자동차 제동장치의 답력특성에 관한 연구

A Study on the Characteristics of Automotive Brake Pedal Force

김 형 대* 임 윤 철**
H. T. Kim, Y. C. Lim

ABSTRACT

In this study, the function of a hydraulic brake system with a vacuum booster is systematically analyzed according to the mutual relations which follow :

- the brake pedal force vs. booster input force
- the booster output force vs. master cylinder input force
- the hydraulic line pressure vs. braking deceleration.

A computer program is developed based on the theory which is able to predict and analyze the pedal force characteristics at the beginning of the initial stage of brake system design.

Analytical results show good agreement with the experimental vehicle test.

Key words : Brake(제동장치), Locking Limit(고착한계), Pedal Force(답력), Vacuum Fail(베큠훼일), Braking Force Distribution(제동력분배), Deceleration(감가속도)

기 호 설 명

α : 감가속도[m/sec^2]
a : 제동 감속도($a \equiv \alpha g$)
θ : 타이어와 노면사이의 마찰계수
B : 제동력[N]
BE : 제동유효계수
BI : 부스터 입력[N]
BO : 부스터 출력[N]
CG : 무게중심
D : 피스톤 직경[m]
H : 무게중심 높이[m]
L : 축간거리[m]
N : 노면과 타이어사이의 마찰력[N]
LP : 브레이크 라인압력[Pa]
PF : 브레이크 페달 답력[N]
PR : 페달비
R : 제동유효반경[m]
RR : 주행저항
RT : 타이어 유효반경[m]

* 정회원, 쌍용자동차
** 연세대학교 기계공학과

W : 차량 총중량(N)
WD : 차축의 동하중(N)
WS : 차축의 정하중(N)

〈Subscripts〉

b : 부스터
e : 최대 답력(=68Kgf : FMVSS기준)
f : 앞
j : 부스터 점프인 포인트(Jump in Point)
k : 부스터 니 포이트(Knee Point)
m : 매스터 실린더
o : 부스터 런아우트 포인트(Run out Point)
p : 브레이크 페달
r : 뒤
v : 부스터 베이큠 훼일(Booster Vacuum Fail)
w : 휠 실린더

1. 서 론

자동차산업의 발달과 더불어 안전성 측면에서 제동장치가 차지하는 비중이 점차 커지고 있다. 자동차의 제동장치는 첫째로 확실성과 신뢰성이 있어야 하며 둘째로 경제적이어야 한다. 즉, 제동장치는 모든 노면위에서 그리고 모든 주행조건하에서 자동차를 가능한한 짧은 거리에서 멈추도록 해야하며 제동시 자동차가 주행방향으로부터 이탈되지 않도록 운전자의 조향성을 보장해야 한다. 또한 제동장치는 적정범위내에서 구성품의 마모에 따른 현격한 성능의 변화가 없어야 하고 내구성과 수리의 용이성을 갖추어야 한다.

제동장치는 주제동장치와 주차제동장치로 나뉘며 주제동장치의 구성은 일반적으로 운전자가 입력을 주는 페달, 여기에 링크구조로 연결된 부스터, 그리고 마스터실린더와 휠실린더로 되어 있다. 페달은 주로 발에 의해서(답력 : 踏力) 작동되며 본 연구에서는 답력이 제동장치의 특성에 미치는 영향을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하였고 실차시험을 통하여 검증하였다.

자동차의 제동성능은 제동시 전륜 및 후륜차축의 동하중배분에 따라 얻어지는 이상적인 제동력에 대하여 실제의 브레이크장치에서 얻어지는 제동력과의 비교에 의해서 평가되며 타이어의 미끄러짐에 따라서도 크게 좌우된다. 타이어의 미끄러짐이란 차륜의 고착, 즉 노면과 타이어사이의 100%의 미끄러짐(노면과 타이어사이의 제동력이 브레이크장치의 마찰력보다 작을 경우 발생)을 말한다.

제동의 안전성 측면에서 전후 제동력배분에 관한 연구는 Puleo[1]의 제동력배분장치에 관한 연구를 비롯하여 Limpert[2, 3], Nakamura[4] 등의 많은 실험 및 이론적 연구가 있으며, 조향성측면의 안정성을 확보하기 위한 ABS(Antiskid Brake System)에 관하여는 Gatt[5], Bisinis[6], 및 ABS 개발업체인 Bosch[7]등이 많은 경험과 실험에 입각한 이론을 제시하고 있다. 특히, Gatt는 중, 대형트럭에 대한 미국내 안전법규인 FMVSS 105-75와 산업표준인 SAE J786a/J992b에 대하여 비교검토한 후 제동장치 설계방법에 대한 이론적 접근방법과 제동거리에 대한 요구조건의 만족 여부를 예측할 수 있는 프로그램을 제시하였다.

본 연구에서는 현재 승용차 및 MPV(Multi-Purpose Vehicle) 등에 널리 사용되고 있는 부압부스터(Vacuum Booster)를 갖는 유압식 제동장치에 대하여

- 브레이크 페달 답력과 부스터 입력과의 관계
- 부스터 출력과 매스터실린더 입력과의 관계
- 매스터실린더 출력과 브레이크 유압과의 관계
- 브레이크 유압과 감속도와의 관계등을 이론해석하고 실제차량에서의 제동성능시험결과와 비교검토하여 제동장치설계시 각 부품특성에 따른 제동성능을 예측할 수 있는 프로그램을 제시한다. 제동시의 정지거리 또는 감속도로 대변되어지는 브레이크성능외에도 시장에서의 상품성 및 법규요건으로도 중요한 의미를 갖는 브레이크 페달의 답력에 따른 감속도의 변화를

검토하고 실차시험을 통하여 검증한다.

