

〈논 문〉 SAE NO. 97370128

변속 시스템의 자유도 자율 판단 알고리즘

An Algorithm for Self-determining Degrees-of-freedom of Shifting Systems

임 원 식*, 박 영 일**, 이 장 무***
W. S. Lim, Y. I. Park, J. M. Lee

ABSTRACT

In automotive industries, one of the major issues is the shifting shock, which is brought out when two clutches are engaged in an automatic transmission. The engagement and disengagement of two clutches means the variation of the D.O.F(degree of freedom) of system. Therefore to analyze the shifting performance, the variation of D.O.F should be considered in detail. Generally, the programs for analyzing the shifting transients have been developed as the problem-dependent codes because the artificial marks were usually used to indicate the change of shifting phase. To develop a software applicable to a general mechanism of transmissions, a self-determining algorithm of D.O.F must be applied.

Through the experiences for the last several years, a generalized analysis software of shifting mechanism(so called by POTAS-MSM Version 2.0) has been developed. In this study, some major ideas of the software and the concept for the analysis of shifting characteristics are presented. In addition to that, this paper shows how to self-determine D.O.F of the multi-slipping systems using the stick-slip criterion on a single slipping mechanism. By using this software, the shifting characteristics of a vehicle are analyzed and compared with the experimental results.

주요기술용어 : Shifting Shock(변속 충격), Degree of Freedom(자유도), Self-Determination Algorithm of D.O.F(자유도 자율 판단 회로), Stick-Slip(결합-슬립)

*정회원, 기아자동차

**정회원, 서울산업대학교

***정회원, 서울대학교

1. 서 론

변속장치는 다수의 기어를 조합하여 주행부하계에서 요구되는 성능에 부합하도록 속도비 및 토크비를 변화시키는 기구로서 그 변속비의 변환은 운전 조건에 따라 운전자 또는 변속제어장치(TCU)에 의해 결정된다. 변속은 클러치의 결합과 분리를 통해 동력 흐름 면에서 분리된 두개의 시스템을 한 개의 시스템으로 변화시키거나 또는 그 역의 과정으로 변화시키는 작용을 의미하는데, 이때 발생하는 시스템의 변이 과정에서 운동 시스템에 가해지는 외력이 급격히 변화하여 변속 충격이라는 바람직하지 못한 동특성이 발생된다. 이러한 변속 충격은 실제로 자동차 업계에서 관리하는 성능 육성 항목 중에 주요한 부분을 차지하고 있다.

변속 충격은 간단히 말해 시스템에 작용하는 외력의 급변에 의해 초래되는 시스템의 가속도 변화라고 할 수 있다. 그러나 충격이 발생하는 시점에서 계의 운동 자유도가 변화하므로, 변속 과정에서의 동특성 해석은 자유도 변화에 대한 정확한 개념을 바탕으로 수행되어야 한다. 이러한 자유도 변화의 현상을 본 연구에서는 Stick-Slip 현상으로 지칭하기로 한다. 지금까지 Stick-Slip에 대한 연구는, 슬립 면을 갖는 시스템의 NVH 특성 해석의 관점에서 연구되어 왔으며,¹⁾ 주로 Stick-Slip에 의한 자유도의 변화 폭이 적은 경우에 국한되어 왔다고 할 수 있다. 그러나 변속 장치와 같이 Stick-Slip에 의해 변화되는 시스템의 운동 자유도의 폭이 큰 경우에는 그 자유도 결정에 대한 명확한 논리가 마련되어야 한다.

동력전달계의 Stick-slip 조건은 클러치의 결합 또는 분리에 대한 조건이라고 할 수 있는데, 대개의 경우 클러치의 분리 조건보다는 결합 조건에 대해 관심을 더 기울여 왔다. 초기에 사용된 클러치 결합 조건의 형태는 시스템의 축 강성의 존재 여부와 관계없이 클러치 슬립 속도가 0이 되는 기준을 자유도 변화 기준으로 사용하는 것^{2), 3), 4)}이었는데, 이러한 판단 알고리즘은 동력 전달계 고유의 동적 특성을 무시하고 인위적으로

