견인력시험을 통한 차륜차량의 구동효율에 관한 연구

A Study on the Analysis of Drive Efficiency by Drawbar Pull Test in the Wheeled Vehicle

양 성 모*, 강 윤 수**
S. M. Yang , Y. S. Kang

ABSTRACT

The drive efficiency is investigated with drawbar pull test to provide the basic data in the gradability and acceleration of the wheeled vehicle.

As a result, the drive efficiencies are determined from

4 x 2 drive	:	Direct gear	0.89
		1st gear	0.81
		Other gears	0.83–0.87
4x4 high drive	:	Direct gear	0.85
		1st gear	0.77
		Other gears	0.79–0.83
4x4 low drive	:	Direct gear	0.83
		1st gear	0.75
		Other gears	0.77–0.81

기 호 설 명

A	: 전면투영면적(m^2)	H_d	: 지면에서 견인점까지 높이(mm)
a	: 가속도(m/sec^2)	I	: 관성모우멘트($Kgf \cdot m \cdot sec^2$)
D	: 여유구동력(Kgf)	i_d	: Final Drive 감속비
F_f, F_r	: 전·후차축 구동력(Kgf)	i_f	: Transfer Case 감속비
f	: 구름저항계수	i_m	: Transmission 감속비
H	: 지면에서 CG까지 높이(mm)	i_t	: 전감속비
H_a	: 지면에서 공기저항 작용점까지 높이(mm)	L	: Wheelbase (mm)

* 전북대학교 공과대학 정밀기계공학과
** 흥능기계공업회사

L_f, L_r : CG에서 전·후차축까지 거리(㎜)
N_d : 구동마력(PS)
N_e : 엔진출력(PS)
N_l : 손실동력(PS)
n : 엔진회전수(rpm)
R : 총주행저항(Kgf)
R_a : 공기저항(Kgf)
R_{rf}, R_{rr} : 전·후차축 구름저항(Kgf)
r : 차륜의 유효반경(m)
T_e : 엔진토오크(Kgf·m)
V : 주행속도(㎞/h)
W : 차량총중량(Kgf)
W_{df}, W_{dr} : 전·후차축 Dynamic Axle Weight (Kgf)
α : 각가속도(rad/sec²)
θ : 구배(도)
μ : 노면접착계수
μ_a : 공기저항계수
η_d : Final Drive 효율
η_f : Transfer Case 효율
η_m : Transmission 효율
η_p : Propeller Shaft 효율
η_t : 구동효율

Ⅰ. 서 론

차륜차량(Wheeled Vehicle) 설계시에 요구되는 주요 성능요건으로서는 등판능력, 가속성능, 최고속도, 최저속도, 연비소비율 등 여러가지가 있다.[1] 그 중에서도 등판능력 및 가속성능은 특수차량(Military Vehicle)의 성능요건중 가장 중요한 인자중의 하나라 볼 수 있다.

구동효율(Drive Efficiency)은 차륜차량의 구동계통을 설계하거나, 동력계통 구성품을 국내생산 부품으로 교체 탑재할 경우에 검토차량이 등판능력 및 가속성능 요구조건을 만족하는지의 여부판단을 위한 주요 제원이 되며, 또한 기존차량의 상기 성능상태를 시험에 의하지 않고 해석평가(Analytic Evaluation)하고자 할때 및 차량 상호간의 성능상태를 계산에 의하여 상호 비교하고자 할때에도 반드시 필요한 수치이다.

엔진출력은 동력전달계통을 통하여 차륜에 전달되는 과정에서 또한 차륜이 슬립(Slip)을 일으키는 과정에서 상당량의 에너지 손실이 발생한다. 즉 구동효율은 엔진출력에서 손실동력을 제한 여유동력의 엔진출력에 대한 비를 말한다.[2),3)]

차륜차량의 구동효율은 구동계통 각 구성품의 제작수준 뿐만아니라 노후도 및 운전자의 혹사 사용여부 또는 정비수준 등에 따라 그 크기의 차가 예상된다. 이를 근본적으로 검토하기 위해서는 차종별, 사용정도별로 구동효율을 구하는 한편, 구동계통을 구성하는 각 구성품별로 효율을 구하여 효율 기준치를 설정하는 것이 바람직하나 각종 시험준비 곤란 및 각 구성품별로 효율을 검토할 수 있는 시험설비가 어렵다.

그러나 견인력시험(Drawbar Pull Test)을 실시하여 여유구동력을 측정하면 차량의 모든 구동계통의 전체적인 효율을 얻을 수 있으므로[4], 본 논문에서는 3/4톤 KJ602 트럭에 국산엔진을 탑재한 두대상차량(엔진의 특성에 따라 KJ602-A 및 KJ602-B트럭)에 대하여 견인력시험을 실시하여 각각의 구동효율을 구하고, 또한 시험내용 및 구동계통 구성품의 상태를 검토하여 구동효율 관련자료와 비교하고 이를 토대로 특수차륜차량 KJ602의 구동효율 기준치를 설정해 보고자 한다.

