와 같다고 한다.

각 회전부품의 관성토크의 합과 동일한 효과를 차량의 직진운동관성에 주며, 차량중심에 집중된 등가질량  $m_e$ 를 생각한다.<sup>3)</sup>

차량의 유효회전반경을  $r$ 라 할 때의 관성모멘트  $M_i$ 는,

$$M_i = m_e \cdot r^2 \cdot \alpha_a \dots\dots\dots(8)$$

이며, 식(7), 식(8)에서  $m_e$ 를 구할 수 있다.

$$m_e = \frac{\sum I \cdot \zeta^2}{r^2} \dots\dots\dots(9)$$

즉,  $m_e$ 는 주행저항  $m$ 에 추가되어 차량의 유효 관성저항  $m'$ 를 결정한다.

$$m' = m + m_e = m \cdot \gamma \quad \dots\dots\dots(10)$$

여기서  $\gamma$ 를 질량계수라 하여 무차원 수이다. 질량계수는 유효관성질량이 실질량보다 얼마나 초과하고 있는 가를 나타내고 있다.

식(10)에서 질량계수는

$$\gamma = 1 + \frac{m_e}{m} = 1 + \left( \frac{\sum I \cdot \xi^2}{m \cdot r^2} \right) \quad \dots\dots\dots(11)$$

로 표시할 수 있다. 질량계수의 값에 영향을 주는 차량의 회전부품은<sup>9)</sup>

- 1) 차륜(전, 후)
- 2) 후라이휠, 클러치, 크랭크축과 피스톤등, 엔진속도로 회전 및 병진운동을 하는 부품

3) 수동 변속기 부품, 기어, 축이므로, 동력전달장치의 모든 회전부품의 관성모우멘트를 실제로 계산하기란 거의 불가능하므로 Jaroslare J. Taborek는 다음과 같은 실험식을 제시하였다<sup>3)</sup>

$$\gamma = 1 + (0.04 + 0.0025 \xi^2) \quad \dots\dots\dots(12)$$

식(11)과 식(12)를 비교하여 보면 팔호안의 부분에서 차축과 차륜에서 감속비가 1이므로 0.04는 차륜부분의  $I/mr^2$ 에 해당되며, 0.0024는 기타 동력전달장치 부분의 총합에 해당된다.

또한 식(12)를 살펴 보면 질량계수는 감속비의 제곱에 비례함을 알 수 있으므로 감속비와의 관계만을 고려한 본 시험차량의 질량계수 실험식을 Field Dynamometer<sup>4)</sup>를 이용하여 직접 구하면 다음과 같다.

$$\gamma = 1 + (0.15 + 0.0025 \xi^2) \quad \dots\dots\dots(13)$$

식(12)와 식(13)을 비교하면 차륜부분은 큰 차이를 나타내는 데, 그 이유는 특수차량(Military Vehicle)의 중량화로 차륜과 차축부위가 커졌기 때문이다.

그러므로 식(13)을 이용하여 제동시 질량증대효과를 고려한 실제동력을 계산할 수 있다.

2-3. 제동력

4-Wheel Brake System에 있어서 차축의 분담제동력은 동하중에 의해서 나타나므로 제동시

운동에너지의 변화는 외부 힘이 행한 일과 같으므로 식(1)를 미분하면,

$$dE = (B + \sum R) ds \quad \dots\dots\dots(14)$$

이 되고, 식(2)를 미분하면 다음과 같다.

$$dE = \frac{W}{g} V \cdot dV + \sum I \cdot \omega d\omega \quad \dots\dots\dots(15)$$

여기서 회전부품은 등가질량으로 나타낼 수 있으므로 식(15)는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} dE &= V \cdot dV \left( \frac{W}{g} + \frac{\sum I \cdot \xi^2}{r^2} \right) \\ &= V \cdot m' \cdot dV \\ &= m \cdot \gamma \cdot V dV \quad \dots\dots\dots(16) \end{aligned}$$

식(14), (16)에서 제동거리를 구하면,

$$S = m \cdot \gamma \int_{V_f}^{V_i} \frac{V \cdot dV}{B + \sum R} \quad \dots\dots\dots(17)$$

이고, 차량이 포장된 평탄로를 주행한다고 가정하고(즉,  $\theta = 0$ ), 공기저항은 속도가 70km/h 이하에서는 무시할 수 있으므로<sup>5)</sup> 총주행저항에서 공기저항과 동관저항은 제외시키고 굴림저항만을 생각한다. 그러므로,

$$\begin{aligned} \frac{S}{m \cdot \gamma} &= \int_{V_f}^{V_i} \frac{V \cdot dV}{B + Rr} \\ &= \frac{(V_i^2 - V_f^2)}{2(B + Rr)} \quad \dots\dots\dots(18) \end{aligned}$$

