

건설차량용 변속장치의 특성 해석

윤소남, 함영복, 류찬수, 최병오(한국기계연구원, 첨단산업기술연구부)

Shift Characteristics Analysis of Transmission for Construction Vehicles

S. N. Yun, Y. B. Ham, C. S. Ryu, B. O. Choi(KIMM, Advanced Industrial Technology Dept.)

ABSTRACT

As the object of this study, a transmission system with the style of HST in combination with mechanical semi-automatic transmission for application in hydraulic wheel excavators was chosen. The dynamic characteristics of the object transmission was studied by numerical analysis of the mathematical model. The results of numerical analysis showed comparatively good agreements with experimental results, so the validity of the numerical analysis process was ascertained.

Key Words : 2 speed control(2 속 제어), power shift(유압식 변속), shift lock system(변속 잠금장치), heat flux(열발생량)

1. 서론

본 연구에서는 유압 굴삭기용 변속장치를 대상으로 하고 있으며, 변속방식은 HST(Hydrostatic Transmission)와 반자동 기계식 변속장치의 조합방식이다. 이 변속장치는 가변용량형 유압펌프와 가변용량형 유압모터 및 제어밸브로 구성되는 HST와 2 단 반자동 기계식 감속기를 직렬로 조합한 형태로서, HST가 갖는 특성에 의하여 유연한 무단 변속이 가능하고 여기에 2 단 감속기에 의하여 속도제어범위가 넓어져서 미세한 속도제어가 가능한 장치로 알려져 있다¹⁾. 그러나 이 변속장치는 2 단으로부터 1 단으로의 변속이 일정한 속도 이내에서만 이루어지게 하는 쉬프트 록(shift lock) 장치로서 원심식 거버너 및 유압제어 밸브를 내장하고 있는데, 이 기구는 매우 정밀하고 재현성 있는 기계가공을 필요로 하므로 가공정도(加工精度)가 제품의 성능에 매우 큰 영향을 미치는 결점을 가지고 있다. 또한, 변속제어기구가 완전히 기계식이므로 차량의 용량 변화에 따른 변속 제어계의 설계 변경 등의 면에서 디지털식 제어기구에 비하여 적응성이 부족하다.

따라서, 변속장치의 제품 신뢰성을 더욱 높이고, 제조단가를 절감하며, 용량변화에 따른 변속 제어계 설계가 용이하도록 하기 위하여, 현재의 원심식

거버너 변속 제어기구를 대신할 수 있는 차량속도 센서와 제어용 컴퓨터에 의한 새로운 디지털 변속 제어기를 개발할 필요가 있다²⁾. 이를 위한 기초 연구로서 본 연구에서는 대상 변속장치의 변속특성에 대한 상세한 해석과 수치 시뮬레이션, 변속장치에 관한 여러 특성치들을 계측하는 실험을 수행하고, 여기에서 얻어진 결과들을 비교 분석하므로써 대상 변속장치의 특성을 명확히 제시한다.

2. 이론 해석

연구의 대상으로 하는 변속장치의 해석모델을 Fig.1에 나타내었다. 변속장치 내부의 요소 가운데는 매우 고속으로 회전하는 요소가 존재하며, 이러한 요소의 특성은 차량의 변속특성에 큰 영향을 미칠 수 있다. 따라서, 차량 동력전달계의 모델링에서 변속장치 내부의 구성 요소에 대해서는 상세히 기술하고, 그 밖의 요소에 대해서는 차체와 동력전달용 HST 계에 대해서만 고려하기로 한다.

2.1 변속장치를 포함하는 동력전달계 해석

Fig.1에서 1 단 감속 운전중에는 유압모터의 운동이 클러치를 통하여 1 단 기어 N_{11} 에 전해지고 중간기어 N_{01} 을 통하여 기어 N_2 에 전해진다. 최종적으로는 액슬을 통하여 바퀴로 전달되어 바퀴를

구동하게 되며, 이 때 클러치에 걸리는 토크 T_{CL1} 을 수식으로 나타내면 다음과 같다.