Ⅱ. 본 론

1. 여유구동력 및 구동효율에 관한 일반적 해석[1),4),5)]

1-1 여유구동력

차량이 모든 주행저항 R(Kgf)을 이겨내고 주행속도 V(㎞/h)로 주행하기 위하여는 구동축에 어떠한 동력이 주어져야 한다. 구동축에 전달되어야 할 엔진출력 N_e(PS)은 다음의 식으로 표시할 수 있다.

$$\frac{R \cdot V}{3.6} = 75 N_e \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

그러나 실제로는 엔진출력은 후륜까지 전달하는 동력전달계에서 손실이 생기므로 구동효율을 η_t라고 하면

$$R = \frac{270\,\eta_t \cdot N_e}{V} \quad \cdots\cdots (2)$$

으로 표시되며 구동력(Tractive Force)을 F(Kgf)라고 하면, 주행저항과 같으므로

$$F = R = \frac{270 \cdot \eta_t \cdot N_e}{V} \quad \cdots\cdots (3)$$

(3)의 값을 좌우하는 속도의 값은 차륜의 유효반경을 $r(m)$, 엔진의 회전수를 n(rpm), 각 단별 전감속도비를 i_t라고 하면

$$V = \frac{60 \cdot 2\pi r n}{1000 \cdot i_t} \quad \cdots\cdots (4)$$

식(4)를 (3)에 대입하여 정리하면

$$F = 716.2\left(\frac{N_e}{n}\right)\left(\frac{1}{r}\right)\eta_t \cdot i_t \quad \cdots\cdots (5)$$

가 된다.

엔진토오크를 T_e(Kgf-m)라고 하면

$$T_e = 716.2\left(\frac{N_e}{n}\right) \quad \cdots\cdots (6)$$

이므로 식(6)을 (5)에 대입하면 다음과 같다.

$$F = \frac{T_e \cdot \eta_t \cdot i_t}{r} \quad \cdots\cdots (7)$$

여유구동력은 차량의 주행성능을 나타낸다. 즉 차량이 가속, 견인, 등판때 이용될 수 있는 여유동력이다. 그러므로 여유구동력은 차륜에 전달되는 구동력에서 주행저항을 감한 나머지의 힘의 크기를 말한다.

여유구동력을 D(Kgf)라고 하면

$$D = F - R \quad \cdots\cdots (8)$$

로 표시되며, 여기서 R은 주행에 필수적으로 요구되는 구름저항 R_r 및 공기저항 R_a를 뜻한다.

f를 구름저항계수, W를 차량총중량(Kgf)이라 하면 구름저항 R_r(Kgf)은 다음과 같으며,

$$R_r = fW \quad \cdots\cdots (9)$$

μ_a를 공기저항계수, A를 전면투영면적(m^2)이라 하면 공기저항 R_a(Kgf)은 다음과 같다.

$$R_a = \mu_a A V^2 \quad \cdots\cdots (10)$$

$$A = 0.9(\text{Wheel Tread})(\text{Body Height}) \quad (11)$$

또한 구동전달계에서 구동효율과 전감속도비는 다음과 같이 표시된다.

$$\eta_t = \eta_m \cdot \eta_f \cdot \eta_p \cdot \eta_d \quad \cdots\cdots (12)$$

$$i_t = i_m \cdot i_f \cdot i_d \quad \cdots\cdots (13)$$

여기에서

η_m : Transmission (T/M) 효율
η_f : Transfer Case (T/F) 효율
η_p : Propeller Shaft 효율
η_d : Final Drive 효율
i_m : T/M 감속비
i_f : T/F 감속비
i_d : Final Drive 감속비

1-2 여유구동력의 한계치

차륜이 회전하면서 주행운동을 하는것은 노면과 Tire 사이에 마찰력이 생기기 때문이다. 즉 차량이 얻을 수 있는 구동력의 한계치 F_{max}는 주행시 구동륜에 걸리는 Dynamic Axle Weight W_d 및 차륜의 노면접착계수(Coefficiency of Road Adhesion) μ의 함수이다.

$$F_{max} = \mu W_d \quad \cdots\cdots (14)$$

식(8)에서

$$D_{max} = F_{max} - R \quad \cdots\cdots (15)$$

이고 식(14), (15)에서

$$D_{max} = \mu W_d - R \quad \cdots\cdots (16)$$

이다.

다음 Dynamic Axle Weight를 구하기 위하여 경사면을 가속주행하며 올라가는 차량을 Fig. 1과 같이 도시하고, 이를 이용하여 여유구동력의 한계치에 대하여 검토하였다.

Moment 평형에서

$$W_{df} = \frac{1}{L}\left[L_r W\cos\theta - HW\sin(\pm\theta) - H_a R_a - Hma - H_d D\right] \quad \cdots\cdots (17)$$

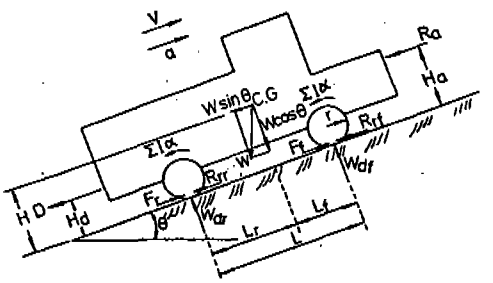

Fig. 1 Vehicle in accelerated motion uphill

$$W_{dr}=\frac{1}{L}[L_fW\cos\theta+HW\sin(\pm\theta)+H_aR_a+Hma+H_dD] \quad \cdots\cdots (18)$$

힘의 평형에서

$$F=(R_{rf}+R_{rr})+W\sin\theta+R_a+ma+D \quad (19)$$

$$W\cos\theta=W_{dr}+W_{df} \quad \cdots\cdots (20)$$

이고, 견인력시험은 구배없는 노면에서 등속상태로 유지하면서 실시하므로 $\theta=0$, $a=0$ 이다.

