

<논문> SAE NO. 943761

자동변속장치의 간접식 과도토크 제어기 설계에 관한 연구

A Study on the Design of an Indirect Shift Transient Torque Controller
for an Automatic Power Transmission System

정 헌 술,* 이 교 일**
H. S. Jung K. I. Lee

ABSTRACT

Due to the increasing demands in comfortable drivability, most motor companies are developing their own unique shift controller to suppress the shift shock induced by gear change. For a typical automatic transmission system, the dynamic constraints of friction clutch was clarified for efficient program development and major factors effecting the shift transient was confirmed by simulation study. The MIMO LQG/LTR controller was designed to control the turbine and corresponding gear speed. By establishing the control strategy recalling transient response during shift the speed controller mentioned above was used as an indirect torque controller. Consequently a new concept for a systematic design method of shift controller applicable to wide-varying systems was suggested which is time efficient and cost efficient saving a lot of experimental study.

주요기술용어 : Shift Shock(변속충격), Dynamic Constraint(동적 구속조건), Friction-To-Friction Shift (마찰-마찰 변속), MIMO LQG/LTR Control(다변수 LQG/LTR 제어), Indirect Torque Control(간접식 토크 제어)

1. 서 론

자동변속장치의 연비 및 구동성능이 향상되고 안락한 운전환경에 대한 수요자의 욕구가 최근 급증하면서 자동변속기 장착차량의 비율이 점차 확대되고 있다.

자동변속기는 유성기어와 다판클러치를 사용함으로써 클러치작동의 자동화와 변속장치의 자동화가 용이해졌으며, 특히 다판클러치는 밴드

클러치에 비해 용량이 크고 작동 신뢰성이 좋아 중부하 차량에도 사용가능하다. 또한 토크컨버터는 저속에서의 토크증가 및 주행부하변동에 대한 댐핑특성을 갖고 있다. 이러한 자동변속기는 운전조작이 쉽고 운전자의 피로를 경감시키며 각 기계요소에 전달되는 진동, 충격을 흡수완화시키는 장점이 있는 반면 구조가 복잡하고 가격이 비싸며 연료소비율이 높은 단점이 있다. 특히 유단변속으로 인한 변속충격의 해소는

* 군산대학교 생산기계공학과

** 서울대학교 기계설계학과

여전히 해결되어야 할 기술적 과제이다.

마찰-마찰 변속과정에서 발생하는 변속충격을 제거하기 위한 방법으로 첫째, 여러가지 클러치 용량변조방법을 사용하여 적절한 압력형태를 만들려는 노력과 둘째, 각 운전상황 및 기어 단수에 대한 최적의 분리/접속 클러치의 타이밍을 유지하려는 노력이 병행되고 있으며, 이상적인 변속응답을 얻기 위하여 동력전달요소에 대한 정확한 특성분석과 많은 실험적 고찰이 이뤄져야 한다. 그리고 세계 유수의 자동차 제작사들은 변속과정중에 발생하는 충격을 제거하기 위하여 실험적 현상이나 일부 시스템의 정적특성에 기초한 직접 또는 간접적 방법으로 과도충격을 제어하는 고유의 방식을 채택하고 있으므로 새로운 구조의 변속장치에 적용하는데 어려움이 많다.

현재 운행중인 대부분의 자동변속기는 변속충격을 줄이기 위해 유압시스템 즉 클러치용량, 오리피스나 어쿨물레이터 등의 크기를 조절하거나 TCU(Transmission Controller Unit)로 구동되는 솔레노이드 밸브의 작동 타이밍을 조절하는 개루프방식이 사용되고 있다. 이러한 경험적인 수정, 개조로서 변속품질을 향상시키는데 한계가 있으며 많은 시간과 실험이 필요하다. 최근 선진 자동차 제작사들은 변속품질을 더욱 향상시키기 위해 독자적인 폐회로 변속제어기를 개발하고 있다.⁵⁾ 이들 제어기는 직접 토크궤환 제어기와 토크센서가 없는 간접제어기로 대별할 수 있는데 각 방식마다 다양한 양식으로 클러치압력을 제어하고 있다. 압력제어의 형태를 분류하면 일부는 속도, 기어비, 엔진출력, 토크컨버터 속도비 등 각종 센서 입력으로 부터 필요한 토크 또는 압력을 계산하여 유압액츄에이터를 제어하며, 다른 부류는 시스템 특성이나 실험적 분석 결과 현재의 주행상황에서 이상적이라 판단되는 토크나 압력 패턴을 추종하는 방식을 채택하고 있다.⁶⁾

따라서 본 연구에서는 전형적인 자동변속장치에 대하여 토크컨버터의 터빈속도를 제어함으로써 과도충격을 제어하는 새로운 개념의 변속제어기를 제안하고자 한다. 이러한 결과는 변속특성에 대한 시뮬레이션과 실험적 고찰 그리고

다변수 LQG/LTR제어에 관한 시뮬레이션 실험의 의한 것이다.

2. 동력전달장치 모델링

연구대상 시스템은 4단 자동변속기가 장착된 Off-Road 케도차량으로서 그 구조도는 Fig.1과 같다.

대상시스템의 수학적 모델을 유도하기 위해 다음과 같은 가정을 적용한다.

- ① 엔진의 동특성은 변속시 과도응답에 비해 매우 느리다.
- ② 변속기 내부 관성은 집중질량이며 강성효과를 무시한다.
- ③ 변속기의 출력축은 편의상 두개가 아닌 하나이다.
- ④ 기어나 스플라인의 백래쉬는 무시할 만큼 작다.

Fig.1에서 각 동력전달요소에 대해 모델링시 특기할 만한 고려사항은 다음과 같다.

엔진 : 차량의 초기 기동시나 급가속시에 주행 성능을 예측하기 위해서는 엔진의 동특성이 반드시 고려되어야 하지만¹⁾, 변속은 0.5초 정도의 짧은 순간에 이뤄지며 이때의 엔진 드로틀개도는 거의 일정하기 때문에 엔진의 정특성만을 고려해도 변속특성의 예측에는 무리가 없다.

다관 마찰 클러치 : 유압액츄에이터에 의해 발생하는 클러치토크는 식 (1)과 같으며, 마찰계수는 식 (2)와 같이 접촉면 상대속도의 변수로 표현된다. 여기서 A는 클러치의 단면적, n은 판의

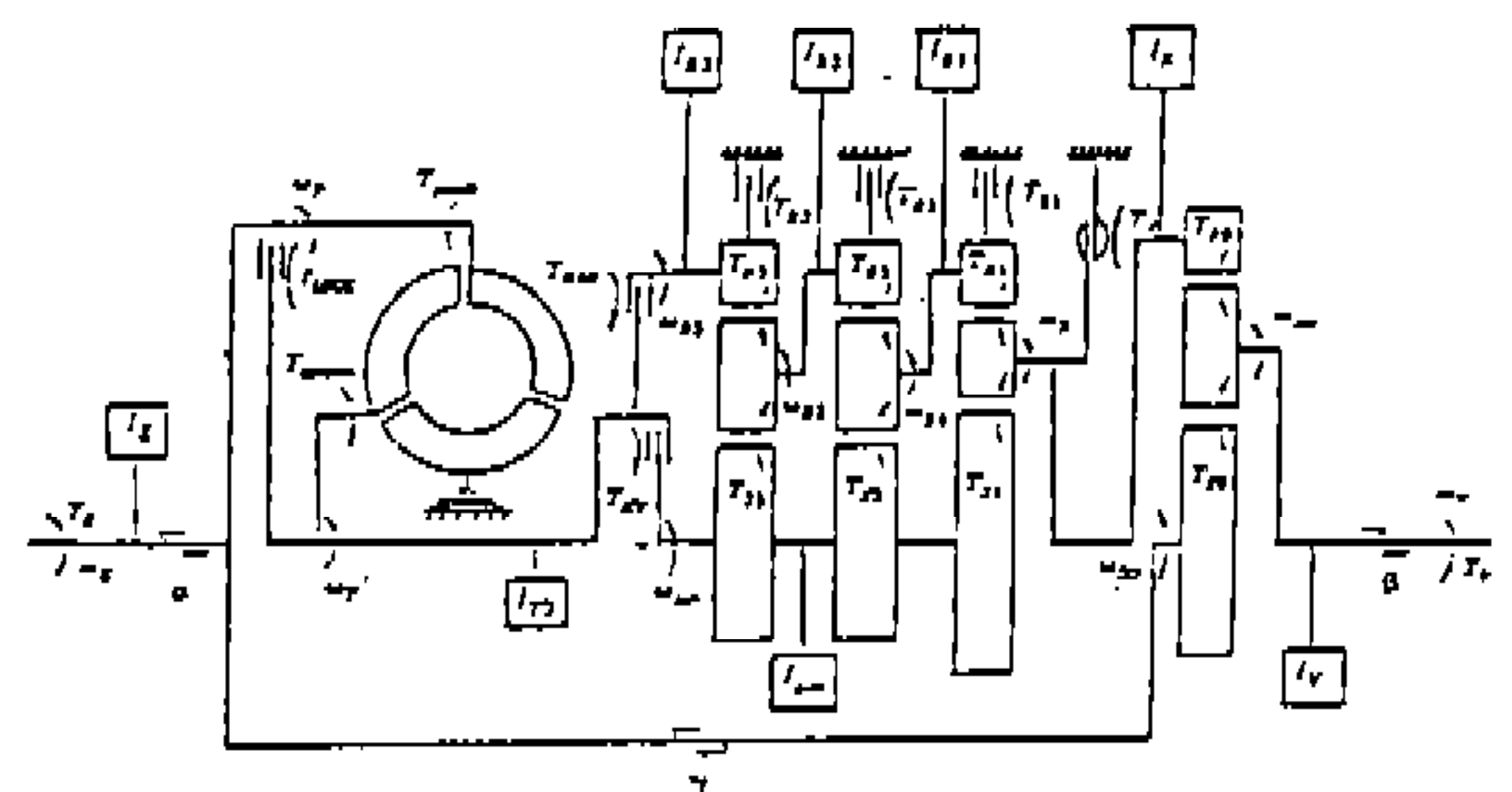


Fig.1 Schematic model of automatic transmission

갯수, R_{eq} 는 유효반경, P 는 작용압력 그리고 V_{rel} 은 클러치 접촉면 사이의 상대속도이다. 습식클러치는 Fig.2에서 1과 같이 정마찰계수가 동마찰계수보다 큰 경우가 일반적이지만 마찰재나 윤활유의 종류에 따라 2 또는 3과 같이 정마찰계수가 동마찰계수와 같거나 작아질수도 있다.