어느 하나의 변속 상태를 다른 변속 상태로 변화시키는 역할을 하게 되어 실제보다 큰 과도 토크 등의 해석 결과가 나타나거나 수치해석이 발산하는 경우를 초래할 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 클러치 슬립 면에서의 정마찰력(Static Friction Force)과 결합 후의 동적 부하력(Dynamic Force)을 비교하는 기준이 사용되었는데,^{5), 6)} 이는 단일 슬립 면의 결합 순간에만 적용되는 기준이라 할 수 있다. 동력전달계는 여러 개의 슬립 면을 가지고 있으며 각 슬립 면의 Stick-Slip의 거동은 외부의 부하 조건에 따라 다양하게 변화한다. 따라서 신뢰성 있는 변속/주행 성능 해석을 위한 일반화된 프로그램을 개발하기 위해서는 복수 슬립 면을 갖는 변속 클러치들의 분리 및 결합에 대한 자율판단 알고리즘 개발⁷⁾이 필수적이라 할 수 있다.

본 연구에서는 자유도 변화를 수반하는 변속 시스템의 변속 성능을 해석할 수 있도록 일반화된 동적 해석 소프트웨어인 POTAS-MSM(Power Transmission Analysis Software for Multi-Slip Mechanism) Version 2.0의 주요 알고리즘을 소개하며 특히 자동 변속 시스템에 대한 동적 해석시 고려되어야 할 제반 수치 해법적인 개념과 클러치 결합 및 분리에 대한 자율 판단 알고리즘을 제시한다. 또한 개발된 프로그램을 이용하여 중부하용 자동 변속기의 자동 변속 과정을 해석하였으며 해석 결과를 실험과 비교하였다.

2. 변속 상태 변화에 대한 수학적 모델링

엔진으로부터 변속 장치에 입력되는 동력은 변속기어 열에서 주행부하계에 적절한 동력의 형태로 변환되도록 변속된 뒤 최종기어 열을 거쳐 차축을 구동하여 차량을 진행시키게 된다. 이때 변속비는 기어 열에서의 클러치 분리/결합에 의해 결정되고 그 과정에서 시스템의 자유도(Degree of Freedom)가 변화하게 된다. 변속비를 결정하는 변속 기어열은 몇 개의 유성기어와, 유성기어계를 구성하는 기어들의 운동을 구속하는 몇 개의 클러치로 구성되어 있다. 일반적으로 변속의

과정은 두개의 클러치가 결합된 상태에서부터 1개 또는 2개의 클러치를 분리시켜 기어비를 변화시킨 후 새로운 조합의 클러치가 결합되는 과정을 말하며 이때 클러치의 결합 개수 또는 시스템의 자유도에 따라 변속 상태를 표 1과 같이 분류한다.

일반적으로 변속의 과정은 Phase 3의 존재 여부에 따라 다음과 같이 두 종류로 분류한다.

SINGLE TRANSITION SHIFT

: phase 1→phase 2→phase 1

DOUBLE TRANSITION SHIFT

: phase 1→phase 3→phase 2→phase 1

DOUBLE TRANSITION SHIFT는 변속의 과정에서 동력이 완전히 단절되는 상태가 발생하는데, 동력 단절 상태는 변속 시스템의 제어 면에서 불리하기 때문에 실제의 경우에는 이러한 상태가 발생되지 않도록 클러치의 결합/분리에 대한 시간 중첩량을 설정하여 적용하고 있다. SIN-

GLE TRANSITION SHIFT의 경우에도 phase 2에서 동력이 단절될 수 있으나 변속 전 단수의 클러치를 분리하기 직전에 변속 다음 단수의 클러치를 서서히 결합시켜 클러치 슬립을 통한 동력 전달이 이루어지도록 하고 있다.

2.1 변속 상태에 따른 운동 방정식의 변화

그림 1은 연구대상 변속기의 자동변속기 기어열(Gear Train)을 나타내고 있다. 그림 1의 ①의 동력 경로에 표현되어 있는 T_{im} , Ω_{im} 은 엔진으로부터 입력되는 토크와 기어열 입구축의 회전속도를 나타내고 있으며, ②의 동력 경로에 표현되어 있는 T_{gt} , Ω_{gt} 는 기어열로부터 출력되는 토크와 회전 속도를 나타내고 있다. 그림 1의 변속 시스템은 3개의 유성기어와 5개의 다판 클러치로 구성되어 있으며 두개의 클러치를 표 2와 같이 결합함으로써 변속비를 결정짓는다.