이를 식(17), (18), (19), (20)에 대입하면 다음과 같다.

$$W_{df}=\frac{1}{L}(L_rW-H_aR_a-H_dD) \quad \cdots\cdots (21)$$

$$W_{df}=\frac{1}{L}(L_fW+H_aR_a+H_dD) \quad \cdots\cdots (22)$$

$$F=(R_{rf}+R_{rr})+R_a+D \quad \cdots\cdots (23)$$

여유구동력의 한계치는 구동력의 한계치에서 얻을 수 있으므로

$$F_{max}=(R_{rf}+R_{rr})+R_a+D_{max} \quad \cdots\cdots (24)$$

$$R_{rf}+R_{rr}=R_r \quad \cdots\cdots (25)$$

$$R_r+R_a=R \quad \cdots\cdots (26)$$

$$\mu W_d=D_{max}+R \quad \cdots\cdots (27)$$

로 나타낼 수 있다.

식(21), (22)에서 H_aR_a 값은 다른값에 비하여 아주 적으므로 여유구동력 한계치를 계산하는데는 큰영향을 끼치지 않으므로 무시할 수 있으며 식(27)에서 W_d는 구동하는 방식에 따라 다르므로, 이를 이용하여 여유구동력의 한계치를 구하면 다음과 같다.

1) Front Wheel Drive의 경우

$$\frac{\mu}{L}(L_rW-H_d\,D_{max})=D_{max}+R \quad \cdots\cdots (28)$$

따라서

$$D_{max}=\frac{L}{L+\mu H_d}\left(\frac{\mu L_rW}{L}-R\right) \quad \cdots\cdots (29)$$

2) Rear Wheel Drive의 경우

$$\frac{\mu}{L}(L_fW+H_d\,D_{max})=D_{max}+R \quad \cdots\cdots (30)$$

따라서

$$D_{max}=\frac{L}{L-\mu H_d}\left(\frac{\mu L_fW}{L}-R\right) \quad \cdots\cdots (31)$$

3) All Wheel Drive의 경우

$$\mu W=D_{max}+R \quad \cdots\cdots (32)$$

따라서

$$D_{max}=\mu W-R \quad \cdots\cdots (33)$$

1-3 구동효율

엔진출력은 동력전달계통을 통하여 동력을 차륜에 전달하는 과정에서 또는 차륜이 슬립을 일으키는 과정에서 상당량의 에너지손실이 발생된다. 이들 손실내용을 살펴보면 다음과 같다.[2)]

1) 클러치 손실 : 클러치 슬립에 의한 손실량으로서 약 1% 정도이다.

2) 동력전달 손실 : 기어 사이의 마찰에 의한 손실 및 Oil Churning에 의한 손실로서 손실량은 기어치합내용에 따라 각 기어쌍에 대하여 2~5% 정도이다. 기어사이의 마찰력은 전달되는 힘에 비례하며 기어면의 다듬질 정도 및 윤활유의 질에 의하여 좌우된다. Oil Churning에 의한 엔진속도에 비례하며 또한 오일의 점도와 함수관계를 갖고 있다.

3) 베어링 및 U-조인트에서의 손실 : 마찰에 의한 손실로서 보통 1~2%정도이다.

4) 차륜의 슬립에 의한 손실 : 구동차륜은 유효반경에 상응하는 원주의 길이보다 적은 크기로 회전한다. 이 차이로 인한 슬립이

손실을 유발시킨다. 손실량은 노면의 상태 및 성질에 따라 좌우되지만 보통 정상적인 고속도로 노면에서는 2~5% 정도이다.

구동효율은 엔진출력에서 이들 손실동력 N_e을 제하고 남은 여유동력 즉 구동마력 N_d의 엔진출력 N_e에 대한 비이므로 구동효율은

$$\eta_t = \frac{N_e - N_l}{N_e} = \frac{N_d}{N_e} \quad \cdots\cdots (34)$$

이고, 이를 엔진토오크의 함수로 나타내면

$$\eta_t = \frac{F}{\frac{T_e \cdot i_m \cdot i_f \cdot i_d}{r}} = \frac{D + R_r + R_a}{\frac{T_e \cdot i_m \cdot i_f \cdot i_d}{r}} \quad \cdots (35)$$

이다.

그리고 차륜차량의 구동효율은 이를 수록한 자료마다 그 크기가 상당히 차이를 보이는데 대표적인 평균값을 나타내면 다음과 같다.[2),6)]

1) AMCP 706-355에 따르면
직결의 경우에 0.90
총감속비가 12인 경우에 0.85
총감속비가 20인 경우에 0.80

2) Jaroslare J. Taborek[2)]에 따르면
직결의 경우에 0.90
감속비가 큰 경우에 0.75~0.80
기타의 경우에 0.85

구동효율은 해당차량의 제작상태, 운전자의 혹사 사용여부 및 노후도 등에 따라 크기가 어느정도 차이가 있겠으나, 본 항에서는 정상적인 차량에 대하여 언급한 상기의 각 구성품별 손실내용 및 다음의 효율기준치를 참조하여 Table 1과 같이 우선 기준치를 설정해 보았다. Table 1의 기준설정 내용의 타당성 여부는 고찰항에서 검토하기로 한다.

1) T/F가 없는 차량의 직결상태에서의 구동효율은 0.90

2) 총감속비가 매우 큰 경우, 즉 4×4 low 1단의 경우에 대하여는 0.75

3) 기타의 경우에 대하여는 기어의 효율로서 직결의 경우 0.99, 맞물리는 기어쌍이 속도증가의 경우 0.98, 맞물리는 기어쌍이 속도감소의 경우 0.95~0.97을 적용하여 이들 상관관계로서 구동효율을 설정하고 T/F의 효율은 4×4 high의 경우 0.98×0.96을, 4×4 low의 경우에 0.96×0.96을 적용

2. 여유구동력 산출

2-1 대상차량

대상차량인 KJ602트럭은 3/4톤급 특수차량의 주종을 이루고 있으며, 노후화로 인하여 국내에서 생산되는 적정엔진을 선정 탑재하고 최소의 개조내용으로서 특수차륜차량의 요구성능을 만족시킬 수 있도록 관련부분을 개조시제한 차량으로서 구동계통의 개조 내역을 간단히 소개하면 다음과 같으며, 대상차량의 주요제원은 Table 2와 같다.