$$T_c = \mu P A n R_{eq} \quad (1)$$

$$\mu = \mu_s + \mu_d(1 - e^{-V_{rel}}) \quad (2)$$

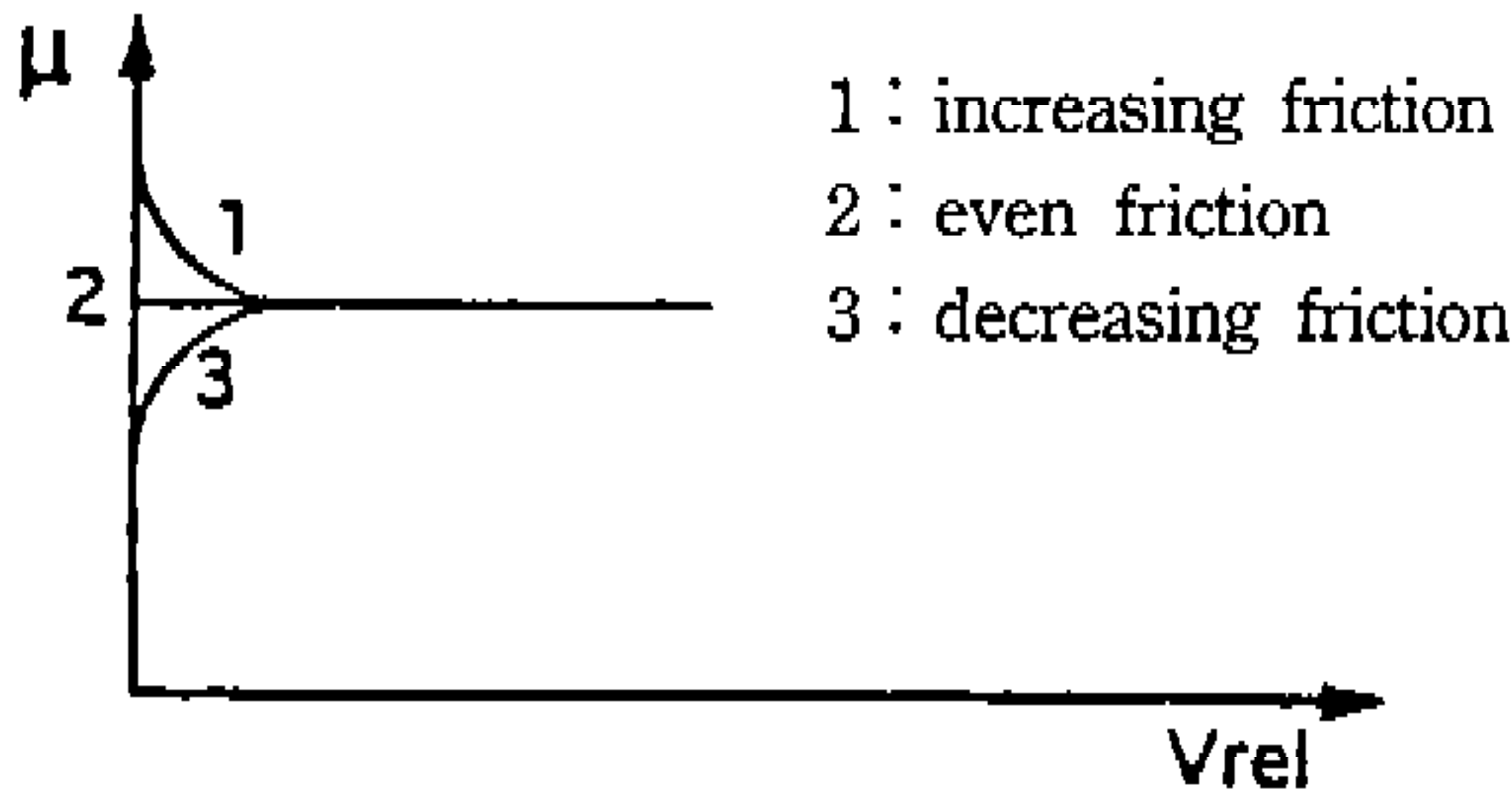
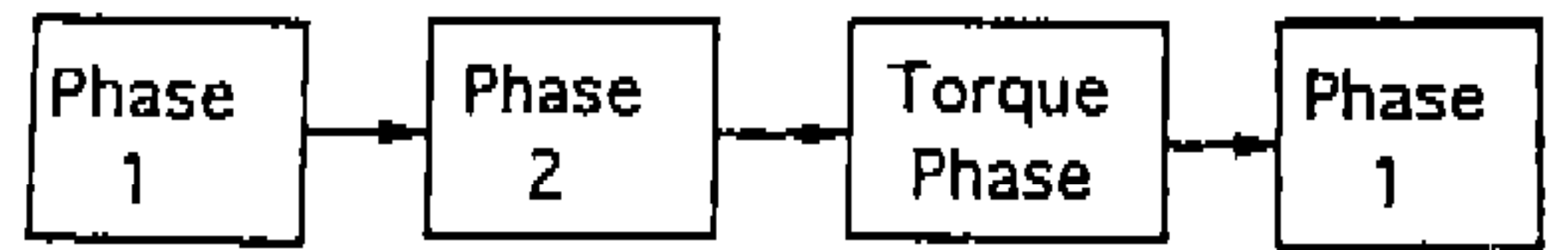


Fig.2 Friction coefficient of clutch

토오크컨버터 : 뛰어난 진동흡수 능력을 갖는 토오크비-속도비의 정적특성³⁾ 또는 내부 유체의 점사체적에 대한 모멘텀 방정식과 에너지 방정식으로 기술할 수 있다. 차량 가속성능을 더욱 정확히 예측하기 위하여 내부 유동유체의 관성을 고려한 동적모델이 사용될 수도 있다.⁴⁾ 여기서는 동력전달은 물론이고 동력의 흡수상태도 묘사할 수 있는 Tobler의 모델⁴⁾을 사용하였다.

일반적인 변속과정은 전 단계의 기어가 풀리고 다음 단계의 기어가 접속되기까지 다음 Fig.3과 같은 상태변화를 거치게 된다.

Fig.1의 시스템에 대하여 변속과정을 표현할 수 있는 Phase 2에서의 모델을 유도하면 다음 식 (3)~(9)와 같다. 여기서 $R_E (=1/\alpha)$ 와 β 는 엔진과 출력축의 기어비, T_P , T_T 는 토오크컨버터의 펌프(Pump)와 터빈(Turbine) 토오크이다. 그리고 첨자 S_i , C_i , R_i ; $i=0, 1, 2, 3$ 은 각각 i 번째 선(Sun)기어, 캐리어(Carrier), 링(Ring)기어, $B_i=1, 2, 3$ 은 i 번째 클러치 그리고 $K4R$, R , V 은 각각 4단기어, 리타더(Retarder)와 차량을 나타낸다.



Phase 1 : 동력전달을 위해 두개의 클러치가 접속

Phase 2 : 변속시 하나의 클러치만 접속

Torque Phase : 클러치 접촉면 사이에 슬립

Fig.3 Change of phase during shift

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - (T_P + T_{LU})/R_E \quad (3)$$

$$I_{T2} \dot{\omega}_T = T_T + T_{LU} - T_{K4R} - R_{S3} T_{C3} - R_{S2} T_{C2} - T_{S1} T_{C1} \quad (4)$$

$$I_{B3} \dot{\omega}_{B3} = T_{K4R} - T_{B3} - R_{R3} R_{C3} \quad (5)$$

$$I_{B2} \dot{\omega}_{B2} = T_{C3} - T_{B2} - T_{R2} T_{C2} \quad (6)$$

$$I_{B1} \dot{\omega}_{B1} = T_{C2} - T_{B1} - T_{R1} T_{C1} \quad (7)$$

$$I_R \dot{\omega}_R = T_{C1} - T_R - R_{R0} T_{C0} \quad (8)$$

$$I_V \dot{\omega}_V = T_{C0} - \beta T_V \quad (9)$$

Tobler의 토오크 컨버터 모델과 변속기어에 관한 식 (3)~(9)에 각 유성기어의 기하학적 속도관계를 적용하여 다시 정리하면, 토오크컨버터 내부 유체흐름(Q)이 양의 방향일 때 즉, $Q > 0$ 일 때 다음과 같이 자동변속장치의 변속시 동특성을 기술할 수 있는 다음 식 (10)~(14)와 같이 5차 비선형 상태방정식을 유도할 수 있다. 그리고 $Q < 0$ 일 때의 상태방정식도 이와 유사한 과정으로 유도된다.

$$I_{PE} \dot{\omega}_P = -\frac{\rho S_P}{I_{QE}} \left\{ R_{P0}^2 \omega_P^2 + R_{T0}^2 \omega_T^2 + R_{S0}^2 \omega_S^2 - R_{P0}^2 \omega_{P0} \omega_T - R_{T0}^2 \omega_T \omega_S - R_{S0}^2 \omega_S \omega_P + \rho K_{PQ1} Q^2 + K_{PP1} Q \omega_P + K_{PT1} Q \omega_T \right.$$

$$+K_{PS1} Q \omega_S - \left(\frac{S_P}{I_{PE}} + \frac{I_{QE}}{\rho S_P} \right) (R_E T_E - T_{LU})$$

$$- \left. \frac{S_T}{I_{TE}} \left(T_{O1} - \frac{C}{B} T_{O2} \right) - \frac{S_S}{I_S} T_S - P_{LOSS} \right\} \quad (10)$$

$$I_{TE} \dot{\omega}_T = - \frac{\rho S_T}{I_{QE}} \left\{ R_{P0}^2 \omega_P^2 + R_{T0}^2 \omega_T^2 + R_{S0}^2 \omega_S^2 \right.$$

$$- R_{P0}^2 \omega_P \omega_T - R_{T0}^2 \omega_T \omega_S - R_{S0}^2 \omega_S \omega_P$$

$$+ \rho K_{TQ1} Q^2 + K_{TP1} Q \omega_P + K_{TT1} Q \omega_T$$

$$+ K_{TS1} Q \omega_S - \frac{S_P}{I_{PE}} (R_E T_E - T_{LU})$$

$$- \left. \left(\frac{S_T}{I_{TE}} + \frac{I_{QE}}{\rho S_T} \right) \left(T_{O1} - \frac{C}{B} T_{O2} \right) \right.$$

$$\left. - \frac{S_S}{I_S} T_S - P_{LOSS} \right\} \quad (11)$$

$$I_S \dot{\omega}_S = - \frac{\rho S_S}{I_{QE}} \left\{ R_{P0}^2 \omega_P^2 + R_{T0}^2 \omega_T^2 + R_{S0}^2 \omega_S^2 \right.$$

$$- R_{P0}^2 \omega_P \omega_T - R_{T0}^2 \omega_T \omega_S - R_{S0}^2 \omega_S \omega_P$$

$$+ \rho K_{SQ1} Q^2 + K_{SP1} Q \omega_P + K_{ST1} Q \omega_T$$

$$+ K_{SS1} Q \omega_S - \frac{S_P}{I_{PE}} (R_E T_E - T_{LU})$$

$$- \left. \left(\frac{S_T}{I_{TE}} + \frac{I_{QE}}{\rho S_T} \right) \left(T_{O1} - \frac{C}{B} T_{O2} \right) \right.$$

$$\left. - \left(\frac{S_S}{I_S} + \frac{I_{QE}}{\rho S_S} \right) T_S - P_{LOSS} \right\} \quad (12)$$

$$B_{QE} \dot{Q} = L_F - \frac{\rho S_P^2}{I_{PE}} - \frac{\rho S_T^2}{I_{PE}} - \frac{\rho S_{2S}}{I_S} \quad (13)$$

$$B \dot{\omega}_{B3} = - \frac{\rho C S_T}{I_{TE} I_{QE}} \left\{ R_{P0}^2 \omega_P^2 + R_{T0}^2 \omega_T^2 + R_{S0}^2 \omega_S^2 \right.$$

$$- R_{P0}^2 \omega_P \omega_T - R_{T0}^2 \omega_T \omega_S - R_{S0}^2 \omega_S \omega_P$$

$$+ \rho K_{TQ1} Q^2 + K_{TP1} Q \omega_P + K_{TT1} Q \omega_T$$

$$+ K_{TS1} Q \omega_S - \frac{S_P}{I_{PE}} (R_E T_E - T_{LU})$$

$$- \left. \left(\frac{S_T}{I_{TE}} + \frac{I_{QE}}{\rho S_T} \right) \left(T_{O1} - \frac{C}{B} T_{O2} \right) \right.$$

$$\left. - \frac{S_S}{I_S} T_S + \frac{I_{TE} I_{EQ}}{\rho C S_T} - P_{LOSS} \right\} \quad (14)$$

여기서, I_{ie} , R_{i0} , S_i , $i=P, T, S$ 는 각각 토크 컨버터의 펌프, 터빈, 스테이터(Stator)의 등가 관성 모멘트, 출구직경과 형상계수이다. 그리고 K_{ij} , $i=P, T, S$ $j=P, T, S$, Q 는 토크컨버터의 매개 변수로 이뤄진 상수이고, T_{O1} , T_{O2} 은 주행저항 및 클러치 토크들로 복합된 외력 토크이며, B , C 는 기어요소들로 구성된 등가 관성모멘트이다. 이에 대한 명확한 정의는 참고문헌 (6)에 정리 되어 있다.

그런데 Fig3의 상태변화 과정에서 스테이터의 회전여부와 Phase에 따라 상태변수의 갯수가 Table 1과 같이 변하며 토크컨버터 내부 유체흐름의 방향에 따라 지배방정식이 달라진다. 그리고 Phase 2에서 스테이터가 회전할 때 가장 많은 상태변수를 갖는다.

Table 1 Number of state variable

		No. of state variable	No. of Situation
Phase 2	$\omega_S \neq 0$	5	1
	$(\omega_{B3} \neq 0)$ $\omega_S = 0$	4	2
Phase 1	$\omega_S \neq 0$	4	3
	$(\omega_{B3} = 0)$ $\omega_S = 0$	3	4

3. 전산 시뮬레이션

대상 변속장치는 Q 에 따라 지배방정식과 상태변수의 갯수가 변하는 가변구조 시스템이기

때문에 Table 1의 모든 상황을 묘사하는 시뮬레이션 프로그램을 개발하기 위해서 모두 8가지의 모델이 필요하다. 그리고 매 수치적분 단계에서 현재 상황(Situation)을 결정하여 해당 모델을 풀어야하기 때문에 많은 메모리를 사용하며 계산시간이 길어지는 등 매우 비효율적이다. 따라서 가장 많은 상태변수를 갖는 상황 1에 해당하는 식 (10)~(14)만으로 기타 모든 상황을 묘사하면서 이러한 단점을 해결하기 위하여, Fig.4에서 보듯이 두접촉면 사이에 작용하는 전달토크 T와 식 (1)의 클러치토크 T_c와의 관계를 규명하는 동적 구속조건을 다음과 같이 정리하였다.

