

<論 文>

차량용 유압변속장치의 동적 특성에 관한 연구

이장무* · 이교일* · 박영일** · 김영덕*** · 송철기*** · 강희석***

(1988년 3월 15일 접수)

A Study on the Dynamic Characteristics of a Hydraulic Power Transmission

Jang Moo Lee, Kyo Il Lee, Yeong Il Park, Young Duk Kim,
Chull Gi Song and Hee Seok Kang

Key Words : Transmission(변속장치), Gear Change(변속), Transient Characteristics(과도특성), Upshift(상단변속), Downshift(하단변속), Shift Time(변속시간), Hydraulic Chamber Pressure(실린더 압력), Dip-Throttle(딥스로틀), Blip-Throttle(블립스로틀)

Abstract

In this paper, a method of dynamic modeling is proposed for a hydraulic power transmission with Merrite-Wilson gear train and a computer simulation program for dynamic analysis of the power transmission is developed. Using this computer program the transient characteristics during the gear change are observed and the influence of transmission design parameters and hydraulic control parameters are analysed. Through this result of study a criteria for the good shift quality is derived.

1. 서 론

자동변속장치에 대한 연구는 외부부하조건의 변화에 대한 변속장치의 동적성능, 변속기구의 작동 조건등이 이론적으로 해석되고 평가되는 연구가 선행되어야 한다. 즉, 변속장치의 자동화는 동력전달계의 동적해석과정을 거쳐 자동화 대상을 파악하고 제어량을 결정하므로써 이루어질 수 있다.

자동변속장치에 대한 연구는 미국의 SAE에 의해 보고⁽¹⁾된 바 있으며 그 후에도 미국, 독일, 일본 등에서 자동변속장치의 각종 성능향상과 관련된 연구가 주로 제조회사를 중심으로 행해져 왔다. 그러나, 상세한 핵심기술이 보고되지 않고 있으며 변속장치의 정숙한 운전 및 원활한 변속특성과 관련

하여 변속메카니즘 분석 및 실험^(2,3), 변속의 수치 해석⁽⁴⁾, 유성기어계의 동특성 및 진동^(5,6), 클러치의 동특성^(7,8) 등 단편적인 연구들이 보고되고 있으나 변속과도기간중의 동적 모델링이론은 확립되어 있지 않다.

본 연구에서는 자동변속장치에 대한 기초 연구로서 자동화 대상인 Merrit-Wilson기어계를 가진 차량용 유압변속장치를 중심으로 엔진-변속장치-차량-주행부하의 복합시스템에 대한 동적모델링을 한 후 동적성능 해석전용 전산프로그램패키지를 개발하여 변속중의 과도특성을 관찰하였다. 또한 수치 해석 시뮬레이션을 통하여 각종 설계변수 및 제어변수의 영향을 파악하고 변속성능을 적정화하기 위한 기초자료를 도출하였다.

2. 엔진-변속장치-차량계의 모델링

본 연구대상 차량은 2개의 다관클러치와 4개의

* 정회원, 서울대학교 공과대학 기계설계학과

** 정회원, 서울산업대학 기계설계학과

*** 정회원, 서울대학교 대학원

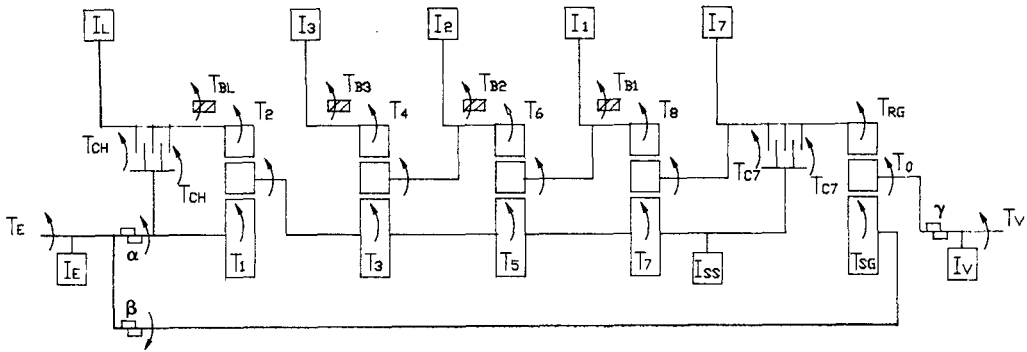


Fig. 1 Modeling of transmission system

밴드클러치가 5개의 유성기어군을 구축하여 필요한 변속비를 결정한다. 그러므로 정확한 변속특성을 알아 보기 위하여 엔진-변속장치-차량계를 변속특성에 가장 큰 영향을 미치는 변속기어를 중심으로 상세하게 Fig. 1과 같이 모델링하였으며 각 부분의 운동방정식은 다음과 같다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - \alpha T_{CH} - \alpha T_1 + \beta T_{SC} \quad (1)$$

$$I_L \dot{\omega}_L = T_{CH} - T_{BL} - T_2 \quad (2)$$

$$I_{SS} \dot{\omega}_{SS} = T_1 + T_2 - T_3 - T_5 - T_7 - T_{C7} \quad (3)$$

$$I_3 \dot{\omega}_3 = -T_4 - T_{B3} \quad (4)$$

$$I_2 \dot{\omega}_2 = T_3 + T_4 - T_6 - T_{B2} \quad (5)$$

$$I_1 \dot{\omega}_1 = T_5 + T_6 - T_8 - T_{B1} \quad (6)$$

$$I_7 \dot{\omega}_7 = T_7 + T_8 + T_{C7} - T_{RG} \quad (7)$$

$$I_V \dot{\omega}_0 = T_{SC} + T_{RG} - \gamma T_V \quad (8)$$

여기서 α , β , γ 는 기어비를 나타낸다.

각 유성기어군에서 선기어와 링기어의 비를 R 이라 할 때 토오크 관계식은

$$T_1 = R T_2 \quad (9)$$

$$T_3 = R T_4 \quad (10)$$

$$T_5 = R T_6 \quad (12)$$

$$T_7 = R T_8 \quad (12)$$

$$T_{SC} = R T_{RG} \quad (13)$$

또한 Fig. 2에서 보인 유성기어군에서 링기어, 행성기어, 선기어간의 각속도 관계식을 계산하면

$$\alpha R \omega_E + \omega_L = (1+R) \omega_{SS} \quad (14)$$

$$R \omega_{SS} + \omega_3 = (1+R) \omega_2 \quad (15)$$

$$R \omega_{SS} + \omega_2 = (1+R) \omega_1 \quad (16)$$

$$R \omega_{SS} + \omega_1 = (1+R) \omega_7 \quad (17)$$

$$-\beta R \omega_E + \omega_7 = (1+R) \omega_0 \quad (18)$$

이 성립된다.

이때 행성기어의 자전관성모멘트는 무시하였다.

3. 변속상태변화에 입각한 모델링

연구대상 차량은 CH클러치와 BL클러치중 어느 하나를 구축하여 저속, 고속의 범위를 결정하고 B1, B2, B3, B7 중 하나의 클러치를 구축하여 단수를 결정하게 된다. 이때 구체적인 변속작동과정을 분류하여 보면, 범위와 단수가 모두 결합된 상태를 상태 1, 범위만 결합된 상태를 상태 2, 범위와 단수 모두 분리된 상태를 상태 3으로 분류할 수 있으며 본 시스템의 변속과정은 상태 1 → 상태 3 → 상태 2 → 상태 1으로 완료된다.