KJ602-A트럭은 D0844M 엔진의 제어회전수를 2500에서 2950rpm으로 증가시키고 엔진 최대토오크를 28에서 29.5 Kgf·m로 증대시켜 KJ 602 트럭에 탑재한 차량이며, KJ 602-B트럭은 D0844M 엔진의 최대토오크만을 28에서 31 Kgf·m로 증대시켜 탑재시키고 기존 4단 트랜스밋숀 대신 K-300용 5

Table 1 Drive efficiency assumed for a wheeled vehicle

Change-gear Transmission \ Type			4×2	4×4 high	4×4 low
Direct Gear			0.89	0.85	0.83
Other Gears	Second Gear Pair With Incresing Speed		0.87	0.83	0.81
	Second Gear Pair With Decresing Speed	4 th T/M	0.84	0.80	0.78
		5 th T/M	0.83, 0.85	0.79, 0.81	0.79, 0.81
	1 th		0.81	0.77	0.75

단 트랜스밋숀을 Over Drive시켜 탑재한 차량이다.

Table 2 Vehicle specifications

Specification \ Type		KJ602-A	KJ602-B
Engine	Model	Modify D0844M	Modify D0844M
	Max. Power (PS/rpm)	96.6/ 2950	100/ 2500
	Max. Torque (Kgf·m)	29.4/ 1600	31.2/ 1600
T/M	Gear Ratio 1st	7. 06	5. 782
	2nd	3. 58	3. 226
	3rd	1. 71	1. 831
	4th	1. 00	1. 000
	5th	—	0. 772
	Rev.	6. 78	5. 782
Transfer Gear Ratio		1	1
Final Drive Gear Ratio		6. 667	6. 667
Weight (Kgf)		3120	3150
Paylo-ad(Kgf)	Cross Country	680	680
	Highway	907	907
Gross Vehicle Weight (Kgf)	Cross Country	3980	4010

2-2 Computer Input Data

입력자료를 나타내면 Table 3과 같으며, Table 3에서 엔진토오크는 Engine Dynamometer를 이용하여 얻은 값이며 기타 자료는 관련자료 및 도면에서 발췌하여 적용한 값이다.

2-3 Computer Flow Chart

여유구동력 산출을 위한 플로우차트는 Fig. 2와 같다.

Ⅲ. 견인력시험

1. 시험장치

1-1 Field Dynamometer[7]

Field Dynamometer의 동력발생은 DC Generator로부터 발생되며 이 동력은 DC Motor 2대에 전달되어 차량의 Power Train을 거쳐 바퀴에 전달된다.

Table 3 Computer input data

Input Data	KJ602-A	KJ602-B
Engine Torque (Kgf·m)		
1000 rpm	24. 7	26. 5
1200	26. 5	28. 7
1400	28. 5	30. 2
1600	29. 4	31. 2
1800	29. 1	30. 8
2000	—	30. 3
2200	28. 0	29. 7
2500	—	28. 8
2600	26. 7	—
2950	23. 4	—
Transmission Gear Ratio		
1 st	7. 06	5. 782
2 nd	3. 58	3. 226
3 rd	1. 71	1. 831
4 th	1. 00	1. 000
5 th	—	0. 771
Rev.	6. 78	5. 782
Transfer Gear Ratio		
Direct	1. 0	1. 0
High	1. 0	1. 0
Final Drive Gear Ratio	6. 667	6. 667
Gross Vehicle Weight(Kgf)	3980	4010
Rolling Radius (m)	0. 449	0. 449
Rolling Resistance Coefficient	0. 015	0. 015
Air Resistance Coefficient	0. 005	0. 005
Projected Area (m^2)	4. 4	4. 4
Horizontal Slope(deg.)	0	0
Drive Efficiency 4×2/4×4 high		
1st	0. 81/0. 77	0. 81/0. 77
2nd	0. 84/0. 80	0. 83/0. 79
3rd	0. 87/0. 83	0. 85/0. 81
4th	0. 89/0. 85	0. 89/0. 85
5th	—	0. 87/0. 83
Rev.	0. 81/0. 77	0. 81/0. 77

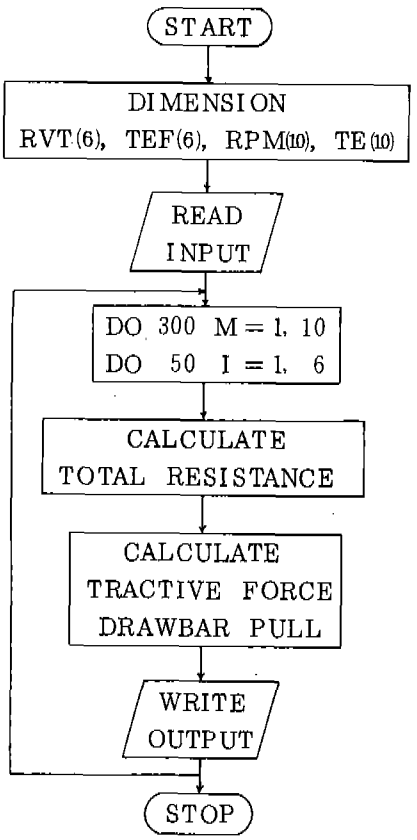

Fig.2 Computer flow chart

또한 Field Dynamometer에는 바퀴의 속도와 비례관계를 유지하는 DC Motor의 회전수를 전압의 크기로 바꾸어 주는 Tacho Generator가 있고, 이 값과 설정전압을 비교해 주는 Comparater 및 이들 두 값이 차이가 없도록 전압의 크기를 조절해 주는 Controller가 있으며, 견인력시험을 Dynamo Mode(Fig. 5 참조)로 사용시는 Motor가 바퀴로부터 전달되는 동력을 받아 발전기로 사용하고 여기서 발생된 전력이 Load Bank에서 소모되므로써 시험차량에 부하를 걸어 주도록 설계되었다. Field Dynamometer의 구동계통도는 Fig. 3과 같다.