이고, 제동시에는 최종속도  $V_f = 0$ 이므로 제동력은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} B &= \frac{m \cdot \gamma \cdot V_i^2}{2S} - Rr \\ &= \frac{m \cdot \gamma \cdot V_i^2}{2S} - f \cdot W \quad \dots\dots\dots(19) \end{aligned}$$

최대제동력은 노면접착계수  $\mu$ 에 의하여 작동되므로 Field Dynamometer를 이용한 노면접착계수는 다음과 같은 관계식에서 구할 수 있다<sup>6)</sup>

$$\mu = \frac{L \cdot D_{max} + L \cdot R}{L_r W + H_d \cdot D_{max}} \quad \dots\dots\dots(20)$$

그러므로 최대제동력은

$$B_{max} = \mu \cdot W \quad \dots\dots\dots(21)$$

이다.<sup>9)</sup>

2-4. 전차축의 분담제동력

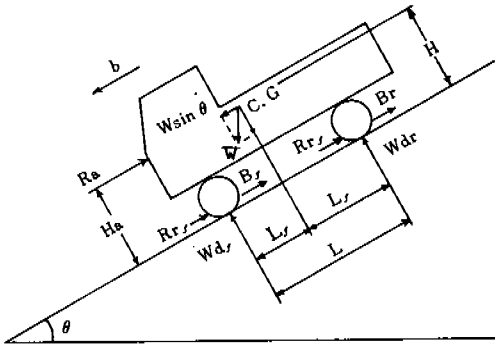


Fig. 2 Forces acting on a vehicle in decelerated motion down hill

전차축의 분담제동력을 구하기 위하여 Fig. 2 와 같이 경사면을 감속 b로 주행하는 차량을 도시하고 이를 검토한다.

모우멘트 평형에서,

$$W_{dr} = \frac{1}{L} \left( L_r W \cos \theta + H W \sin \theta + \frac{W}{g} b H - R_a H_a \right) \dots\dots\dots(22)$$

$$W_{dr} = \frac{1}{L} \left( L_r W \cos \theta - H W \sin \theta - \frac{W}{g} b H + R_a H_a \right) \dots\dots\dots(23)$$

힘의 평형에서,

$$\frac{W}{g} b - R_a + W \sin \theta = (B_r + B_r) + (R_{rr} + R_{rr}) = B + R_r \dots\dots\dots(24)$$

의 관계식이 성립한다.

그런데 1) 제동성능시험은 평탄도로상에서 실시하므로  $\cos \theta = 1$ , 2) 공기저항의 작용위치가 무게중심과 일치한다고 가정하면  $H = H_a$  이므로 식(24)를 식(22)에 대입하여 정리하면 차축의 분담 하중은 다음과 같다.

$$W_{dr} = \frac{L_r W}{L} + \frac{H(B + fW)}{L} \dots\dots\dots(25)$$

$$W_{dr} = \frac{L_r W}{L} - \frac{H(B + fW)}{L} \dots\dots\dots(26)$$

또한

$$B = B_r + B_r \dots\dots\dots(27)$$

이고, 차축의 분담제동력의 비는,

$$\frac{B_r}{B_r} = \frac{W_{dr}}{W_{dr}} = \frac{L_r W - H(B + fW)}{L_r W + H(B + fW)} \dots\dots\dots(28)$$

이다.

2-5. 제동토크 및 전단하중

제동토크를 계산하기 위하여 동역학 이론으로부터 강체의 평면운동 중 회전에 관한 운동방정식을 질량중심에 대하여 적용하면 다음과 같다.

$$I_c \ddot{\theta}_c = M_c \dots\dots\dots(29)$$

식(29)의 양변을 시간 t에 대하여 적분하면,

$$\begin{aligned} [I_c \dot{\theta}_c]_{t=0}^{t=t} &= \int_0^t M_c dt \\ &= (I_c \omega) \Big|_0^t \\ &= I_c (\omega_2 - \omega_1) \dots\dots\dots(30) \end{aligned}$$

이다.

Fig. 3로부터 제동토크를  $M_b$ , 제동 시간을 t라 하고,  $t_1 = 0$ ,  $t_2 = t$ ,  $\omega_1 = \omega_a$ ,  $\omega_2 = 0$ 을 대입하면 제동토크는

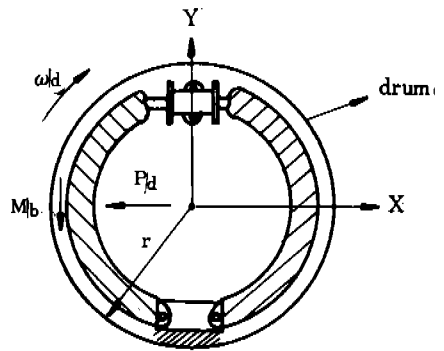


Fig. 3 Brake drum and shoe lining

$$M_b = -\frac{I_c \omega_a}{t} = -\frac{(\sum I \xi^2) \omega_a}{t} \dots\dots\dots(31)$$

이 된다.