정리 : 마찰클러치의 동적구속조건

1) 슬립상태

$$T = \text{sign}(\Delta\omega) T_c \quad (15)$$

2) 비 슬립상태

$$\begin{aligned} T &= \text{sign}(\Delta\omega) T_i \text{ when } T_c > T_i \\ T &= \text{sign}(\Delta\omega) T_c \text{ when } T_c < T_i \end{aligned} \quad (16)$$

여기서, $\Delta\omega = \omega_i - \omega_o$, T_i는 입력토크이다.

이 정리로부터 비 슬립상태에서 전달토크는 입력토크의 크기로 제한되지만 슬립상태에서는 클러치토크 T_c보다 큰 토크가 출력축에 전달될 수 있음을 예측할 수 있다. 이 정리를 상황 1의 모델에 적용하여 과도응답은 물론 클러치의 Stick-Slip 현상까지 모사가 가능한 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 변속특성을 해석하였다. 변속시 기어비의 교체로 인하여 엔진토크보다 큰 과도토크가 순간적으로 발생하며 이로 인해 Jerk 즉 종방향 가속도의 급격한 변화가 수반됨으로서 승차감 저해의 요인을 제공한다. 이러한 과도토크에 영향을 주는 주요인자를 시뮬레이션 해석을 통해 파악하였다.

클러치를 접속시키는 유압의 상승율에 대한 응답을 보면 Fig.5와 같다. 그림에는 1단에서 2단까지 주행시의 동적응답을 보였으며 지연시간 및 압력상승율의 변화는 2단변속에만 적용하여 1단에서의 응답과 비교가 용이하도록 하였다.