1-2 측정장비

견인력 시험에 필요한 측정장비는 Table 4와 같으며 그 계통도를 나타내면 Fig. 4와 같다.

2. 견인력시험

시험차량의 일부 여유구동력을 측정하기 위하여 Fig. 5와 같은 Dynamo Mode로 사용하였다.

Fig. 5와 같이 시험차량과 Field Dynamometer 사이에 Load Cell를 설치하여 여유

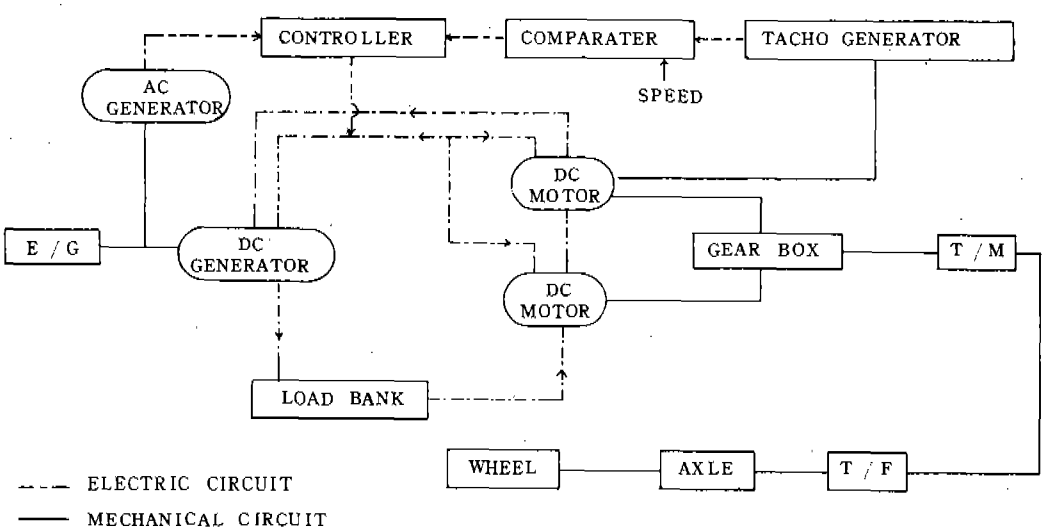

Fig.3 Field dynamometer system

Table 4 Measuring instruments

Measurement \ Instrument	Instrument	Model & Maker
Drawbar Pull	Load Cell Indicator	UL-5TE, KYOWA SM60D, KYOWA
Velocity	Fifth Wheel Tachometer	DD1-1, DD2-1, LABECO DET-3A. IWASAKI
Slope	Level gage	Commercial
Tire Pressure	Tire Pressure gage	〃
Pressure	Barometer	〃
Wind Velocity	Anemometer	〃
Temperature	Thermometer	〃
Weight	Scale	SL-2AID
Engine Torque	Engine Dynamometer	TW-D1, MEIDEN

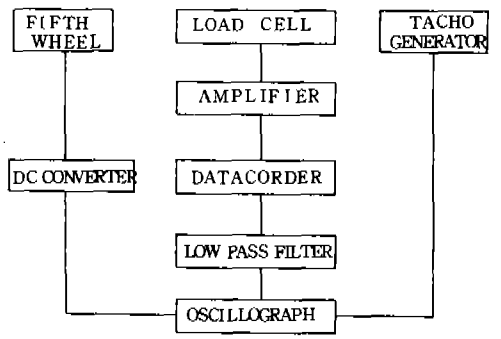

Fig.4 Measuring instrument system

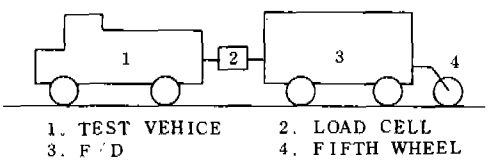

Fig.5 Dynamo Mode

구동력을 측정하며 Field Dynamometer 뒤쪽에 Fifth Wheel를 장착하여 견인력시험을 할 때 정확한 속도를 측정한다.

또한 시험장비로 차량이 최적성능을 나타낼 수 있는 상태로 정비하였으며, 엔진, 변속기, 차축 등에 대하여 TM-J9-602-10의 주유명령서(Lubrication Order)에 의한 해당 등급(Grade)의 윤활유가 사용되었는지, 윤활유의 오염 또는 변질 여부를 확인하였다. 그리고 최적성능의 도출을 위하여 정상상태 온도를 유지 후 시험하였다.

시험방법은 시험차량과 Field Dynamometer를 각단에서 Full Throttle 상태로 최고속도까지 가속시킨 후 제동을 Field Dynamometer에 걸어 측정하고자 하는 속도에서 여유구동력을 측정하였다.

