

〈논 문〉 SAE NO. 943764

CVT의 변속 알고리즘과 응답특성

Shifting Algorithm and Response Characteristics of CVT

성 덕 환,* 김 현 수**
D. H. Sung, H. S. Kim

ABSTRACT

In this study, a shifting algorithm of CVT was suggested for the two(2) driving modes : (1) power mode and (2) economy mode. Shifting algorithm must be obtained to make the engine run on the optimum operating line for the desired performance of the vehicle. Optimum operating lines of the engine were obtained by connecting the shortest way of the iso-power lines for the power mode and by connecting the shortest way of the BSFC curves for the economy mode. Also, dynamic model of CVT vehicle was derived considering the throttle and the brake operation. By using the shifting algorithm and the CVT vehicle model, numerical simulations were performed to estimate the performance of CVT. Simulation results showed that comparing the performance of the conventional 4-speed automatic transmission, acceleration performance of the CVT vehicle was almost same with the AT vehicle for the power mode and the fuel economy of CVT was 14% superior than that of AT for the economy mode.

주요기술용어 : CVT(무단변속기), Shifting Algorithm(변속 알고리즘), Power Mode(파우어 모드), Economy Mode(이코노미 모드)

1. 서 론

차세대 자동차는 높은 동력성과 연비 특성이 요구되며 아울러 배기가스와 소음의 감소 등 환경오염에 대한 규제를 만족시켜야 한다.

CVT(Continuously Variable Transmission)는 변속비의 제어를 통하여 엔진의 작동점을 최적 상

태에서 유지시킬 수 있기 때문에 가속성능의 향상 및 연비개선이 가능하며 따라서 배기가스 절감 효과를 얻을 수 있다. CVT는 이외에도 자동변속기(Automatic Transmission : AT)에 비해 부품수가 상대적으로 적으며 무단으로 변속이 이루어지므로 기어변속에 의한 추진력변동이 없어 운전의 쾌적성을 얻을 수 있는 등 많은 장점을

* 성균관대학교 대학원

** 정희원, 성균관대학교 기계공학과

가지고 있다.¹⁻³⁾ 이와같은 CVT의 장점은 엔진이 최적상태로 운전될 수 있도록 CVT의 변속비를 적절히 제어하여야만 얻을 수 있다. CVT의 변속비제어는 운전자의 의도를 충분히 반영하여 최대가속성능 또는 최저연비를 얻을 수 있도록 수행되어야 하며 이를 위하여는 적절한 변속 알고리즘의 개발과 이를 실현할 수 있는 제어시스템의 개발이 필수적이다.⁷⁻¹²⁾

CVT 변속 알고리즘에 관하여는 각 드로틀개도에 대하여 요구되는 엔진속도를 얻거나⁹⁾ 변속비 도표를 작성하여 사용하는 방법¹⁰⁾, 차량속도에 대하여 요구되는 엔진속도를 얻기 위한 변속비선도¹¹⁾ 등이 제시되고 있으나, CVT 변속 알고리즘 도출에 대한 상세한 연구결과는 자동차 제작사의 엔진-변속기 매칭(Matching) 기술로서 발표된 것이 거의 없다.

본 연구에서는 CVT 차량의 주요 주행모드에 대하여 엔진의 최적운전을 위한 변속 알고리즘을 제안하고, 이 알고리즘을 이용하여 엔진-토크 컨버터-CVT 구동계에 대한 주행 시뮬레이션을 수행한다. 운전조건으로는 WOT(Wide Open Throttle)과 임의의 주행모드에 대하여 엔진의 운전상태, 연비, 가속성, 변속비응답 등 차량응답 특성을 4단 AT차량과 비교, 평가한다.

2. 변속 알고리즘

CVT의 변속 알고리즘은 차량의 동력성능과 연비의 향상을 이룰 수 있도록 설정되어야 한다. 본 연구에서는 운전 모드로 엔진의 최대출력작동을 위한 P-모드(Power Mode)와 최소연비작동을 위한 E-모드(Economy Mode)에 대하여 CVT 변속 알고리즘을 제안하였다.

2.1 P-모드 변속 알고리즘

Fig.1에 P-모드선도(Power Mode Line : PWL)가 도시되어 있다. 여기서 등간격으로 나타나는 선은 정상상태 주행시 차량속도에 대한 구동과워를 엔진작동선도상에 도시한 것이다. 차량이 최대 동력을 얻도록 하기 위하여는 엔진이 Fig.1의 과워 등고선을 최단거리로 이동하여야 한다. Fig.1

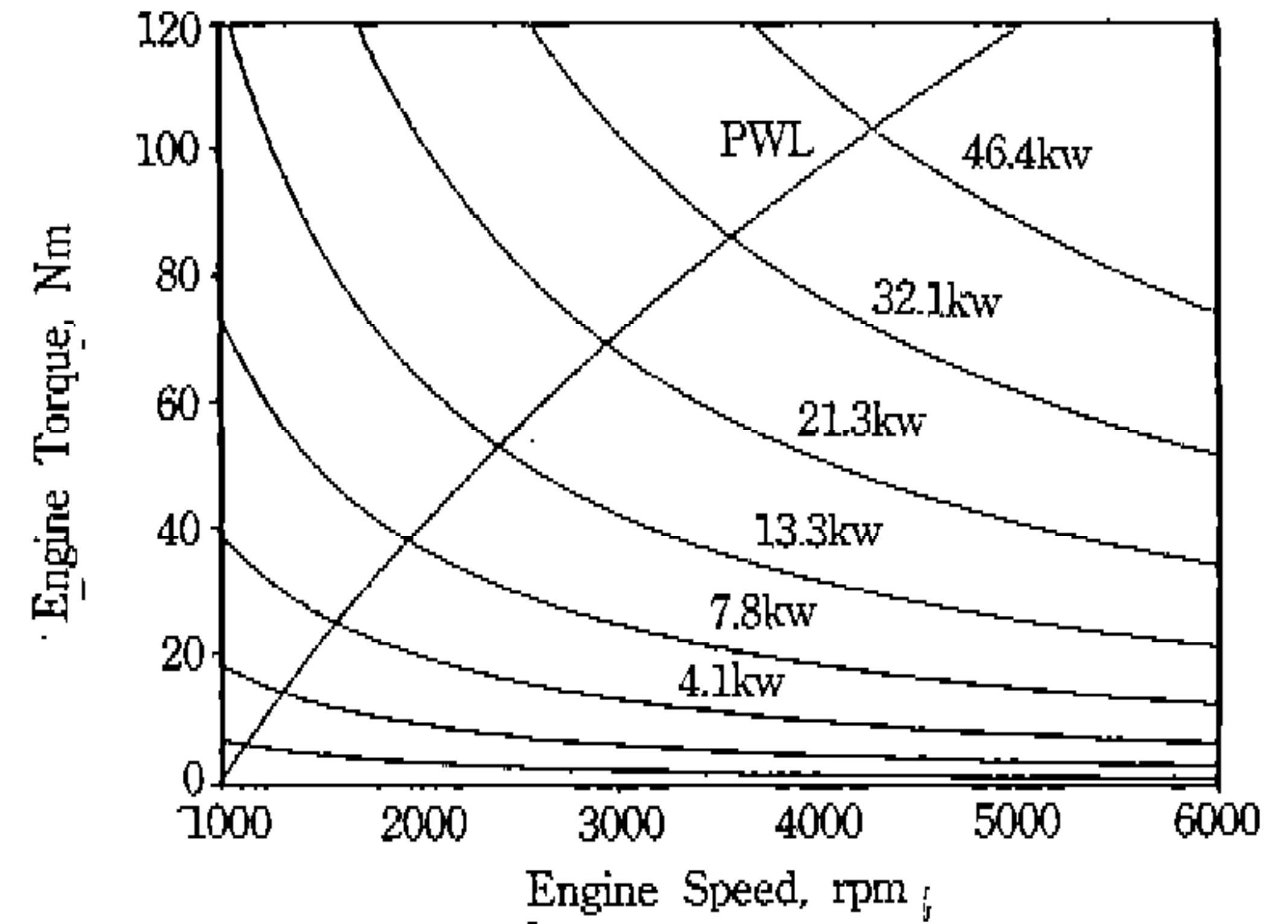


Fig.1 Power mode line(PWL)

의 PWL은 구동과워 등고선을 최단거리로 연결한 것이다. 각 드로틀개도에 대하여 드로틀 선도와 PWL이 교차하는 점에서만 엔진이 작동한다면 엔진은 항상 최대출력상태를 유지할 수 있으며 CVT의 변속비는 엔진이 각 드로틀개도에 대하여 PWL에 머물러 있도록 제어되어야 한다.

2.2 E-모드 변속 알고리즘

Fig.2에 E-모드선도(Economy Mode Line : ECL)가 도시되어 있다. 여기서 등고선으로 나타난 것은 BSFC(Brake Specific Fuel Consumption) 선도이다. 연료소비를 최소화하기 위하여는 엔진의 운전점이 BSFC 등고선을 최단거리로 이동하여야 한다. Fig.2의 ECL은 최소 연료소비점에 최단거리로 이르도록 연결한 것이다. 각 드로틀개도에 대하여 드로틀 선도와 ECL이 교차하는 점에서 엔진이 작동한다면 엔진은 최소 연료소비상태를 유지할 수 있다. 그리고 이를 위하여 CVT의 변속비는 엔진이 각 드로틀개도에 대하여 ECL에 머물러 있도록 제어되어야 한다.

Fig.3에 각 드로틀개도에 대한 ECL, PWL이 도시되어 있다. 각 모드에서 변속비를 구하는 식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$i = \frac{\omega_e}{n \cdot \omega_v} \quad (1)$$