(1) 상태 1에서의 운동방정식과 출력토크 T_0

Fig. 3의 모델링에서 각 부분 운동방정식은 다음과 같고,

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - \alpha_1 T_{RG} + \beta T_{SC} \quad (19)$$

$$I_V \dot{\omega}_0 = T_{RG} + T_{SC} - \gamma T_V \quad (20)$$

$$T_{SC} = R T_{RG} \quad (21)$$

$$-R \beta \omega_E + \alpha_1 \omega_E = (1+R) \omega_0 \quad (22)$$

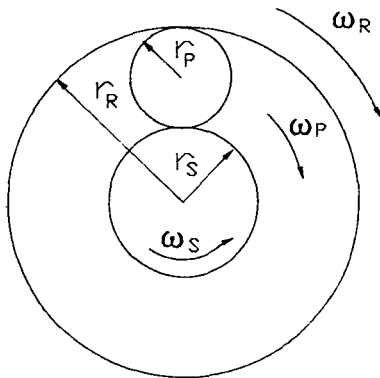


Fig. 2 Planetary gear system

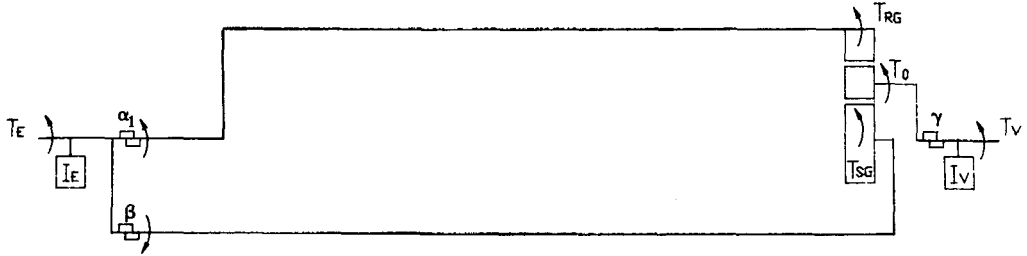


Fig. 3 Modeling of phase 1

출력토크는 다음과 같다.

$$T_o = (R+1) \frac{\begin{vmatrix} \frac{\alpha_1 - \beta R}{R+1} I_V - \gamma T_V & I_E \\ I_E & T_E \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \frac{\alpha_1 - \beta R}{R+1} I_V - (R+1) & \\ I_E & -R \end{vmatrix}}$$

$$= (R+1) \frac{(\alpha_1 - \beta R) I_V T_E + (R+1) I_E \gamma T_V}{(\alpha_1 - \beta R)^2 I_V + (R+1)^2 I_E} \quad (23)$$

(2) 상태 2에서의 운동방정식과 출력토크 T_o

Fig. 4의 모델링에서 각 부분 운동방정식은 다음

과 같고,

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - \alpha_2 (T_3 + T_5 + T_7) - T_{C7} + \beta T_{SG} \quad (24)$$

$$I_3 \dot{\omega}_3 = -T_4 - T_{B3} \quad (25)$$

$$I_2 \dot{\omega}_2 = T_3 + T_4 - T_6 - T_{B2} \quad (26)$$

$$I_1 \dot{\omega}_1 = T_5 + T_6 - T_8 - T_{B1} \quad (27)$$

$$I_7 \dot{\omega}_6 = T_7 + T_8 + T_{C7} - T_{RG} \quad (28)$$

$$I_V \dot{\omega}_0 = T_{RG} + T_{SG} - \gamma T_V \quad (29)$$

$$T_3 = R T_4 \quad (30)$$

$$T_5 = R T_6 \quad (31)$$

$$T_7 = R T_8 \quad (32)$$

$$T_{SG} = R T_{RG} \quad (33)$$

$$\omega_1 = \frac{\alpha_2 R (R+1)}{(R+1)^2} \omega_E + \frac{1}{(R+1)^2} \omega^3 = K_1 \omega_E + K_2 \omega_3 \quad (34)$$

$$\omega_7 = \frac{\alpha_2 R (R^2 + 3R + 3)}{(R+1)^3} \omega_E + \frac{1}{(R+1)^3} \omega^3 = K_3 \omega_E + K_4 \omega_3 \quad (35)$$

$$\omega_0 = \left\{ -\frac{\beta R}{(R+1)} + \frac{\alpha_2 R (R^2 + 3R + 3)}{(R+1)^4} \right\} \omega_E + \frac{1}{(R+1)^4} \omega^3 = K_5 \omega_E + K_6 \omega_3 \quad (36)$$

$$\omega_2 = \frac{\alpha_2 R}{(R+1)} \omega_E + \frac{1}{(R+1)} \omega_3 = K_7 \omega_E + K_8 \omega_3 \quad (37)$$

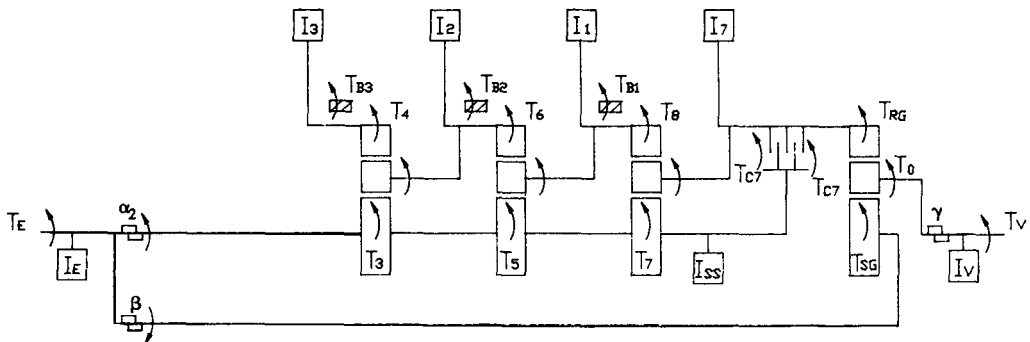


Fig. 4 Modeling of phase 2

Cramer의 법칙을 이용하여 출력토크 T_o 를 구하면

$$T_o = (R+1) \frac{\begin{vmatrix} I_V K_5 & I_V K_6 & 0 & 0 & 0 & -\gamma T_V \\ I_7 K_3 & I_7 K_4 & 0 & 0 & -(R+1) & T_{C7} \\ I_1 K_1 & I_1 K_2 & 0 & -(R+1) & 1 & -T_{B1} \\ I_2 K_7 & I_2 K_8 & -(R+1) & 1 & 0 & -T_{B2} \\ 0 & I_3 & 1 & 0 & 0 & -T_{B3} \\ I_E & 0 & \alpha_2 R & \alpha_2 R & \alpha_2 R & T_E - T_{C7} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} I_V K_5 & I_V K_6 & 0 & 0 & 0 & -(R+1) \\ I_7 K_3 & I_7 K_4 & 0 & 0 & -(R+1) & 1 \\ I_1 K_1 & I_1 K_6 & 0 & -(R+1) & 1 & 0 \\ I_2 K_7 & I_2 K_8 & -(R+1) & 1 & 0 & 0 \\ 0 & I_3 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ I_E & 0 & \alpha_2 R & \alpha_2 R & \alpha_2 R & -\beta R \end{vmatrix}} \quad (38)$$