즉 시험은 4×2 구동 및 4×4 high 구동의 각 단수 일부속도구간에서 실시하고 정확한 시험결과를 얻기 위하여 지정속도를 유지하면서 수차에 걸쳐 측정하였으며 그중 빈도가 가장 많은 값을 택하여 Data로 잡았다.

3. 시험결과

견인력시험으로 측정된 여유구동력을 Computer로 계산된 값과 함께 도시하면 Fig. 6, 7과 같다.

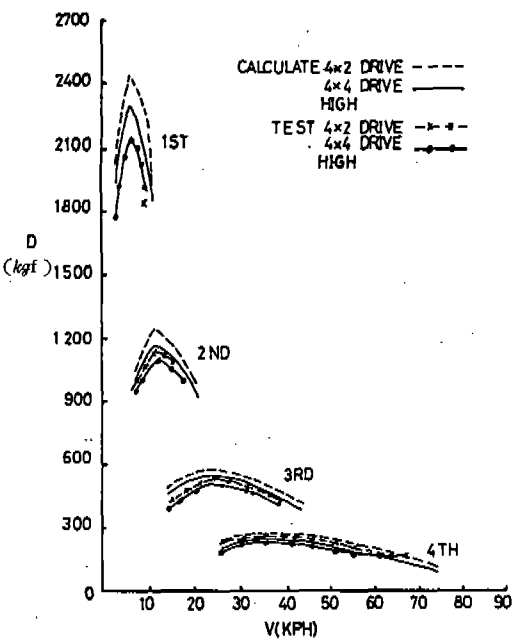

Fig.6 Drawbar pull(KJ602-A)

Ⅳ. 고 찰

1. 견인력시험 결과 분석

KJ602-A 트럭에 대한 4×2, 1단 시험시 2900 rpm 이하의 엔진회전수에서는 슬립발생

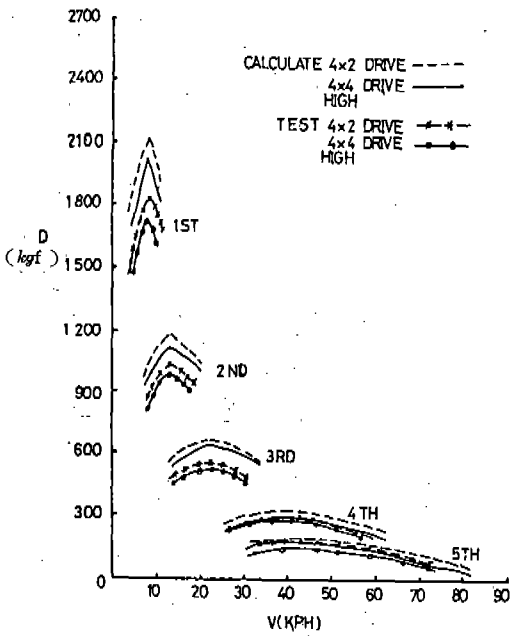

Fig.7 Drawbar pull(KJ602-B)

으로 더이상 측정할 수 없었으나 기타의 조건하에서는 별 문제점 없이 측정할 수 있었다.

슬립발생은 4×2구동의 경우 후차축(Rear Axle)만 구동되고 전차축(Front Axle)은 사축(Dead Axle)이 되므로 차량이 얻을 수 있는 구동력은 주행시에 후차축에 걸리는 Dynamic Axle Weigh에 의한 마찰력 μW_{dr}이한계치가 되고 이에따라 여유구동력도 그 한계치가 식(31)이 됨에 기인한다.

그러므로 여유구동력 한계치는 4×2, 1단 2900 rpm에서 1843 Kgf이다. 이를 이용하여 노면접착계수를 구하면 시험도로조건을 고찰할 수 있다.

노면접착계수는 식(31)에서

$$\mu = \frac{L \cdot D_{max} + L \cdot R}{L_f \cdot W + H_d \cdot D_{max}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (36)$$

로 표시되며, 식(36)에 $D_{max} = 1843$ Kgf, $R = 47.8$ Kgf, $W = 3980$ Kgf, $L = 3000$ ㎜, $L_f = 1623$ ㎜, $H_d = 670$ ㎜를 대입하면 $\mu = 0.74$이다. 따라서 아스팔트 노면인 시험장과 타이어 사이의 마찰계수는 0.74정도이다. 이는 Ja-

Table 5 Drawbar pull at 1600 rpm

Type		1st	2nd	3rd	4th	5th
KJ602-A	4×2	— (2436)[1]	1172(1250)	530(577)	268(293)	—
	4×4 high	2141(2313)	1111(1188)	513(547)	250(275)	—
KJ602-B	4×2	1828(2108)	1045(1192)	573(667)	288(316)	154(190)
	4×4 high	1747(2001)	982(1132)	550(633)	270(297)	144(175)

1) Calculated data

Table 6 Calculated tractive force

Type	KJ 602-A						KJ 602-B					
	T_e	i_m	i_f	i_d	r	F	T_e	i_m	i_f	i_d	r	F
1st	29.4	7.06	1	6.667	0.449	3082	31.2	5.78	1	6.667	0.449	2679
2nd		3.58				1563		3.226				1495
3rd		1.71				346		1.831				848
4th		1.00				437		1.000				463
5th		—				—		0.771				357

roslare J. Taborek[2] 의 연구에서의 값 0.75 에 근접하는 값이다. 즉 시험조건의 노면상태는 이상상태라고 할 수있다.

2. 구동효율 산출

2-1 구동효율 산출

임의의 엔진회전수를 택하여 구동효율을 구하여도 무방하나, 최대토오크 발생 엔진회전수인 1600 rpm에서의 값을 택하여 각 단별로 여유구동력을 나타내면 Table 5 와 같다.