2. 이 론

2.1 이상 제동력 배분

차량의 제동시에는 관성력으로 인하여 정지상태와는 달리 감속도에 따라 전후 차륜의 하중분배가 변화한다. Fig.1과 같이 2차원화한 차량모델에 대하여, 정지상태에서 전후륜의 하중을 WS_f, WS_r, 제동시 전후륜의 동하중을 WD_f, WD_r, 그리고 감가속도를 α라 할 때, 총중량 W인 차량에 작용하는 관성력 F는

$$F=(W/g)\cdot\alpha=W\cdot a \qquad (1)$$

이며, 여기서 제동감속도 $a=\alpha/g$로 정의하였고 g는 중력가속도를 의미한다.

전륜에 대한 동하중 WD_f는 모멘트평형식으로부터

$$WD_f=WS_f+(H/L)a\cdot W \qquad (2)$$

이며 같은 방법으로 후륜에 대한 동하중 WD_r은

$$WD_r=WS_r-(H/L)\cdot a\cdot W \qquad (3)$$

이다. 식(2), (3)으로부터 $(H/L)a\cdot W$의 전·후

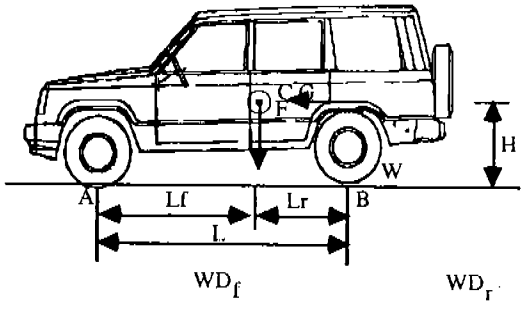

Fig.1 Weight Distribution while Braking

하중 이동이 제동시에 발생함을 알 수 있다.

이상 제동력은 감속도에 의해 발생된 동하중 배분에 따른 제동력으로서, 전·후륜이 동시에 고착되는 제동력이다. 즉, 차량의 이상 제동력 B는

$$B=a\cdot W=B_f+B_r \qquad (4)$$

이며 B_f와 B_r는 각각 전륜과 후륜에 대한 제동력이다. 따라서 전륜의 제동력 B_f는

$$B_f=(WD_f/g)\cdot\alpha=$$

$$a\cdot\{WS_f+(H/L)\cdot a\cdot W\} \qquad (5)$$

이며, 후륜에 대한 제동력 B_r은

$$B_r=(WD_r/g)\cdot\alpha=$$

$$a\cdot\{WS_r-(H/L)\cdot a\cdot W\} \qquad (6)$$

이다.

2.2 실 제동력 배분

실 제동력이란 차량의 제동시 제동장치내에서 발생하는 제동력으로서 운전자가 발로 브레이크 페달에 가하는 답력 PF에 의해 발생된다. 즉, 브레이크 페달에 가한 답력이 페달 링키지(Pedal Linkage), 부스터, 매스터 실린더, 배분밸브, 휠 실린더까지이르러 브레이크 유압을 형성하여 마찰기구에 의하여 제동력을 발생시킨다.

효과적인 제동력을 얻기 위해서는 차량중량의 전후배분(이상제동배분)에 전후륜의 실 제동력 배분을 일치시켜야 한다. 그러나 제동감속도에 의한 전륜으로의 하중이동에 의해 차량중량의 전후배분이 2차적으로 변화하기 때문에 실 제동력 배분은 유압조절밸브를 사용하여 근사시키고 있다. Fig.2는 전, 후륜 휠실린더의 유압에

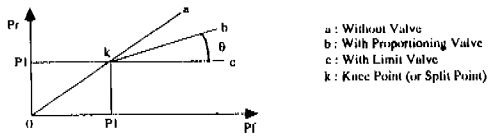

Fig.2 The Effect of Proportioning Valve

대한 밸브의 영향을 보여주고 있다.

전륜에서 발생되는 실 제동력을 타이어와 노면상의 제동력으로 환산하면

$$B_f = A \cdot P_m \cdot BF_f \qquad (7)$$

이며 여기서 $A=(\pi/2)\cdot D_f^2\cdot(R_f/RT_f)$이다. 한편 후륜에서 발생되는 제동력은 유압조절밸브의 조절점인 니포인트에 따라 달라진다. 니포인트 전까지의 제동력은

$$B_r = C \cdot P_m \cdot BF_r \qquad (8)$$

이고 여기서 $C=(\pi/2)\cdot D_r^2\cdot(R_r/RT_r)$이다.
니포인트에서의 제동력은

$$B_{fk} = A \cdot P_k \cdot BF_f \qquad (9)$$

$$B_{rk} = C \cdot P_k \cdot BF_r \qquad (10)$$

이고 니포인트후에서의 제동력은 다음과 같다.

$$B_r = B_{rk} + C \cdot (P_m - P_k) \cdot \tan\theta \cdot BF_r \qquad (11)$$

식(7)에서 식(11)까지를 이용하여 전·후륜에 대한 실 제동력을 유압조절밸브의 영향을 고려하여 조합하면 유압조절밸브의 니포인트전까지는

$$B_r = (C/A) \cdot (BF_r\ BF_f) \cdot B_f \qquad (12)$$

이고 유압조절밸브의 니포인트 후에서는

$$B_r = (C/A) \cdot (BF_r/BF_f) \cdot \tan\theta \cdot B_f$$

$$-C \cdot P_k \cdot BF_r \cdot \tan^{\theta} + B_{rk} \qquad (13)$$

이다.