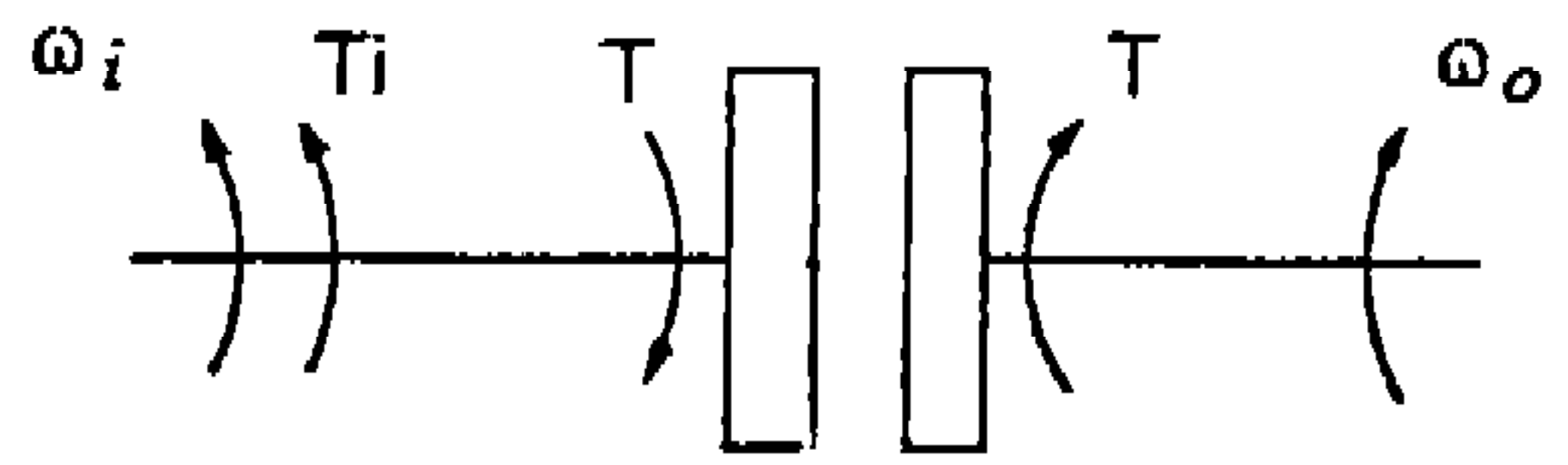


Fig.4 Dynamic constraint of friction clutch

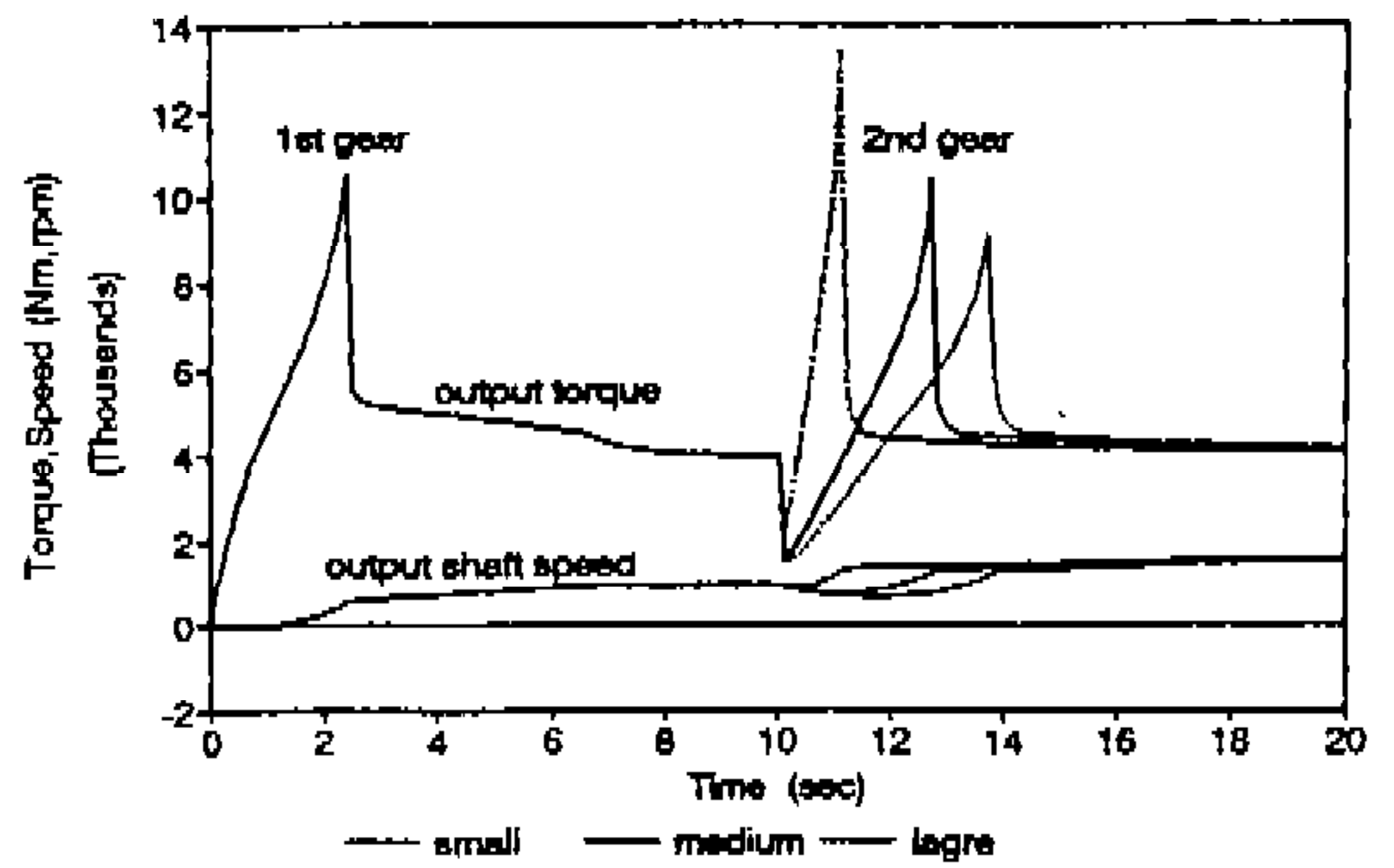


Fig.5 Effect of pressure increase rate

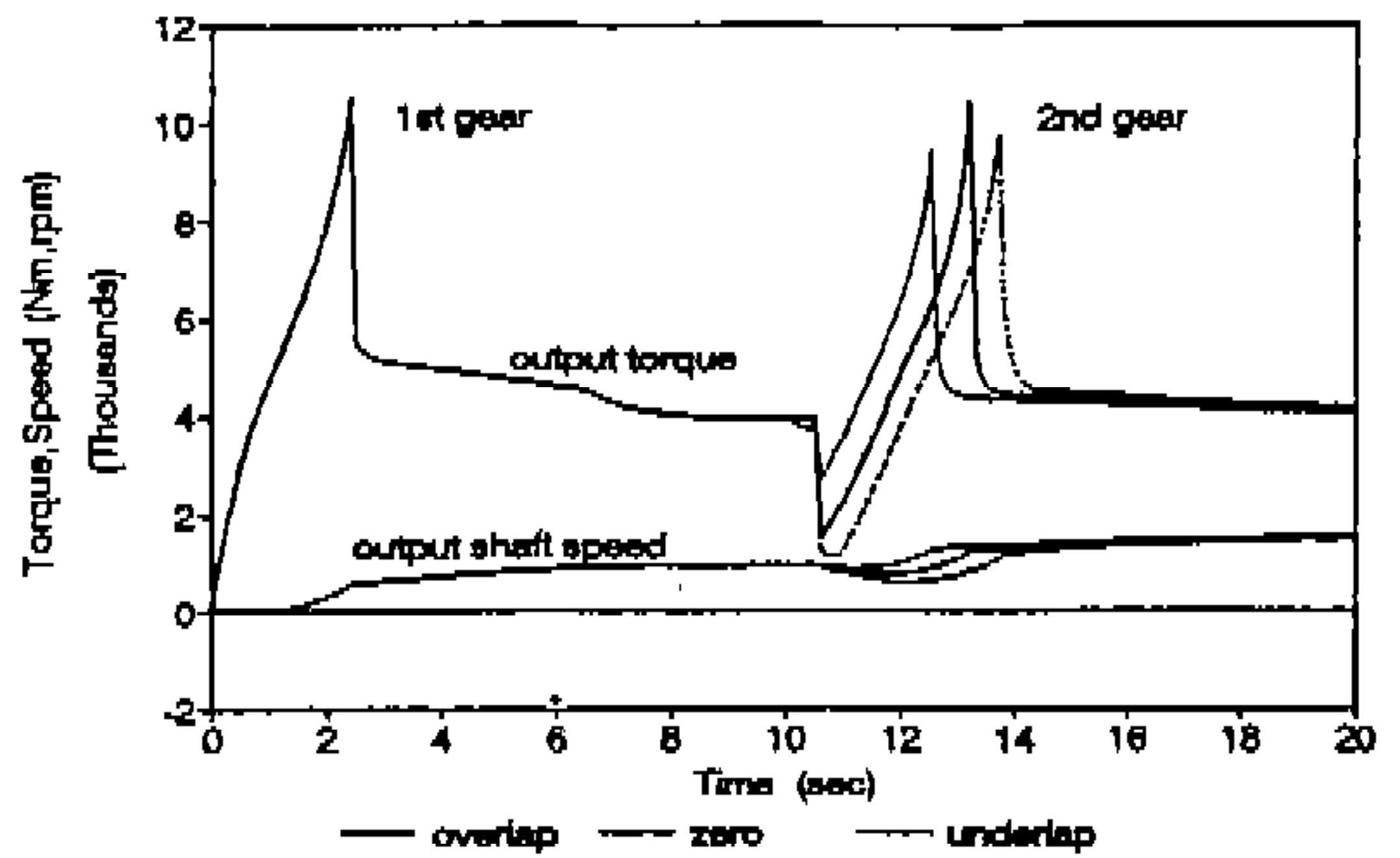


Fig.6 Effect of time delay

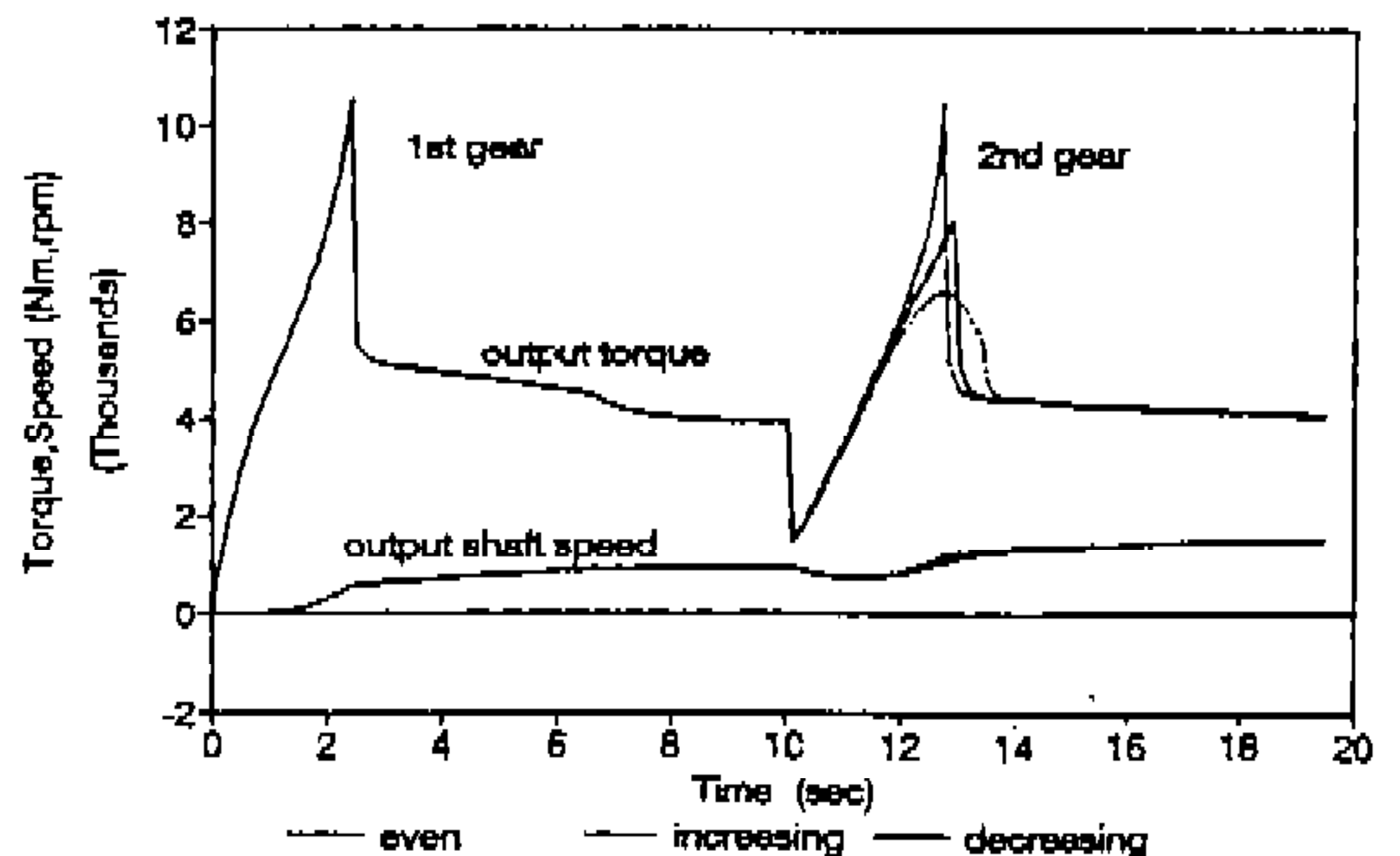


Fig.7 Effect of friction coefficient

압력 상승률을 크게 하면 변속완료시간은 짧아지고 차량속도는 크게 감소하지 않지만 토크 증가치는 오히려 커지므로 매우 큰 Jerk가 발생한다. 그리고 분리/접속 클러치간의 지연시간을 크게하면 Fig.6과 같이 최대 토크는 비슷하지만 동력차단시간이 커지므로 차량속도 감속폭이 커진다. 지연시간이 옴의 값이 되면 속도감속폭과 토크 증가량이 작아지며, 지연시간이 더욱 작아지면 두 클러치의 토크 작용방향이 서로 반대되게 되어 심한 진동현상이 발생된다. 이로서 두 클러치의 압력상승율과 지연시간이 과도토크를 어느정도 감소시킬 수 있으나, 여러 운전상황 및 기어단수에 적합한 값을 선정하는 것이 쉽지 않고 과도응답의 크기를 제어하는데 한계가 있으며 유압 액츄에이터를 수정해야 하는 문제가 남는다.

일반적인 클러치 재질은 접촉면의 상대속도가 감소하면 마찰계수가 커지는데 이로 인해 클러치가 접속완료할 때 큰 변속충격이 발생한다. 클러치 접촉면의 재질이 Fig.2와 같이 상대속도에 무관한 마찰계수 또는 상대속도가 감소함에 따라 크기가 작아지는 마찰계수를 갖을 경우의 과도응답을 보면 Fig.7과 같다. 그림에서 알수 있듯이 감소하는 마찰계수일 경우 최대토크의 크기가 상당히 작아졌으며, 가속도의 변화도 매우 완만하여 이러한 특성의 재질이 클러치 재질로서 이상적임을 알 수 있다.

4. 변속장치 다이내모미터 실험

시뮬레이션 프로그램의 유용성을 검증하기 위해 변속장치 다이내모미터의 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하면 Fig.8~9와 같다. 엔진 전 부하상태로 1단에서 4단까지 실험결과로서 과도토크 발생시 변속장치 내부축과 기어의 강성효과로 인해 약 4Hz의 진동이 발생하며 과도토크의 크기는 저단일 때 크고 고단일 때 작아짐을 알 수 있다. 시뮬레이션 결과는 강성효과를 고려하지 않아 변속시 과도토크만 표시되고 진동현상은 관찰되지 않지만 가진원으로서의 과도토크의 전체적인 경향은 일치한다. 그

리고 클러치에 작용하는 실제 압력은 여기에서 가정된 직선형태가 아니기 때문에 Fig.9의 펌프 속도, 터어빈속도 및 차량속도의 변화가 실험결과와 약간씩 차이가 있지만 전체적인 경향은 시뮬레이션 결과와 실험 결과가 잘 일치하고 있으며, 변속과 록업작동이 거의 일정한 엔진속도에서 시작됨을 알 수 있다.

변속수행은 전자제어유니트(TCU)의 EPROM에 기록된 프로그램에 의해 수행된다. 변속 지연시간이 과도응답에 미치는 영향을 확인하기 위하여 EPROM 프로그램에 있는 지연시간을 0.05초 만큼 증가 또는 감소시켜 주행실험을 실시하였다. 그 결과 상단변속과 하단변속시 나타나는 출력축 토크는 Fig.10과 같으며 전반부의 토크변화는 변속 클러치에 의한 것이고 후반부의 토크변화는 록업클러치에 의한 것이다. 그림에서와 같이 오버랩기간이 길어질수록 과도토크가 커짐을 알 수 있으며 따라서 변속지연시간이 과도응답을 조절하는 중요한 변수임을 확인할 수 있었다.

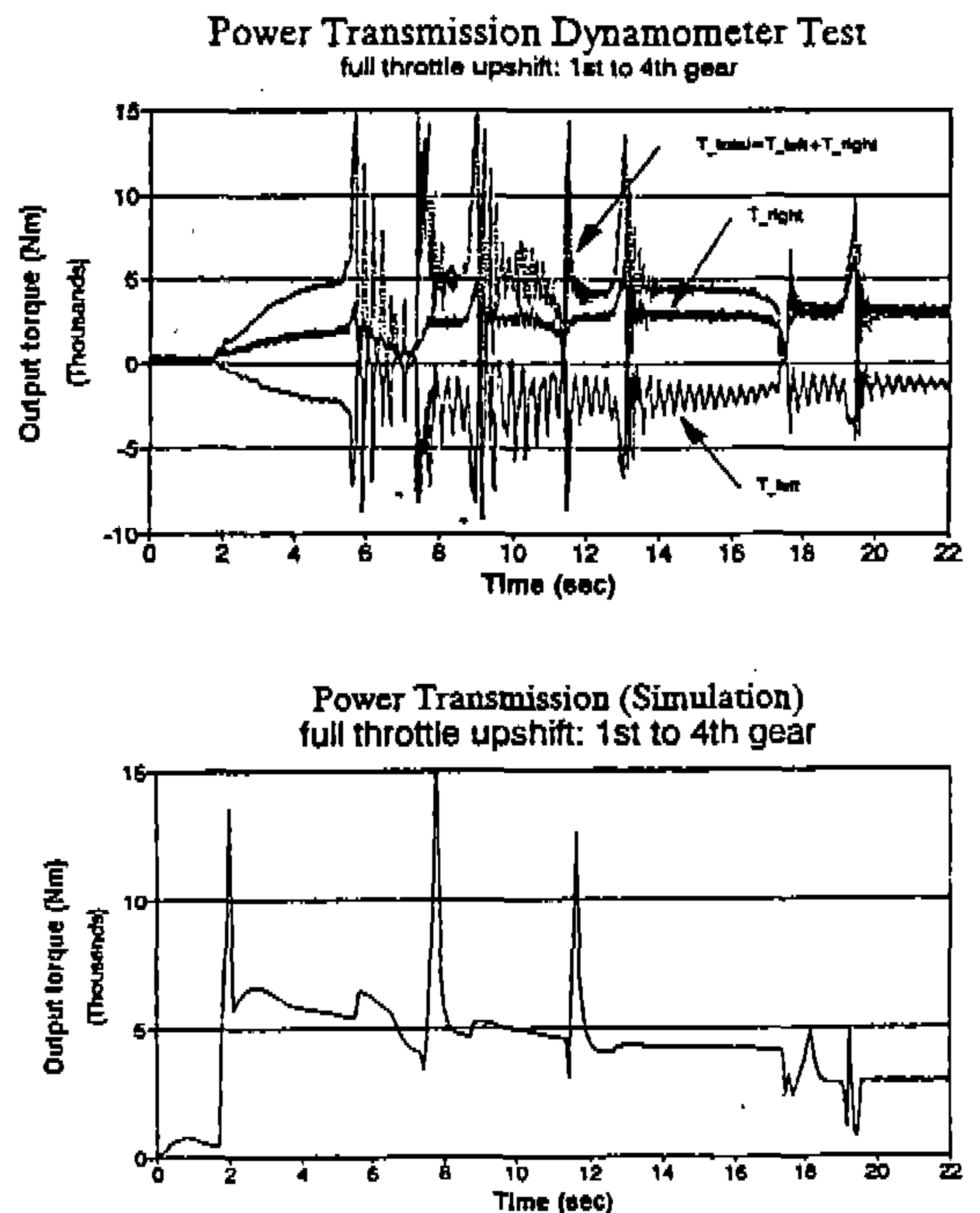
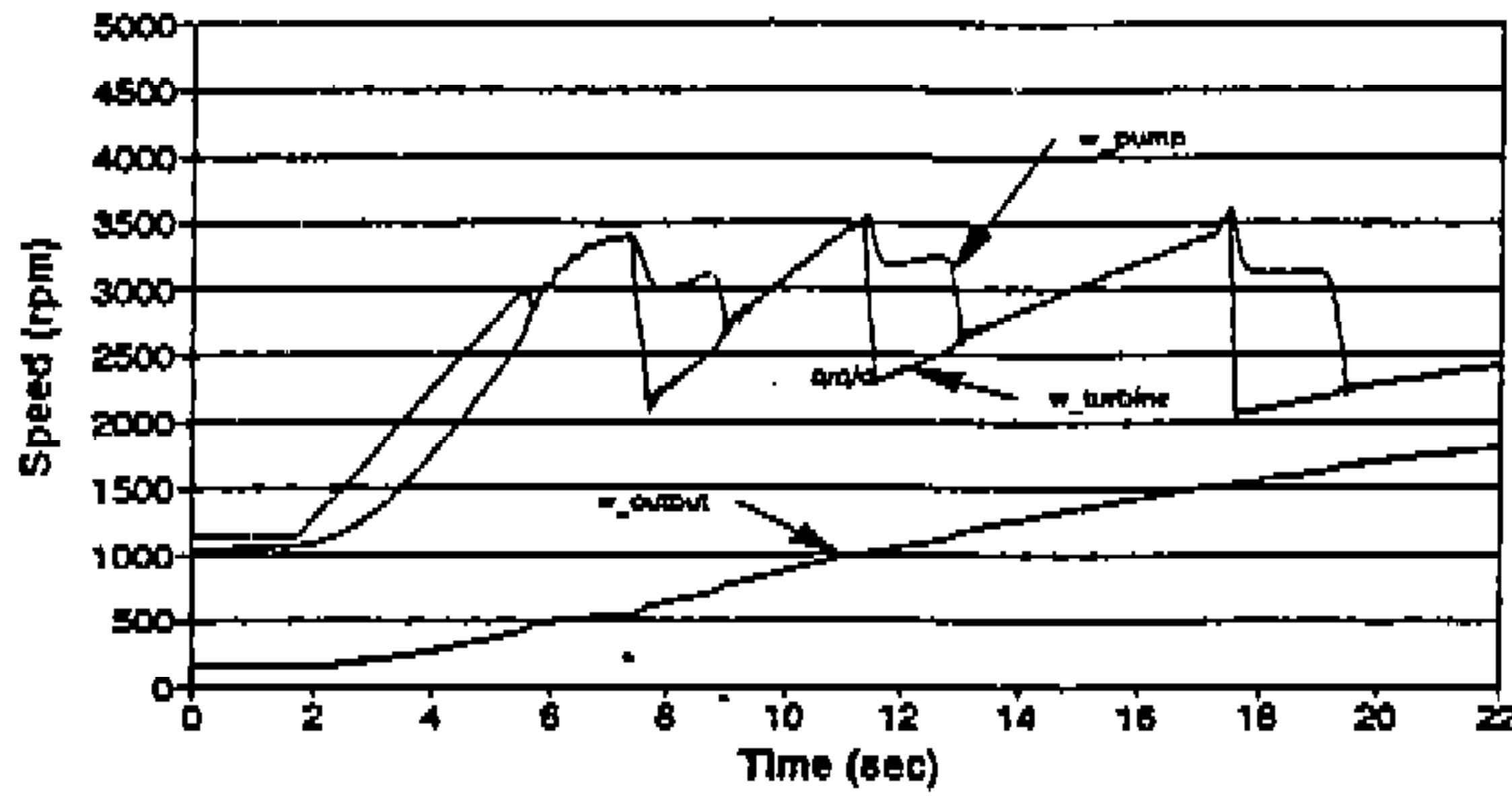