식 (1)에서 i 는 CVT 변속비, n 은 차동기어비(Differential Gear Ratio), ω_e 는 요구되는 엔진속

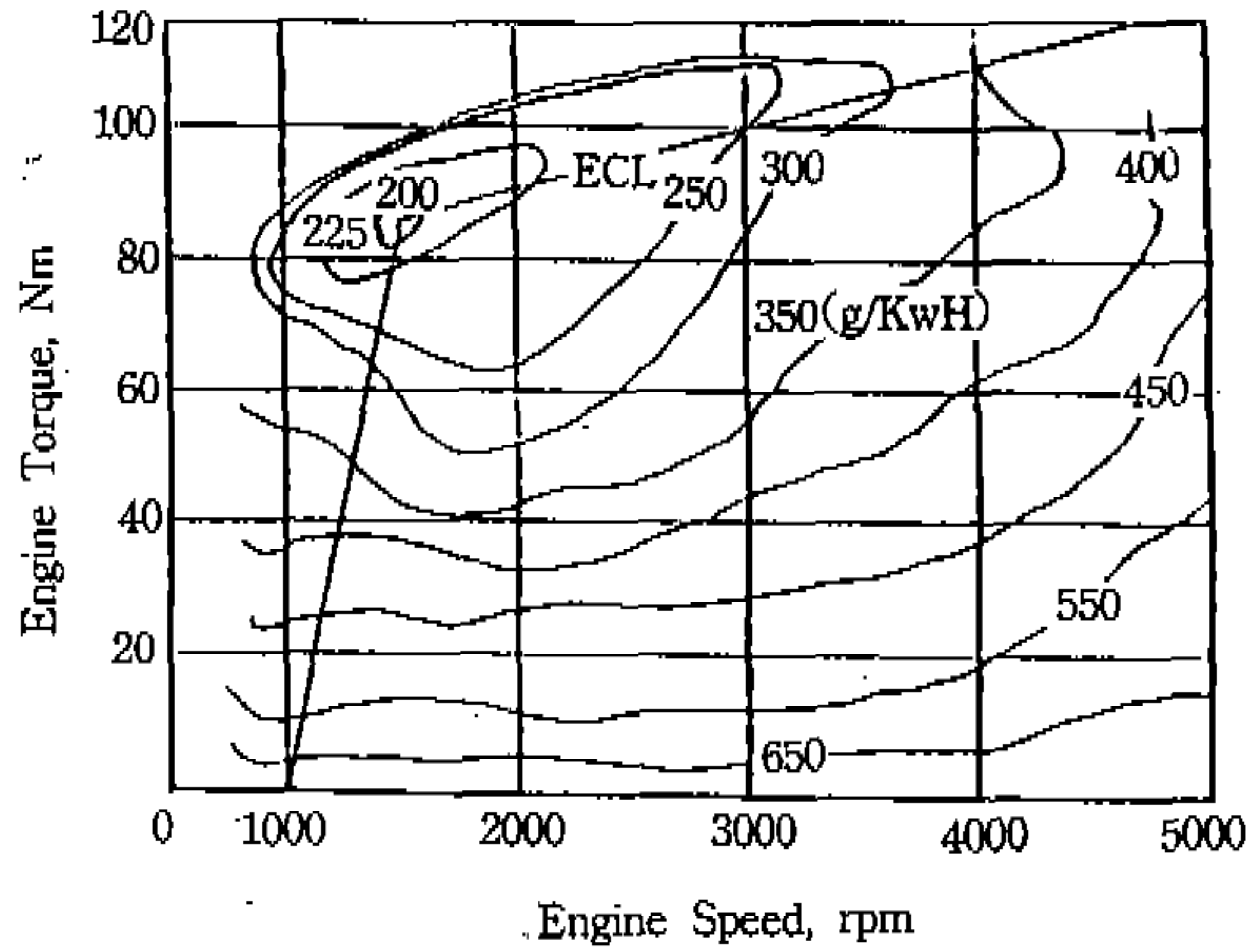


Fig.2 Economy mode line(ECL)