2.3 차륜의 고착한계

Fig.3에서와 같이 회전하는 차륜에 제동력을 가해 감속도 α가 발생할 경우 제동력 F는

$$F = (WS/g) \cdot \alpha = a \cdot WS \qquad (14)$$

이며 노면과 타이어사이의 마찰력 N은 다음과 같다.

$$N = \mu \cdot WS \qquad (15)$$

실 제동력이 이상제동력을 초과할 때 고착된 타이어는 노면 위를 미끄러지게 되며 미끄러짐의 발생한계를 차륜의 고착한계라 하는데 이것

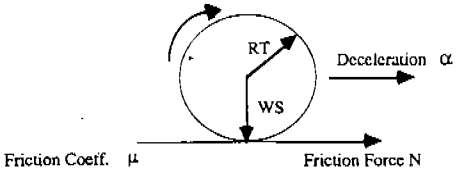

Fig.3 Tractive Force on a Rolling Wheel

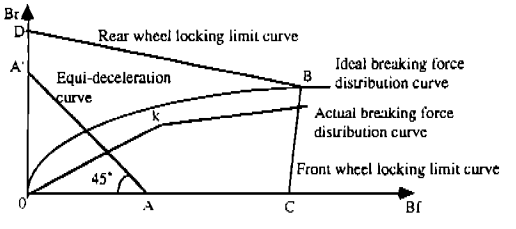

Fig.4 Brake Force Curve

은 $N=F$일때 발생한다. 즉, 식(14), (15)로부터 $\mu=a$일때 발생함을 알 수 있다. 따라서 식(4)~식(6)으로부터 전, 후륜의 고착한계는 각각 다음과 같이 구하여 진다.

$$B_r=\{L/(\mu\cdot H)-1\}\cdot B_f+(L/H)\cdot WS_f \quad (16)$$

$$Br=-\{(\mu\cdot H)/(L+\mu\cdot H)\}+$$
$$\{(\mu\cdot L)/(L+\mu\cdot H)\}\cdot WS_r \quad (17)$$

이상의 2.1, 2.2, 2.3절의 수식을 도식화하면 Fig. 4와 같이 표시할 수 있다.

2.4 브레이크 페달답력과 유압특성

페달답력에 대한 유압특성을 구하기 위하여 브레이크 페달에서부터 부스터와 매스터 실린더까지의 모델을 다음 Fig.5와 같이 단순화하여 생각한다.

브레이크 페달답력을 PF, 페달비를 PR 그리고 페달에서의 기계적 효율을 η_p라 하면, 부스터 입력 BI는

$$BI=\eta_p\cdot PR\cdot PF \quad (18)$$

이며 또한 부스터 출력 BO와 유압 LP와의 관계는

$$LP=BO/A_m \quad (19)$$

이고 매스터 실린더의 스프링힘 S_m을 고려하면

$$LP=(BO-S_m)/A_m \quad (20)$$

이 된다. 여기서 A_m은 매스터 실린더의 단면적이다.

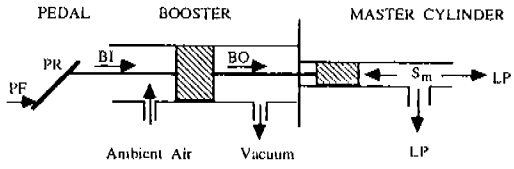

Fig.5 Model for Brake Pedal & Line Pressure

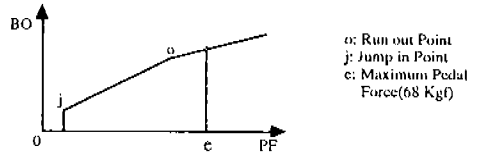

Fig.6 Booster Performance Curve

한편, 부스터의 특성곡선을 살펴보면 Fig.6과 같이 어느정도의 입력에 대하여 부스터내의 초기 스프링힘을 극복하기 위하여 출력이 없는 부분이 있고 그 후 기관의 부압을 이용하여 작동이 시작되어 출력이 급상승하는 점프인 포인트(j)와 부스터의 작동이 끝나는 런아우트 포인트(o)가 있으며, 그사이 영역에서는 입력증가에 따라 출력은 비례하여 증가한다. 이와같은 부스터의 특성에 대하여 각각의 영역에서 페달답력에 대한 유압과의 관계를 구하면 다음과 같다. 즉, 런아우트 포인트전에서의 페달답력과 유압과의 관계는

$$PF=(PF_j-PF_o)\cdot(LP-LP_j)/$$
$$(LP_j-LP_o)+PF_j \quad (21)$$

이며 런아우트 포인트후에서의 페달답력과의 관계는 FMVSS 105-75에서 규정하고 있는 최대 압력이 68Kgf이므로, 이 값을 운전자의 최대 사용답력으로 감안하여 관계식을 유도하면

$$PF=(PF_o-PF_e)\cdot(LP-LP_o)/$$
$$(LP_o-LP_e)+PF_o \quad (22)$$

이고 만일 부스터 베이퍼 체일시의 페달답력과 유압과의 관계식은

$$PF=\{(PF_e-PF_v)/LP_{ev}\}\cdot LP+PF_{cv} \quad (23)$$

이다.