Fig.8 Output torque of driving test

Power Transmission Dynamometer Test
full throttle upshift: 1st to 4th gear



Power Transmission (Simulation)
full throttle upshift: 1st to 4th gear

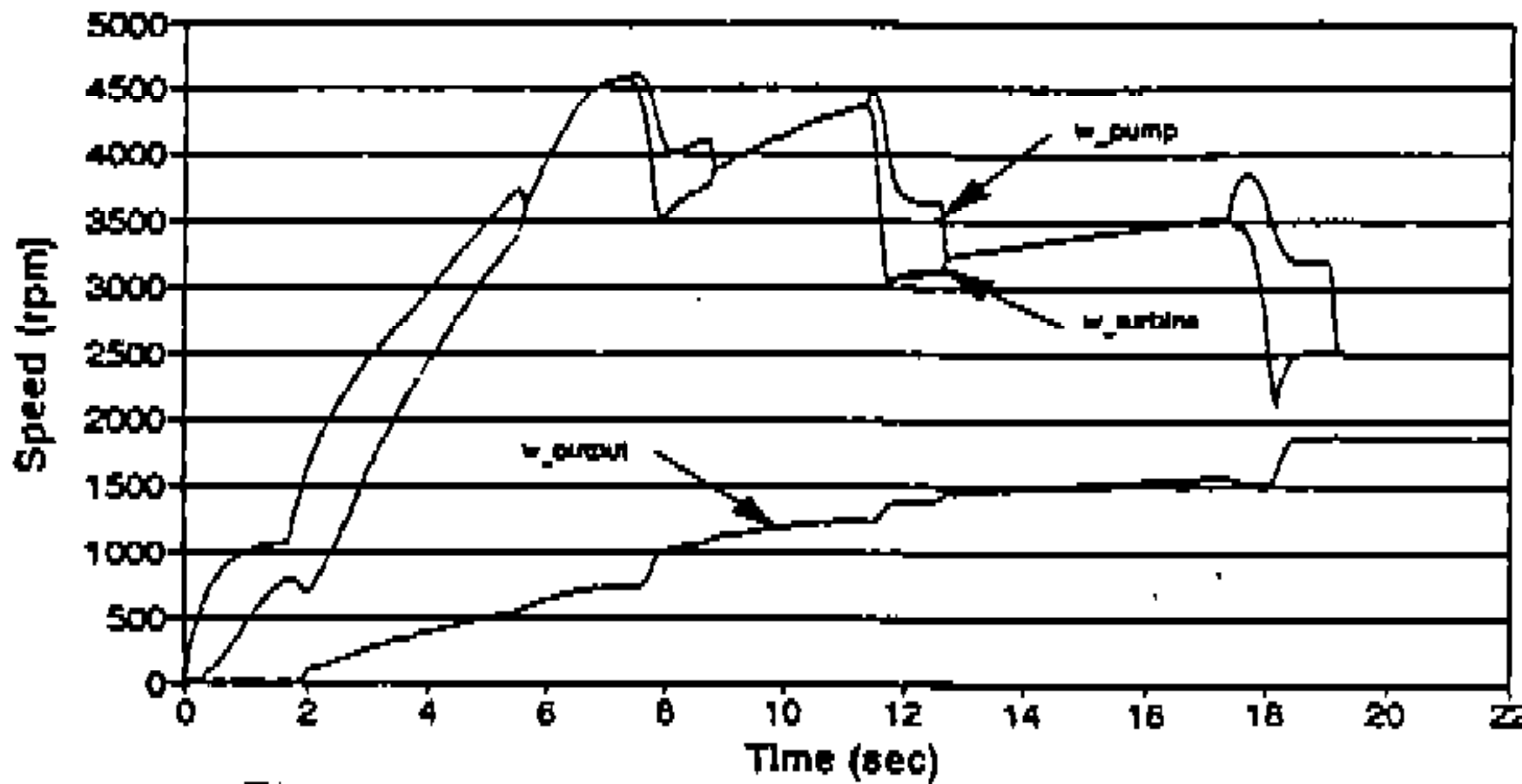


Fig.9 Output velocity of driving test

Power Transmission System
shift delay 1:dT=50,2:dT=0,3:dT=-50msec

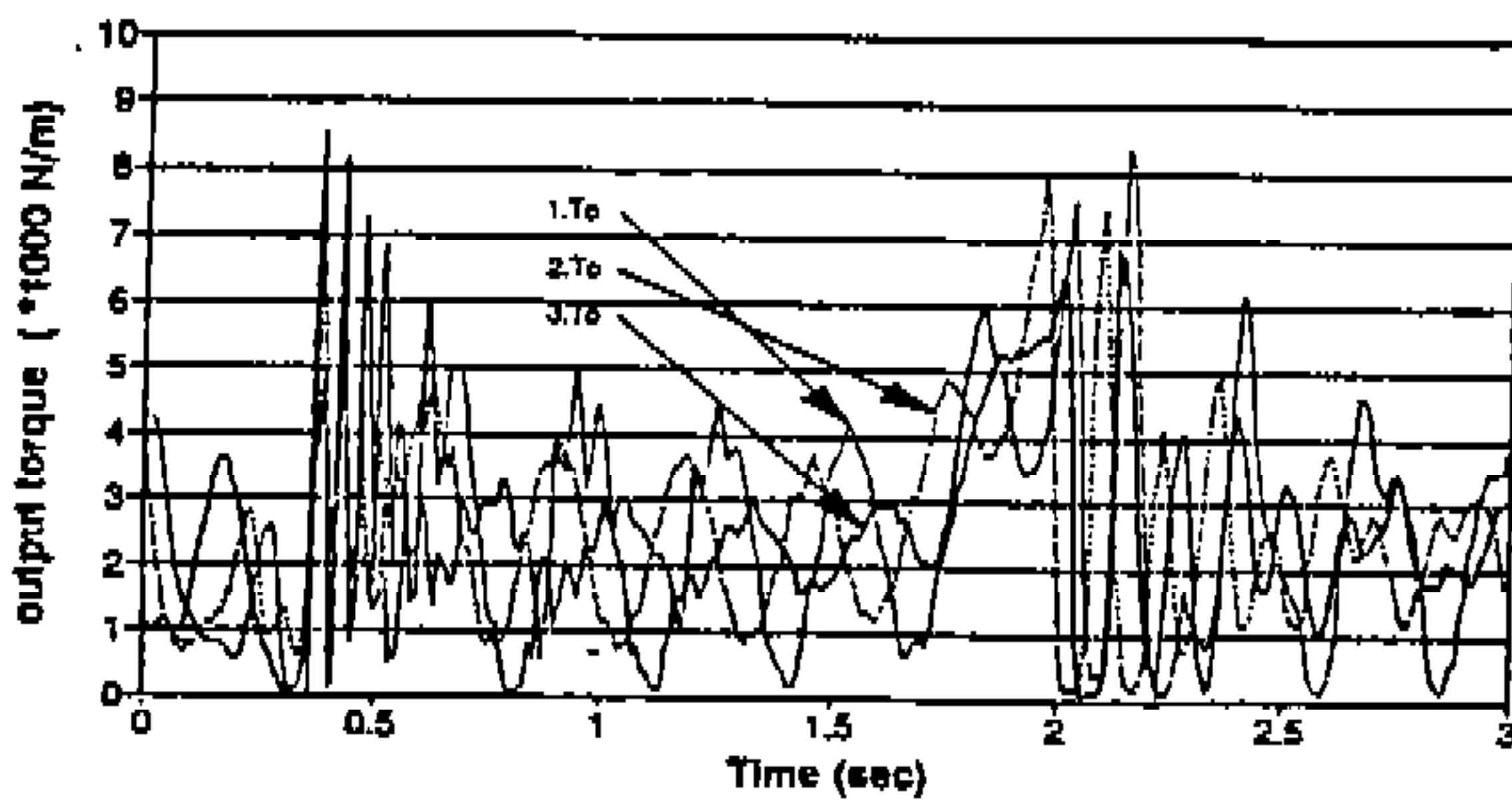


Fig.10 Experiment result of a shift delay change

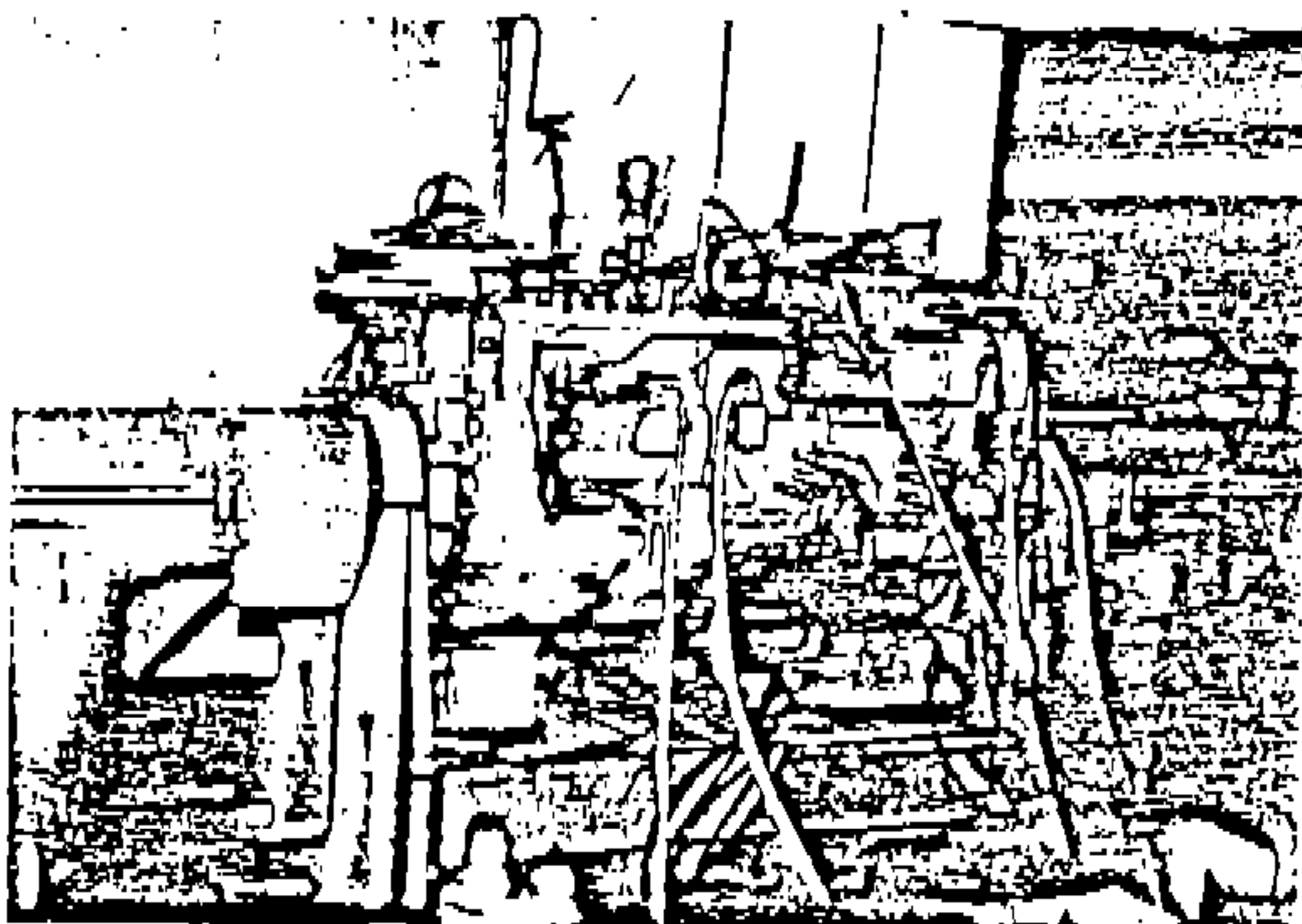


Fig.11 Photo of automatic transmission dynamometer

5. 변속제어기의 설계

새로운 모델의 변속장치 제어기를 개발하기 위해서는 많은 양의 데이터와 실험적 분석이 필요하며 특히 직접식 제어기는 토오크센서를 설치해야 하기 때문에 비용이 고가이고 설치공간과 센서잡음으로 인한 문제점등을 해결해야 한다. 따라서 본 논문에서는 토오크센서를 사용하지 않고 간접적으로 변속과도토포크를 제어할 수 있는 Fig.12와 같은 구조의 변속제어기를 설계한다.