상기의 Table 5, 6 및 식(35)를 토대로 하여 구동형태별로 대상차량의 구동효율을 산출하면 Table 7과 같다. Table 6의 이론 구동력은 손실량을 전혀 고려하지 않은 구동력으로서 식(35)의 분모 $\frac{T_e \cdot i_m \cdot i_f \cdot i_d}{r}$ 에 해당하는 값이다.

2-2 구동효율 설정내용의 타당성 고찰

구동효율 설정내용의 타당성 고찰을 위하여 Computer 입력자료로서 적용한 Table 1과 Table 7 구동효율 측정치를 비교해 보면 Table 8과 같다.

Table 8에서 볼 수 있는 바와같이 각단별로

Table 7 Calculated drive efficiency

Type		KJ 602-A		KJ 602-B	
		η_t	Calculate	η_t	Calculate
4 × 2	1st	—	—	0.71	(1828+61)/2679
	2nd	0.79	(1172+63)/1563	0.74	(1045+64)/1495
	3rd	0.81	(530+72)/746	0.76	(573+71)/848
	4th	0.83	(268+96)/437	0.83	(288+96)/463
	5th	—	—	0.77	(154+121)/357
4 × 4 high	1st	0.71	(2141+60)/3082	0.68	(1747+61)/2679
	2nd	0.75	(1111+63)/1563	0.70	(988+64)/1495
	3rd	0.78	(513+72)/746	0.73	(550+71)/848
	4th	0.78	(250+96)/437	0.79	(270+96)/463
	5th	—	—	0.74	(144+121)/357

Table 8 Comparison of measured and assumed data for drive efficiency

Type		KJ 602-A			KJ 602-B		
		Drive Efficiency		Measured / Assumed	Drive Efficiency		Measured / Assumed
		Measured Data	Assumed Data		Measured Data	Assumed Data	
4 × 2	1st	—	0.81	—	0.71	0.81	0.88
	2nd	0.79	0.84	0.94	0.74	0.83	0.89
	3rd	0.81	0.87	0.93	0.76	0.85	0.89
	4th	0.83	0.89	0.93	0.83	0.89	0.93
	5th	—	—	—	0.77	0.87	0.89
4 × 4 high	1st	0.71	0.77	0.92	0.68	0.77	0.88
	2nd	0.75	0.80	0.94	0.70	0.79	0.89
	3rd	0.78	0.83	0.94	0.73	0.81	0.90
	4th	0.79	0.85	0.93	0.79	0.85	0.93
	5th	—	—	—	0.74	0.83	0.89

검토한 측정효율과 기준추정치의 비는 KJ602-A트럭에 대하여는 4×2의 경우 0.93-0.94, 4×4의 경우 0.92-0.94로서 표준편차값이 0.01(1%) 이내이며, KJ602-B트럭에 대하여는 4×2 및 4×4 구동의 경우 모두 0.88-0.93으로서 표준편차값이 0.02(2%) 이내에 든다. KJ602-B트럭에 대한 검토 내용중 변속기어의 노후도에 관계가 없는 직결(4단)의 경우를 제외하면 표준편차값이 4×2의 경우 0.005, 4×4 high의 경우 0.008로서 편차 0.01(1%)이내에 든다. 이는 Table 1의 기준추정치가 구동형태별 주행단수 상호간에 거의 비례적으로 나타나 있음을 의미한다.

4×2 구동 및 4×4 high 구동의 경우에 대한 구동효율 측정치를 비교하면 Table 9에서 볼 수 있는 바와같이 4×4 high구동의 경우에서 4×2 구동의 경우보다 KJ602-A트럭에서는 4~5% 정도 적은 값인 0.95-0.96을 얻었고 KJ602-B트럭에서는 4~6% 적은 값인 0.94-0.96의 값을 얻었다. 이는 기준설정을 위해 4×4 high 구동에 적용한 Transfer의 효율 0.98×0.96의 4×2구동의 경우에 적용한 Transfer 효율 0.99에 대한 비 0.95와 비교할 때, 그 편차가 0.01(1%) 이내에 든다. 따라서 4×2구동에 적용할 효율 기준치에 $\frac{0.98\times0.96}{0.99}$ 을 곱한 값은 4×4high 구동시의 구동효율로 잡는 것이 타당하다고 생각된다.

이상의 검토내용으로 보아 Table 1의 구동효율 설정내용은 KJ602 차륜차량의 구동효율을 결정하는 데 참고자료로서 충분한 가치가 있다고 사료된다.

2-3 측정효율을 통한 대상차량의 상태 검토

KJ602-A 및 KJ602-B 트럭 각각에 대한 구동효율 측정치는 Table 7, 8에서 볼 수 있는바와 같이 기준설정내용에 비해 많이 미달함을 볼 수 있다. 이 두 차종에 대한 측정치와 기준설정치를 비교해 보면 KJ602-A트럭은 각단에서 약6~8%정도 기준설정치에 미달하며, KJ602-B트럭의 경우에는 노후도에 별로 관련되지 않는 4단 직결시를 제외하고는 11~13%정도 기준설정치에 미달함을 볼 수 있다. 이러한 효율 미달의 원인으로서는

1) 시험시의 측정오차
2) 기준설정치의 과대 설정
3) 구동계통의 노후

등을 들 수 있다.

그러나 시험수행의 방법, 시험내용 및 환경등으로 보아 시험에 의한 측정치와 실제치와는 별차이가 없으리라 생각되며, 앞서 검토된 바와같이 기준설정내용도 타당성이 입증되었으므로 효율미달의 원인은 주로 대상차량의 구동계통의 노후화에 그 원인이 있다고 판단된다.