(3) 상태 3에서의 운동방정식과 출력토크 T_o

상태 3에서의 모델링은 Fig. 1과 같으며 운동방정식도 식(1)에서 식(13)까지 같고 각속도 관계식은 다음과 같다.

$$\omega_{SS} = \frac{\alpha R}{(R+1)} \omega_E + \frac{1}{(R+1)} \omega_L = C_1 \omega_E + C_2 \omega_L \quad (39)$$

$$\omega_2 = \frac{\alpha R}{(R+1)^2} \omega_E + \frac{R}{(R+1)^2} \omega_L + \frac{1}{(R+1)} \omega_3 = C_3 \omega_E + C_4 \omega_L + C_5 \omega_3 \quad (40)$$

$$\omega_1 = \frac{\alpha R^2 (R+2)}{(R+1)^3} \omega_E + \frac{R(R+2)}{(R+1)^3} \omega_L + \frac{1}{(R+1)^2} \omega_3 = C_6 \omega_E + C_7 \omega_L + C_8 \omega_3 \quad (41)$$

$$\omega_7 = \frac{\alpha R^2 (R^2 + 3R + 3)}{(R+1)^4} \omega_E + \frac{R(R^2 + 3R + 3)}{(R+1)^4} \omega_L + \frac{1}{(R+1)^3} \omega_3 = C_9 \omega_E + C_{10} \omega_L + C_{11} \omega_3 \quad (42)$$

$$\begin{aligned} \omega_0 &= \left\{ -\frac{\beta R}{(R+1)} + \frac{\alpha R^2 (R^2 + 3R + 3)}{(R+5)^5} \right\} \omega_E + \frac{R(R^2 + 3R + 3)}{(R+1)^5} \omega_L + \frac{1}{(R+1)^4} \omega_3 \\ &= C_{12} \omega_E + C_{13} \omega_L + C_{14} \omega_3 \end{aligned} \quad (43)$$

Cramer의 법칙을 이용하여 출력토크 T_o 를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{vmatrix} I_V C_{12} & I_V C_{13} & I_V C_{14} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\gamma T_V \\ I_7 C_9 & I_7 C_{10} & I_7 C_{11} & 0 & 0 & 0 & -(R+1) & -T_{C7} \\ I_1 C_6 & I_1 C_7 & I_1 C_8 & 0 & 0 & -(R+1) & 1 & -T_{B1} \\ I_2 C_3 & I_2 C_4 & I_2 C_5 & 0 & -(R+1) & 1 & 0 & -T_{B2} \\ 0 & 0 & I_3 & 0 & 1 & 0 & 0 & -T_{B3} \\ I_{SS} C_1 & I_{SS} C_2 & 0 & -(R+1) & R & R & R & -T_{C7} \\ 0 & I_L & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & T_{CH} - T_{BL} \\ I_E & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & T_E - \alpha T_{CH} \end{vmatrix}$$

$$T_o = (R+1) \quad (44)$$

$I_v C_{12}$	$I_v C_{13}$	$I_v C_{14}$	0	0	0	0	$-(R+1)$
$I_7 C_9$	$I_7 C_{10}$	$I_7 C_{11}$	0	0	0	$-(R+1)$	1
$I_1 C_6$	$I_1 C_7$	$I_1 C_8$	0	0	$-(R+1)$	1	0
$I_2 C_3$	$I_2 C_4$	$I_2 C_5$	0	$-(R+1)$	1	0	0
0	0	I_3	0	1	0	0	0
$I_{SS}C_1$	$I_{SS}C_2$	0	$-(R+1)$	R	R	R	0
0	I_L	0	1	0	0	0	0
I_E	0	0	1	0	0	0	$-\beta R$

4. 수치해석

본 연구대상 변속장치 시스템 동적거동, 즉 기어 변속시 발생하는 과도현상을 알아보기 위하여 수치 해석 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램의 흐름도는 Fig. 5와 같다.

이때, Runge-Kutta법을 이용하여 미분방정식의 해를 구하였고 아래 가정을 이용하였다.

(1) 다관 클러치

다관 클러치에 의하여 발생하는 클러치토크 T_c 는 다음과 같다.

$$T_c = \mu F_n n (2/3) (R_o^3 - R_i^3) / (R_o^2 - R_i^2) \quad (45)$$

여기서,

μ : 마찰계수

n : 접촉면의 수

R_o : 접촉면의 바깥지름

R_i : 접촉면의 안지름

F_n : 클러치면의 작용력

(2) 밴드 클러치

밴드클러치에 의하여 발생하는 클러치토크 T_c 는 다음과 같다.

$$T_c = F_a R_a (exp(\mu\theta) - 1) \quad (46)$$

여기서,

R_a : 드럼의 반경

F_a : 작용력

θ : 접촉각

(3) 마찰계수

마찰계수는 정마찰계수와 동마찰계수의 변화를 Fig. 6과 같이 고려하였고 그 식은 다음과 같이 대수감소의 형태로 모델링하였다.

$$\mu = (\mu_s - \mu_k) exp(-\Delta V / V_s) + \mu_k \quad (47)$$

여기서,

μ_s : 정마찰계수

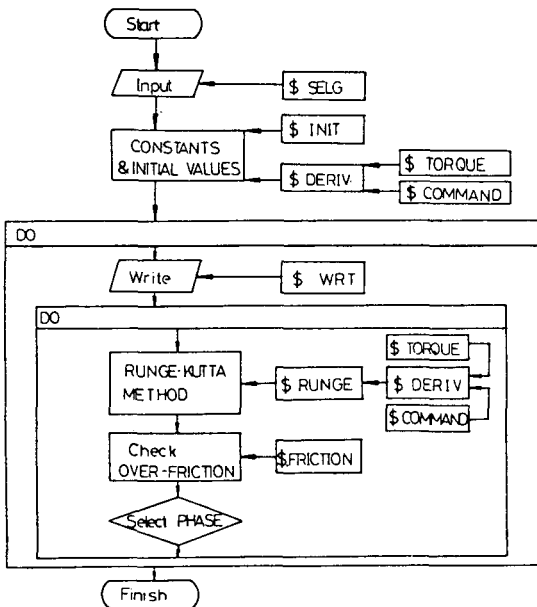


Fig. 5 Flow chart of the simulator program

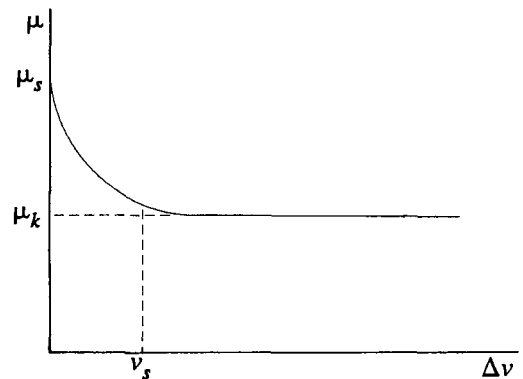


Fig. 6 Variation of coefficient of friction

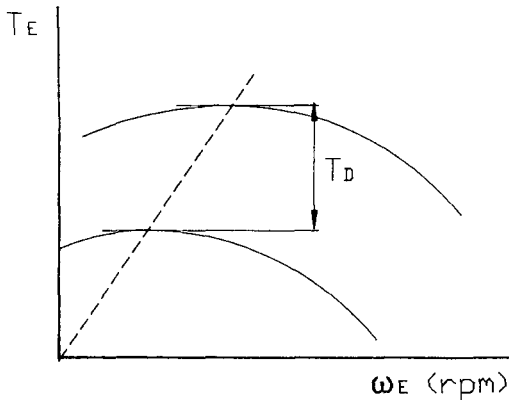


Fig. 7 Variation of engine torque T_E

μ_k : 동마찰계수

ΔV : 마찰면에서의 상대속도

(4) 엔진토크 T_E

변속시 운전자에 의해 스로틀 밸브를 달아주는 딥스로틀(dip-throttle)을 고려하고 엔진성능곡선을 이용하여 엔진토크 T_E 의 변화를 Fig. 7와 같이 엔진회전속도의 2차함수로 모델링하였다.