변속시 발생하는 운동방정식의 변화를 살펴보

표 2 Relation of Clutch Engagement/Disengagement and Gear Step

변속 단수	클러치 CL1	클러치 CL2	클러치 CL3	클러치 CL4	클러치 CL5
1단	●	○	○	○	●
2단	○	●	○	○	●
3단	○	○	●	○	●
4단	○	○	○	●	●

(○ : disengagement, ● : engagement)

표 1 Definition of Shifting Phases

Shifting State	Clutch Condition	Redundant D.O.F
Phase 1	Two clutches are engaged	0
Phase 2	One clutch is disengaged	1
Phase 3	Two clutches are disengaged	2

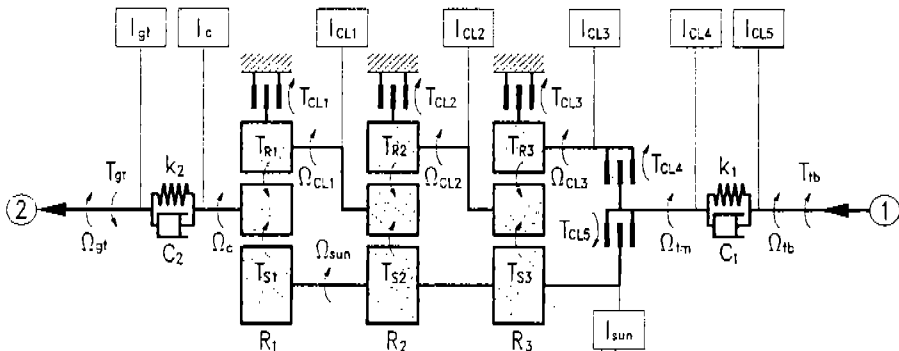


그림 1 Schematic Diagram of a Shifting Mechanism

기 위하여 변속 중 phase 3에서 phase 2로 변환하는 과정을 살펴본다. $R_i(i=1,2,3)$ 를 유성기어의 링기어 잇수에 대한 선기어 잇수의 비로 정의하고, 운동 방정식을 구성하기 위하여 다음과 같은 계수들을 정의한다.

$$\begin{aligned} \zeta_1 &= R_1(1+R_2)(1+R_3)+R_2(1+R_3)+R_3 \\ \zeta_2 &= R_1(1+R_2)+R_2 \\ \zeta_3 &= (1+R_1)(1+R_2)(1+R_3) \\ \zeta_4 &= (1+R_1)(1+R_2) \\ \zeta_5 &= 1+R_1 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \bar{I}_1 &= R_1^2 I_{CL1} + \zeta_2^2 I_{CL2} + \zeta_1^2 I_{CL3} + I_{sun} \\ \bar{I}_2 &= -R_1 \zeta_5 I_{CL1} - \zeta_2 \zeta_4 I_{CL2} - \zeta_1 \zeta_3 I_{CL3} \\ \bar{I}_3 &= \zeta_3^2 I_{CL1} + \zeta_4^2 I_{CL2} + \zeta_3^2 I_{CL3} + I_c \end{aligned} \quad (2)$$

Phase 3에서의 운동 방정식은 다음과 같이 정리된다.(여기서 θ 는 Ω 를 뜻한다).

$$\begin{bmatrix} I_{CL5} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{CLA} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{I}_1 & \bar{I}_2 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{I}_2 & \bar{I}_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{in} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_{ib} \\ \ddot{\theta}_{im} \\ \ddot{\theta}_{sun} \\ \ddot{\theta}_c \\ \ddot{\theta}_{in} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_2 & -c_2 \\ 0 & 0 & 0 & -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_{ib} \\ \dot{\theta}_{im} \\ \dot{\theta}_{sun} \\ \dot{\theta}_c \\ \dot{\theta}_{in} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_2 & -k_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_{ib} \\ \theta_{im} \\ \theta_{sun} \\ \theta_c \\ \theta_{in} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_{ib} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -T_{in} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & -1 \\ R_1 & \zeta_2 & \zeta_1 & -\zeta_1 & 1 \\ -\zeta_5 & -\zeta_4 & -\zeta_3 & \zeta_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{CL1} \\ T_{CL2} \\ T_{CL3} \\ T_{CL4} \\ T_{CL5} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Phase 3에서 phase 2로의 변환은 CL5 clutch의 결합을 통해 이루어진다. 다만 클러치의 마찰 토크는 슬립 면에서의 슬립 속도에 의해 그 크기가 결정되므로, 슬립 속도의 계산을 위한 각 클러치들의 회전 속도를 다음과 같이 계산한다.