KJ602-B트럭의 효율이 1, 2, 3단에서 특히 기준설정치에 미달한 것은 개조탑재된 5단 트랜스밋숀이 Over Drive 상태인 결과이

Table 9 Comparison of measured drive efficiency by different drive systems

Type	KJ602-A			KJ602-B		
	Measured Drive Efficiency		4×4 high / 4×2	Measured Drive Efficiency		4×4 high / 4×2
	4×2	4×4 high		4×2	4×4 high	
1st	—	0.71	—	0.71	0.68	0.96
2nd	0.79	0.75	0.95	0.74	0.70	0.95
3rd	0.81	0.78	0.96	0.76	0.73	0.96
4th	0.83	0.79	0.95	0.83	0.79	0.95
5th	—	—	—	0.77	0.74	0.96

며, 4단 주행에서 KJ602-A트럭의 효율 및 KJ602-B트럭의 효율을 유사하게 얻은 것은 양차종이 엔진 및 트랜스밋숀만을 교환탑재하고 이에 관련되는 부품만 개조하였을뿐 기타의 구동계통 및 차체는 완전히 동일하기 때문에 당연한 귀결이라 생각된다.

3. 구동효율 기준치 설정

Table 1의 구동효율 설정내용은 그 타당성이 입증되었으므로 Table 1의 구동효율 추정치에 Table 10에 의한 구성품별 효율 및 차륜의 슬립에 의한 손실정도를 덧붙어 특수차량에 적용할 구동효율을 나타내면 Table 11과 같다. Table 11에서 기어의 효율은 직결의 경우 0.99, 맞물리는 기어쌍이 속도증가의 경우 0.98, 맞물리는 기어쌍이 속도감소의 경우 0.95-0.97을 적용하였다. 또한 트랜스퍼 효율은 high인 경우에는 첫번째 기어쌍은 속도증가의 경우이며 두번째 기어쌍은 속도감소의 경우이므로 각각 0.98 및 0.95-0.97의 중간치인 0.96을 적용하였으며 low의 경우에는 첫번째, 두번째 기어쌍 모두 속도감소의 경우이므로 각각 0.96을 적용하였다.

Table 10 The Mechanical efficiency of various components

Component	Efficiency
Clutch	0. 99
Transmission	
Direct	0. 99
Ist	0.95 × 0.95
Other Gears	
Second Gear Pair With increasing Speed	0.95 × 0.98
Second Gear Pair With decreasing Speed	0.95×(0.96-0.97)
Transfer	
Direct	0. 99
High	0.98×(0.95-0.97)
Low	(0.95-0.97)×(0.95-0.97)
Final Differential	0. 95
Bearing and U-Joint	0. 99
Wheel (Concrete Surface)	0. 98

Table 11 Drive efficiency for KJ602 vehicle

Transmission \ Drive Efficiency		Drive Efficiency		
		4×2	4×4 high	4×4 low
Direct		0. 89	0. 85	0. 83
Other Gears	Second Gear Pair with increasing Speed	0. 87	0. 83	0. 81
	Second Gear Pair with decreasing Speed	0.83-0.85	0.79-0.81	0.77-0.79
1st		0. 81	0. 77	0. 75

V. 결 론

본 연구에서는 아직까지 구체적으로 설정되어 있지 않은 특수차륜차량 KJ602의 구동효율을 견인력시험을 통하여 이를 분석평가하여 구동형태별로 각단에서의 구동효율의 기준치를 논하였으며, 더나아가서 구동효율 설정을 통하여 차륜차량의 주행성능을 시험에 의하지 않고 해석할 수 있게 되었다는 점에서 그 의의를 찾을 수 있다고 본다.

분석해 본 결과, 동일차량에 대한 각단별 구동효율치는 구동효율 기준치와 비교해 볼 때 트랜스밋숀의 기어치합상태에 따라 거의 일정한 비율로 설정됨을 알 수 있었으며, 또한 구동형태 상호간에도 거의 일정한 값으로 비례함을 알 수 있었으며 특수차륜차량에 대한 구동효율 기준치를 나타내면 다음과 같다.

1) 4×2의 경우 : 직결에서 0. 89
   1단에서 0. 81
   기타 단수에서 0. 83-0. 87
2) 4×4 high의 경우 : 직결에서 0. 85
   1단에서 0. 77
   기타 단수에서 0. 79-0. 83
3) 4×4 low의 경우 : 직결에서 0. 83
   1단에서 0. 75
   기타 단수에서 0. 77-0. 81

참 고 문 헌

1. J.Y. Wong, "Theory of Ground Vehicles", ch 3, John Wiley & Sons, 1978.
2. Jaroslare J. Taborek, "Mechanics of Vehicles", ch 1, 5, 8, 9, 10, 13, 14, Penton Education Division, 1957.
3. M. G. Bekker, "Introduction to Terrain Vehicle Systems", pp. 565-575, The University of Michigan Press, 1969.
4. 양성모, "여유구동력 측정에 의한 차량의 구름저항에 관한 연구", pp. 1-31, 전남대학교, 1980.
5. 김희철, 이재순, "최신 자동차 공학", 제 4편 제 2 장, 동명사, 1976.
6. AMCP 706-355, "The Automotive Assembly", ch 7, Headquarters, U.S. Army Material Command, 1965.
7. "Field Dynamometer Operating Manual", ADD, 1980.
8. MTP 2-2-604, "Drawbar Pull.", pp. 1-9, U.S. Army Test and Evaluation, 1975.