$$T_E = a(\omega_E - b(1 - T_D/c))^2 + c - T_D \quad (48)$$

여기서,

T_D : 딥스로틀량

a, b, c : 상수

(5) 주행저항 T_V

주행저항은 상단변속시에는 차체가 가속되어 일정속도에 도달하면 변속하고 변속후의 속도가 등속이 되도록 계산하고 하단변속시에는 차체가 저항에 의하여 감속되면 변속하여 변속후에는 등속이 되도록 결정하였다.

(6) 유압실린더 압력

유압실린더 압력은 주행시 각 클러치를 고정할 수 있는 클러치토크를 역산하여 계산한다. 필요 클러치토크를 상태 1에서 식(19) (21)에 의하여

$$T_C = T_E / (\alpha - \beta R) \quad (49)$$

그리고 식(46)에 의하여 필요실린더 압력은 다음식과 같다.

$$P_C = \frac{T_{RC}}{R_d A (e^{2\pi\mu} - 1)} \quad (50)$$

여기서 A 는 실린더의 단면적을 나타낸다.

그러나, 실제로는 정상상태에서 링기어에 작용하는 토크의 동적변화로 인하여 실린더 압력에 의한 클러치토크와 실린더 압력은 계산된 값보다 일정 비율이상 크게 잡는다.

5. 수치해석 결과 및 토의

변속시 각 클러치의 작동은 유압의 변화에 의해 연결되어 있는 2개의 클러치를 풀었다가 일정시간이 경과된 후 2개의 다른 클러치를 잡으므로써 변속이 완료된다. 그 일정한 시간을 변속시간이라 한다.

(1) 상단변속의 경우

Fig. 8부터 Fig. 11까지는 6단에서 7단으로 상단 변속할 때 시간의 경과에 따른 변속장치 출력토크 T_o 와 엔진토크 T_E (각 그림의 (a))와 각 클러치 마찰면에서의 상대속도(각 그림의 (b)-NH rel, N7 rel은 CH, C7클러치 마찰면, N3 rel은 B3 밴드와 드럼사이의 상대속도)를 나타낸다. 변속시간을 0.1초, 0.2초, 0.5초, 1.0초로 변화시키므로써 발생하는 토크의 변화와 상대속도의 변화를

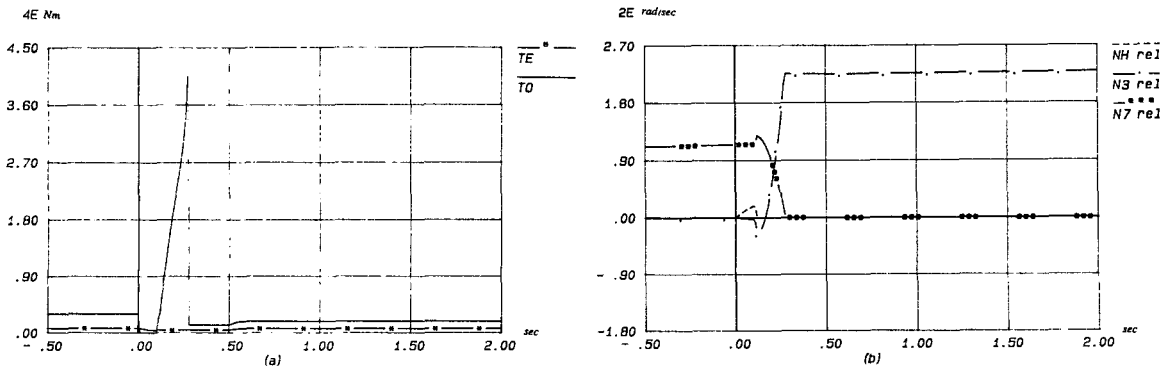


Fig. 8 Shift characteristics when gear change upshift (6~7) $t=0.1\text{sec}$ $T_d=-300\text{Nm}$

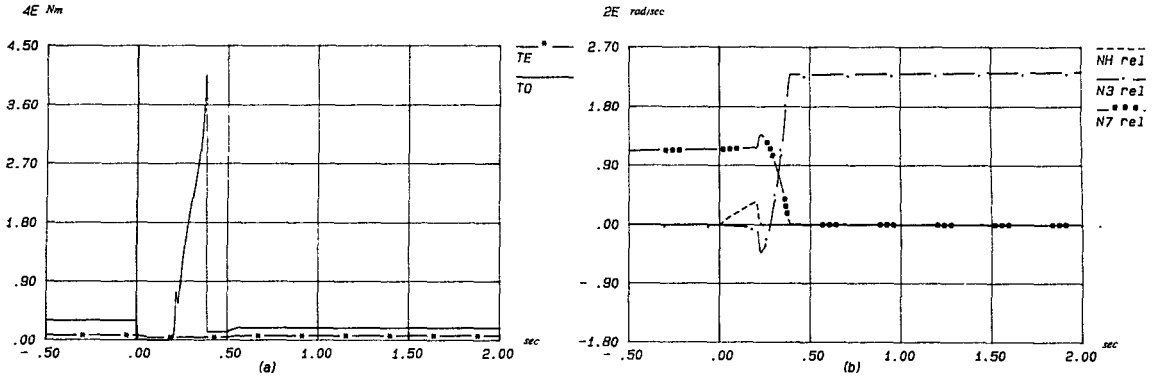


Fig. 9 Shift characteristics when gear change upshift (6~7) $t=0.2\text{sec}$ $T_d=-300\text{Nm}$

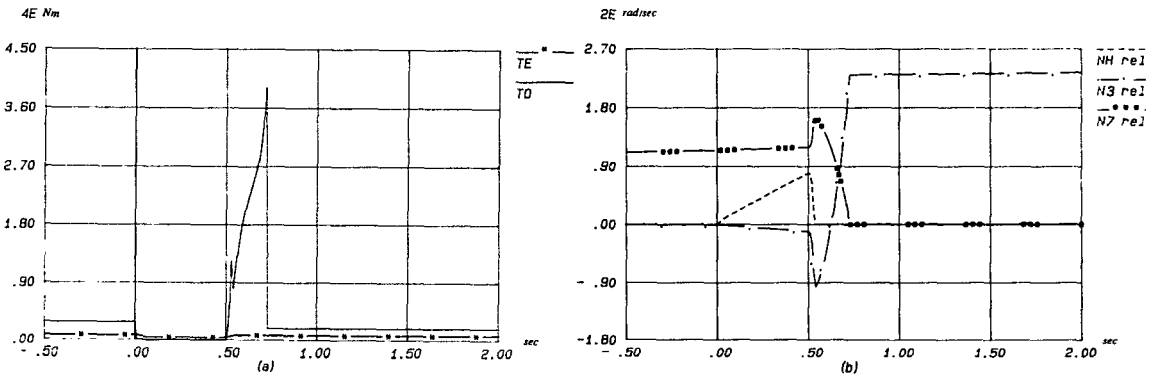


Fig. 10 Shift characteristics when gear change upshift (6~7) $t=0.5\text{sec}$ $T_d=-300\text{Nm}$