$$\begin{Bmatrix} \dot{\theta}_{CL1} \\ \dot{\theta}_{CL2} \\ \dot{\theta}_{CL3} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -R_1 & \zeta_5 \\ -\zeta_2 & \zeta_4 \\ -\zeta_1 & \zeta_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_{sun} \\ \dot{\theta}_c \end{Bmatrix} \quad (4)$$

클러치 CL5가 결합한 이후의 시스템(phase 2)의 운동 자유도는 4가 되는데, 이것은 운동 방정식(3)에 클러치 결합 속도에 대한 구속 조건식(5)가 추가되었기 때문이다.

$$\dot{\theta}_{im} = \dot{\theta}_{sun} \quad (\text{Velocity constraint equation of phase 2}) \quad (5)$$

위 식은 클러치 결합의 필요 조건이 되며 phase 2의 전 시간 영역에서 유지되어야 한다. 이때 변위 θ_{im} , θ_{sun} 의 차이는 결합이 이루어진 이후에도 결합 순간의 값으로 유지된다.

$$\theta_{im} = \theta_{sun} + \theta_{sun}^{tm} \quad (6)$$

(Angular Displacement constraint equation of phase 2)
when θ_{sun}^{tm} is constant during phase 2

이때 phase 2에서 결합된 클러치(CL5)의 토르는 미지(Unknown)의 값이 되므로 이를 운동 방정식에서 소거해야 한다. 이상의 고려를 바탕으로 식(3)을 phase 2에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} I_{CL5} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{CLA} + \bar{I}_1 \bar{I}_2 & 0 \\ 0 & \bar{I}_2 & \bar{I}_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{in} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_{ib} \\ \ddot{\theta}_{sun} \\ \ddot{\theta}_c \\ \ddot{\theta}_{in} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_2 & -c_2 \\ 0 & 0 & -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_{ib} \\ \dot{\theta}_{sun} \\ \dot{\theta}_c \\ \dot{\theta}_{in} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_2 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_{ib} \\ \theta_{sun} \\ \theta_c \\ \theta_{in} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_{ib} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -T_{in} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ R_1 & \zeta_2 & \zeta_1 & -1 - \zeta_1 \\ -\zeta_5 & -\zeta_4 & -\zeta_3 & \zeta_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{CL1} \\ T_{CL2} \\ T_{CL3} \\ T_{CL4} \end{Bmatrix} + k_1 \theta_{sun}^{tm} \begin{Bmatrix} 1 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ R_1 & \zeta_2 & \zeta_1 & -1 - \zeta_1 \\ -\zeta_5 & -\zeta_4 & -\zeta_3 & \zeta_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{CL1} \\ T_{CL2} \\ T_{CL3} \\ T_{CL4} \end{Bmatrix} + k_1 \theta_{sun}^{tm} \begin{Bmatrix} 1 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

with $T_{CL5} = \bar{I}_1 \ddot{\theta}_{sun} + \bar{I}_2 \ddot{\theta}_c - R_1 T_{CL1} - \zeta_2 T_{CL2} - \zeta_1 T_{CL3} + \zeta_1 T_{CL4}$

식 (7) 우변의 마지막 항은 식 (6)의 오차 각 Θ_{sun}^{tm} 에 의한 가상의 토크를 나타내고 있다. 식 (6)의 각변위 오차 Θ_{sun}^{tm} 를 고려하지 않고 해석을 수행하는 경우, phase의 변환 점에서 큰 크기의 가상 토크가 결합하려는 두 시스템에 작용하여 올바른 결과를 얻지 못하거나 수치 해석이 발산하는 결과가 나타나게 된다. phase 2에서 phase 3으로의 역 변환의 경우에도 phase 2에서 유지되었던 Θ_{sun}^{tm} 값으로 표현되는 식(6)에 의해 θ_m 의 값이 계산되어야 한다. 그러나 시스템의 강성이 고려되지 않는 경우 즉, 운동 방정식이 각변위에 대한 정보를 필요로 하지 않는 경우에는 이와 같은 사항들은 고려될 필요가 없다.