2.5 이론 해석

브레이크 성능을 이론적으로 해석하기 위한 시뮬레이션 프로그램의 풀로우 챠트는 Fig.7과

Table 1 Specifications of Test Vehicles

Item		Vehicle 1	Vehicle 2
Engine	Type	Gasoline Engine	Diesel Engine
	Displacement	3958cc	2874cc
Transmission		Manual 5	Manual 5
Wheel Base		2842mm	2630mm
Tire	Type	P225/70R15	P215/75R15
	Pressure(F/R)	30Psi/35Psi	28Psi/32Psi
Rolling Radius(m)		0.318	0.338

Table 2 Specifications of Brake Systems & Weight Conditions of Test Vehicles

Item			Vehicle 1	Vehicle 2	
				A	B
Front Brake Foundation		· Caliper Diameter	66.0mm	60.4	60.0
		· Effective Radius of Rotor	115.14mm	117.5	113.0
		· Pad Area/Caliper(Inner+Outer)	111.60mm		
		· Friction Material(Lining μ)	0.35Nominal	0.64Nominal	0.41Nominal
		· Rotor Type	Vented Disc	Vented Disc	Vented Disc
Rear Brake Foundation		· Wheel Cylinder Diameter	22.2mm	40.5	23.8
		· Effective Radius	127.0mm	125.0	127.0
		· Friction Material(BEF_r)	3.39	0.41	2.32
		· Type	Duo-Servo Drum	Solid Disc	L.&T. Drum
Proportioning Valve		· Type	L.S.P.V.	P.V.	P.V.
		· Split(kg/cm^2) LLVW	33	45	4
		· Split(kg/cm^2) GVW	59		1
		· Slope	0.33	0.45	
Power Booster		· Size/Type	205mm/Tandem	7″+8″	8″+9″
		· Gain(Tandem)	9.2	5 : 1	5.6 : 1
Master Cylinder		· Size ϕ(mm)	25.4	23.8	25.4
Pedal Ratio			3.7 : 1	4.3 : 1	4.3 : 1
Vehicle Load Condition [kgf]	LLVW	Front	1060	1050	1026
		Rear	1019	854	879
		Total	2079	1904	1904
	GVW	Front	1133	1012	968
		Rear	1352	1280	1255
		Total	2485	2292	2223
C.G.Height(m)		LLVW	0.585	0.554	0.554
		GVW	0.686	0.660	0.660

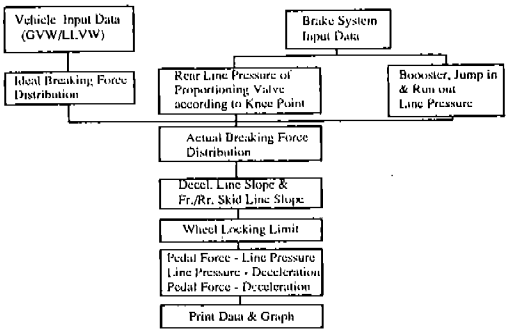

Fig.7 Computer Simulation Flow Chart

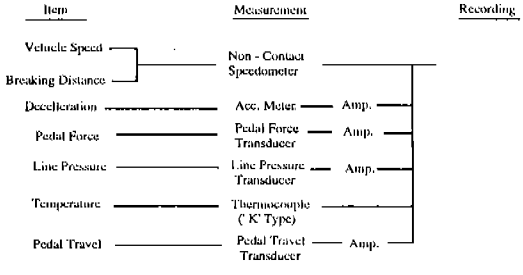

Fig.8 Instrumentations for Vehicle Test

같다. 해석을 위하여 차량모델은 2차원화하였고 브레이크 마찰계수, 페달궤적에 의한 페달비와 부스터의 부압은 일정하다고 가정하였으며 기타 계수는 일반적인 값을 사용하였다. 즉, 타이어와 노면사이의 마찰계수는 0.9, 페달 링키지에서의 효율을 95%로, 그리고 매스터 실린더의 효율을 96%로 가정하였다. 차량의 공기저항과 구름저항등의 효과에 의한 감속도는 실차 시험치 0.03 g를 입력하여 시뮬레이션을 수행하였다.

3. 실차 시험

3.1 시험 차량 및 시험장비

본 시험에 사용한 차량은 베이큠 부스터를 이용한 유압식 제동장치를 장착한 MPV로서 유사한 형상을 갖는 지프형의 2차종을 선정하였으며, 차량의 주요 제원은 Table 1과 같다. 시험차량의 제동장치에 관한 사양 및 시험시 차량의 하중조건을 Table 2에 기술하였으며, 차량 2에서는 제동장치의 형식을 2원화하여 시험하였다. 시험차량에 장착된 계측장비 및 계측항목는 Fig. 8과 같으며 시험 데이타처리는 JASO C402-79방법에 따라 실시하였다.