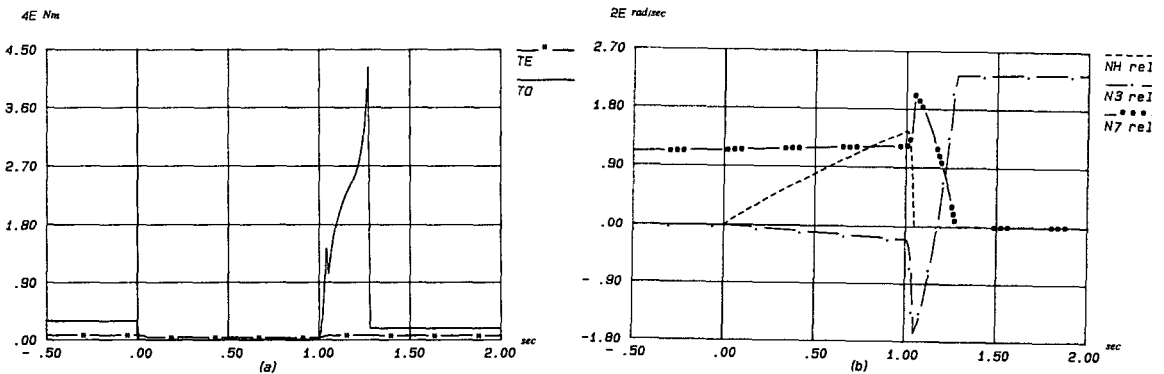


Fig. 11 Shift characteristics when gear change upshift (6~7) $t=1.0\text{sec}$ $T_d=-300\text{Nm}$

관찰하였다. 이때 일정시간동안 엔진의 스톱을 밸브를 닫아서 300Nm만큼 덩 스톱을 하였다.

이의 결과로서 상단변속에서는 변속시간을 증가시킬수록 순간 최대 출력 토크가 약간 증가되고 각 클러치의 상대속도도 큰 폭으로 증가됨을 관찰할 수 있다. 이는 변속시간이 길어지면 클러치 상

대속도가 커지고 이것을 고정시키기 위해서는 큰 토크가 필요하기 때문이다. 이와 동시에 클러치에서 미끄럼이 발생하는 시간도 길어지게 된다.

즉, 상단변속에서는 변속시간이 각충격량(토크×시간)에 커다란 영향을 미치는 요소이지만 변속시간의 변화에 따른 최대토크의 변화는 그다지

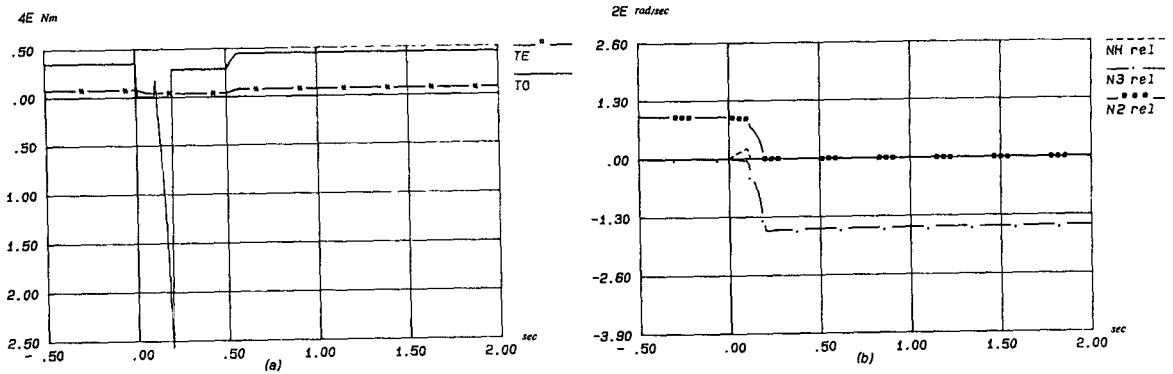


Fig. 12 Shift characteristics when gear change downshift (6~5) $t=0.1\text{sec}$ $T_d=-100\text{Nm}$

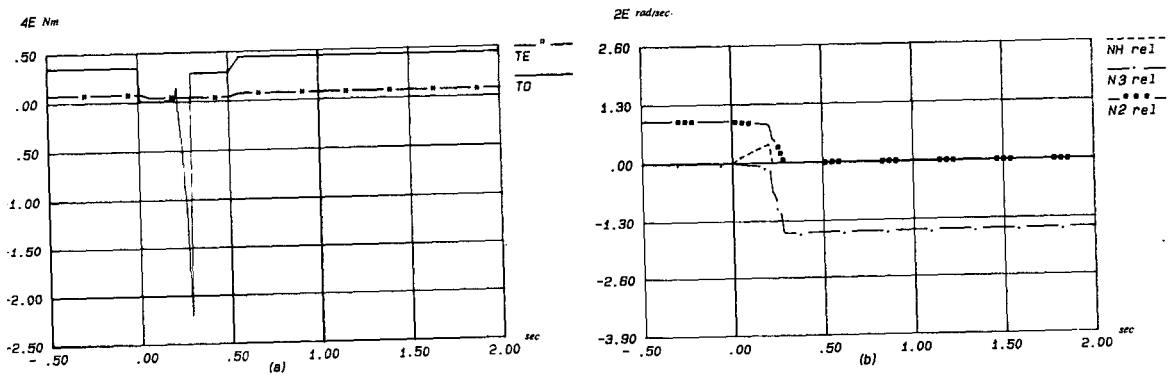


Fig. 13 Shift characteristics when gear change downshift (6~5) $t=0.2\text{sec}$ $T_d=-100\text{Nm}$

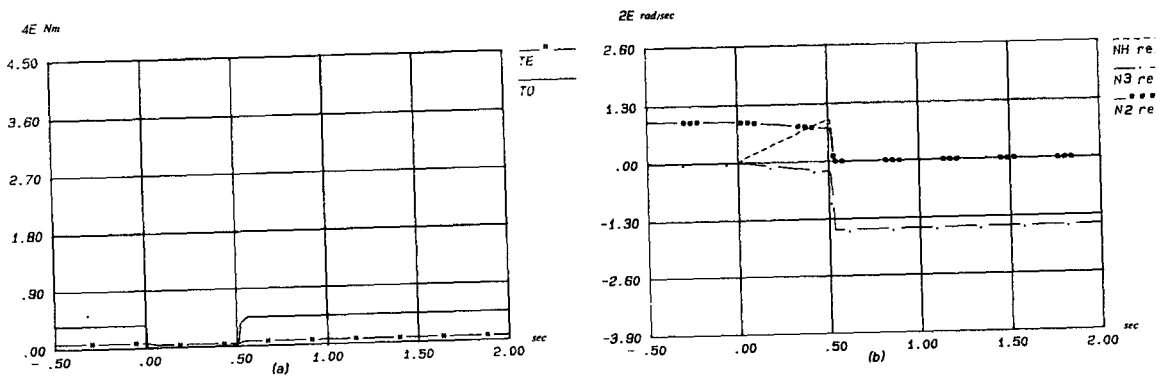


Fig. 14 Shift characteristics when gear change downshift (6~5) $t=0.5\text{sec}$ $T_d=-100\text{Nm}$

크지 않음을 보여 주고 있다.