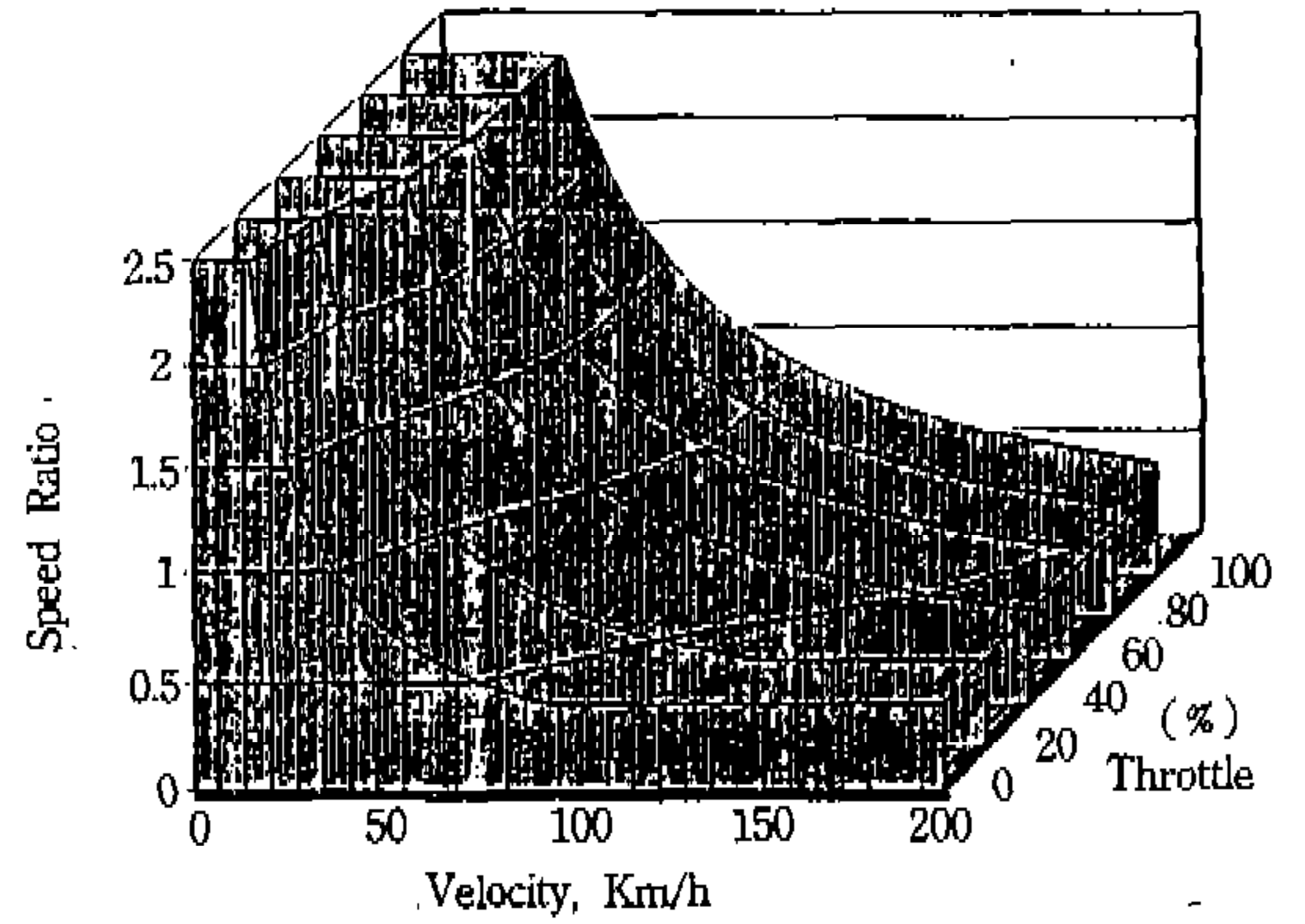


Fig.4 P-mode speed ratio map

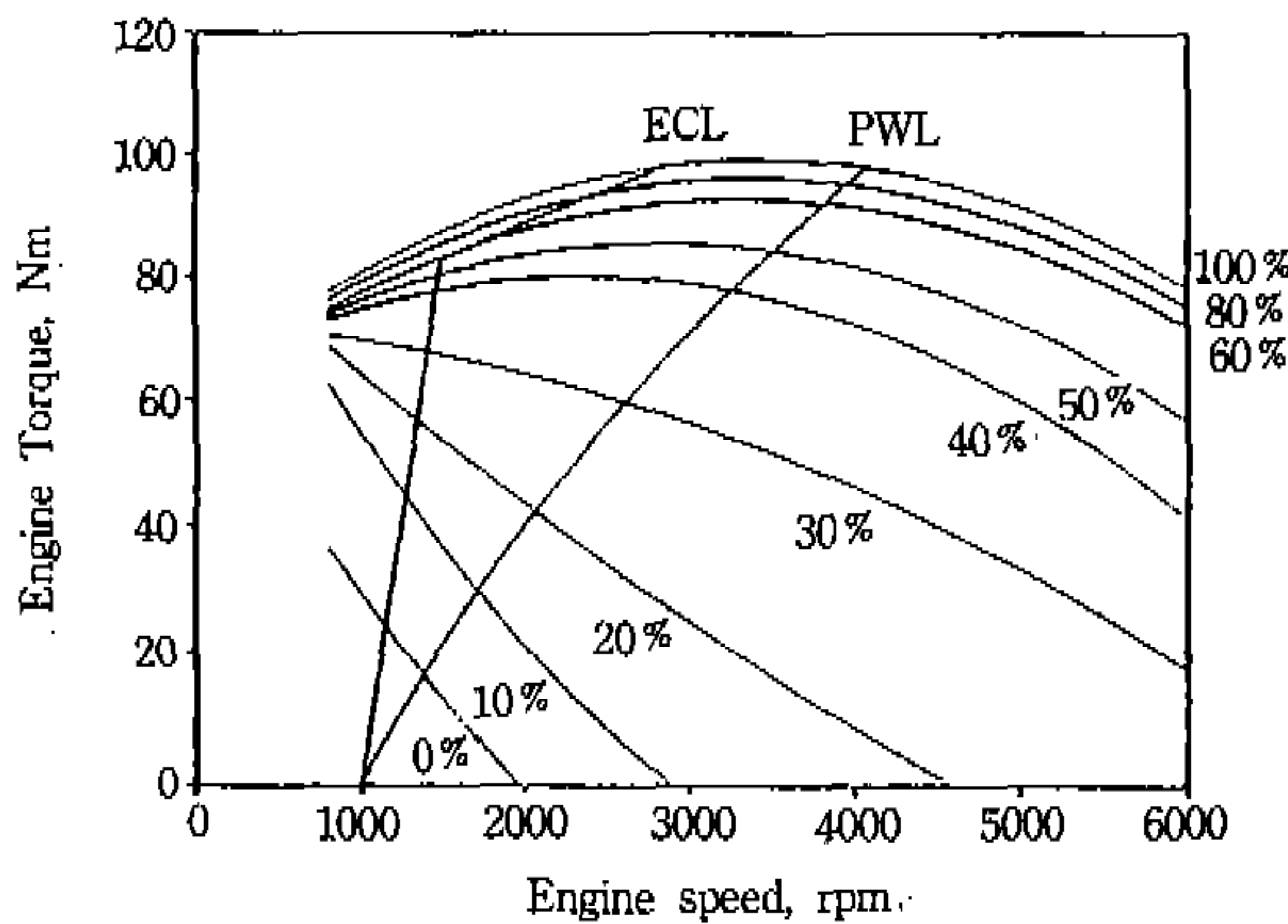


Fig.3 PCL and ECL for various throttle

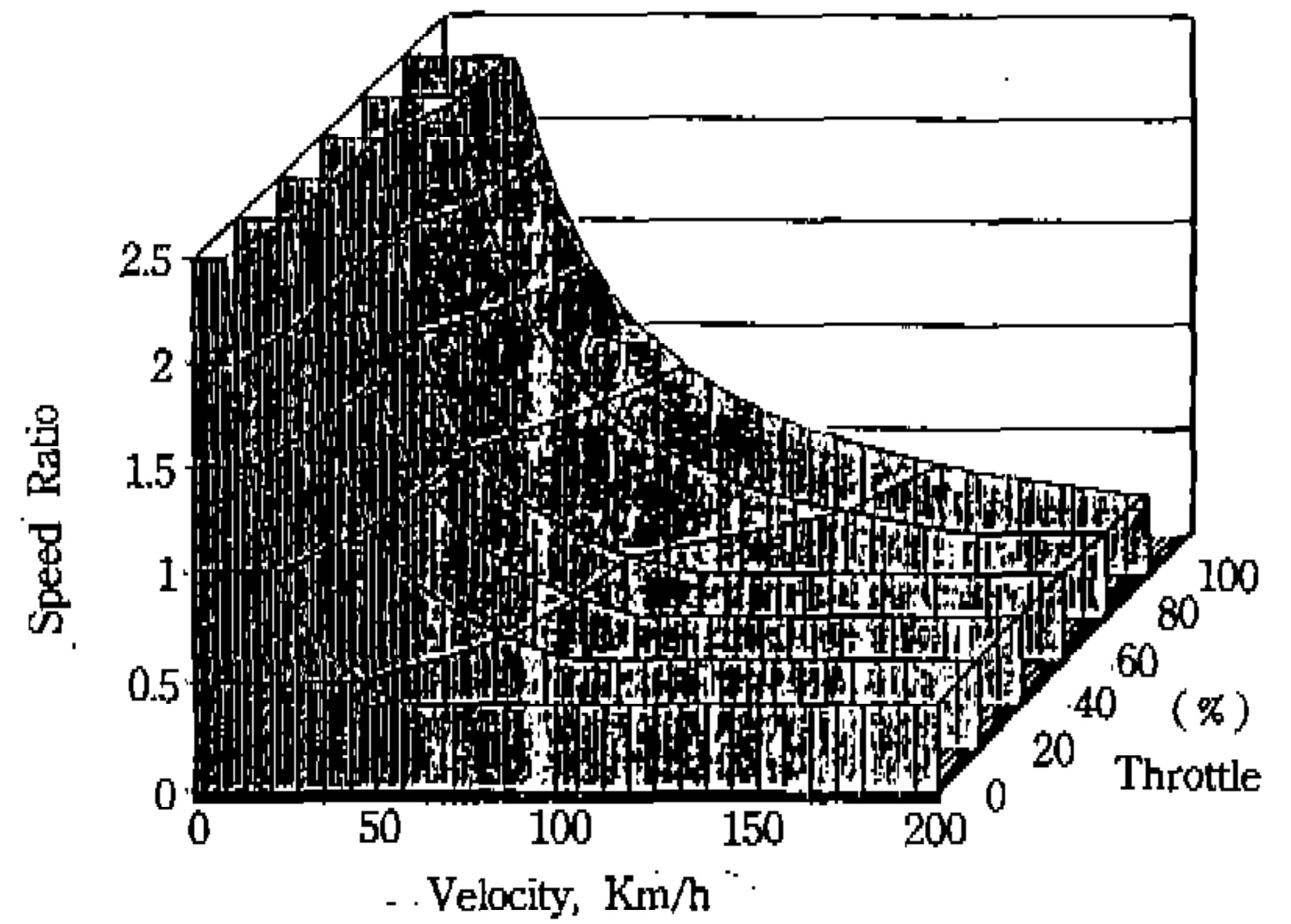


Fig.5 E-mode speed ratio map

도, ω_v 는 차량속도를 나타낸다. 식 (1)과 Fig.3에서 알 수 있듯이 드로틀개도가 주어지면 최대 동력 성능과 최소 연료소비를 위한 엔진속도는 PWL과 ECL이 각 드로틀개도와 교차하는 점에서 하나만 존재하게 되고, 차량속도에 대하여 이 엔진속도에서 엔진이 작동하는데 필요한 변속비도 하나만이 존재함을 알 수 있다. 이 식으로부터 드로틀개도와 차량속도에 대하여 구한 각 모드 변속비가 Fig.4, Fig.5에 3차원 그래프로 도시되어 있다. 이 그래프에서 P-모드의 변속비는 드로틀개도와 차량속도에 대하여 E-모드보다 변속비의 변화가 늦게 일어남을 알 수 있다. 그리고 동일한 차량속도와 드로틀개도 상태에서는 P-모드 변속비가 E-모드 변속비보다 높다. P-모드의 변속비가 E-모드에 비하여 높고, 변속이

늦게 시작되는 것은 수동변속기에서 큰 동력을 얻기 위하여 높은 엔진속도에 이를 때까지 저단을 유지하는 것과 같은 이유이다. Fig.4, Fig.5의 변속비선도는 실제 차량에 적용될 때 TCU(Transmission Control Unit)에 저장되고, TCU는 운전시 차량속도와 드로틀개도에 따라 필요한 변속비를 변속비선도에서 구하여 CVT 제어장치에 공급하게 된다.

3. CVT차량 구동계 모델링

3.1 토크컨버터

본 연구에서는 토크컨버터의 복잡한 동특성을 모두 고려하지 않고, Fig.6에 나타낸 것과 같은 일반적인 토크컨버터 성능곡선¹³⁾을 사용하였다.

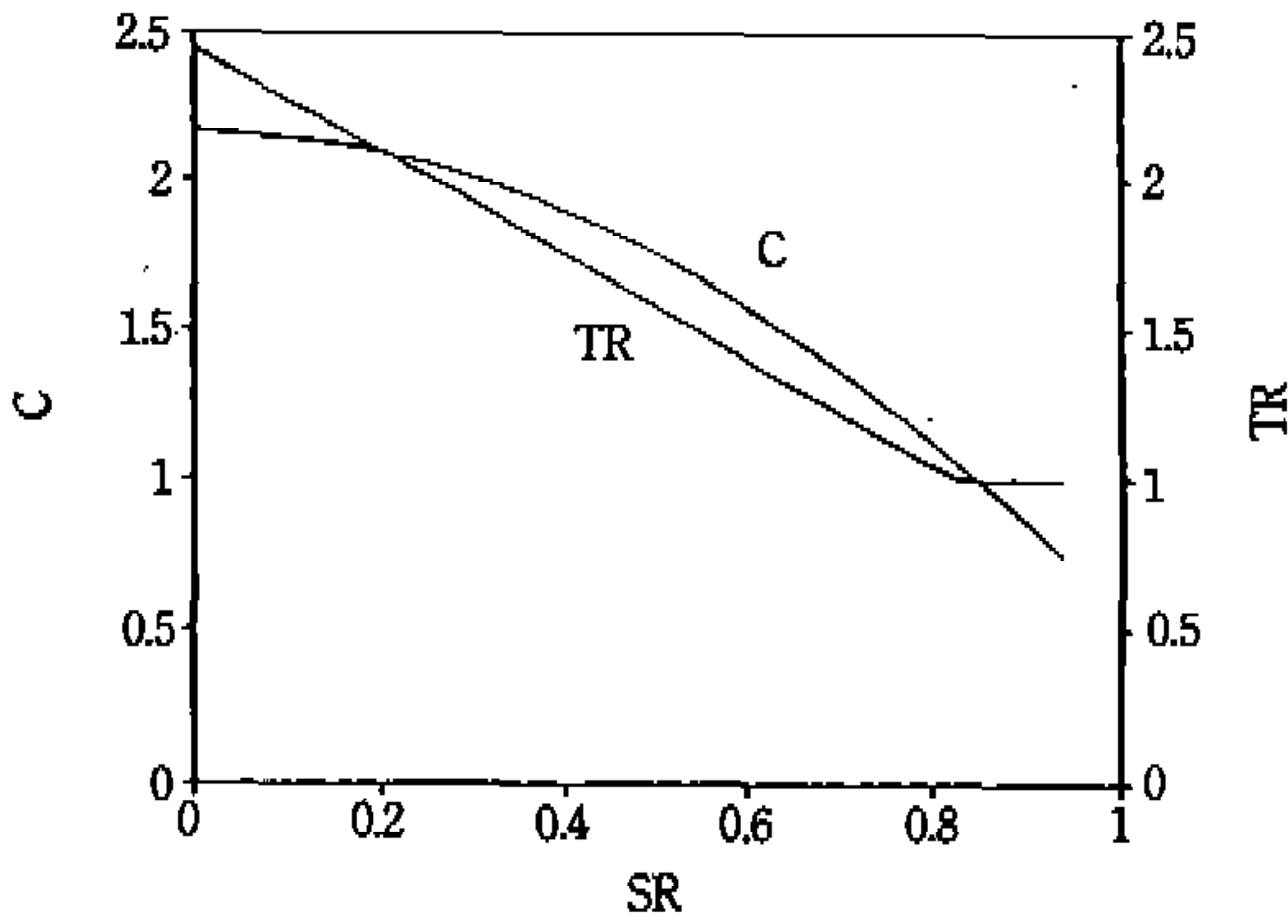


Fig.6 Torque converter performance curve

입력용량계수(Input Capacity Factor) C에 대한 속도비 SR과 토크비 TR의 관계식은 다음과 같다.

$$C = \frac{T_e}{(\omega/1000)^2} \quad (2)$$

$$T_\omega = TR \times T_d \quad (3)$$

$$\omega_\omega = SR \times \omega_e \quad (4)$$

여기서 T_e 는 토크컨버터 입력토크, T_ω 는 토크컨버터 출력속도이다. 토크컨버터는 록업 이전까지만 고려되며 록업 이후로는 토크컨버터의 입력축과 출력축은 일체가 되어 회전한다.

3.2 구동계 모델링

Fig.7은 CVT 차량의 동력전달 시스템에 대한 본드그래프 모델링선도이다. Fig.7의 본드그래프 모델에서 CVT는 기본기능이 수동 및 자동 변속기의 각 변속단과 같이 변속비 변화에 의하여 토크와 속도를 변화시키는 역할을 하므로 무한대의 연속적인 변속단을 갖는 변환기(Modulated Transformer)로 생각하였다.

Fig.7을 보면 엔진에서 발생된 토크와 속도는 토크컨버터를 거쳐 CVT로 전달되고, CVT의 변속비에 따라 변화된 토크와 속도는 차동기어를 통해 바퀴로 전달된다. 이 모델에서 각 동력전달축의 강성은 무시하였다. Fig.7의 모델로부터 다음과 같은 상태방정식을 구할 수 있다.

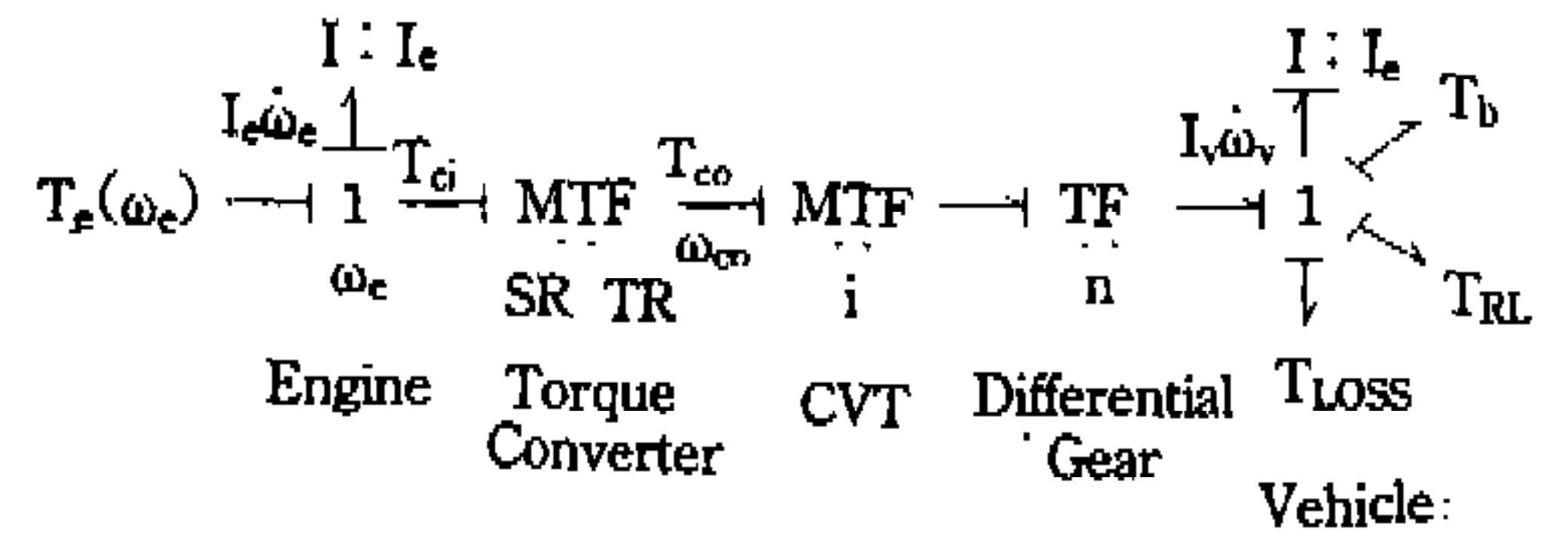


Fig.7 Bondgraph model of CVT vehicle

$$\dot{\omega}_\omega = \frac{(-di/dt) \cdot I_e \cdot n \cdot \omega_e \cdot TR + T_e \cdot n \cdot i \cdot TR - T_{RL} - T_{LOSS} - T_b}{I_v + I_e \cdot n^2 \cdot n^2 (TR/SR)} \quad (5)$$

여기서 T_e 는 엔진토크, I_e 는 엔진의 관성모멘트, I_v 는 차량의 관성모멘트, i 는 CVT 변속비, n 은 차동기어비, T_{RL} 은 주행저항, T_{LOSS} 는 손실토크, T_b 는 브레이크 토크, SR과 TR은 각각 토크컨버터의 속도비와 토크비이다.