3.2 시험 방법

제동성능시험은 마찰재(Brake Pad & Lining)의 온도변화에 따른 마찰특성의 변화를 최소화하기 위하여 마찰재의 온도가 90~120℃사이의 온도 영역에서 실시되었으며 하중조건은 일반적으로 많이 적용되는 공차상태에 운전자와 승객(조수석)이 탑승한 경우(LLVW)와 최대 하중조건(GVW)으로 나누어 실시하였고, 시험시 차량속도는 50Km/H와 80Km/H로 타행 주행하면서 페달답력을 2.5kgf 단위로 증가시켜 차륜의 고착시까지 시험하였고, 또한 부스터 고장시 답력특성을 파악하기 위하여 베이큠 호스를 부스터에서 탈거하고 악조건인 GVW상태에서 페달답력을 10Kgf단위로 증가시켜 시험하였다. 일반적인 시험조건 및 방법은 Table 2와 Table 3에 정리하였다.

Table 3 Test Conditions & Methods

Test Item / Test Condition	Performance Test	Vacuum Fail Test
Initial Breaking Speed	50/80	50
Pedal Force	2.5kgf/Wheel	10kgf/Wheel
Load Condition	LLVW/GVW	GVW
Burnishing before Test	Following FMVSS 105-75	
Pad Temperature	90~120℃	
Transmission	Neutral	
Ambient Air	Temp. : 10~40℃, Wind <4.7m/sec	
Road Condition	Dry, Flat Asphalt	

4. 결과 및 고찰

4.1 제동성능곡선

Fig.9, Fig.10 및 Fig.11은 본 연구에서 이론해석 및 실차시험에 사용된 3종류의 제동장치에 대한

제동성능곡선을 나타내고 있다. 성능곡선에서 해당차량이 요구하는 이상 제동력 배분곡선은 미국의 안전법규인 FMVSS에서 규정하는 2가지의 차량 중량조건(GVW 및 LLVW)에 대하여 각각 나타내고 있으며, 곡선상의 점(Point*)들은 0.1g에서 1.0g까지 0.1g단위의 제동 감속도를 표시한다.

등감속도선은 그림상에서 기울기가 −1인 직선으로 감속도점을 기준으로하여 도시할 수 있

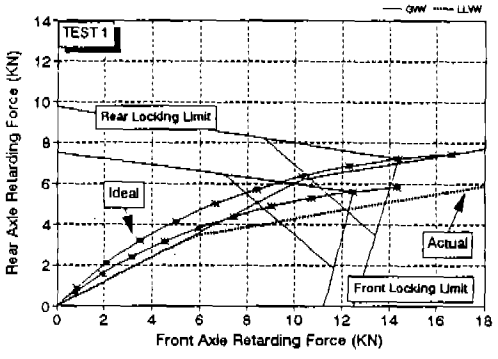

Fig.9 Ideal & Actual Brake Force

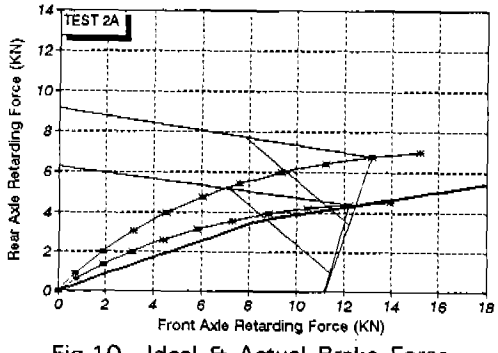

Fig.10 Ideal & Actual Brake Force

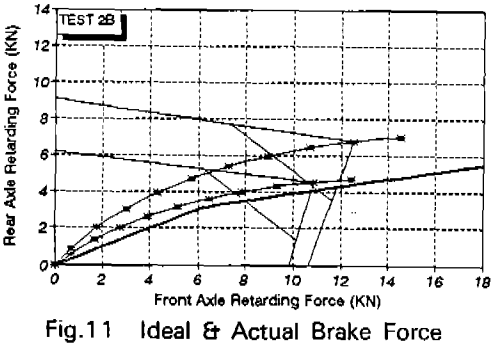

Fig.11 Ideal & Actual Brake Force

으며, 등감속도선의 연장선과 실 제동 배분곡선과의 교점에 대한 횡축, 종축의 값을 읽으면 그때의 전·후륜의 제동력을 예측할 수 있다.

실 제동 배분곡선은 해당차량에 사용된 브레이크 부품의 제원 및 기계적인 특성에 종속되는 제동력을 나타내고 있으며, 이상 제동력 배분에 가깝게 접근할 수 있도록 유압조절밸브를 일반적으로 사용하고 있다. 특히 Test 1의 경우는 하중조건을 감지하여 어떠한 경우에도 이상곡선에 근접시킬 수 있도록 설계, 제작된 다절점을 가진 하중감지형 유압조절밸브의 특성을 보여주고 있다. 한편 Test 2A 및 Test 2B에서는 하나의 절점만을 가진 단순 유압조절밸브가 장착된 차량의 제동특성을 나타내고 있다. Test 1에서는 이상 제동력 배분곡선에 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있으나, Test 2A와 2B는 하중조건이 LLVW 일때는 잘 일치하나, GVW 상태에서는 근접하지 않아 제동효율이 떨어질 것임을 예측할 수 있다.