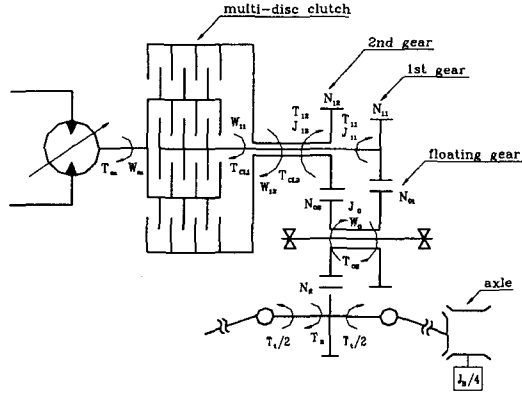


Fig. 1 Transmission System Model

$$T_m = T_{CL1} = J_{1e} \cdot \dot{\omega}_{11} + B_{1e} \cdot \omega_{11} + B_{W1e} \cdot \omega_{11}^2 + T_{f1} \dots (1)$$

여기에서, J_{1e} 는 유압모터를 포함한 시스템의 관성모멘트, B_{1e} 는 유압모터를 포함한 시스템의 점성마찰계수, B_{W1e} 는 차체에 작용하는 공기저항계수, T_{f1} 는 마찰 및 등판구배에 의해 발생하는 토크를 의미한다.

2 단 감속 운전중에는 Fig.1 에서 유압모터의 운동이 클러치를 거쳐 기어 N_{12} 에 전달되며 중간기어 N_{02} 를 거쳐 최종적으로 액슬을 통하여 바퀴에 전달된다. 이 때 클러치에 걸리는 토크 T_{CL2} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_m = T_{CL2} = J_{2e} \cdot \dot{\omega}_{12} + B_{2e} \cdot \omega_{12} + B_{W2e} \cdot \omega_{12}^2 + T_{f2} \dots (2)$$

여기에서 각각의 변수들은 2 단에서 구해지는 값들로서 식(1)의 정의와 동일하다.

변속장치의 클러치가 완전히 분리된 상태이거나 분리 도중 또는 체결 도중의 상태에서는 동력전달계가 다판 클러치부를 기준으로 하여 동력 입력측 즉, 유압모터부와 동력출력측 즉, 변속장치부(다판 클러치로부터 부하까지의 부분)의 두 부분으로 나누어서 운동방정식을 세우지 않으면 안된다. 유압모터부의 운동방정식은 아래의 식으로 표시된다.

$$T_m = J_m \cdot \dot{\omega}_m + B_m \cdot \omega_m + F_{cm} + T_{CL} \dots (3)$$

변속장치부의 운동방정식은 앞의 식(1), (2)로부터 각각 다음과 같이 표시된다.

$$T_{CL1} [\neq T_m] = J_{1e} \cdot \dot{\omega}_{11} + B_{1e} \cdot \omega_{11} + B_{W1e} \cdot \omega_{11}^2 + T_{f1} \dots (4)$$

$$T_{CL2} [\neq T_m] = J_{2e} \cdot \dot{\omega}_{12} + B_{2e} \cdot \omega_{12} + B_{W2e} \cdot \omega_{12}^2 + T_{f2} \dots (5)$$

유압굴삭기 주행용 동력전달계 HST 내의 유압모터는 가변용량형으로서, 이 유압모터의 배제용적 D_m 은 부하압력 P_L 의 크기에 따라 변화하며, 주행용 HST 에서 유체유동의 연속방정식과 유압모터 출력토크 T_m 은 아래와 같다.

$$K_q \cdot v_d - K_c \cdot P_L = D_m \cdot \omega_m + C_{im} \cdot P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \cdot \frac{dP_L}{dt} \dots (6)$$

$$T_m = D_m \cdot P_L \dots (7)$$

여기에서, K_q , K_c : 비례방향제어밸브의 유량계인 및 압력유량 계수, v_d : 비례방향제어밸브의 입력전압, C_{im} : 유압모터의 누설계수, V_t : 유압모터 입출구측 전체용적, β_e : 기름의 압축계수를 의미한다.

이상의 식(6), (7)을 앞의 식(1) 또는 식(2)와 연립으로 풀면 변속장치 클러치가 체결된 상태에서의 동력전달특성을 해석할 수 있으며, 식(6), 식(7)을 식(3)과 연립으로 풀면 변속장치 클러치가 분리된 상태에서의 유압모터의 운동을 해석할 수 있다.