CVT 변속비가 Fig.4, 5로부터 구한 변속비로 출력이 되기 위해서는 유압장치를 포함한 CVT의 동특성이 고려되어야 한다. CVT의 동특성은 다음과 같이 시상수 τ 를 갖는 1차 함수로 생각하였다.

$$\frac{i}{i_{desired}} = \frac{1}{\tau S + 1} \quad (6)$$

실제 차량의 운전을 위하여는 식 (5), (6) 외에도 드로틀 개도와 브레이크의 조정이 필요하다. 드로틀개도와 브레이크의 조작운동은 다음식과 같이 시상수 τ_1, τ_2 를 갖는 1차 함수로 생각하였다.

$$\frac{\theta}{\theta_{desired}} = \frac{1}{\tau_1 S + 1} \quad (7)$$

$$\frac{T_b}{T_b^{desired}} = \frac{1}{\tau_2 S + 1} \quad (8)$$

여기서 θ 는 드로틀개도, T_b 는 브레이크 토크이다.

Fig.7의 CVT차량 구동계 모델에서 운동방정식은 토크컨버터 록업(Lock-Up) 이전일 때 다음 2가지로 나눌 수 있다.

3.2.1 구동개시속도(Stalled Speed) 이전

Fig.8은 식 (2)와 Fig.6의 관계를 이용하여 엔진작동선도상에 토크컨버터의 작동영역을 도시한 것이다. 토크컨버터의 변속중에 엔진의 작동은 속도비 $SR=0\sim 0.93$, 입력용량계수 $C=2.17\sim 0.757$ 인 두 포물선(Fig.8) 사이에서만 가능하다. 구동개시속도는 Fig.8에서 SR 이 0일 때 토크컨버터 작동곡선과 현재 드로틀개도가 만나는 점의 엔진속도를 의미한다. Fig.8에서 점 (A)는 드로틀개도가 100%일 때의 구동개시점이다.

엔진속도가 구동개시속도 이전일 때에는 토크컨버터의 특성으로 인하여 엔진토크의 일부만이 토크컨버터로 전달되며 토크컨버터로 전달되지 못한 토크는 엔진의 자체 운동에 사용된다. 예를들어 현재 $SR=0$, 드로틀개도가 100%이고 엔진속도가 1000rpm 이라면 엔진토크(T_e)는 80 Nm이지만 토크컨버터 특성으로 인하여 $SR=0$ 인 토크컨버터 작동곡선과 엔진속도 1000rpm의 직선이 교차하는 점의 토크 20Nm가 토크컨버터 입력토크(T_{ci})로 전달되고 두 토크의 차 60Nm는 엔진운동에 사용된다. 이를 운동방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{\omega}_e = \frac{T_e - T_d}{I_e} \quad (9)$$

3.2.2 구동개시속도 이후

엔진속도가 구동개시속도에 이르면 엔진토크는 모두 토크컨버터로 전달되고, 엔진속도는 Fig.8

에서 현재의 속도비 SR , 입력용량계수 C 에 따라 토크컨버터 작동곡선과 드로틀개도선의 교차점으로부터 구한다.

토크컨버터의 변속특성은 록업 이전까지만 고려되며 록업 이후로는 토크컨버터의 압력측과 출력측이 일체가 되어 회전한다.

4. CVT차량 주행특성 시뮬레이션

시뮬레이션은 P-모드와 E-모드에 대하여 다음과 같이 수행하였다.

- (1) P-모드에 대하여 정지된 차량의 드로틀을 순간적으로 WOT 상태에 이르게 하였을 때 나타나는 차량의 응답특성을 검토한다. 이 때의 CVT 변속비 범위는 2.5~0.4로 설정하였다.
- (2) E-모드에 대하여는 Fig.9의 주행모드 선도를 사용하였다. 차량성능측정을 위한 주행모드으로는 LA-4 모드, Tokyo-10, 11 모드 등이 있으나 여기서는 시뮬레이션시 가속 및 정속, 감속주행특성을 볼 수 있는 간단한 주행모드로 Fig.9와 같은 선도를 설정하였다. 그리고 E-모드에 대하여 차량이 주행조건을 따라 구동되도록 하였을 때 연비 및 기타 차량의 응답특성을 검토한다.
- (3) (1), (2)와 같은 방법으로 4단 AT 차량에 대하여 시뮬레이션을 수행한다. AT차량의 변속비는 1단 2.846, 2단 1.581,