(2) 하단변속의 경우

Fig. 12부터 Fig. 15까지는 6단에서 5단으로 하단 변속할때 시간의 경과에 따른 변속장치 출력토크 T_o 와 엔진토크 T_e 의 변화(각 그림의 (a))와 각 클러치 마찰면에서의 상대속도(각 그림의 (b)-NH

rel은 CH 클러치 마찰면, N2 rel, N3 rel는 B2, B3밴드와 드럼사이의 상대속도)를 나타내었고 변속특성을 살펴보기 위하여 변속시간을 0.1초, 0.2초, 0.5초, 1.0초로 하여 수치계산을 수행하였다. 모든 수치해석 결과를 일정시간동안 100Nm 덤프로틀하여서 실행하였다.

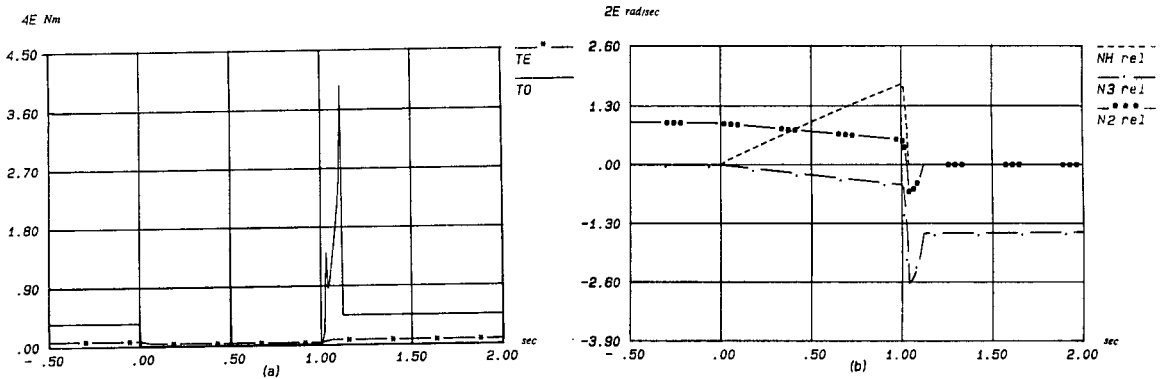


Fig. 15 Shift characteristics when gear change downshift (6~5) $t=1.0\text{sec}$ $T_d=-100\text{Nm}$

일반적으로 시간이 매우 짧은 변속시간에서의 하단변속시에는 역토크의 발생이 관찰되는데, 이는 변속전후의 차체속도가 일정하다고 가정할때 기어의 증가로 상당엔진회전속도가 증가하여야 하므로 역토크가 걸리게 된다. 하단변속에서는 변속시간이 짧을수록 커다란 역토크가 걸리게 된다. 하단변속에서는 변속시간이 짧을수록 커다란 역토크가 걸리다가 변속시간이 길어지면 점점 그 크기가 감소하다가 어느 근방에서 정토크가 걸리기 시작하여 변속시간이 길어지면 최대토크의 크기가 커지고 있음을 관찰할 수 있다. 이러한 경계점인 임계시간에서는 매우 작은 크기의 출력토크가 작용하므로 원활한 변속이 가능케하고 있다.

즉, 하단변속에서는 변속시간이 변속특성에 영향을 가장 크게 미치는 요소로 작용하고 있음을 보여준다.

(3) 유압실린더의 압력변화의 영향
식 (49)와 (50)에 의하여 계산된 유압실린더내의

압력은 Table 1과 같다.

Fig. 16~Fig. 18(각 그림 (b)에서 NL rel, N2 rel, N3 rel는 BL, B2, B3밴드와 드럼사이의 상대속도)는 2단에서 3단으로의 상단변속시 변속시간이 0.2초이고, 유압실린더 내의 압력이 현재 사용압력

Table 1 Computed clutch torque and chamber pressure ($T_E=800\text{Nm}$)

	Clutch torque (Nm)		Chamber pressure (N/m)	
	Range T_c	Clutch T_c	Range P_c	Clutch P_c
1	1635.59	5539.11	2186176	3627387
2	1226.71	1717.41	1639656	1970043
3	1132.64	865.36	1513919	1364651
4	306.23	1037.07	131146	679144
5	287.61	402.66	200188	461886
6	282.12	215.55	196364	339904
7	275.79	391.34	191959	272389

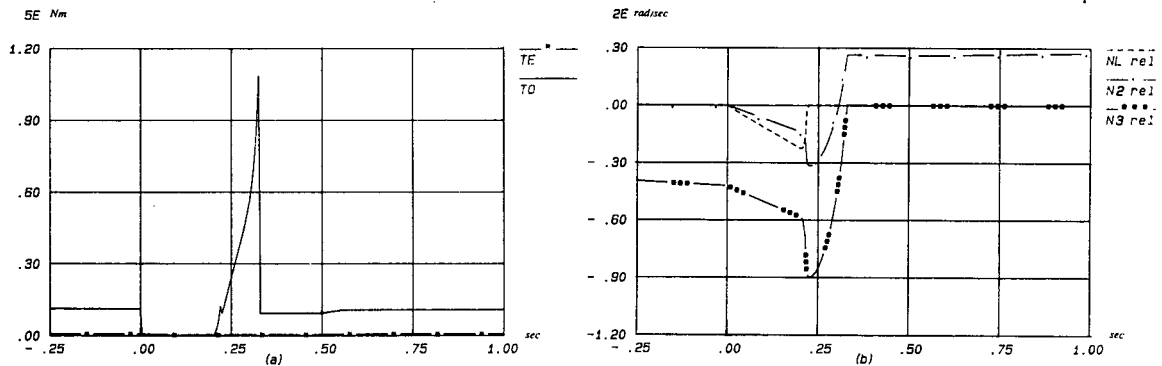


Fig. 16 Shift characteristics when gear change upshift (2~3) $t=0.2\text{sec}$ P : used

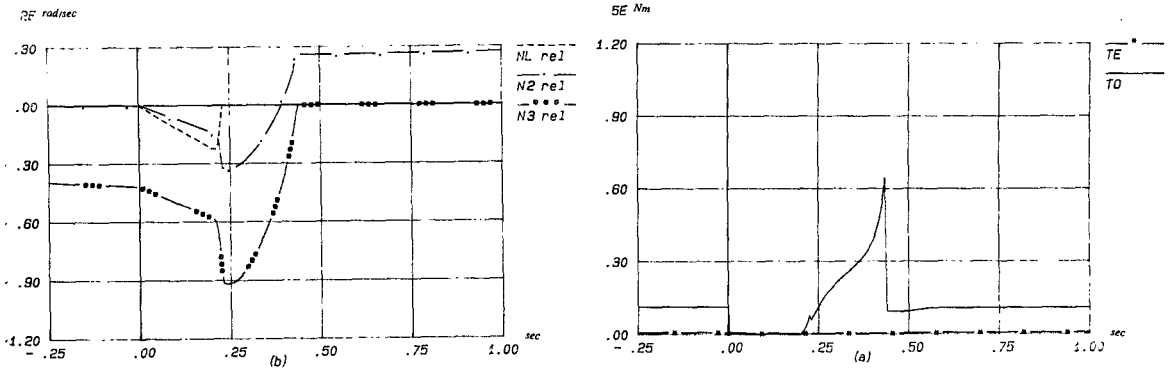


Fig. 17 Shift characteristics when gear change upshift (2~3) $t=0.2\text{sec}$ $P : \text{cal}$