2.2 변속장치 동특성 해석에 필요한 경계조건

칼라 베어링 모양의 다판 클러치에서 클러치 내의 접촉면 수가 n 인 경우 전달 가능한 최대토크 T'_{CL} 은 다음식으로 표시된다.

$$T'_{CL} = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot n \cdot F_n \cdot \left[\frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right] \approx \mu \cdot n \cdot F_n \cdot \frac{1}{2} \cdot (R_o + R_i) \dots (8)$$

식(8)에서 마찰계수 μ 는 마찰면의 슬립 여부에 따라서 정마찰계수 μ_s 와 동마찰계수 μ_d 로 구분된다. 또한 식(8)에서 클러치판에 작용하는 수직력 F_n 은 클러치 조작용 유압 실린더에 의하여 발생하며, Fig.2 의 유압회로에 의하여 이론적인 해석 및 실험이 가능하다. Fig.2 로부터 방향변환밸브를 통하는 유량 q_{11} 은 다음 식으로 표시된다.

$$q_{11} = c_d \cdot A_d \sqrt{\frac{2(P_s - P_{11})}{\rho}} \dots (9)$$

여기에서 c_d 및 A_d 는 방향변환밸브의 유량계수와 유통단면적으로, 각각 레이놀즈수 R_e 및 시간의 함수로 표시할 수 있다. 관로내 유동 및 클러치 조작용 피스톤의 운동에 관한 방정식을 세우면 다음과 같다.

$$q_{11} = V_{11} \cdot \beta_e \left(\frac{\dot{P}_{11} + \dot{P}_{12}}{2} \right) + q_{12} \dots (10)$$

$$q_{12} = V_{12} \cdot \beta_e \left(\frac{\dot{P}_{12} + \dot{P}_c}{2} \right) + A_p \cdot \dot{x}_p \dots (11)$$

$$P_{11} - P_{12} = R_{11} \left(\frac{q_{11} + q_{12}}{2} \right) + R_{11} \left(\frac{\dot{q}_{11} + \dot{q}_{12}}{2} \right) \dots\dots\dots(12)$$

$$P_{12} - P_c = R_{12} \left(\frac{q_{12} + A_p \cdot \dot{x}_p}{2} \right) + R_{12} \left(\frac{\dot{q}_{12} + A_p \cdot \ddot{x}_p}{2} \right) \dots\dots\dots(13)$$

$$P_c \cdot A_p = m_p \cdot \ddot{x}_p + b_p \cdot \dot{x}_p + k_p (x_{p0} + x_p) \dots\dots\dots(14)$$

$$F_n = P_c \cdot A_p - k_p (x_{p0} + x_p) \dots\dots\dots(15)$$

식(9)에서 $c_d(R_e)$, $A_d(t)$ 를 실험적으로 구하고, 식(11)-(15)를 연립으로 수치적분하면 P_{11} , P_{12} , P_c , q_{11} , q_{12} , x_p , F_n 이 구해지며, 따라서 여기서 F_n 과 x_p 값의 변화로부터 클러치의 체결 혹은 분리 상황을 예측할 수 있다.

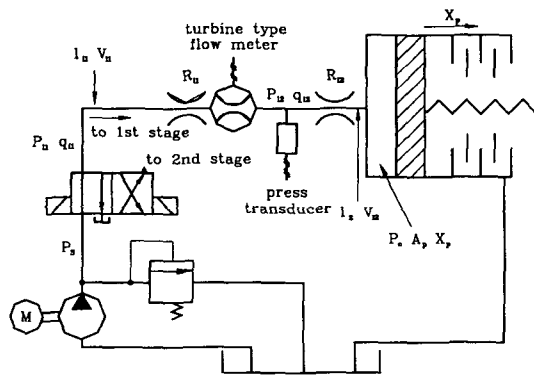


Fig. 2 Analysis model of clutch control hydraulic system

2.3 클러치 분리,체결시의 열발생 해석

변속시 클러치 부분체결 상태가 지속되는 시간이 길어지면 과도한 열발생으로 클러치의 수명이 단축되는 문제점이 발생하게 된다. 그러나 클러치 체결시에 어느정도의 클러치 부분체결 시간을 허용함으로써 변속시의 충격을 줄일 수가 있으며, 변속장치 설계시 원활한 변속을 위하여 의도적으로 적절히 클러치 부분체결 시간을 설정하는 것이 일반적이다³⁾. 변속장치에서 클러치 부분체결 상태를 어떠한 형태로 부여할까를 결정하는 문제는 클러치 자체의 물리적 특성, 변속시 클러치에서의 열발생량, 윤활유 순환계의 열방출 능력등을 종합적으로 고려함으로써 이루어질 수 있다. 클러치 분리, 체결시 클러치 면 사이에서의 손실 동력밀도 L_l 은 다음식으로 표시된다.