2.2 변속상태 변환 점에서의 불연속성

식(7)의 관성 행렬은 Positive Definite하고 역행렬이 존재하므로 시스템의 운동 방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다(여기서 아래 첨자 kw n 은 known force를, 아래 첨자 stf 는 state transition force를 의미한다).

$$\ddot{\theta} = A \cdot \dot{\theta} + B \cdot \theta + C \cdot T_{stf} + D \cdot T_{kwn} \quad (8)$$

여기서,

$$T_{kwn}^T = \{T_{ib} + k_1 \Theta_{sun}^{tm}, -k_1 \Theta_{sun}^{tm}, 0, -T_{gl}\}^T$$

$$T_{stf}^T = \{T_{cl1}, T_{cl2}, T_{cl3}, T_{cl4}\}^T,$$

$$\theta^T = \{\theta_{ib}, \theta_{sum}, \theta_{\alpha}, \theta_{gl}\}^T,$$

A, B, C, D is constant matrix

식 (8)은 phase 2에 대한 식으로서 T_{stf} 의 구성 요소들 중 어느 하나의 클러치가 결합되면 시스템의 변속비가 고정되는 phase 1의 상태가 된다. 이때 phase 변화에 대한 행렬 연산은 식 (3)~식 (7)의 과정과 유사하므로 이에 대한 자세한 언급은 피하기로 한다. 클러치가 결합하는 순간에는 일반적으로 시스템의 자유도가 변하며 변속과도 충격이 발생되는데, 이에 대한 고찰을 위해 그림 2를 고찰한다. 여기서 ΔV 는 두 클러치 면의 슬립속도를 나타내고 있다.

클러치의 슬립 속도가 0인 점에서 두 클러치

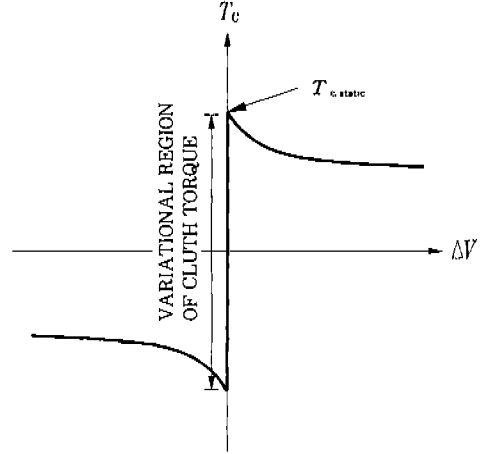


그림 2 Schematic Diagram of Stick-Slip Condition

면은 결합되거나 슬립될 수도 있다. 슬립하는 경우에는 슬립 속도의 부호가 바뀌므로 클러치 토크는 반대 부호의 최대 정마찰 토크(= $T_{c,static}$) 값으로 변환한다. 반면에 클러치가 결합되는 경우에는 슬립 속도가 0인 좌표축 상의 어떤 값이 클러치의 토크로 결정되는데, 이 값은 결합 직후 시스템 전체의 거동에 의해 결정되는 슬립 면에서의 동부하량(Virtual Torque 또는 Dynamic Torque)을 의미한다. 슬립 속도 0인 상태의 클러치 면에서 발생될 수 있는 최대 불연속 토크 변화는 $2T_{c,static}$ 이며 결합 순간의 토크 변화량은 그 이하의 값을 가진다. 이러한 토크 변화량이 곧 변속 충격이라 할 수 있다. 만일 이러한 토크 변동량이 없다면 변속 충격도 나타나지 않으며 운동 자유도의 선정도 무의미하다고 할 수 있다. 즉, 시스템의 과도 현상은 운동 자유도의 변화에 의한 것이 아니라 클러치 토크의 불연속적인 거동에 의한 것이며, 운동 자유도의 변화는 운동 방정식의 형태 및 해석 방법의 변화만을 지칭하는 의미라 할 수 있다.

해석 모델의 실제 시스템의 거동이 특정 시점에서 클러치가 결합하고 그에 따른 운동 자유도가 변한다면, 수치 해석시 결합이 이루어지는 시점에 대한 엄밀한 고려가 이루어져야 한다. 시스템의 운동 방정식을 푸는데 있어 운동 자유도의

선정은 필수적이며, 운동 자유도의 변화는 결국 클러치 토크와 같은 외력의 크기 및 그 성질의 변화에 의해 초래된다고 할 수 있다. 이러한 개념 하에서 식 (8)의 클러치들 중 임의의 결합하는 클러치의 토크(T_c) 변화를 고찰하면 그림 3과 같다.