전·후륜 고착 한계선으로부터는 실 제동 배분곡선과 고착 한계선과의 교점이 전륜 고착 한계선상에 있다면 전륜이 먼저 고착되고, 후륜 고착 한계선상에 있다면 후륜이 먼저 고착됨을 알 수 있는데 본 해석결과로는 대상 차량 모두 전륜이 먼저 고착되어 제동 안정성 측면에서 문제가 없음을 예측할 수 있다. 또한, 전륜 고착 한계선과 실 제동 배분곡선과의 교점을 통과하는 등감속도 곡선을 연장하여 이상제동 배분곡선과의 교점이 실 제동시의 한계 감속도이며 이 값은 법규(FMVSS 105-75)상으로 규제하고 있다.

이와 같이 제동성능곡선은 전·후륜 고착 한계선 및 미국 연방안전법규의 요구성능치 및 설계목표치를 도시할 수 있으므로 법규 및 성능목표치를 만족하는 제동장치를 설계하는데 유용하게 사용될 수 있다.

4.2 답력특성 곡선

답력특성 곡선은 브레이크 페달에 입력되는 힘과 앞에서 서술한 제동성능특성을 바탕으로 나타나는 결과치(제동거리 또는 제동감속도)와

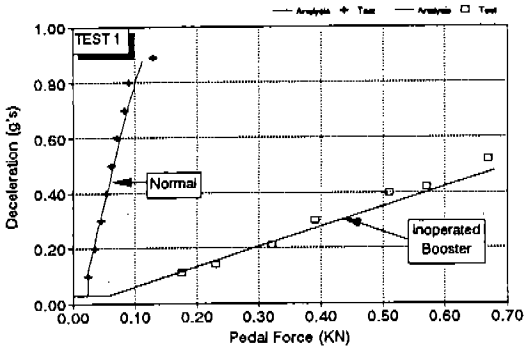

Fig.12 P/Force vs Decel－GVW 50KPH

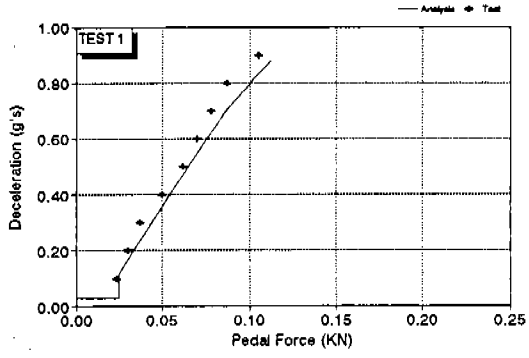

Fig.13 P/Force vs Decel－GVW 80KPH

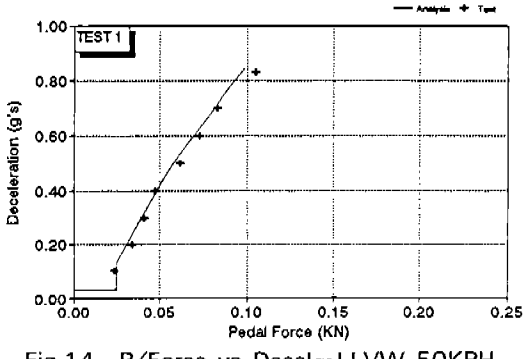

Fig.14 P/Force vs Decel－LLVW 50KPH

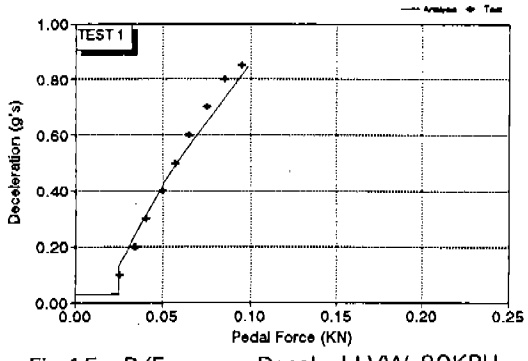

Fig.15 P/Force vs Decel－LLVW 80KPH