선형화 : 토오크컨버터의 동특성은 비선형성이 매우 강하기 때문에 선형화할 때 작동점을 신중하게 선택해야 한다. 기준 상태벡터와 기준입력을 $X_0 = [\omega_{P0} \omega_{T0} \omega_{S0} Q_0 \omega_{B30}]$, $u_0 = [T_{K4R0} T_{B30} T_{B20} T_{B10} T_{LU0} R_E T_{E0}]$ 그리고 교란값(Perturbation)을 $\delta X = X - X_0$, $\delta u = u - u_0$ 라 하면 식 (17)과 같은 5차 선형상태방정식을 얻을 수 있다.

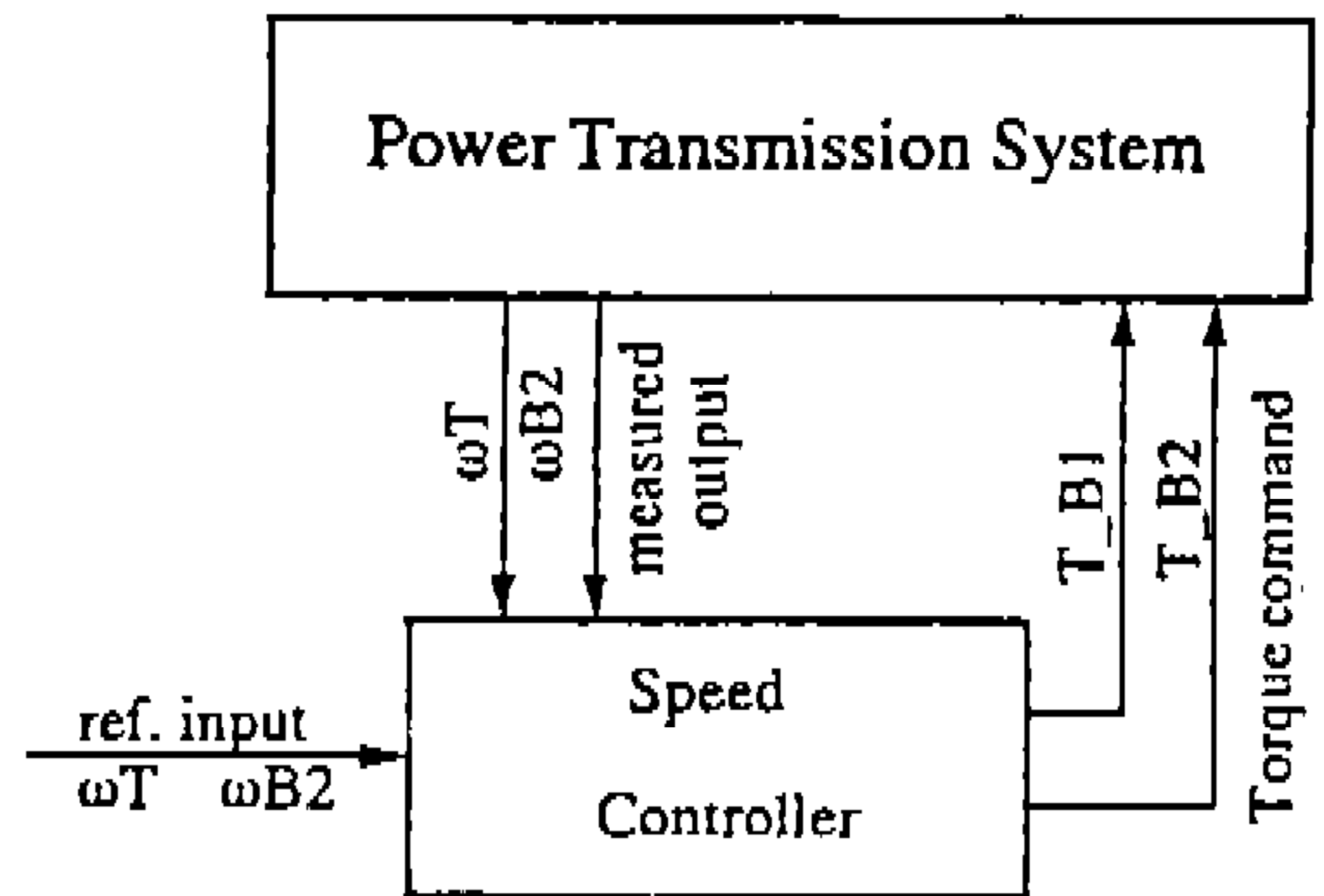


Fig.12 Structure of indirect shift controller

$$\begin{aligned}
 \dot{X} = AX + Bu = & \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta\omega^b \\ \delta\omega_T \\ \delta\omega_S \\ \delta Q \\ \delta\omega_{B3} \end{bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} & b_{15} & b_{16} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} & b_{25} & b_{26} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} & b_{35} & b_{36} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} & b_{45} & b_{46} \\ b_{51} & b_{52} & b_{53} & b_{54} & b_{55} & b_{56} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta T_{K4R} \\ \delta T_{B3} \\ \delta T_{B2} \\ \delta T_{B1} \\ \delta T_{LU} \\ R_E \delta T_E \end{bmatrix} \quad (17)
 \end{aligned}$$

여기서 모든 상태 행렬 A, B는 식 (10~(14)로부터 얻을 수 있으며 이들은 참고문헌 (6)에 정리되어 있다. 변속기의 실제 제어입력은 클러치 압력이지만 각 제작사마다 상이한 유압 액츄에이터를 사용하고 있기 때문에 제어설계의 일관성을 유지하기 위해 여기서는 클러치 토크를 제어입력으로 설정한다.

그리고 Fig.8에서 보듯이 저단에서 변속충격이 크기 때문에 1단→2단변속을 대상으로 하면 식 (17)은 식 (18)로 간략화 된다.

$$X=AX+Bu= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta\omega^b \\ \delta\omega_T \\ \delta\omega_S \\ \delta Q \\ \delta\omega_{B3} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{13} & b_{14} \\ b_{23} & b_{24} \\ b_{33} & b_{34} \\ b_{43} & b_{44} \\ b_{53} & b_{54} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta T_{B2} \\ \delta T_{B1} \end{bmatrix} \quad (18)$$

새로 접속되는(On-Coming) 클러치만을 제어하면 단일입력(Single-Input) 제어기가 되지만 변속초기의 동력차단현상을 없애기 위해 변속 전후의 클러치를 제어하면 식 (18)과 같이 다입력(Multi-Input)이 되며, 전술한 바와 같이 간접식 제어기를 구성하기 위해 두개의 속도센서를 사용하면 출력 상태방정식은 다음식 (19)와 같다.

$$y = \begin{bmatrix} \delta\omega_T \\ \delta\omega_{B2} \end{bmatrix} = CX \quad (19)$$

다변수 LQG/LTR 속도제어기 : 식 (18), (19)의 변속시스템은 Type 1의 특성을 갖는 안정가능, 관측가능한 최소위상 시스템이기 때문에 LQG/LTR 제어이론⁸⁾을 적용하여 터빈 속도와 2단기어 속도를 제어할 수 있다. 변속시 터빈속도와 2단기어속도는 매우 저주파신호이기 때문에 교차주파수를 약 4Hz로 하고 고주파에서 특이값이 일치하도록 센서잡음 강도(Covariance) μ 와 프로세스 잡음행렬 L은 식 (20)으로 선정하였다. Doyle과 Stein의 설계과정⁹⁾에 따라 식 (20)의 파라미터를 적용한 경우의 목표필터루프(Target

Filter Loop)의 특이값 선도는 Fig.13과 같이 Type 1 시스템의 특성을 보이며 저주파에서 큰 게인값을 작기 때문에, 폐루프시스템이 입력신호를 잘 추종할 것으로 예상된다.

$$\mu=0.001 \quad (20)$$

$$L=C[CC]^{-1}$$

제어게인 가중치는 $p=1e-9$ 로 선정함으로써 저가제어 LQR 방식으로 폐회로 전달함수를 회복시켰으며 회복된 시스템의 주파수 응답은 Fig. 14와 같이 목표루프로의 회복이 잘 이뤄졌으며 폐회로 시스템은 저주파신호를 추종할수 있음을 알 수 있다. 속도제어기의 응답 Fig.15와 같이 기준 입력인 터빈 속도에 잘 추종하고 있으며, 그