시스템의 운동 자유도가 변화되는 시점은 유일하며 그 시각을 그림 3의 \hat{t} 으로 표현할 때, \hat{t} 시점 전후의 운동 자유도는 서로 다르나 그 자유도 변동의 현상은 모두 \hat{t} 시점 전후의 클러치 토크의 거동으로 나타난다. 따라서 운동 자유도의 변이점에 대한 해석시 가져야 할 개념으로서 먼저 불연속적인 외력에 대한 수치 해법을 생각할 수 있다. 일반적으로 순수한 외력(시간 t 에만 의존하는 힘)의 불연속적인 거동은 시간 증분량의 변화에 따라 약간의 정량적인 오차를 가져오나 수치 해석시의 안정성(Stability)에는 큰 영향을 미치지 않는다. 그러나 그림 3에서 클러치가 결합한 상태에서의 T_c 는 시스템의 변위, 속도, 시간 및 최대 미분 차수인 가속도의 영향이 모두 포함된 것이기 때문에 이러한 불연속적인 외력 특성만을 가지는 것은 아니며 수치 해법 상의 안정성에도 영향을 미칠 수 있다. 다시 말해 변속점 전후의 두 시스템은 그 운동 자유도가 다를 뿐만 아니라 고유값 특성(Eigenvalues) 또한 다르다고 할 수 있으며 두 시스템에서 요구하는, 안정적인 수치 해석을 위한 최대시간 증분량도 다르다고 할 수 있다. 따라서 자유도 변환점 전후의

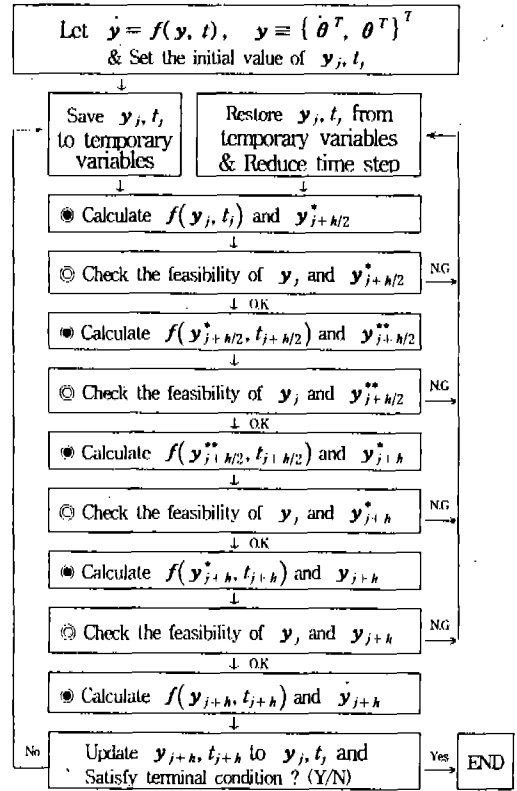


그림 4 Calculation Procedure for the Discontinuous Shifting Phase-Changing Point : for the More Information of Basic Procedure, Refer to [8]
 (● : D.O.F self-determination algorithm is applied)
 (◎ : Checking routine for the invalid local advancing)

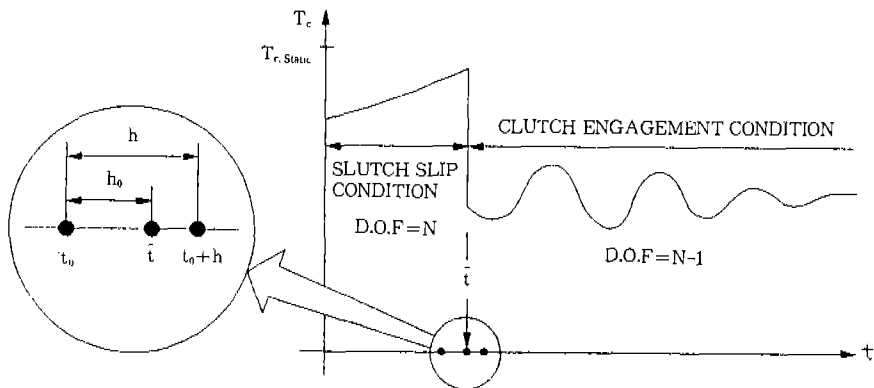


그림 3 Discontinuous Point at which the D. O.F of the System is Changed

시간 증분량은 각각의 시스템에 맞게 선정되어야 하며, 어느 하나의 시스템에 안정적인 시간 증분량을 다른 시스템에 적용할 경우 그 안정성은 보장할 수 없다.