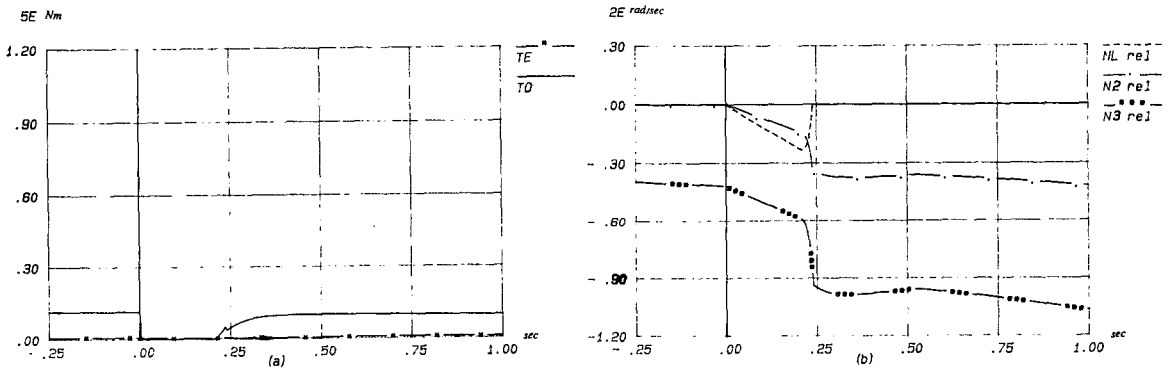


Fig. 18 Shift characteristics when gear change upshift (2~3) $t=0.2\text{sec}$ $P : 1/2\text{cal}$

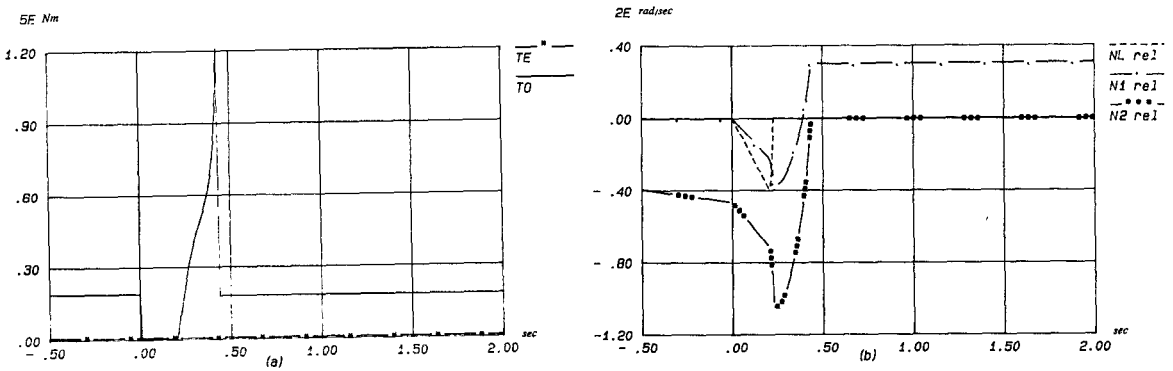


Fig. 19 Shift characteristics when gear change upshift (1~2) $t=0.2\text{sec}$ $T_d=0\text{Nm}$

인 4200000N/m으로 하였을때, 계산상의 적정압력인 2000000N/m일때와 필요압력의 1/2로 하였을때의 결과이다.

실린더 내의 압력이 적정압력에 가까울수록 최대 출력토크의 값이 현저히 작아지고 필요압력보다 작은 경우에는 완전한 결합이 이루어지지 않고 미

끄럼 상태가 계속됨을 알 수 있다.

유압 실린더내의 압력이 변속특성에 커다란 영향을 미치는 요소로 작용함을 알 수 있다. 물론 압력이 낮을수록 미끄럼이 일어나는 시간이 증가하므로 내구성문제를 고려하여 적정한 압력이 결정되어야 할 것이다.

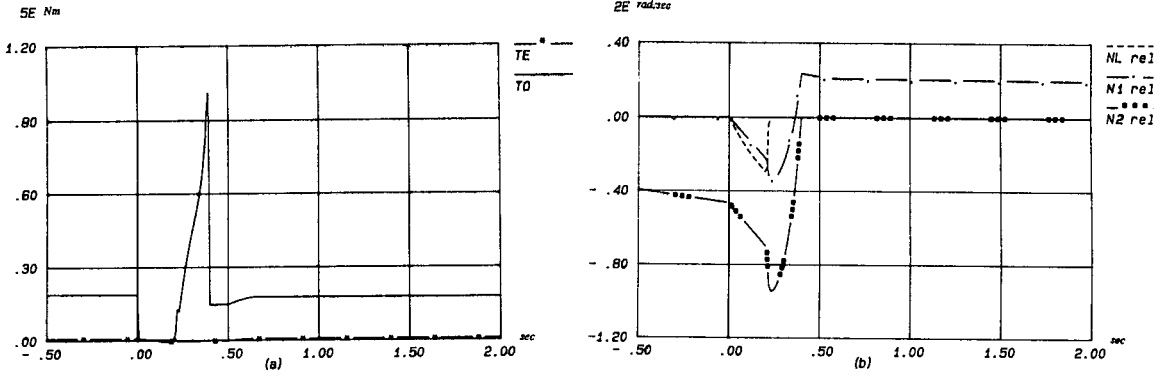


Fig. 20 Shift characteristics when gear change upshift (1~2) $t=0.2\text{sec}$ $T_d = -700\text{Nm}$

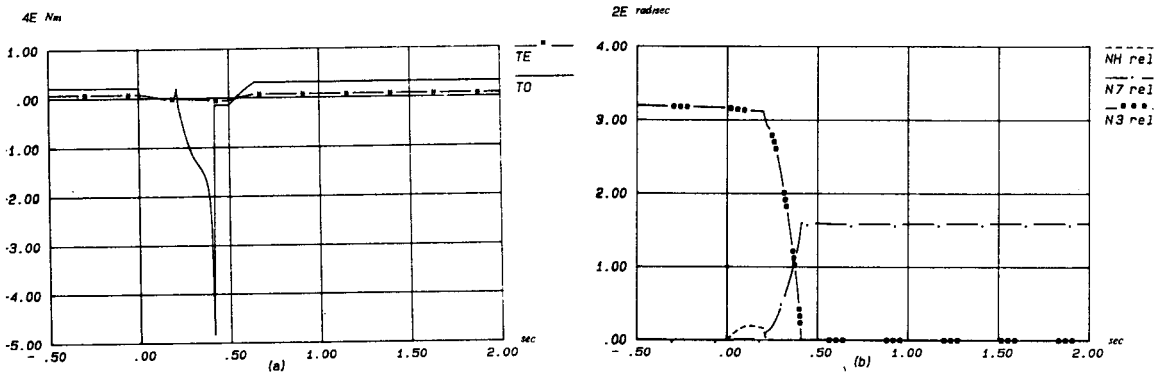


Fig. 21 Shift characteristics when gear change downshift (7~6) $t=0.2\text{dec}$ $T_d = -700\text{Nm}$