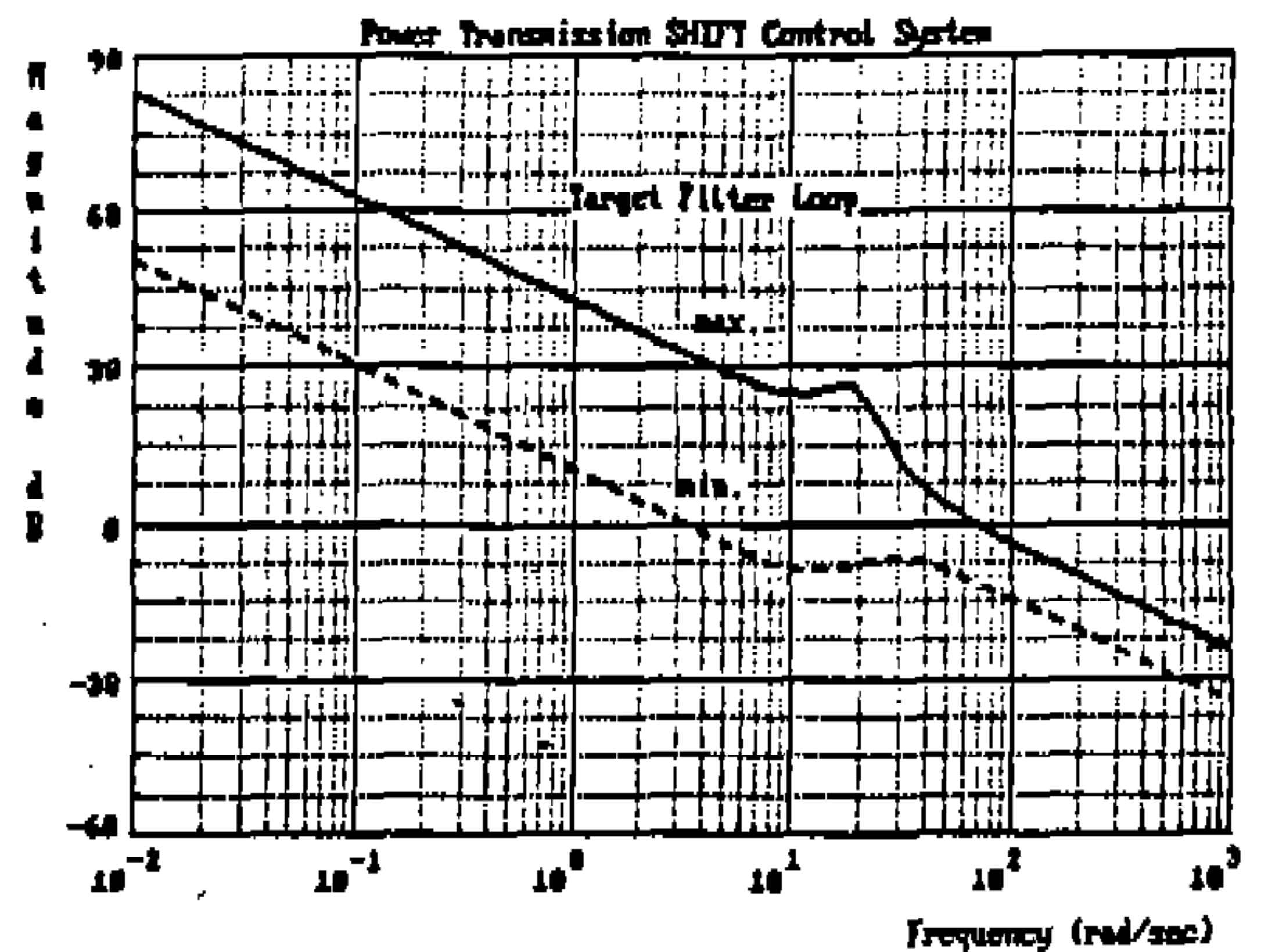


Fig.13 Target filter loop

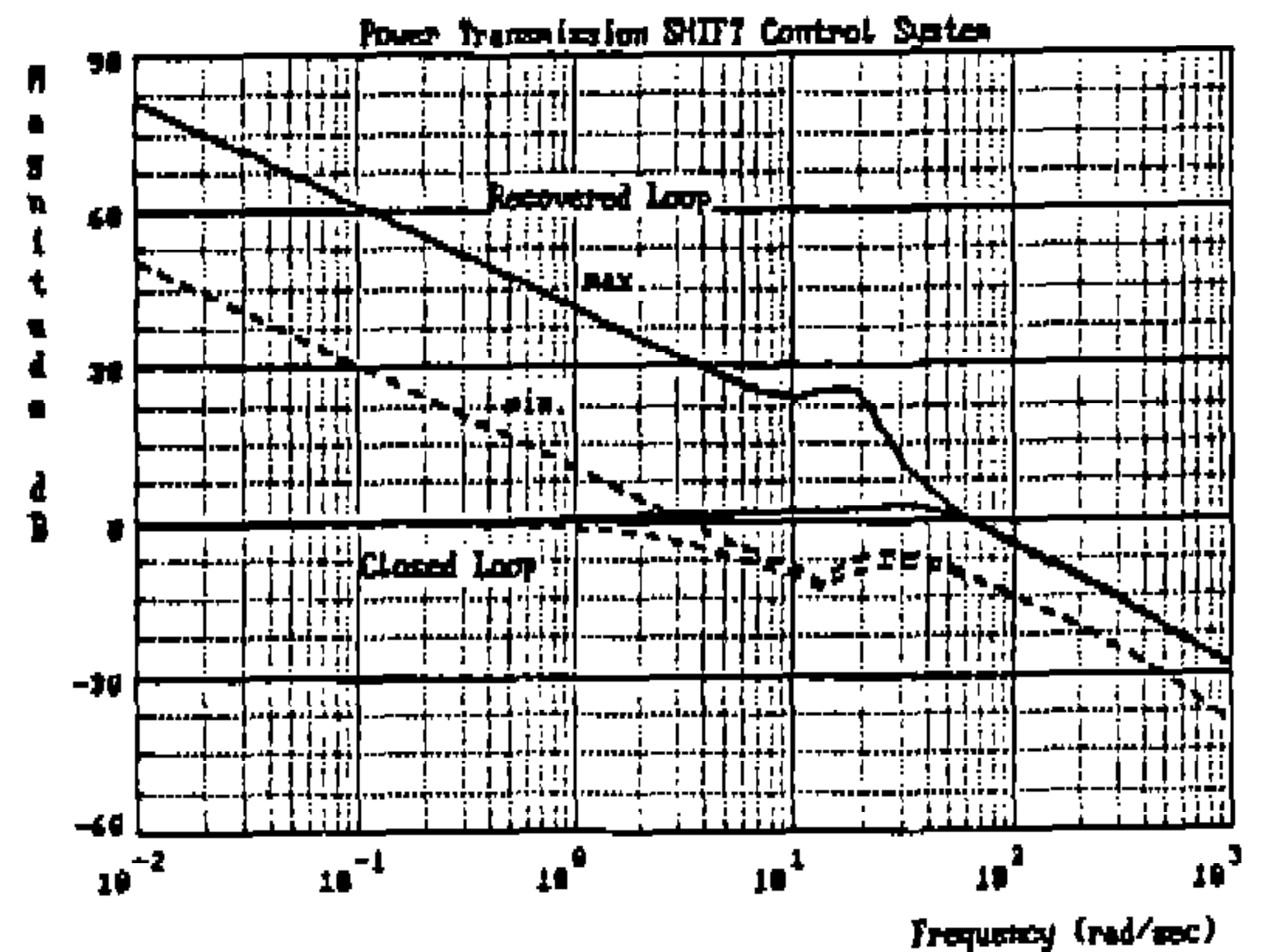


Fig.14 Recovered and closed loop

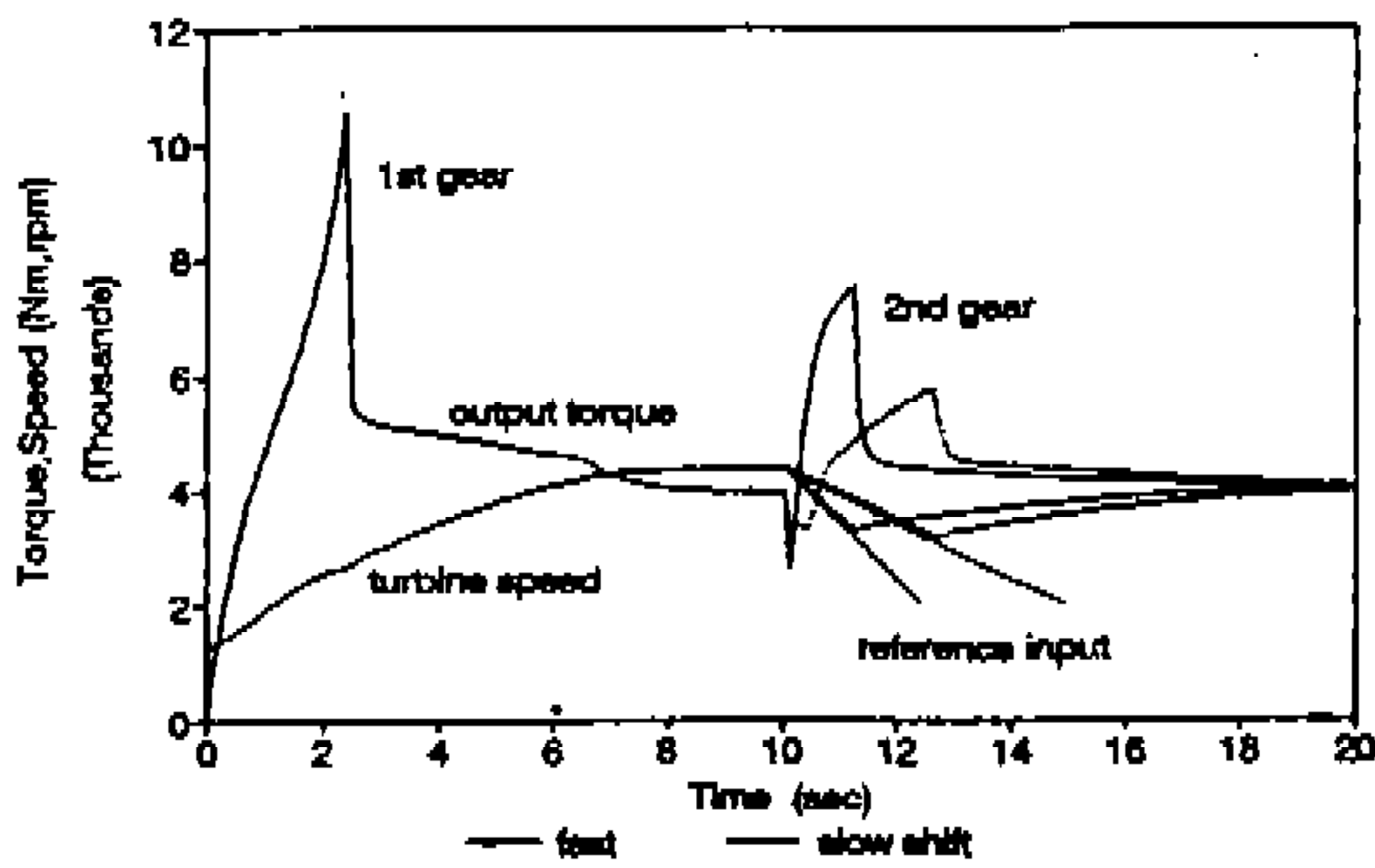


Fig.15 Response of turbine speed input

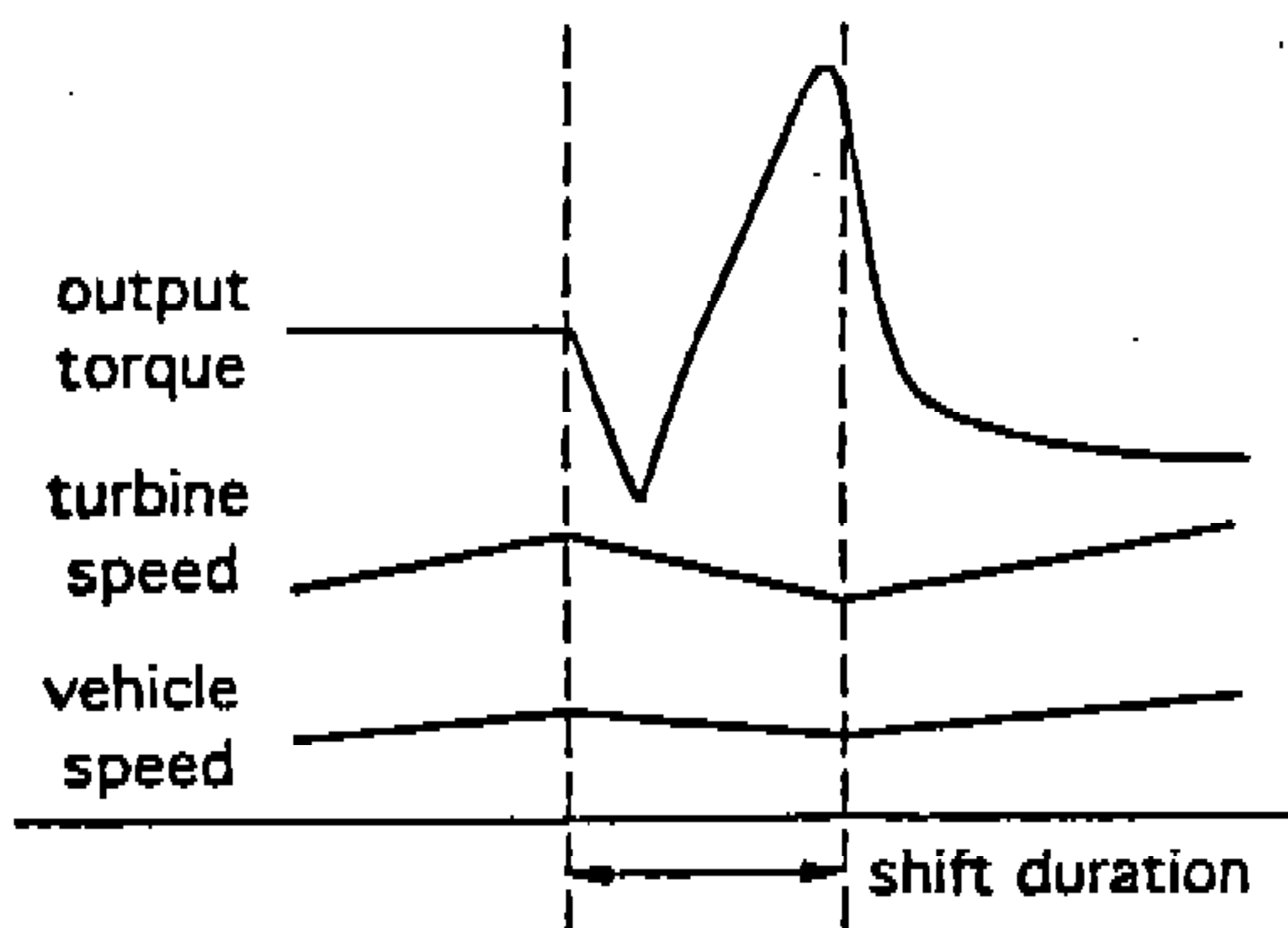


Fig.16 Typical state trajectory during shift

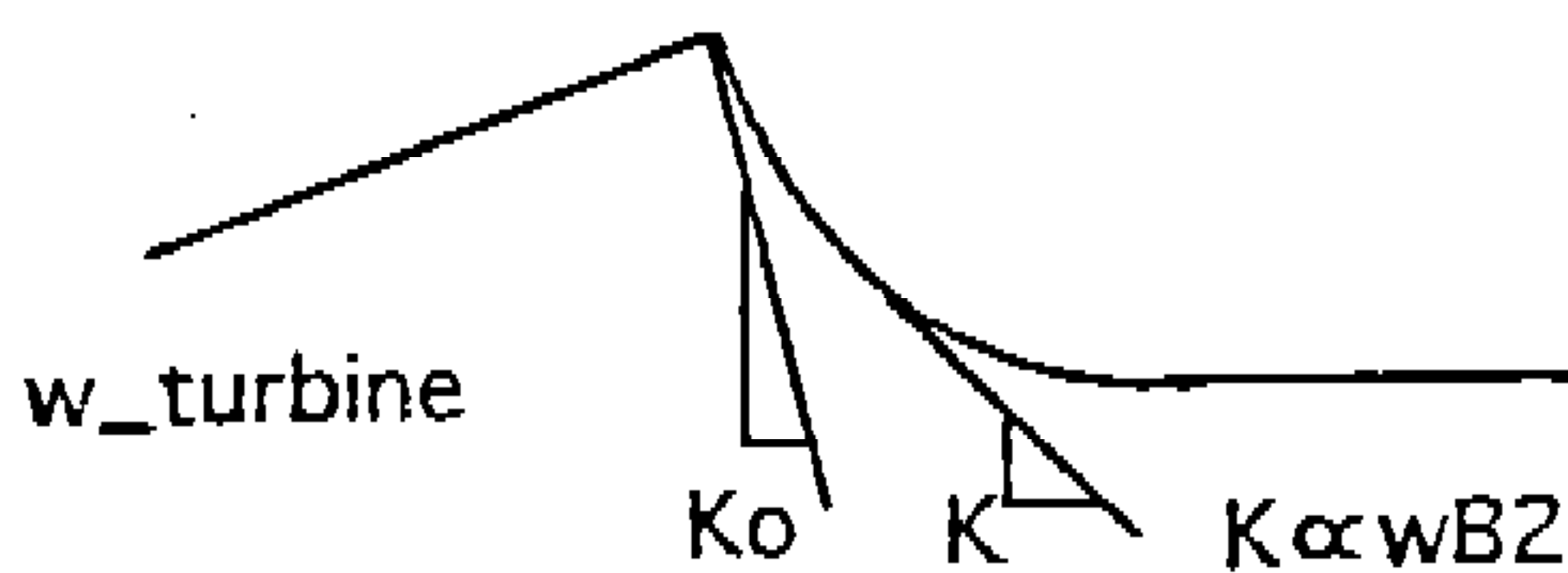


Fig.17 Target speed signal

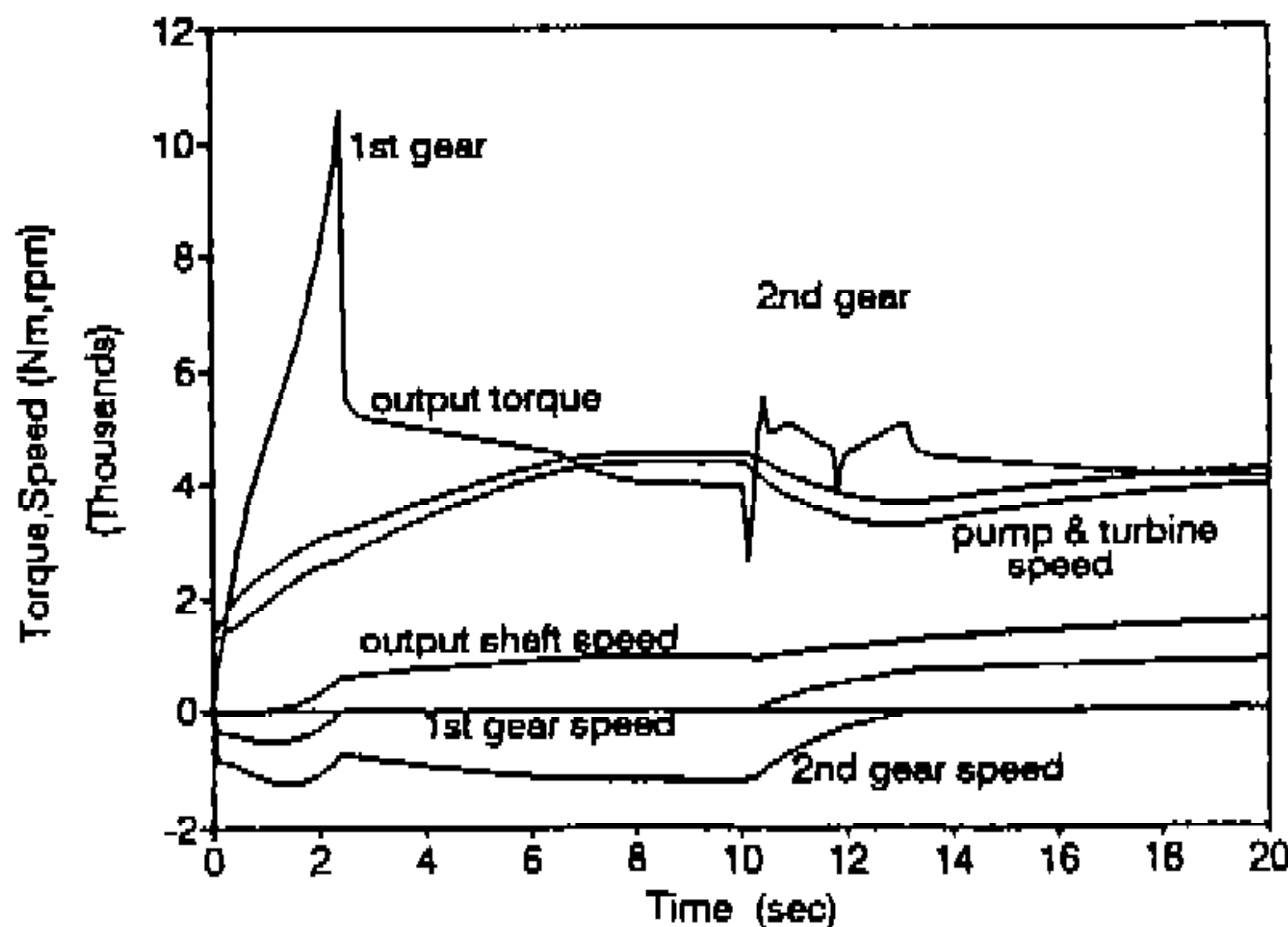


Fig.18 Response of indirect shift controller

결과 Fig.5와 Fig.6의 2단 과도토크 또는 Fig.15의 변속제어기를 하지 않은 1단 과도토크와 비교할 때 첨두치가 크게 작아지고 토크 변화율이 완만해지므로 Jerk 현상이 크게 감소함을 알 수 있다. 결과적으로 다변수 속도제어기는 우수한 추종성능을 갖으며 터빈속도를 적절한 기울기의 직선형태로 제어하면 부수적인 효과로서 과도응답의 개선이 가능함을 알 수 있다.

제어목표의 설정 : 간접식 토크제어기 설계의 마지막 단계로서 최상의 과도응답을 얻기 위해 즉, 최고 토크치가 작고 가속도 변화도 크지 않으면서 차속감소가 발생되지 않도록 제어전략을 수립하여야 한다. 과도응답 해석결과 변속전후의 전형적인 상태량 변화를 정성적으로 도식화하면 Fig.16과 같다. 변속 초기 현재(Off-Going) 클러치가 분리되면서 동력차단현상으로 출력토크가 급격히 감소된다. 새로운(On-Coming) 클러치에 압력이 가해지면 출력축토크가 점차 증가하여 엔진출력의 일부가 전달되기 때문에 차량속도는 감소한다. 클러치압력이 더욱 증가하면 접촉면의 상대속도가 현저히 감소하면서 접촉면의 마찰계수가 정마찰계수로 바뀌어, 동적구속조건 정리에서 보듯이 입력토크보다 훨씬 큰 과도토크가 발행한다. 결합이 완료되면 엔진동력이 기계적으로 전달되기 때문에 출력토크가 순간적으로 감소하는 반면 차량속도는 클러치에 슬립이 없으므로 증가하기 시작한다.

차체 유효관성모멘트는 변속장치의 관성모멘트에 비해 매우 크기 때문에 변속전후의 차량속도는 거의 동일한 반면 터빈속도는 다음 식 (21)로 표현될 수 있다.

$$\omega_T = \text{gear ratio} \times \omega_{VEH} \quad (21)$$

따라서 변속중 터빈속도 즉, 클러치의 슬립량을 적절한 형태로 제어함으로써 과도응답제어가 가능함을 예상할 수 있다. 따라서 Fig.17과 같이 터빈속도의 기울기가 새로운 기어속도 ω_{R2} 에 비례하는 제어목표를 설정하였다.

이와 같이 수립된 제어목표에 의한 응답은 Fig.18과 같이 우수한 과도응답특성을 보이며 초기

기울기를 변경함으로써 변속완료시간을 조절할 수 있다. 결과적으로 다변수 LQG/LTR 속도제어기를 설계하고 위에서 제안한 기준입력을 적용함으로써 토오크센서 대신 측정 및 설치가 용이한 속도센서만을 사용하여도 우수한 성능의 과도응답제어가 가능함을 알 수 있다.

그런데 대부분의 자동변속기는 변속시점을 판단하기 위해 차량속도, 엔진의 드로틀 개도와 엔진속도를 측정하고 있으므로 기존의 엔진속도 및 차량속도센서를 사용하고 변속기의 기어비만 알면 클러치 슬립량은 측정이 가능하며, 제어입력인 클러치 토크는 비례제어밸브나 펄스폭 변조(PWM, Pulse Width Modulation)밸브 등을 이용하여 클러치압력을 능동적으로 제어함으로써¹⁰⁾ 이상의 변속제어기 구현이 가능하다.

6. 결 론

안락한 주행환경에 대한 요구가 점증하는 추세에 부응하고자 본 논문에서는 변속충격을 제거하기 위한 변속제어기의 체계적 설계방법을 제시하였다.

1) 변속 과도특성 해석

먼저 전형적인 궤도차량의 자동변속기를 대상으로 수학적 모델을 유도한 결과 자동변속장치는 변속 과정에서 상태변수의 개수가 변하는 가변구조이며 이 때의 상태변화가 변속특성을 결정하는 핵심적인 과정임을 알 수 있었다. 따라서 클러치의 분리 및 접속과정에서 입력과 출력토크 사이의 동적 구속 조건을 명확히 정리함으로써 변속과도토크 발생원인을 유추할 수 있도록 했으며 효율적인 시뮬레이션방법을 제공하였다.