또한 동역학적인 문제는 초기치 문제(Initial Value Problem)로서, 과거의 시간 이력에 대한 정보를 바탕으로 미래의 정보를 결정해 가는 특성을 가진다. 따라서 자유도 변화와 같은 상태 변이점 이전의 정보를 이용하여 변이점 이후를 함부로 예측할 수 없으며, 두 가지 상태의 정보를 혼합하여서도 안된다. 변속점 이후에는 구속 조건의 증가 또는 감소에 의해 시스템의 운동 자유도가 변하므로 변이점 이전의 정보를 이용하여 결정된 변이점 이후의 상태는 물리적으로 존재할 수 없는 상태가 되어 계산 불능의 상태가 되거나 예기치 못한 오차가 발생하게 된다.

이러한 이유에 의해 자유도 변이점은 과거의 시간 이력 정보만으로 엄밀히 찾아야 한다고 할 수 있다. 자유도 변화에 대한 판단은 정확한 상태 변이점에서 수행된다. 수치 해석의 시간 증분량을 자동으로 결정하는 Time-Step Control Solver를 적용하는 경우에도 Solver 자체는 이러한 상태 변환점을 엄밀하게 찾아주기 어렵기 때문에 엄밀한 상태 변환점으로 진행하는 알고리즘을 따로 적용하여야 한다. 본 연구에서는 운동 방정식의 Solver로서 4th-order Runge-Kutta Method(R-K method)를 사용하였는데, 운동 방정식의 엄밀한 상태 변환점을 찾기 위해 그 알고리즘을 그림 4와 같이 수정하였다.

그림 4는 phase 2의 운동 방정식인 식 (8)을 1차 미분 방정식으로 변화시켜 4th-order R-K method의 알고리즘을 적용한 결과이다. 그림 4의 알고리즘에서 h 만큼의 시간 진행 후의 시스템 변수를 계산하기 위해 f 값을 5번 계산하고 4번의 국부적인 시간 진행(Local Advancing)을 수행함을 알 수 있는데, 5번에 걸친 f 값의 계산 과정(●로 표현된 부분)에는 물리적으로 유일한 시스템의 거동에 맞는 운동 자유도를 선정하는 루틴이 포함되어야 한다. 또한 4번의 국부적인 시간 진행이 이뤄지고 있는데, 국부적인 시간 진행 전의 슬립 속도 ΔV 와 진행 후의 슬립 속도

ΔV 의 부호가 바뀌는 경우에는 고정된 운동 자유도의 시스템이 그림 3의 불연속 점을 지나간 것으로 생각할 수 있다. 이러한 상태의 국부적인 시간 진행은 물리적으로 합당하지 않으므로 그 의미가 상실되며, 시간 증분량을 줄여(예를 들어 $h \rightarrow h/2$) 시간 진행을 재시도하는 것이 바람직하다. 이러한 알고리즘이 그림 4에 상세히 나타나 있으며, 불연속점 근처에서의 시간 진행은 언제나 그림 3의 시간축의 좌측으로부터 불연속점으로 접근해 가며 진행되어야 함을 의미한다.

3. 변속 시스템의 운동 자유도의 결정

변속 과정에 대한 동적 해석의 어려움은 변속 상태별로 변화하는 시스템의 자유도와 그에 따른 운동 방정식의 변조이다. 예를 들어, 클러치가 결합되면 클러치 슬립 속도에 관계하던 회전 속도 변수 2개가 1개로 표현되므로 자유도 1개가 감소된다고 할 수 있는데, 이때 감소되는 변수의 개수만큼 식의 개수도 감소되어야 한다. 이러한 운동 자유도의 변화는 클러치 결합 전후에서의 클러치 토크에 대한 성질 변화에 의한다고 할 수 있다. 즉, 결합 전에는 클러치 토크가 슬립 속도에 대해 표현되는 기지력(Known Force)인 반면에 결합 후에는 시스템 전체의 거동에 의해 결정되는 미지력(Unknown Force 또는 Virtual Force)으로 변하기 때문에 이를 운동 방정식에서 소거하여야 한다.