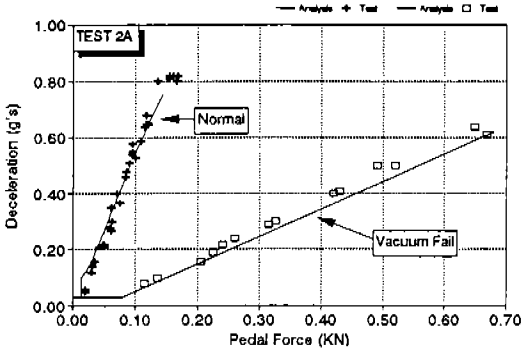

Fig.16 P/Force vs Decel－GVW 50KPH

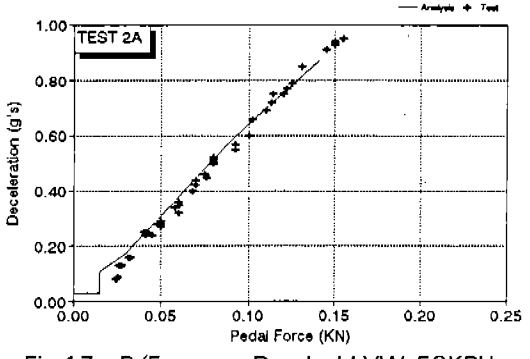

Fig.17 P/Force vs Decel－LLVW 50KPH

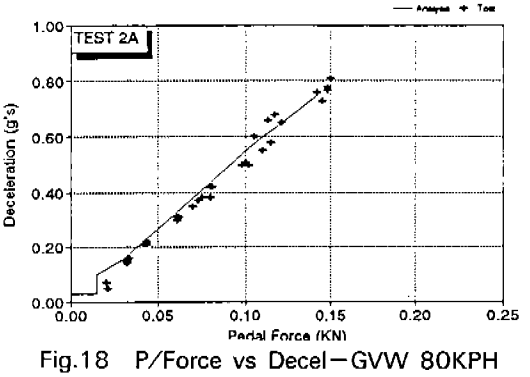

Fig.18 P/Force vs Decel－GVW 80KPH

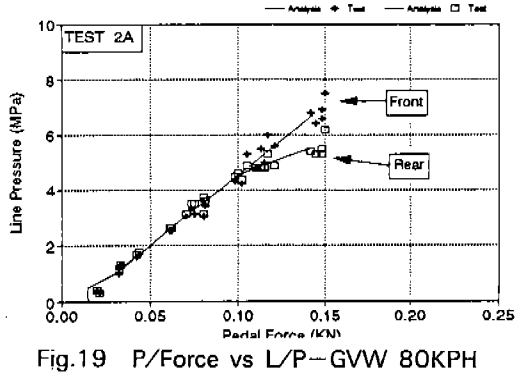

Fig.19 P/Force vs L/P－GVW 80KPH

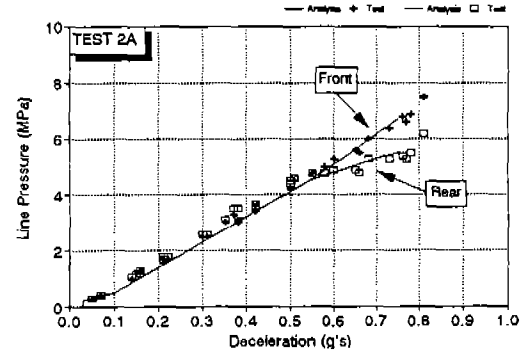

Fig.20 Decel vs L/P-GVW 80KPH

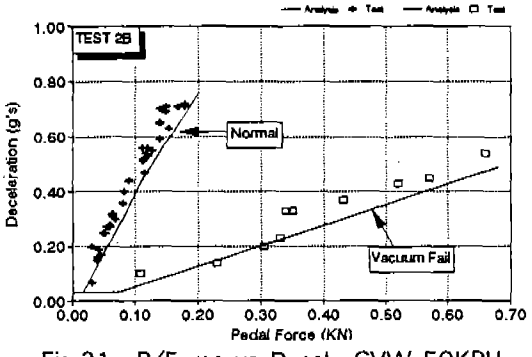

Fig.21 P/Force vs Decel-GVW 50KPH

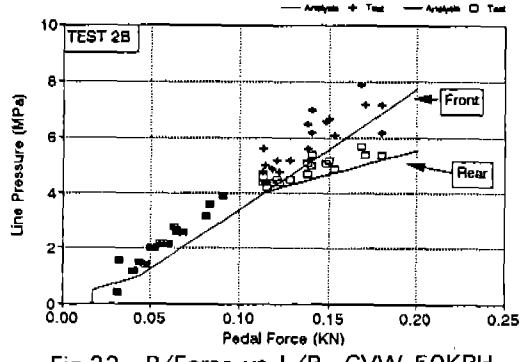

Fig.22 P/Force vs L/P-GVW 50KPH

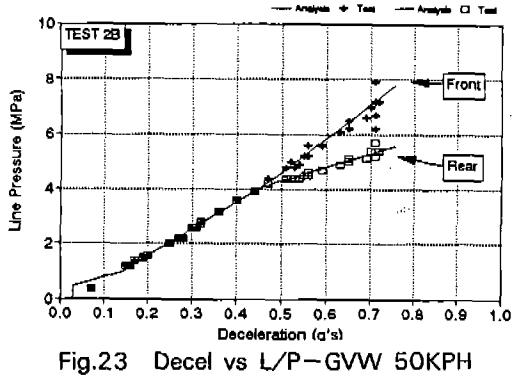

Fig.23 Decel vs L/P-GVW 50KPH

의 관계를 보여준다. Fig.12~Fig.23과 같이 브레이크 페달 답력과 제동감속도와의 관계를 이론해석결과와 비교할 수 있도록 동시에 도시하였으며, 차량 2에서는 답력과 브레이크 유압과의 관계와 브레이크 유압과 제동감속도와의 관계를 도시하였다. 또한 부스터 고장시 답력특성을 파악하기 위하여 차량 중량상태가 GVW, 차속이 50Km/H인 조건에 대하여 베이큠 훼일 시험결과를 병행하여 나타내었다.