$$L_l = T_m (\omega_m - \omega_1) \dots\dots\dots(16)$$

여기에서 ω_1 은 클러치 직후의 변속장치 입력축의 각속도이며, $\omega_m - \omega_1$ 은 마주보는 클러치 면 사이의 슬립속도를 나타낸다. 따라서 변속시의 발생열량 Q_h 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_h = \int T_m (\omega_m - \omega_1) dt \dots\dots\dots(17)$$

3. 실험 및 시뮬레이션

3.1 실험방법

변속장치 동특성 실험에는 유압굴삭기 주행용 동력 전달계 실시간 시뮬레이터⁴⁾를 사용하였으며, 시뮬레이터의 구성은 Fig.3 과 같다. 실험 시작시에는 먼저 Fig.3 의 메인펌프를 기동하여 회로압력을 320bar 로 설정하고, 각종 제어계측기기들을 작동시켜준다. 또한, 제어용 유압원도 가동하여 정상적으로 작동하게 해 둔 후, 자동적으로 변속 단수를 변환하면서 소정의 시간 동안 실험을 하고, 데이터를 읽거나 저장한다.

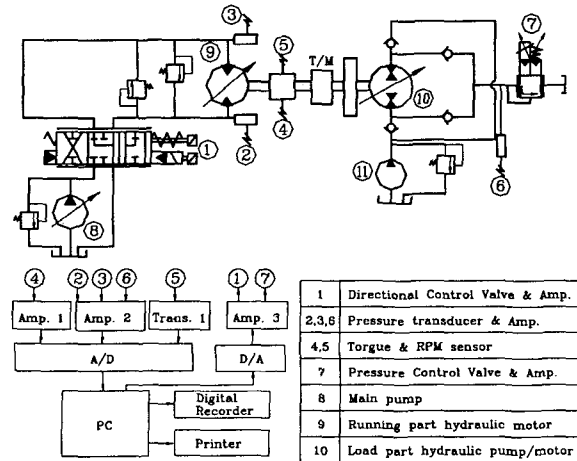


Fig.3 Hydraulic & measurement/control circuit of the simulator

3.2 시뮬레이션에 필요한 물리 파라미터 도출

변속장치 내에서 회전운동하는 요소들의 관성모멘트를 실측 치수로부터 계산하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

$$J_{11} = 2.941 \times 10^{-4} [\text{kg.m}^2], \quad J_{12} = 2.152 \times 10^{-3} [\text{kg.m}^2],$$

$$J_o = 9.374 \times 10^{-3} [\text{kg.m}^2],$$

$$J_2 = 6.315 \times 10^{-2} [\text{kg.m}^2], \quad J_m = 6.7 \times 10^{-2} [\text{kg.m}^2]$$

여기에서 J_m 은 유압모터의 관성모멘트이며, 제작회사 카탈로그⁵⁾에 주어진 값을 사용하였다. 변속장치 내 감속 기어들의 기어치수는 $N_{11}=19$, $N_{12}=38$, $N_{01}=47$, $N_{02}=26$, $N_2=70$ 이고, 1 단 및 2 단 감속비는 $\epsilon_{t1}=1/6.66$, $\epsilon_{t2}=1/1.842$ 이다.

4. 결과 및 고찰

차량 주행용 동력 전달계 변속장치의 변속시 동특성을 조사할 목적으로 실험 및 수치해석을 수행하였다. 실험 및 수치해석에서 조사한 변속장치 동특성에 관련된 물리 인자로는 변속시 클러치 제어용 유압, 유압모터의 속도, 환산 차량속도, 유압모터 입,출구 압력 및 클러치에 작용하는 토크가 있다. 변속시 차량의 승차감과 변속장치의 수명에 직접적으로 영향을 미치는 충격토크 및 열발생과 주행부하와 같은 차량 운전조건 변화와의 관계를 조사하였다.