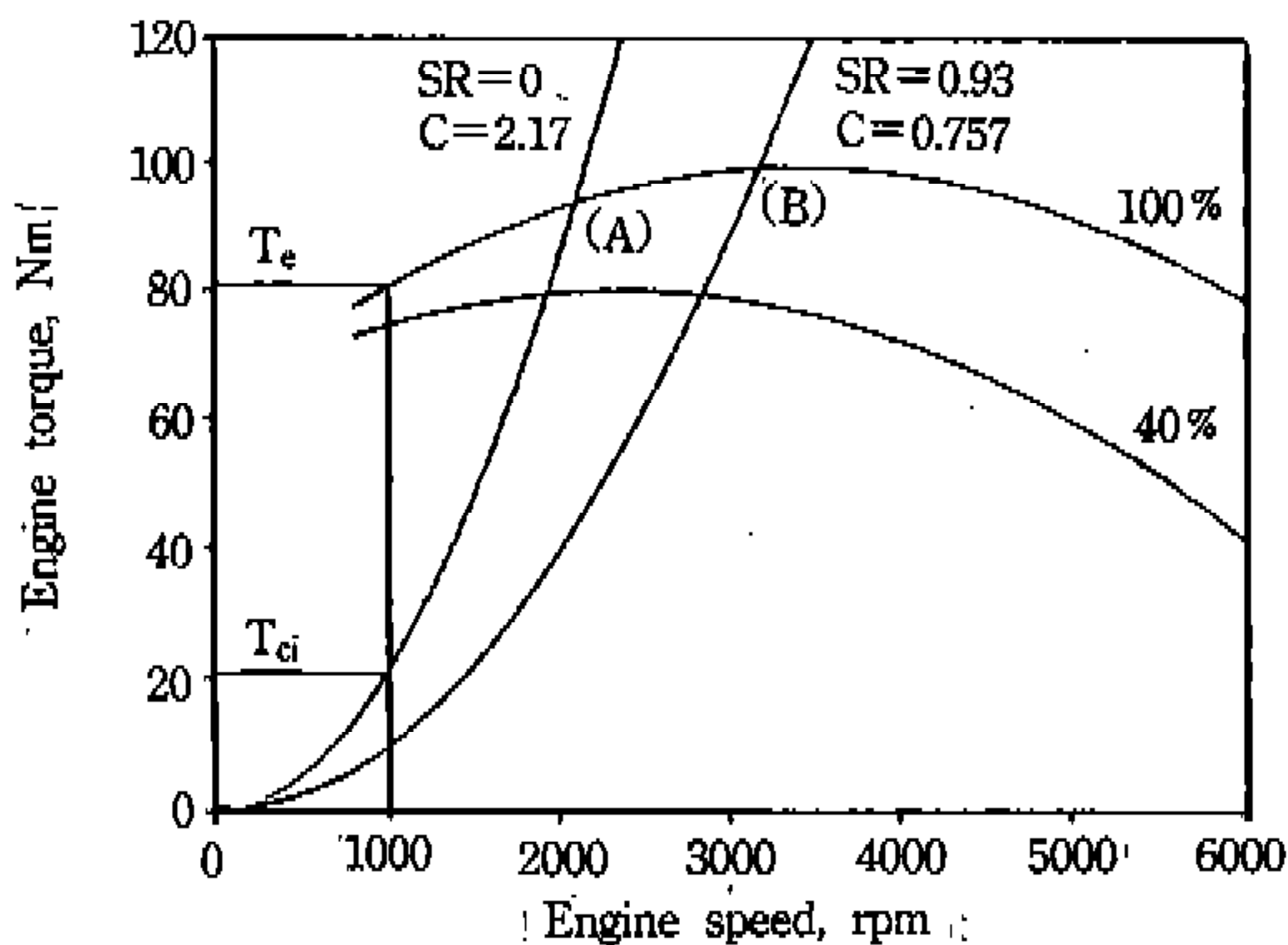


Fig.8 Torque converter operating curve

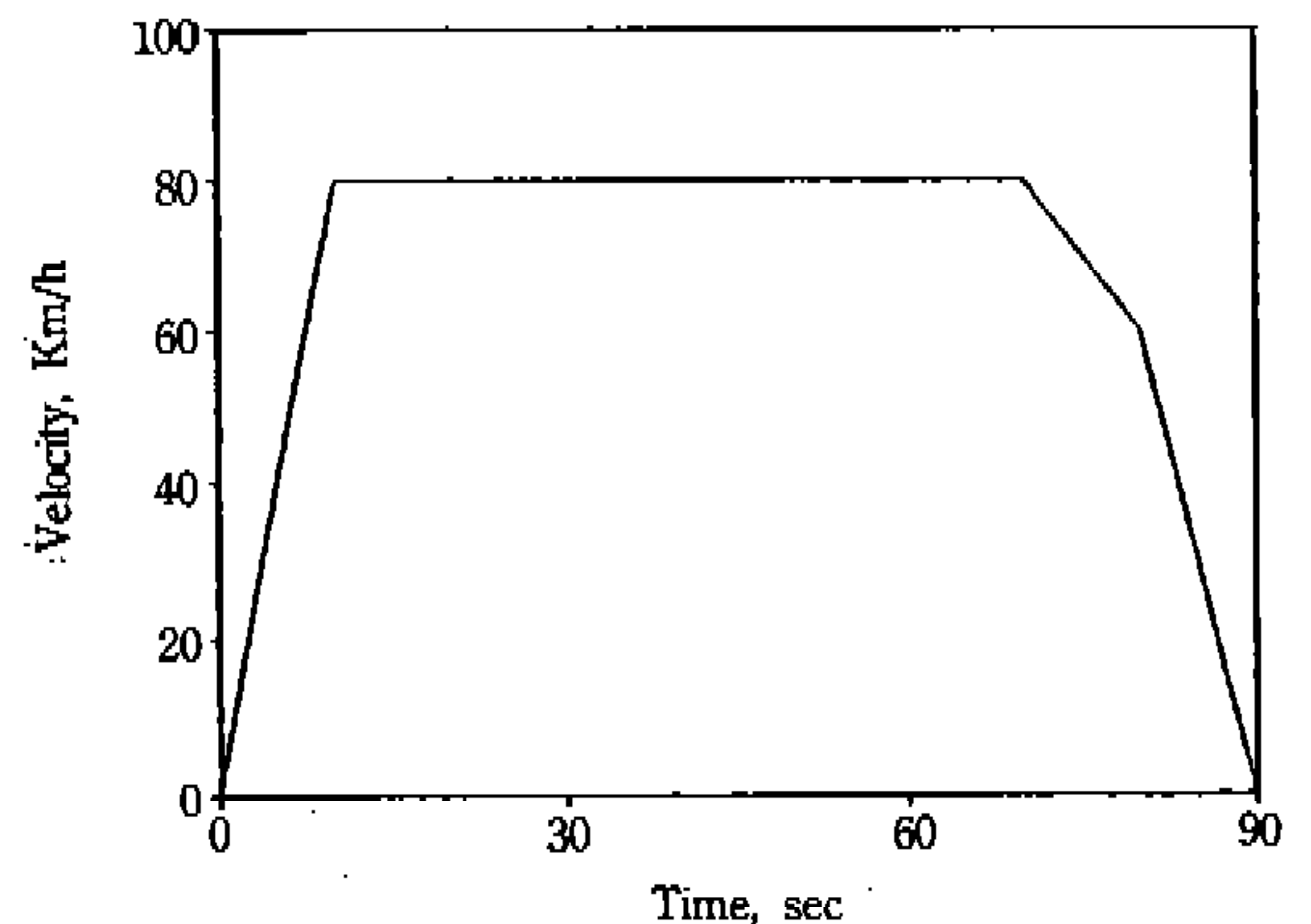


Fig.9 Drive mode for E-mode simulation

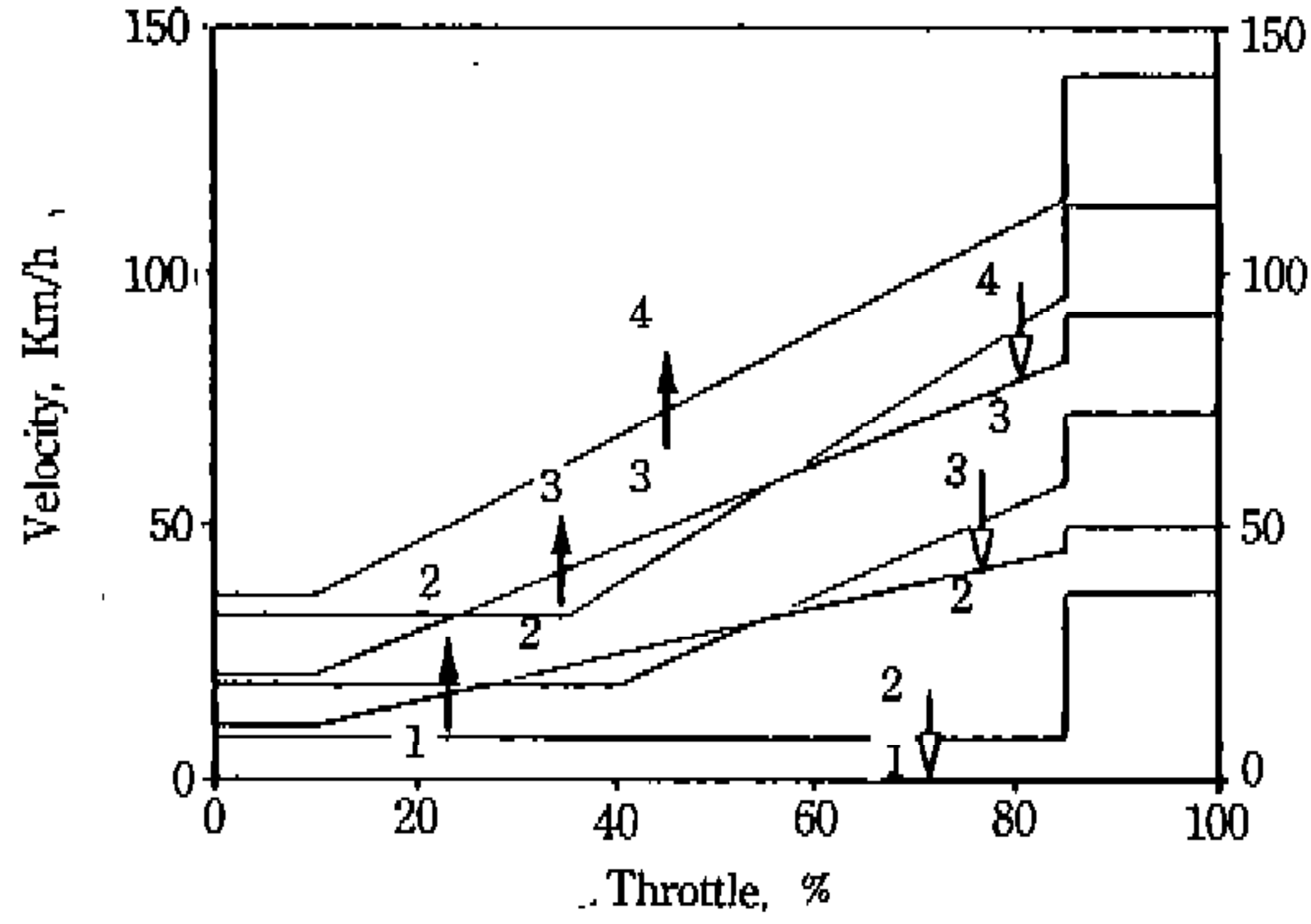


Fig.10 Shift pattern of automatic transmission

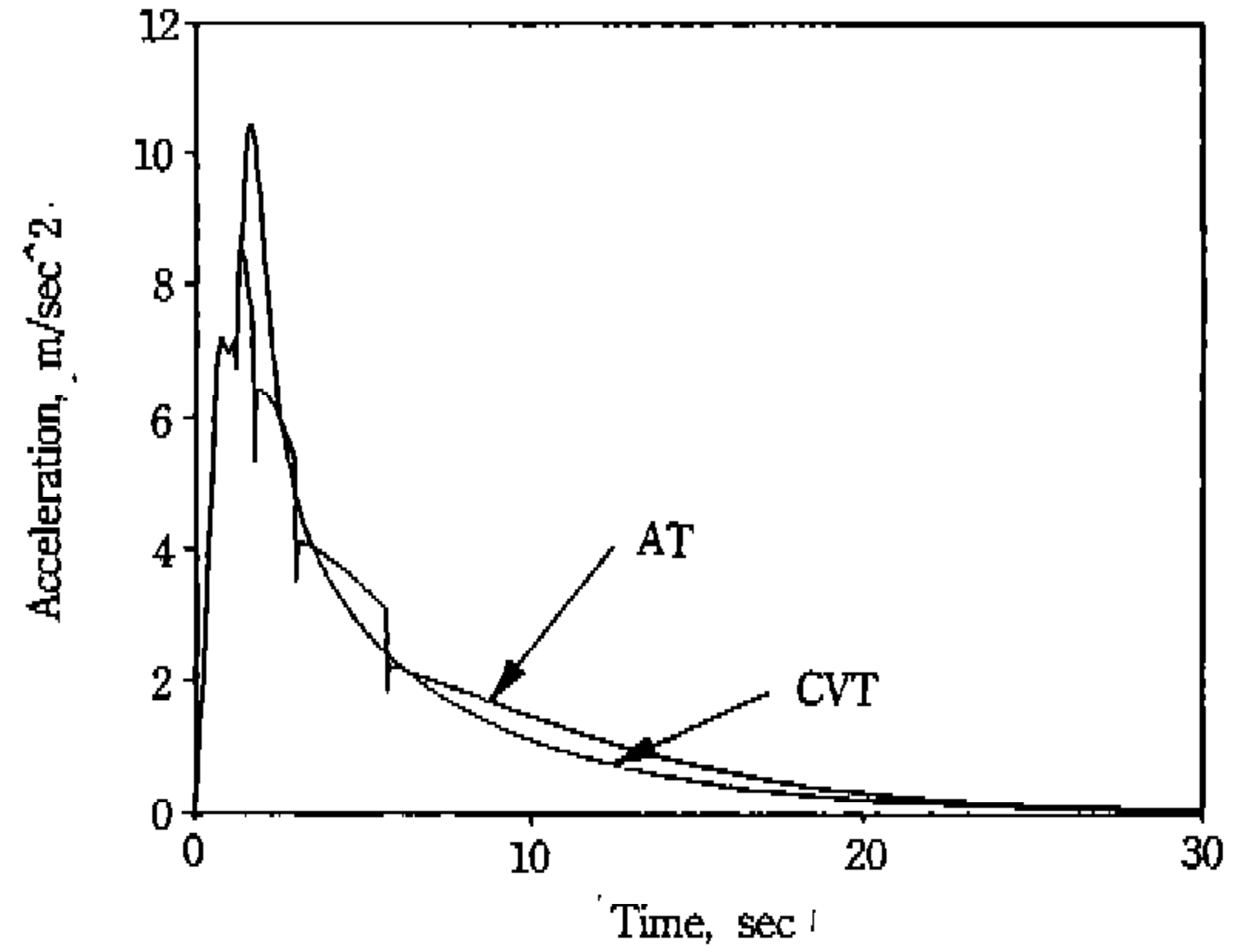


Fig.13 Acceleration for P-mode at WOT

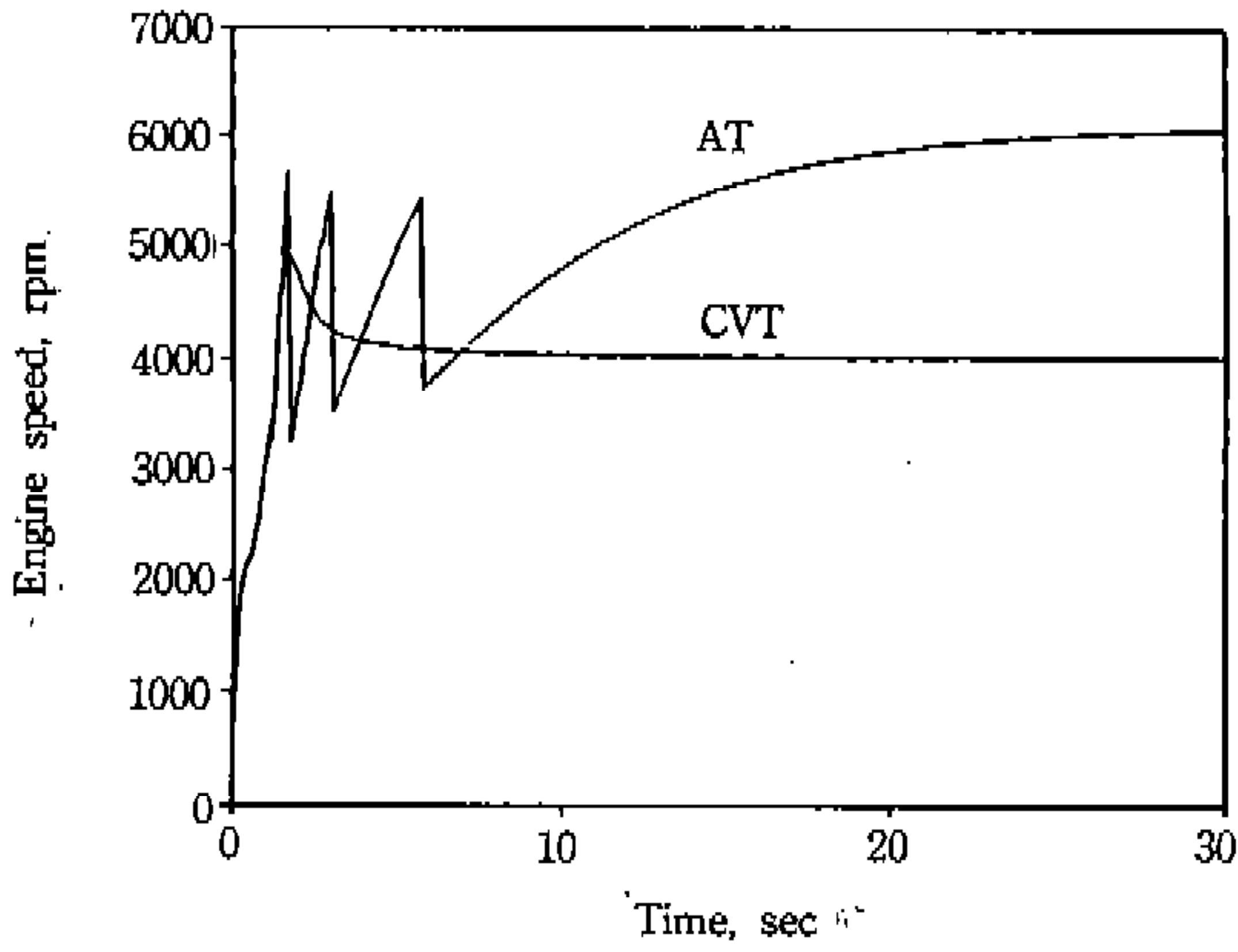


Fig.11 Engine speed for P-mode at WOT

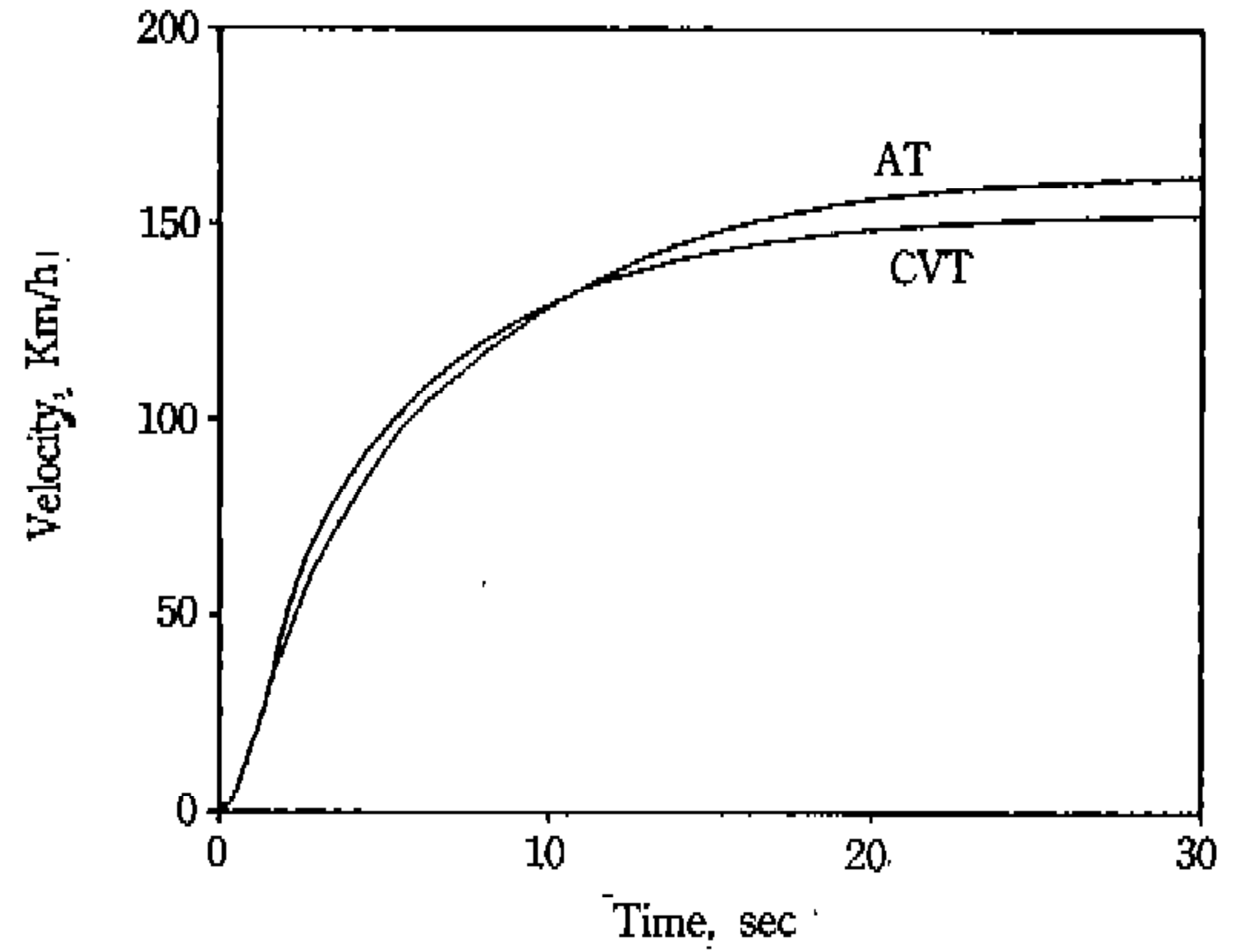


Fig.14 Velocity for P-mode at WOT

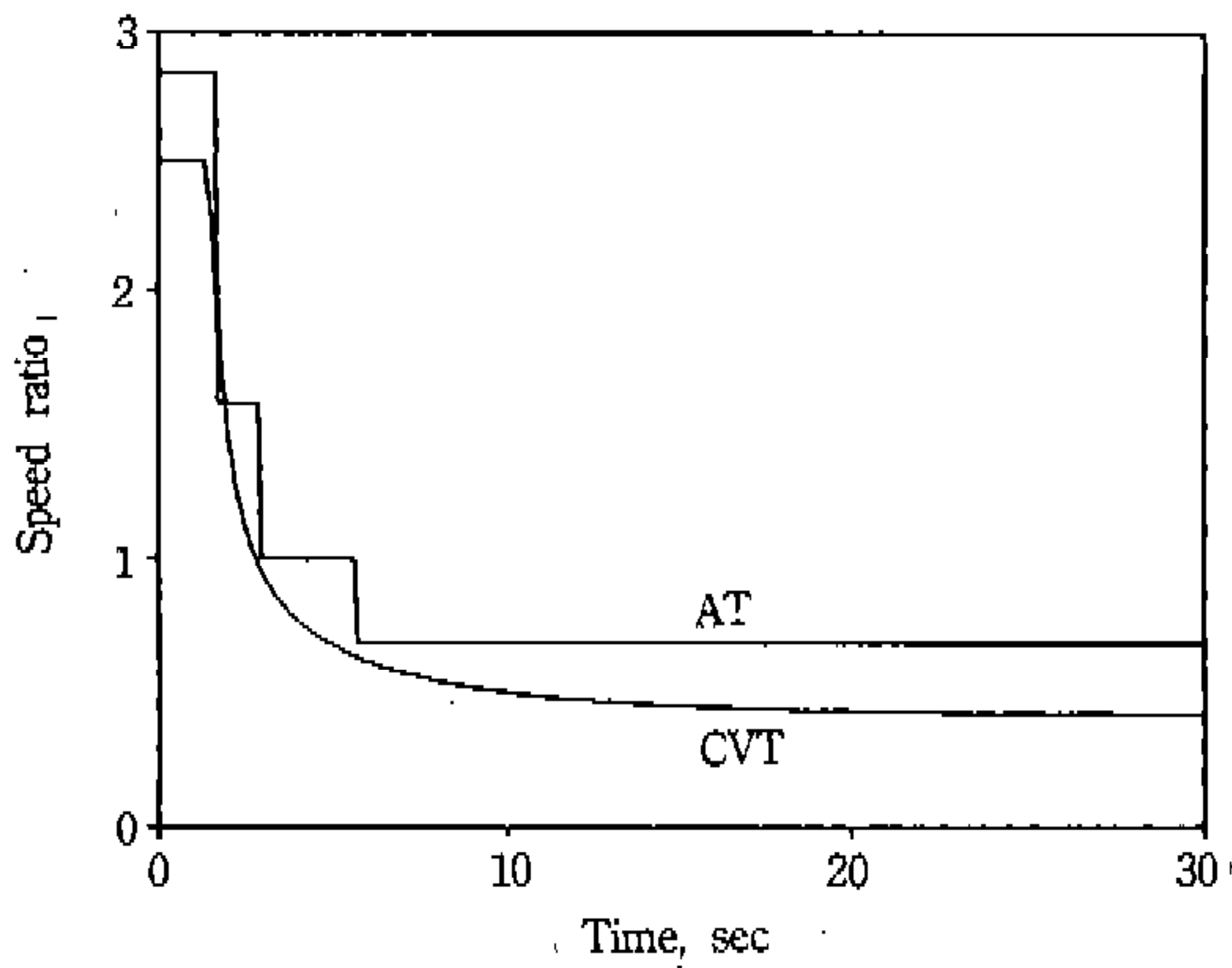


Fig.12 Speed ratio for P-mode at WOT

Table 1 Vehicle Data

Engine Inertia(I_e)		0.0755kg·m ²
Vehicle Inertia(I_v)		32.7 kg·m ²
Differential gear ratio(n)	AT	5.9
	CVT	6.72
Vehicle mass(W)		800 kg
Vehicle front area(A)		1.84 m ²
Tire effective radius(R)		0.286 m
Rolling coefficient(μ)		0.015
Aero coefficient(C_r)		0.002

3단 1.000, 4단 0.685로 설정하였다. WOT 시뮬레이션의 경우 P-모드 변속패턴은 엔진속도가 5400rpm일 때 변속이 일어나는 것으로 한다. Fig.10은 AT차량의 E-모드 변속패턴도이다. 시뮬레이션에 사용된 차량 데이터의 수치는 Table 1에 있다.

5. 시뮬레이션 결과 및 고찰