답력 특성은 브레이크 씨스템의 성능특성, 페달비, 페달 링퀴지, 전달효율, 브레이크 매스터 실린더 및 부스터의 제원, 성능 및 기계적 특성 등 여러가지 변수가 복합적으로 상호 작용하여 나타나는 결과이므로 단순한 이론해석 및 수치적 계산이 불가능하다. 즉, 답력에 대한 제동감속도의 특성을 해석하기 위해서는 브레이크 씨스템 성능해석으로부터 각각의 제동감속도에 상당하는 브레이크 유압을 계산하여 답력과 부스터 입력과의 관계, 부스터 출력과 매스터 실린더 입력과의 관계, 매스터 실린더 출력과 브레이크 유압과의 관계식과 연결하여 복잡한 계산을 되풀이 하지 않으면 안된다. 본 연구에서는 제동장치 설계초기단계부터 답력특성에 대한 예측 및 해석이 가능하도록 계산용 프로그램을 개발하여 사용하였다.

4.3 이론해석과 실차시험결과

이론해석에 대한 정확성 및 타당성을 실차시험을 통하여 확인하였다. 본 연구에서는 브레이크 씨스템의 성능해석에 관한 실차시험을 통한 검증보다는 이론해석이 비교적 복잡한 답력특성에 대한 검증에 중점을 두었다.

일반적으로 실차시험은 날씨의 변동, 도로 먼지의 변화 등 환경적인 요인뿐 아니라 시험원의 감각 및 숙련도 등 시험데이타의 정확도에 영향을 미치는 피할 수 없는 많은 인자가 존재하므로 시험의 정확성, 재현성 및 객관성 측면에서는 다소문제가 있다. 따라서, 본 시험에서는 가능한한 이러한 문제점을 극소화 시킬 수 있는 방법을 충분히 고려하여 시험조건을 선정하였다.

(1) 답력 및 제동감속도

Table 4 Test Results

(Limit Deceleratin g/Pedal Force kgf)

Vehicle	Item	Theory	Test		Error
			50KPH	80KPH	
TEST 1	GVW	0.88/11.2	0.89/13	0.9/10.5	0.02/1.8
	LLVW	0.84/9.8	0.83/10.5	0.85/9.5	0.02/0.7
	V/F GVW	0.48/68	0.51/67	–	0.04/1.0
TEST 2A	GVW	0.76/14	0.82/16	0.81/15	0.06/2.0
	LLVW	0.88/14	0.95/15.5	0.89/14	0.07/1.5
	V/F GVW	0.62/68	0.61/67	–	0.01/1.0
TEST 2B	GVW	0.76/20	0.72/18	0.72/18	0.04/2.0
	LLVW	0.85/19	0.85/20	0.81/18	0.04/1.0
	V/F GVW	0.49/68	0.53/67	–	0.04/1.0

답력 및 제동감속도에 대한 이론해석치는 비교적 페달 제어가 용이하고 재현성 및 신뢰성이 높은 구간인 0.2g에서 0.6g까지의 구간에서 충분히 허용할 수 있는 ±2Kgf의 오차범위 이내에서 실차시험 결과치와 잘 일치하고 있다.(Fig. 12~Fig.23참조)

(2) 한계 감속도 및 타이어 고착한계

시험결과와 이론해석결과는 Table 4와 같다. 이론해석결과치와 시험결과치는 한계감속도 측면에서 오차 0.07g이내, 차량시험시 입력조건인 2.5Kgf미만인 2.0Kgf이내에서 잘 일치하고 있으며 FMVSS 105-75 법규중 한계감속도 측면에서 모두 만족하고 있음을 알 수 있다. 또한, 대상차량 모두 전륜이 먼저 고착되어 이론해석에서 예측했던 결과와 일치하고 있다.

(3) 유압 조절 밸브의 영향

이론해석 결과에서 예측한 바와 같이 시험결과에서도 Test 1의 경우 하중감지식 유압 조절 밸브를 장착하고 있어 하중조건에 관계없이 좋은 성능을 보이는 반면 Test 2A 및 Test 2B의 경우는 Test 1 대비 GVW상태에서 제동성능이 좋지 않음을 알 수 있다.

5. 결 론

이론해석 및 실차시험으로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 답력 및 제동감속도에 대하여 본 연구에서 제시한 이론해석치는 비교적 페달제어가 용이하고 재현성 및 신뢰성이 높은 구간인 0.2g에서 0.6g까지의 제동감속도 구간에서 충분히 허용할 수 있는 ±2Kgf의 오차범위 이내에서 실차시험 결과치와 잘 일치하고 있다.

(2) 제동성능해석, 예측 및 답력특성을 해석하기 위하여 개발된 컴퓨터 프로그램은 사용자가 기대하는 페달감 또는 설계목표치를 만족하는 제동장치를 설계할 수 있는 유용한 도구로써 사용되어질 수 있다.

참 고 문 헌

1. Giuseppe Puleo, "Automatic Brake Proportioning Devices," SAE Paper 700375.
2. Rudolf Limpert, et.al., "Proportional Braking of Solid Frame Vehicles," SAE Paper 710047.
3. Rudolf Limpert, et.al., "An Investigation of Brake Balance for Straight and Curved Braking," SAE Paper 741086.
4. Hiroyuki Nakamura, et.al., "An Investigation of Braking Force Distribution," 일본 자동차 기술 Vol.31, No.3, 1977.
5. M.E. Gatt, "Brake System Design for Medium Heavy Trucks Meet FMVSS 105-75 Stopping Directional Dynamics," SAE Paper 770097.

6. E. Bisimis, "Influence of Antiskid System on Vehicle Directional Dynamics," SAE Paper 790455.
7. Bosch, *Braking Systems for Passenger Cars,* 1989.