4.1 1→2 단 변속

Fig.4 는 차량속도를 5[km/h]로 일정히하고 차량 주행 부하토크를 30, 50, 70, 90[N.m]로 변화시키면서 변속했을 때의 실험결과와 수치계산 결과를 나타낸 것이다. 실험결과 및 수치계산 그래프에는 충격토크와 열발생량 외에 손실동력의 밀도(Power density)도 함께 도시하였다. 그림에서 횡축은 1 단 클러치가 분리된 후 2 단 클러치가 체결되기 시작하는 시점으로부터의 시간 경과를 나타낸다. 클러치 체결시점은 새로이 체결하는 클러치 제어용 유압실린더에서 압력이 상승하기 시작하는 시점과 일치한다고 생각하여 실험결과 그래프로 판정하였다. 여기에서, 열발생량과 동력밀도의 실험치 및 계산치는 각각 실험 및 계산에서 구한 클러치 전달토크 및 회전각속도 차이로부터 다시 계산하여 구한 것이다. 실험결과 및 수치계산으로부터, 1→2 단 변속시 주행부하토크가 커짐에 따라 충격토크와 손실동력 밀도의 절대치가 다소 커지지만 두드러진 차이가 보이지 않는 반면에, 열발생량은 상당히 커지고 있음을 알 수 있다. 충격토크치에 그다지 큰 차이가 발생하지 않는 것은 1 단 구동시에는 2 단측 피동 클러치 반은 유압모터 회전속도의 약 1/3.6 배의 속도로 공전하는 관계로 애초에 공전속도가 그다지 크지 않아서, 체결시 마주보는 클러치 면 사이의 상대속도의 차이가 부하토크의 크기에 매우 민감하게 영향받지 않기 때문이다. 그렇지만 부하토크가 큰 경우에는 클러치 체결시 슬립이 지속되는 시간이 길어져서 열발생량이 증가하는 것으로 생각된다. 계산결과는 실험결과와 대체로 일치하고 있지만, 변속이 종료되는 시점 부근에서 열발생량과 손실동력 밀도를 나타내는 그래프의 계산치와 실험치 사이에는 차이가 존재함을 알 수 있다. 이것은 실험결과에서 알 수 있는 바와 같이 한번에 클러치의 체결이 종료되지 않고 상당 시간 동안 슬립이 존재하지만 수치해석에서는 한번에 클러치 체결이 종료되는 것으로 계산되기 때문이다.

4.1 2→1 단 변속

Fig.5 는 차량속도를 5[km/h]로 일정하게 해 두고, 차량 주행부하토크를 30, 50, 70, 90[N.m]로 증가시키면서 2→1 단으로 변속했을 때의 충격토크, 열발생량 및 손실동력 밀도에 대한 실험 및 수치해석 결과를 나타낸 것이다. Fig.5 의 결과로부터 부하토크의 크기에 따라 충격토크의 절대치에 큰 차이가 나타나 있다. 이것은 변속 직전 1 단측 피구동 클러치 반의 공전회전속도가 매우 높기 때문에 1→2 단 변속시인 Fig.4 와는 달리 변속시 공전중인 축의 회전속도가 부하토크의 크기에 의하여 크게 영향을 받기 때문인 것으로 해석된다. 충격토크의 절대치는 부하토크의 크기가 증가함에 따라 점차로 작아짐을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 건설차량용 변속장치의 변속시 동특성을 이론적으로 해석하였으며, 이론 해석결과를 실험결과와 비교 검토함으로써 이론해석 기법 및 실험기법의 타당성을 확인하였다. 또한, 변속직전의 주행부하토크와 같은 차량 운전 조건의 변화에 따른 변속장치 동특성의 변화를 조사하였으며, 얻어진 결론을 요약하면 아래와 같다.

(1) 변속장치의 동특성 해석을 위한 수학적 모델을 제시하고, 이 수학적 모델을 사용한 수치해석 소프트웨어를 개발하였으며, 이 소프트웨어를 사용함으로써 변속장치의 동특성을 비교적 정확하게 예측할 수 있음을 확인하였다.

(2) 설계, 제작한 차량주행계 시뮬레이터를 사용함으로써 변속장치의 동특성 실험을 실험실 내에서 용이하게 실제 차량에서와 매우 유사한 물리적 상황하에서 수행할 수 있음을 확인하였다.

(3) 대상 변속장치에서 충격토크 및 열발생량의 절대치는 차량속도가 일정할 경우 「1→2 단」 변속시에는 차량 주행부하가 클수록 증가하고, 「2→1 단」 변속시는 차량주행부하가 클수록 감소한다.