5.1 P-모드 시뮬레이션

Fig.11~Fig.14는 P-모드에서 WOT 운전시 CVT차량과 AT차량의 시뮬레이션 결과를 비교 도시한 것이다.

Fig.11은 엔진속도의 변화를 도시한 것이다. 출발부터 CVT와 AT의 엔진속도는 모두 급속히 증가하고 있다. CVT와 AT 모두 1.1초일 때 토크컨버터가 록업되며 이때 엔진속도는 약간 감소하였다가 다시 증가한다. CVT의 엔진속도는 4900rpm까지 증가하였다가 연속적으로 감소하며 4020rpm에서 정상상태를 유지하고 있다. AT는 엔진속도 5700rpm에서 1차변속이 일어나 거의 수직으로 3250rpm까지 떨어지고 변속비는 1단 2.846에서 2단 1.581로 바뀐다. 변속시 엔진속도가 거의 수직으로 떨어지는 것은 토크컨버터의 동특성을 고려하지 않았기 때문이다. 2차변속과 3차변속은 각각 엔진속도 5500rpm, 5430rpm에 일어나며 변속비는 4단 0.685로 바뀐다. 엔진속도는 4단인 상태로 계속 증가한다.

Fig.12는 변속비 변화선도를 도시한 것이다. CVT 변속비는 출발부터 토크컨버터 록업 때까지 2.5를 유지하고 있으며 토크컨버터 록업 후 변속비가 0.4까지 연속적으로 변하고 있다. 이것은 토크컨버터 자체에도 무단변속기능이 있으므로 록업 이전까지는 CVT가 변속되지 않고 토크컨버터의 속도비만 변화하기 때문이다. AT는 토크컨버터 록업 후에도 1단을 유지하고 있으며 변속조건이 만족된 후에야 2단으로 변속된다.

Fig.13은 P-모드 시뮬레이션시 가속도 변화를 도시한 것이다. 록업 이전일 때 CVT AT의 가속도는 토크컨버터의 변속에 증가되고 있다. 록업 이후 CVT의 변속이 시작되면서 약 3초까지

CVT차량의 가속도가 AT차량 보다 크지만 AT가 3단으로 변속된 후부터는 AT의 가속도가 CVT보다 크다. AT차량이 3단으로 변속된 후 CVT차량의 가속도가 AT 차량보다 낮은 것은 변속비 범위와 변속패턴의 차이에 의한 것이다. CVT의 가속도를 증가시키기 위해서는 변속범위를 증가시키거나 변속 알고리즘을 수행하여야 한다.