제동토크를 구하기 위하여 운동방정식을 고려하면, 식(1)과 식(6)에서 다음과 같이 식을 변환시킬 수 있다.

$$\frac{1}{2} \omega_a^2 \sum I \xi^2 = (B + \sum R) S - \frac{1}{2} \frac{W}{g} V^2 \dots\dots\dots(32)$$

식(32)의 좌항을 식(31)을 이용하여 치환하면,

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \omega_a^2 \sum I \xi^2 &= \frac{1}{2} \omega_a^2 \left( \frac{-t \cdot M_b}{\omega_a} \right) = -\frac{t \cdot M_b \cdot \omega_a}{2} \\ &= -\frac{t \cdot M_b \left( \frac{V}{r} \right)}{2} = -\frac{t \cdot M_b \cdot V}{2r} \dots\dots\dots(33) \end{aligned}$$

이므로 식(32), 식(33)에서 제동 토크는 다음과 같다.

$$M_b = -\frac{2r}{tV} \left[ (B + \sum R) S - \frac{1}{2} \frac{W}{g} V^2 \right] \dots\dots(34)$$

그런데 제동시 총저항중 명탄로에서의 등판저항은 없고, 70km/h이하에서는 공기저항은 무시할 수 있으므로<sup>6)</sup> 굴림저항만을 고려하면, 하중은 전차축에 크게 작용하므로 전차축에 걸리는 제동 토크는,

$$M_b' = -\frac{2r}{tV} \left[ (B_r + R_{r,r}) S - \frac{1}{2} \frac{W_r}{g} V^2 \right] \dots(35)$$

이고, 여기서 '-' 부호는 제동을 나타낸다.

즉, 제동성능시험으로 제동력을 구하면 Backing Plate에 작용하는 실모우멘트를 계산할 수 있다.

그러므로 제동시 Backing Plate와 체결면 사이의 마찰로 인한 토크 손실을 무시하고 제동토크를 Backing Plate의 체결볼트가 대부분 받는다 고 가정한다. 여기서 체결볼트 갯수를 N, 볼트의 유효직경을 d, Backing Plate 중심에서 볼트 중심까지 거리를 r<sub>b</sub>라 하면, 볼트 1개에 걸리는 전단응력은 다음과 같다.

$$\tau = \frac{2 M_b'}{N \cdot r_b \cdot \pi \cdot d^2} \dots\dots\dots(36)$$

3. 수치계산

수치계산에 사용된 입력자료는 표 1 과 같다.

Table 1. Input data for the case problem

Input Data		Remark
D <sub>max</sub>	1653.1kg	Drawbar Pull test(DBP test) <sup>a)</sup>
R	67.8kg	DBP test
W	4135kg	
W <sub>r</sub>	2158kg	
L	3200mm	
L <sub>r</sub>	1530mm	
L <sub>r</sub>	1670mm	
Hd	551mm	
H	813mm	
f	0.0123	DBP test
ξ	5.13	Final drive gear ratio <sup>b)</sup>
N	6	
r <sub>b</sub>	0.0643m	

d	8.928mm
r	0.422m

- 주a) 참고문헌 4에 의한 시험치
- 주b) 제동성능시험시 변속기가 중립의 위치에 있어 엔진이 동력전달장치와 분리되므로 최종감속 장치의 기어비만을 고려함
- 주c) 기타 자료는 도면에 의함

III. 시 험

1. 시험방법<sup>7)</sup>

시험차량은 115HP 디젤 엔진을 탑재한 5/4톤 급 특수차량이며, U. S. ARMY TEST AND EVALUATION COMMAND COMMON ENGINEERING TEST PROCEDURE, BRAKING, WHEELED VEHICLES에 의하면 차량주행속도가 32km/h일 때 9.1m 이내에 정지해야 한다.



Fig. 4 Installation of the Fifth wheel behind vehicle

그러므로 시험차량 후면에 Fig. 4와 같이 Fifth Wheel를 부착시켜 본 시험차량의 제동성능시험 속도 32km/h로 등속운동을 실시하다가 변속기를 중립위치에 놓고 브레이크 페달을 밟아 차륜의 슬립(Slip)현상이 발생하지 않도록 주의하여 차량을 정지시켜 제동성능시험을 실시하였다.