참고문헌

1. 삼성중공업주, "MX6W-2 굴삭기 정비 지침서", 1991.
2. 박영일, 이장무, "차량용 변속장치의 변속 과도 특성 해석", 자동차공학회지, Vol.14, No.2, pp.44~53, 1992.
3. K.B. Harmon and R.H. Schaefer, "Shift Modulation of Allison Automatic and Powershift Transmission", SAE730839, pp.2781~2790, 1973.
4. 이일영, 김진원, 윤소남, 양경옥, "건설차량 주행

용 동력전달계의 실시간 시뮬레이터에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집, 제 4 권, 제 2 호, pp.90~105, 1996.

5. UCD 종합 Catalogue, "Total Program", 내전유압기 기공업(주), pp.176, 1987

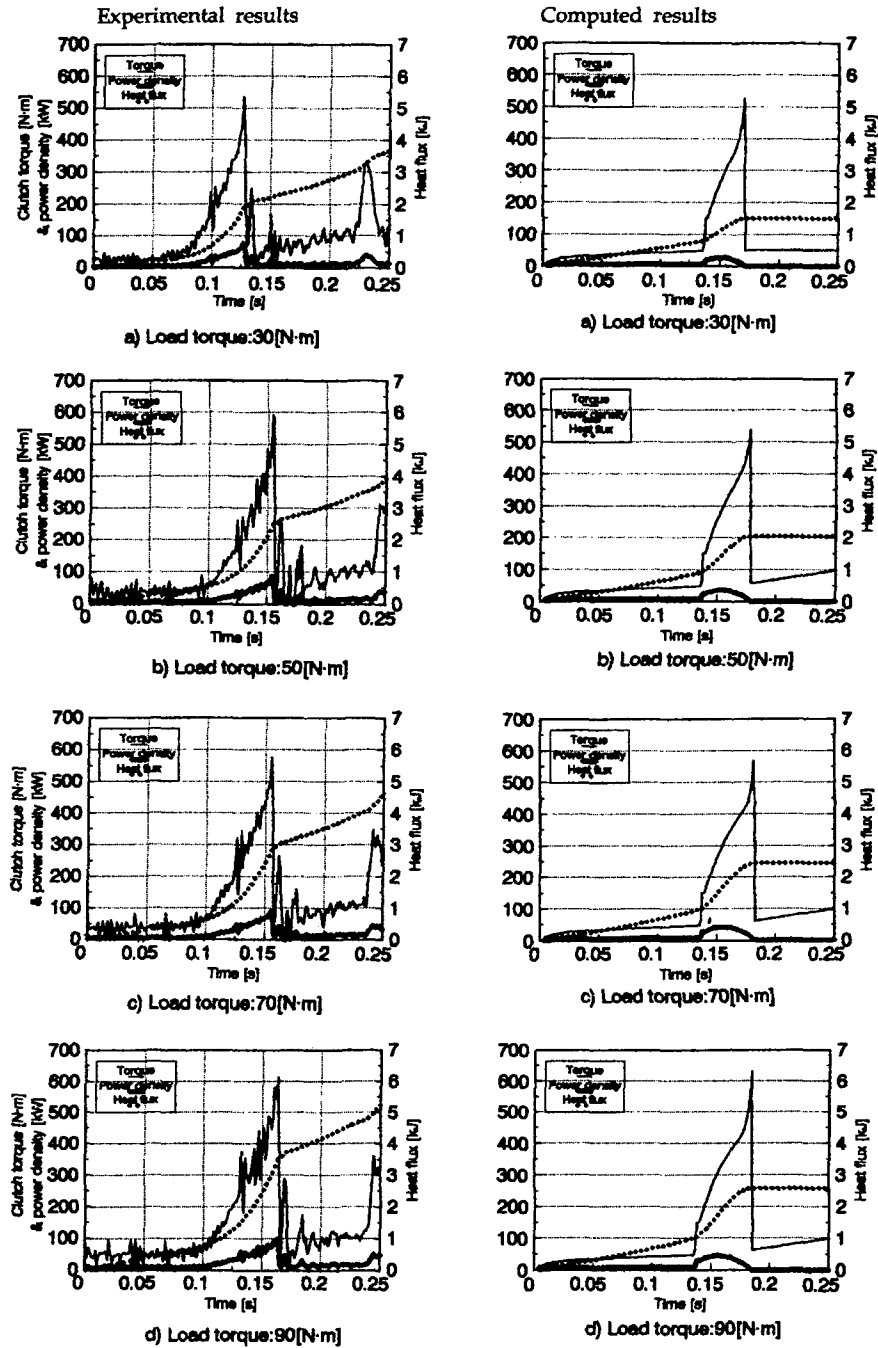


Fig. 4 Effect of load torque on shift characteristics
(Shift: 1st → 2nd stage, Vehicle velocity: 5[5km/h])