시뮬레이션 해석과 다이내모 실험을 통하여 과도응답에 영향을 미치는 주요 인자가 클러치 압력과 전후 클러치의 타이밍 그리고 클러치의 마찰계수 형태임을 확인하였다. 동력전달계 다이내모미터의 주행실험결과로서 시뮬레이션의 유용성을 확인하였으며, 전자제어유니트의 EPROM 프로그

램을 수정하여 실험함으로써 변속지연시간이 과도응답에 미치는 영향을 파악하였다.

2) 간접식 변속제어기 설계

유압회로가 이상적인 액츄에이터라는 가정하에 제어입력이 변속 전후의 클러치토크이고 출력신호가 터어빈속도의 해당 기어속도인 다변수 LQG/LTR 제어시스템을 구성하여 외란에 견실한 속도제어기를 설계하였다. 변속충격을 억제하기 위해서는 출력측 토크를 측정해야 하지만 토크센서는 고가이며 설치, 운용상 문제가 많다. 따라서 설계한 속도제어기로 터어빈속도를 제어함으로써 과도응답제어 가능성을 모색한 결과 변속중 터어빈속도 즉 클러치 슬립의 변화량이 해당기어속도에 비례하는 제어목표를 설정하였다. 시뮬레이션 결과 토크 및 가속도변화가 부드러운 과도응답을 얻을 수 있으며, 변속완료시간은 초기기울기를 변경함으로써 조절할 수 있었다.

결론적으로 고가의 토크센서 대신에 속도신호만을 이용하고, 다변수 속도제어기를 설계하여 본 논문에서 제안한 형태로 터어빈속도를 제어함으로써 우수한 과도응답 개선이 가능함을 보였다. 즉 일반적인 자동변속장치에 대하여 터어빈속도를 다변수 속도제어기로 제어함으로써 변속품질을 높이고 강인성을 유지할 수 있는 새로운 개념의 간접 토크방식 변속과도응답 제어기에 관한 체계적인 설계방법을 제시하였다.

참 고 문 헌

1. K.Fujita, S.Inukai, "Transient Characteristics of Torque Converter—Its Effect on Acceleration Performance of Auto-Trans. Equipped Vehicles", SAE 900554.
2. Y.Shindo, H.Ito, T.Ishihara, "A Fundamental Consideration on Shift Mechanism of Automatic Transmission", SAE 790043.

3. M.C. Tsangarides, W.E. Tobler, "Dynamic Behavior of Torque Converter with Centrifugal Bypass Clutch", SAE 850461.
4. D.Hrovat, W.E. Tobler, "Bond Graph Modeling and Computer Simulation of Automotive Torque Converters", J. of Franklin Institute, Vol. 319, No.1/2, pp.93-114. Jan. 1985.
5. 정현술, 이교일, 정순배, 강지윤, "변속장치의 전자제어화 동향, 변속제어 알고리즘을 중심으로", 자동차공학회지, 제15권 제2호, 1993. 4월
6. 정현술, "차량용 변속장치의 과도응답 제어에 관한 연구", 박사학위논문, 서울대학교 기계설계학과, 1992. 10월
7. Y.I. Park, J.M. Lee, "A Study on Shifting Transients of a Torque Converter Equipped Vehicle", The Fifth International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery(ISROMAC-5)
8. G.Stein, M.Athans, "The LQG/LTR Procedure for Multivariable Feedback Control Design", Course Lecture Notes, MIT, 1994.
9. J.Doyle, G.Stein, "Multivariable Feedback Design Concepts for a Classical/Modern Synthesis", IEEE Trans. on AC, Vol.AC-26, Feb. 1981.
10. 정현술, 강지윤, 이교일 "3방향 고속전자밸브와 압력필터를 사용한 소형체적내의 최적 압력제어", 대한기계학회 춘계학술대회, 1992. 4월