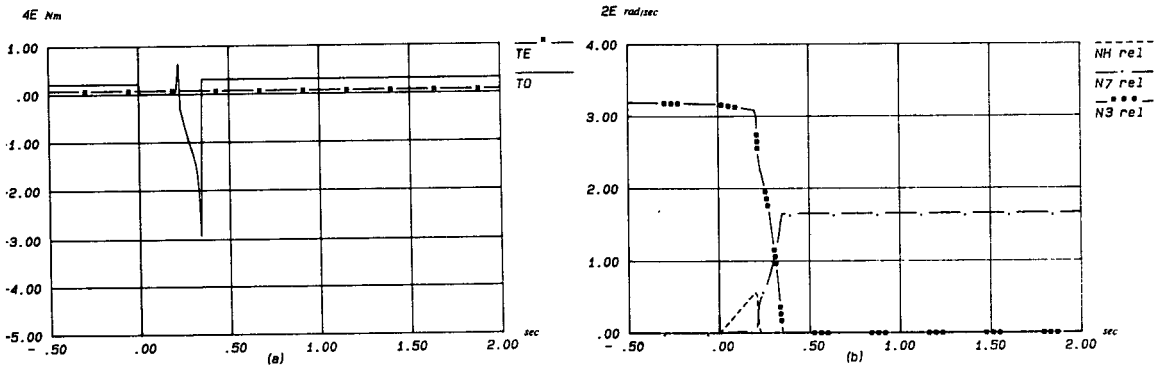


Fig. 22 Shift characteristics when gear change downshift (7~6) $t=0.2\text{sec}$ $T_d = 0\text{Nm}$

(4) 딥 스톱들의 영향

Fig. 19, Fig. 20(각 그림 (b)에서 NL rel, N2, rel, N3 rel는 BL, B2, B3밴드와 드림사이의 상대 속도)는 딥 스톱들의 영향을 알아보기 위하여 1단에서 2단으로 상단 변속시 변속시간을 0.2초로 하여 딥 스톱량을 0Nm(딥 스톱을 하지 않음), 700Nm로 하였을 때의 결과이다. 딥 스톱들을 행함으로서

최대출력토크가 줄어들며 동시에 미끄럼이 일어나는 시간과 상대 속도도 줄어들었음을 알 수 있다.

그러나, Fig. 21과 Fig. 22의 경우는 변속시간을 0.2초로 하여 7단에서 6단으로 하단변속할때로서 역토크가 걸리는 경우에는 딥 스톱들이 오히려 더 큰 역토크가 걸리게 하고 있고 100Nm만큼

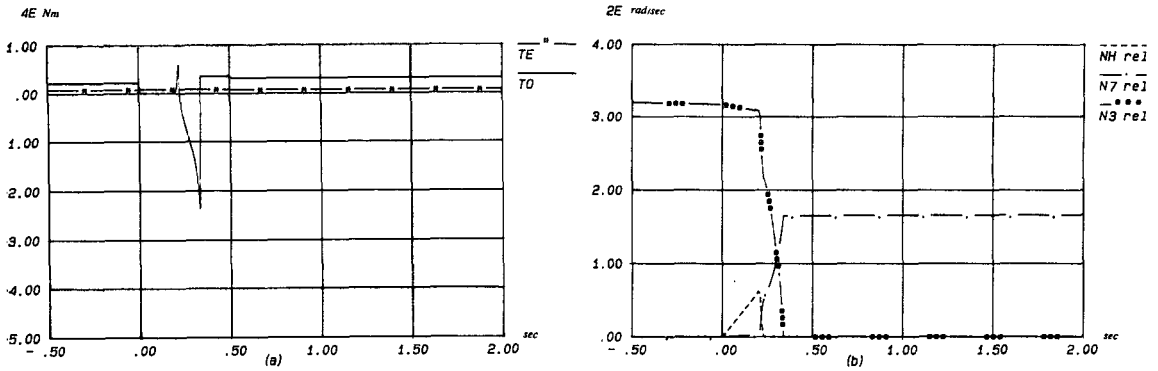


Fig. 23 Shift characteristics when gear change downshift (7-6) $t=0.2\text{sec}$ $T_a=100\text{Nm}$

블립스로트를 하는 경우에는 최대토크가 작아지고 있음을 Fig. 23에서 관찰할 수 있다.

같은 조건 즉, 같은 피스톤 유압 같은 변속시간인 경우에는 정토크가 걸리면 딥스로트, 역토크가 걸리는 경우에는 블립스로트를 하는 것이 유리함을 알 수 있다.

7. 결 론

변속 시스템의 동적성능 해석으로부터 얻어진 주요 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 상단변속의 경우, 변속시간이 길어지면 길어질수록 각충격량(토크×시간)이 과대하여지고 클러치가 결합할때의 상대속도도 크게 증가하여 원활한 변속이 이루어지지 않는다.

(2) 하단변속의 경우, 변속시간이 매우 짧으면 과대한 역토크가 발생되며 변속시간이 증가하면 그 역토크의 크기가 줄어들었다가 어느 임계시간이 지나면 다시 정(positive)방향의 토크가 작용하기 시작하여 시간이 경과할수록 이 크기가 증가한다.

(3) 유압실린더의 압력이 과대하면 변속시 발생하는 최대토크가 과대하여지고, 압력이 작아지면 최대토크가 감소하나 미끄럼이 발생하는 시간이 길어진다. 그리고 압력이 과소하면 완전한 결합이 이루어지지 않는다.

(4) 딥 스톱을 하면 상단변속에서 최대토크가 감소하고 미끄러지는 시간도 줄어드는 것을 알 수 있다. 그러나 하단변속에서 역토크가 걸리는 경우에는 딥 스톱이 역으로 최대토크를 증가시키므로 블립 스톱을 해줌으로써 최대토크를 감소시킬 수 있다.

후 기

이 연구에 많은 도움을 준 대전기계창의 박상희 실장, 서울대 한동철 교수와 연세대 박영필 교수에 감사한다.

이 연구는 대우중공업(주) 및 한국과학재단의 연구비 지원하에 이루어졌으며 관계자에 감사한다.

참 고 문 헌

- (1) B. E. Cartwright, 1973, "Design Practices-Passenger Car Automatic Transmission", SAE, New York.
- (2) T. Ishihara, M. Oya, H. Nishikawa and K. Suzuki, 1968, "Transient Characteristics of Automatic Transmission during Gear Ratio Changing", The 12th FISITA Congress 1-13.
- (3) T. Ishihara, S. Inun, 1970, "Testing Method for Automatic Transmission during Gear Change", The 13th FISITA Congress 1-25.
- (4) M. A. Shahin, 1984, "A Numerical Technique for Theoretical Analysis of Transmission System", C148/84, IMECHE, pp. 107-111.
- (5) T. Hitaka, Y. Terauchi and Kunio Ishioka, 1976, "Dynamic Behavior of Planetary Gear", Bulletin of the JSME, Vol. 19, No. 138, pp. 1563-1570.
- (6) R. August, R. Kasuba, 1986, "Torsional Vibration and Dynamic Loads in Basic Planetary Gear System", Transaction of the ASME, Vol. 108, pp. 348-353.
- (7) L. P. Ludwing, 1959, "Engagement Characteristics of Wet Type Clutches", SAE Transactions, Vol. 67, pp. 391-400.
- (8) B. R. Burgan, 1984, "Wet Clutch Energy Calculation", SAE Paper, No. 841067.