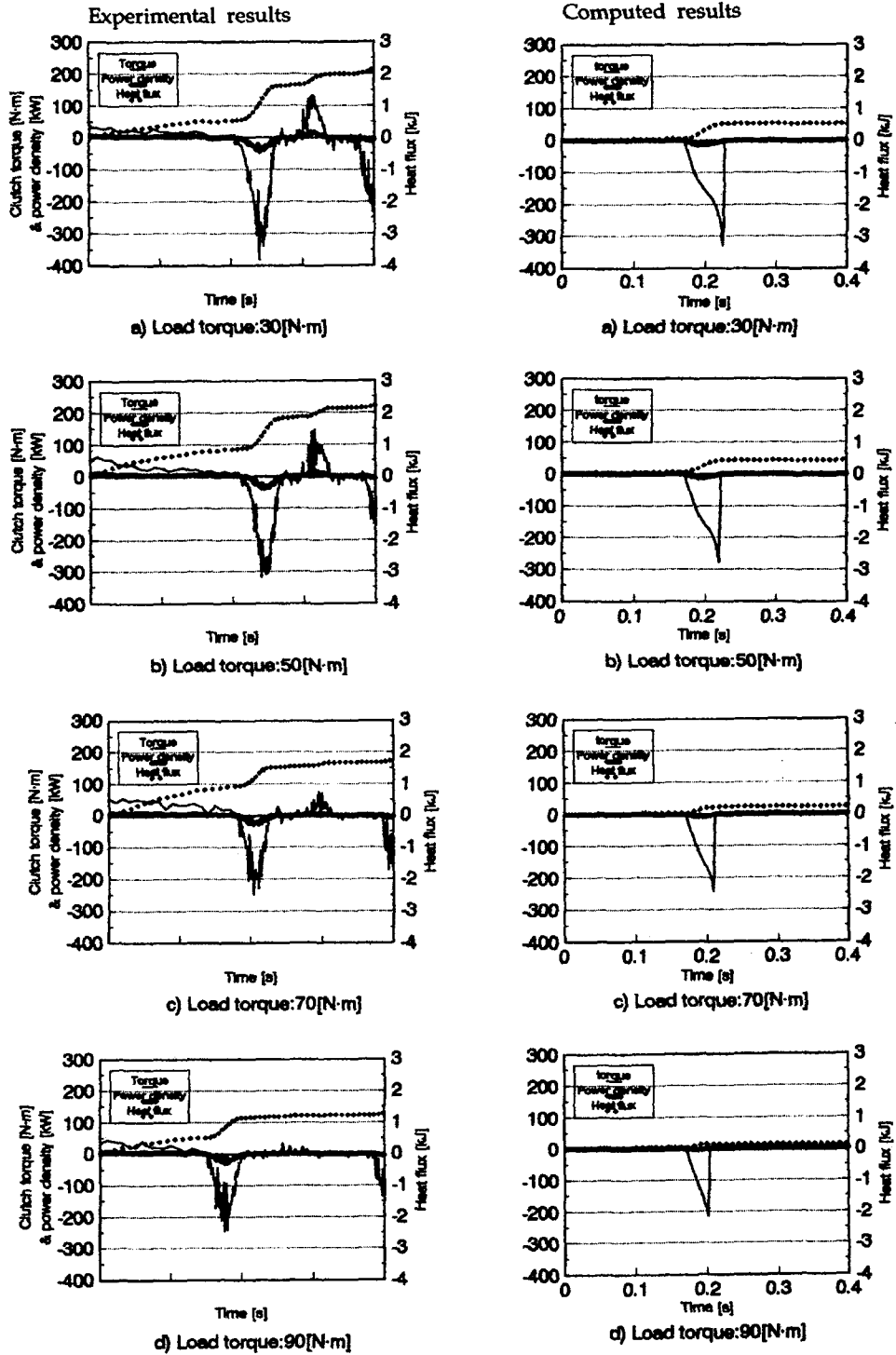


Fig. 5 Effect of load torque on shift characteristics
 (Shift: 2nd → 1st stage, Vehicle velocity: 5 [km/h])