Fig.14는 차량속도 변화를 도시한 것이다. 10.7초까지 CVT차량의 속도는 AT차량의 속도보다 빠르나 최종변속비의 차이로 인하여 정상상태 속도는 AT차량이 약간 크게 나타나고 있다. 차량속도가 100km/h에 도달하기까지 걸리는 시간은 CVT차량이 5.3초, AT차량이 5.8초이다. 이것은 실제 차량보다 빠른 것으로 시뮬레이션시 마퀴의 미끄러짐, 전달동력손실 등을 고려하지 않은 이유로 생각된다.

5.2 E-모드 시뮬레이션

Fig.15~Fig.18은 E-모드에서 CVT차량이 Fig.9의 주행모드 선도를 따라 운전될 때 시뮬레이션 결과이다.

Fig.15는 엔진속도의 변화를 도시한 것이다. CVT의 경우 엔진속도가 2500rpm 이하인 상태로 증감하면서 작동하고 있으며 정상상태 엔진속도는 약 2000rpm이다. AT의 경우 엔진속도가 2000rpm 미만으로 3단까지 변속되며 3단인 상태로 약 3000rpm까지 증가한다. 그리고 변속과 함께 엔진속도가 수직변화를 보이고 있다. AT의 정상상태 엔진속도는 CVT보다 높은 3000rpm을 유지하고 있다.

Fig.16은 드로틀개도 변화를 도시한 것이다. 드로틀개도는 Fig.9의 주어진 주행모드 선도를 따라 운전되도록 하기 위하여 조절된다. CVT와 AT 모두 드로틀개도의 변화가 크게 나타나고 있는데 이것은 시뮬레이션에서 현재 차속이 주행모드 선도에서 벗어나면 주행조건을 만족시킬 만큼 드로틀개도가 변하기 때문이다. 실제 차량 운전시 Fig.16과 같은 드로틀개도 조작용 발동작(Foot Work)에 의하여 구현하는 것은 불가능하며 따라서 차량이 주행모드 곡선을 벗어나는 오차는 더 증가할 것으로 생각된다.

Fig.17은 차량속도 변화를 도시한 것이다.