정상상태의 시험자료를 얻기 위하여 차량이 최적성능을 나타낼 수 있는 상태로 정비하였으며 엔진, 변속기, 차축동에 대하여 TM 9-2320-368-10의 주유명령서(Lubrication Order)에 의한 해당 등급(Grade)의 윤활유가 사용되었는지, 윤활유의 오염 또는 변질 여부를 확인하였다.그리

고 최적성능의 도출을 위하여 정상상태 온도를 유지 후 시험하였으며, 지정속도를 유지하면서 동일 도로상을 왕복으로 수차에 걸쳐 측정하였다.

2. 시험장치

제동성능시험에 필요한 시험장비 및 계통도는 Fig. 5 와 같다.

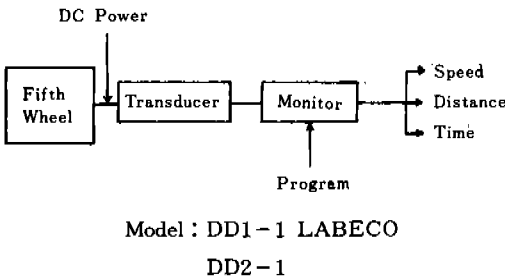


Fig. 5 Fifth Wheel system

본 시험에 사용된 Fifth Wheel은 Program이 가능하여 초기속도가 32km/h에서 차량이 정지할 때 까지의 거리 및 시간을 조정하면 속도가 0km/h일 때 까지의 거리 및 시간이 나타나게 되어 있다.

그러므로 야저에서 직접 시험자료를 획득할 수 있다.

3. 시험결과

32km/h 제동성능시험때 나타난 평균제동시간과 거리는 표 2 와 같다.

Table 2. Output

Output	Fifth Wheel monitor
Time	0.55 sec
Distance	6.45m

IV. 고 찰

시험조건을 고찰하기 위하여 노면접착계수를 계산하여 최대 제동력을 구하면, 노면접착계수는

식(20)에서  $\mu=0.76$ 이므로 최대 제동력은 식(21)에서  $B_{max}=3142.6\text{kg}$ 이다.

또한 실제동력을 구하기 위하여 먼저 질량계수는 식(13)에서  $\gamma=1.216$ 이다. 이는 제동시 회전 부품의 질량은 21.6%의 실질량 증대 효과를 나타내고 있음을 알 수 있다.

그러므로 질량 증대 효과로 인한 실제동력은 식(19)에서  $B=3091.7\text{kg}$ 이다. 즉,  $B_{max}>B$ 이므로 본 제동성능시험의 시험조건은 정상상태라고 볼 수 있다.

그리고 제동모우멘트를 구하기 위하여 전차축에 걸리는 분담제동력을 살펴 보면 다음과 같다.

식(28)에서 분담제동력의 비가  $B_r/B_f=0.3986$ 이므로 전차축의 분담제동력은 2210.6kg이다. 그러므로 전차축의 제동토크는 식(35)에 의하여  $M'_f=989.2\text{kg}\cdot\text{m}$ 이다.

Backing Plate 체결볼트 1개에 걸리는 전단응력을 계산하면 식(36)에서  $\tau=20.5\text{kg}/\text{mm}^2$ 이며, 등급의 미 공용차량 M715의 최대 허용전단응력은 Federal Specification FF-S-85b에 의하면  $30.0\text{kg}/\text{mm}^2$ 이므로 본 차량은 안전하다고 볼 수 있다.

V. 결 론

본 연구는 Backing Plate 체결볼트의 전단강도를 야외시험을 실시하여 획득된 자료를 토대로 분석하였다. 이로 부터 얻어진 자료는 차량안전의 특성해석에 유효하게 사용될 수 있다고 생각 된다.

시험의 결과, 32km/h 제동성능시험때 Backing Plate 체결볼트의 전단응력은 회전부품의 21.6% 질량증대효과로 인하여  $20.5\text{kg}/\text{mm}^2$ 임이 분석되었다.

참 고 문 헌

- 1) 김희철, 이재순 “최신 자동차 공학” 동명사, p.261-269, p.333-341, 1971.
- 2) S. A. E, “S. A. E Hand Book 2” Society of Automotive Engineer Inc., p.31.80-31.81, 1978.

- 3) Jaroslare J. Taborek, "Mechanics of Vehicles" Penton Education Division, chap. 6, 11, 1957.
- 4) 양성모, "여유구동력 측정에 의한 차량의 굴림저항에 관한 연구" 전남대학교, p. 1 - 31, 1980.
- 5) 신영철, "감속비에 의한 주행중인 차량의 제

동력 해석에 관한 연구" 한양대학교, p. 1-30, 1978.

- 6) "Fundamentals of Vehicles Design" Ford Motor Company, p. 269-291, 1970.
- 7) MTP 2-2-608, "Braking, Wheeled Vehicles" p. 1-10, 1971.