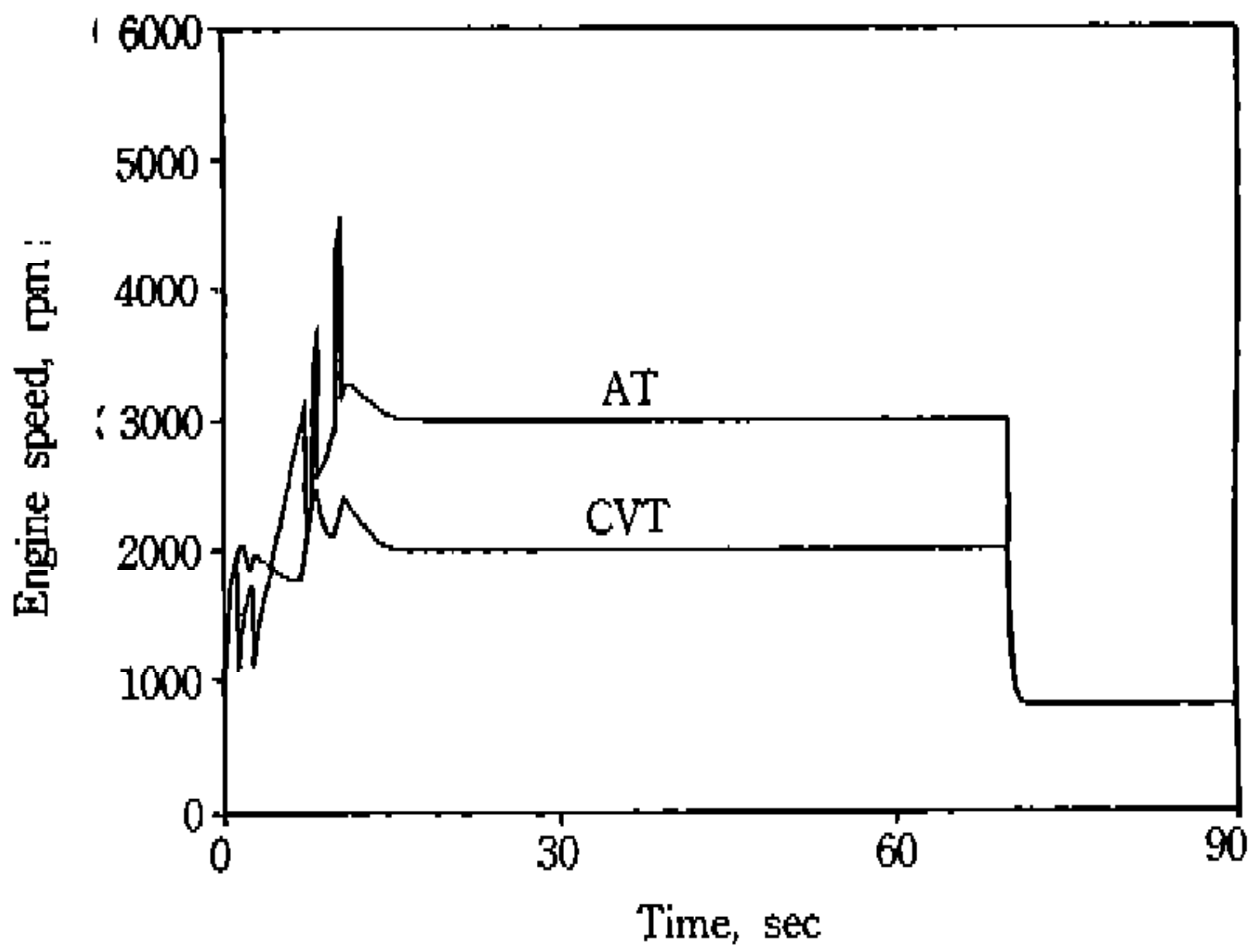


Fig.15 Engine speed for E-mode

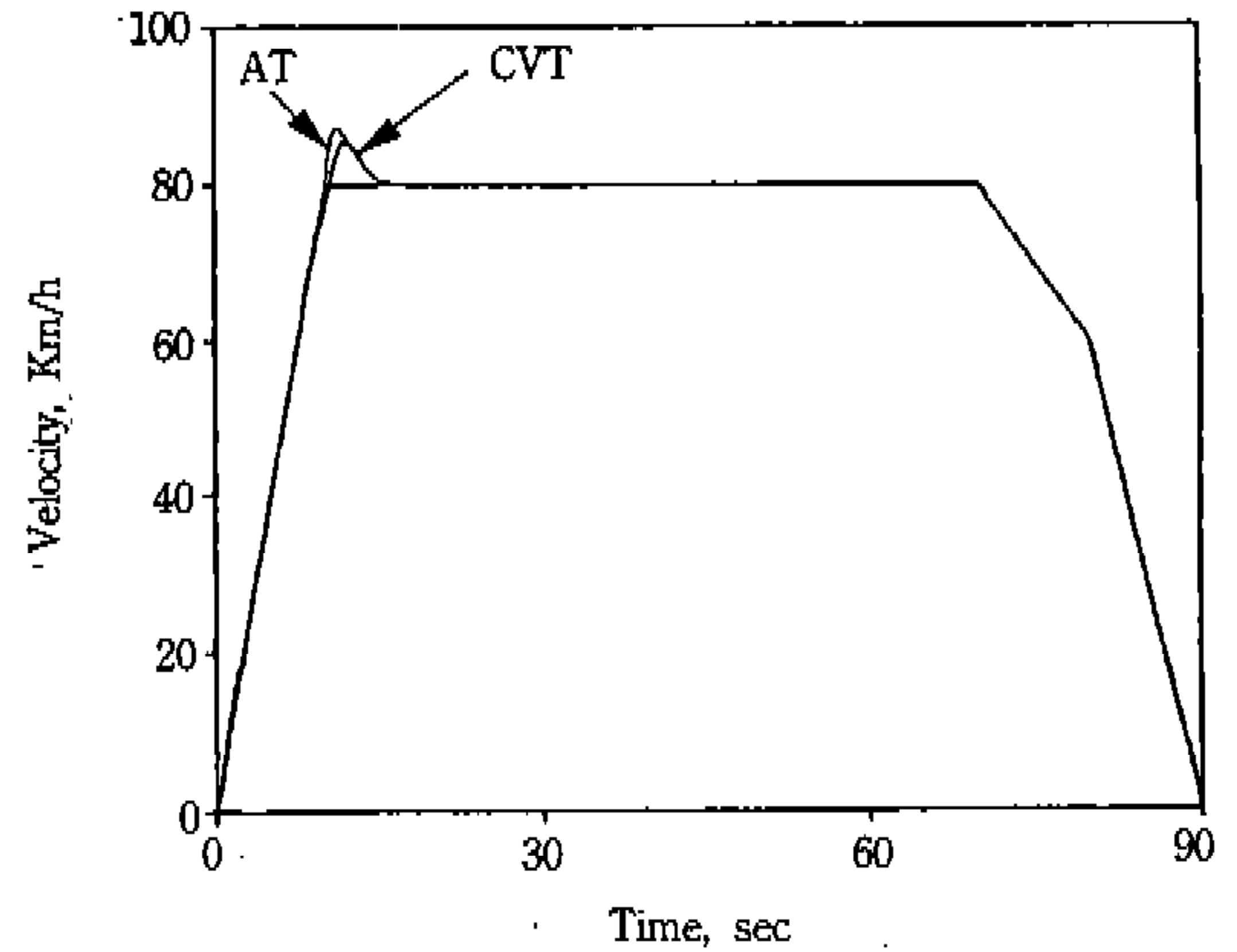


Fig.17 Velocity for E-mode

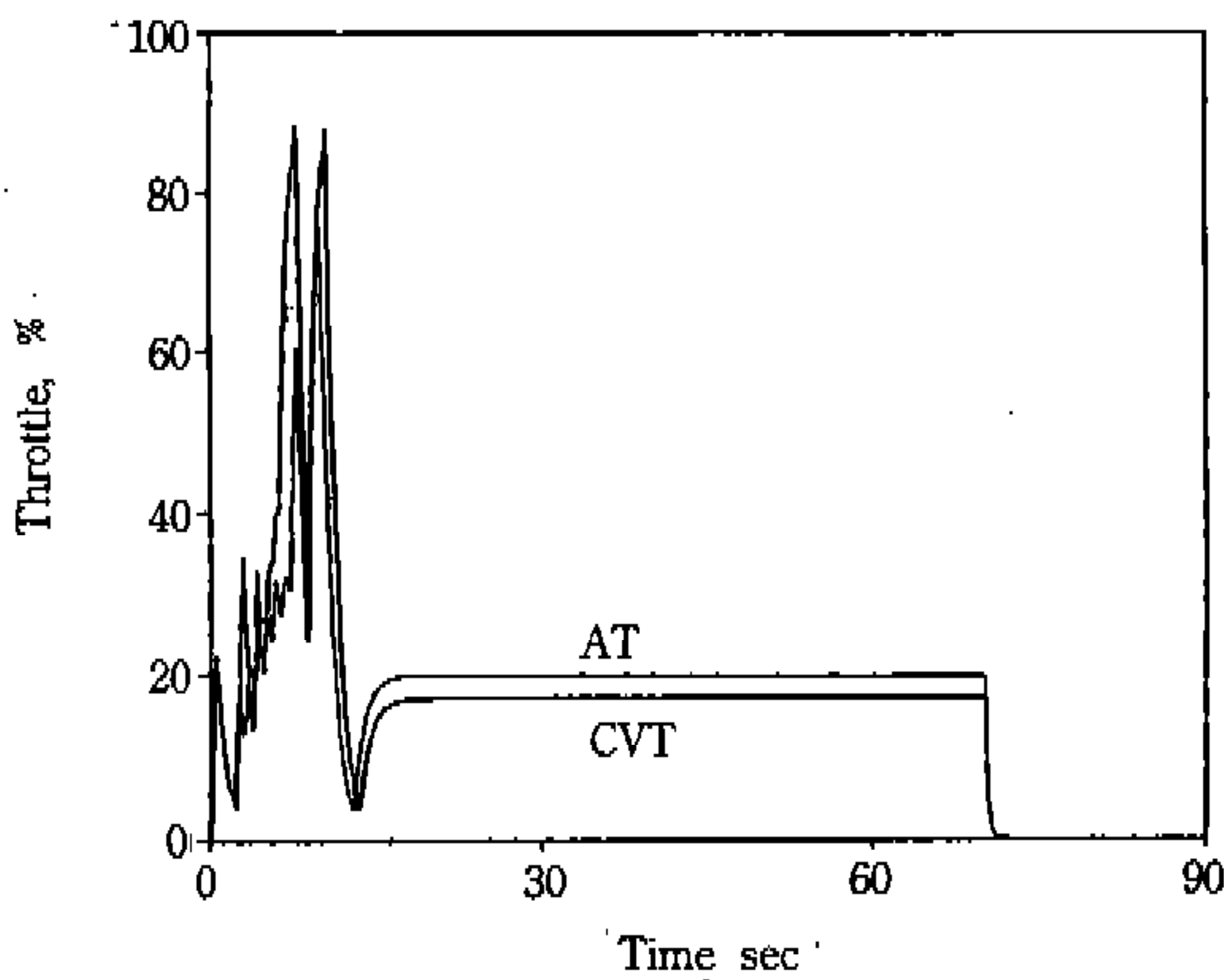


Fig.16 Throttle opening for E-mode

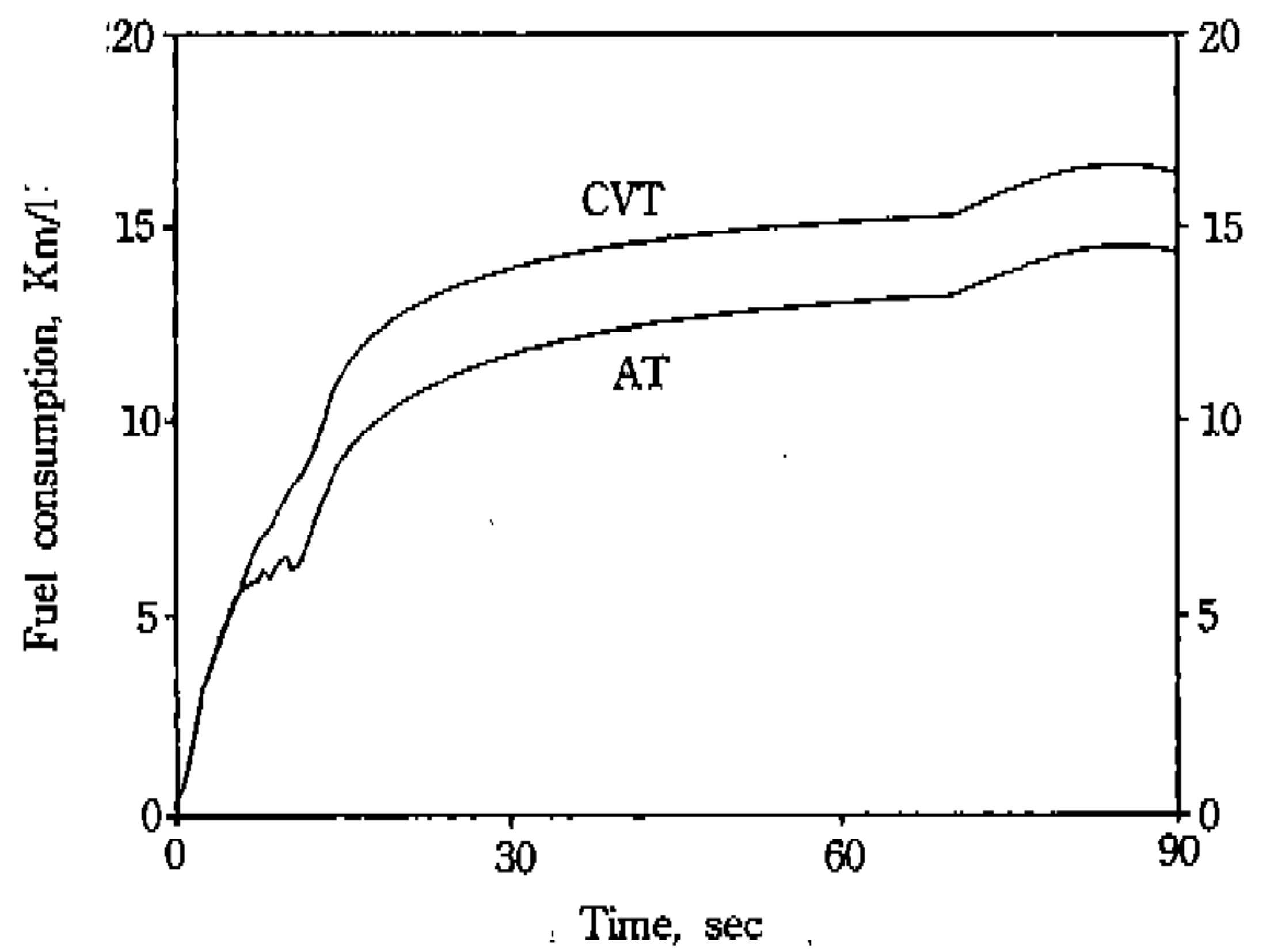


Fig.18 Fuel consumption for E-mode

CVT와 AT 모두 80km/h 도달후 오버슈트(Over-shoot)가 나타나고 있으며 CVT차량은 AT차량보다 오버슈트가 약간 작게 나타나고 있다. 오버슈트는 차량 및 드로틀개도 동역학 특성에 의하여 나타난 것이다. 감속구간이 시작되는 70초, 80초에서도 CVT차량과 AT차량 모두 약간의 오버슈트가 보인다. 그러나 그 외에는 CVT차량과 AT차량 모두 주행모드를 잘 따르고 있다.

Fig.18은 연비선도를 도시한 것이다. 이 연비선도는 출발부터 측정시간까지의 평균연비를 도시한 것이다. CVT와 AT 모두 출발부터 10초까지 가속구간에서 연비가 낮지만 시간이 지남에 따라 연비가 좋아지고 있다. 90초 동안의 E-모드 시물레이션에 대한 연비는 CVT가 16.4km/l, AT가 14.4km/l이며 CVT의 경우 AT에 비하여 연비가 14% 우수하다. 그러나 이것은 본 연구에서 사

용된 CVT의 종감속비를 AT와 비교하기 위하여 실제 CVT의 종감속비 5.9보다 큰 6.72를 사용하여 CVT와 AT의 전체 변속비를 같게한 경우의 값으로 일반적으로 보고된 연비향상비율 15~20% 보다는 다소 작은 값이다. 종감속비가 5.9인 경우 CVT의 연비향상은 31%로 계산되었으나 이것은 CVT 유압시스템의 효율 등을 고려하지 않은 경우의 비교이며 유압시스템의 효율을 고려하면 실제 연비향상은 이 보다 낮을 것으로 생각된다.

Fig.11~Fig.18에서 알수있듯이 CVT차량의 연비성능은 AT차량에 비하여 우수하지만 가속성능은 거의 비슷하다. CVT의 가속성능 향상을 위해서는 변속 알고리즘의 변경이나 변속범위의 확대가 필요하다. 변속범위를 확대하는 경우 초기변속비 증가는 가속성능을 크게 향상시키지만 CVT에 작용하는 부하증가로 CVT 수명단축의

원인이 된다. 이와같은 문제를 해결하기 위하여 동력을 여러경로로 전달하는 Multi-Pass CVT (MPC)에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.^{4-6,14-15)} MPC는 변속비 범위의 확장과 함께 토크를 나누어 전달할 수 있다는 장점이 있으나 동력 재순환이 발생한다.⁴⁻⁶⁾ 추후 CVT 연구는 성능향상을 위하여 이에 대한 연구가 요구된다.

6. 결 론

- 1) CVT차량의 동력성능과 연비향상을 위한 변속 알고리즘을 제안하였다.
- 2) 엔진-토크컨버터-CVT 구동계에 대하여 가속성능과 연비측정을 위한 시뮬레이션 기법을 제안하였다.
- 3) CVT차량과 AT차량에 대하여 시뮬레이션을 수행하고 차량의 응답특성을 비교하였다. 시뮬레이션 결과 CVT차량과 AT차량의 가속성능은 거의 비슷하나 E-모드에서 CVT차량은 AT차량에 비하여 14%의 연비향상을 보인다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지원 터보·동력기계 연구센터(TPMRC)의 지원을 받아 이루어진 것으로 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. B.R.Höhn, "Transmission Engineering for Passenger Cars", International Conference on Motion and Power Transmissions, pp.474-479, Japan, 1991.
2. B.R.Höhn, "The Potential and Advantages of Continuously Variable Transmissions for Automotive Application", SAE 885063.
3. 김광원, 권혁빈, 김현수, 은택, 박찬일, "무단 변속기(CVT) 차량의 응답특성", 한국자동차 공학회지, Vol.14, pp.99-109, 1992.
4. A.Hedman, "Mechanical Transmission Systems-a General Computer-based Method of Analysis", Ph. D Thesis, Chalmers University of Technology, Sweden, 1988.
5. N.H.Beachley, C.Anscomb, C.R.Burrows, "Evaluation of Split-path Extended Range Continuously-Variable Transmissions for Automotive Applications", Journal of the Franklin Institute, Vol.317, No.4, pp.235-262, 1984.
6. H.Vahabzadeh, J.P.Macey, O.Dittrich, "A Split-Torque, Geared-Neutral Infinitely Variable Transmission Mechanism", SAE 905089.
7. B.C.Christenson, A.A.Frank, N.H.Beachley, "The Fuel-Saving Potential of Cars with Continuously Variable Transmissions and an Optimal Control Algorithm", ASME, 75-WA/Aut-20, 1976.
8. C.E.Goering, X.Q.Gui, N.L.Buck, "Improving Fuel Economy by Computer Control of a Diesel Engine and Transmission", SAE 891838.
9. J.H.Purghart, J.F.Donoghue, "Minimum Fuel Control of a Vehicle With a Continuously Variable Transmission", Final Technical Report, NASA Grant No. NSG 3223, 1980.
10. H.Tanaka, T.Ishihara, "Electro-Hydraulic Digital Control of Cone-Roller Toroidal Traction Drive Automatic Power Transmission", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.106, pp.305-310, 1984.
11. Y.Sakai, "The 'ECVT' Electro Continuously Variable Transmission", SAE 880481.
12. H.D.Schneider, "Dynamisches Verhalten Eines CVT-Kettengetriebes", FordWerke Aktiengesellschaft, 865145, pp.2.407-2.410, 1986.
13. R.A.Mercure, "Review of the Automotive Torque Converter", SAE 790046.
14. K.F.Schneider, S.R.Anderson, "Multi-pass Continuously Variable Transmission", SAE 905088.
15. T.R.Stockton, "The Ford Research Dual Mode Continuously Variable Transmission", SAE 841305.