기존의 프로그램^{2), 3), 4)}에서 사용되는 해석 방법은 대상 시스템에 대한 모든 자유도의 운동 방정식을 예상하여 구성한 후, 변속 상태가 변화함에 따라 해당 자유도의 운동 방정식을 적용하는 방식을 이용하였다. 이런 방법을 실제 변속 시스템에 적용하는 경우에는 그 작업량이 방대할 뿐만 아니라 구성된 운동 방정식이 해석 대상에만 적용되는 형태이기 때문에 프로그램을 일반화할 수 없었다. 또한 변속 상태의 변화점을 인위적으로 정하여 강제적으로 변속 상태를 변이시키면 역학적인 원칙과의 오차가 발생되거나 수치 계산이 발산하는 현상이 발생하므로 근본적으로 클러치의 결합 및 분리 시점은 마찰면에서의 거동에 적

용되는 역학적인 원칙에 의해 동적 변수들의 조건식으로 결정되어야 한다. 대부분의 변속 시스템은 복수 슬립 면을 가지는데, 시스템 전체의 운동 자유도를 결정하는 기준은 단일 슬립 면을 가지는 슬립 요소의 운동 조건식을 바탕으로 결정될 수 있다.

3.1 단일 슬립 요소의 Stick-Slip 조건

자유도 구속 요소인 클러치가 슬립하는 경우에는 자유도가 활성화되거나 클러치의 슬립 속도가 0인 경우에는 결합을 계속 유지할 것인지 아니면 미끄러질 것인지가 애매해지므로 시스템의 가속도와 동일 차원을 가지는 힘(또는 토크)을 이용하여 “가정-검증”의 과정을 통하여 자유도를 결정하여야 한다. 즉, 운동 자유도가 변화하기 위한 필요 조건은 슬립 속도가 0이라는 조건이며 충분 조건은 최대 정지 마찰력과의 비교, 반력의 방향 또는 슬립 속도 및 슬립 가속도 방향의 비교를 통하여 결정된다.

시스템의 운동 자유도(D.O.F)가 변화하기 위한 필요 조건(Necessary Condition)은

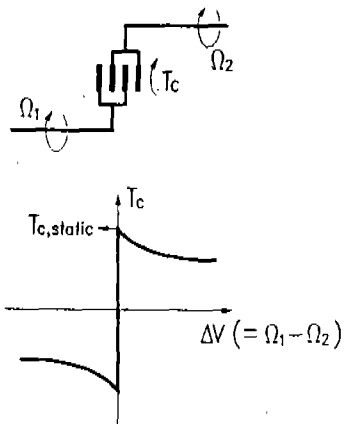
$$\Delta V = 0 \tag{9}$$

자동 변속기의 경우 변속 상태의 변화 즉 운동 자유도의 변화를 발생시키는 주요 요소는 다판/밴드 클러치와 일방향 클러치라고 할 수 있다. 클러치는 양 방향의 슬립이 가능하고 마찰 면에서의 마찰 토크가 시스템의 운동 자유도를 구속하지만 일방향 클러치는 기구학적인 특성 즉 슬립 속도의 방향에 의해 운동 자유도를 구속하므로 마찰 요소와는 구분되어야 한다.

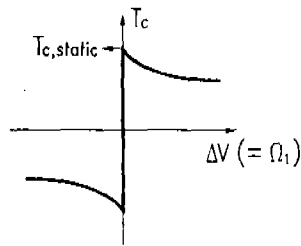
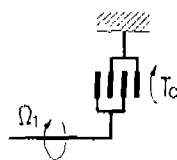
다판/밴드 클러치의 Stick-Slip Condition

클러치의 슬립 상태는 그림 5-(a)와 같이 두 개의 회전 요소 사이에 슬립 현상이 나타나는 경우와 그림 5-(b)와 같이 고정체와 회전체 사이에서 슬립 현상이 나타나는 경우로 나누어 생각할 수 있다.

일반적으로 마찰 토크 T_c 및 슬립 속도 ΔV 의 부호 결정 기준은 없으나 편의상 $T_c \cdot \Delta V$ 의



(a) When one moving part is slipping on the other moving part



(b) When one moving part is slipping on the fixed part

그림 5 Schematic Diagram for the Stick-Slip Condition of the Multi-Plate Clutch

값이 양의 값이 되도록 각각의 방향 및 부호를 결정한다.

$$\text{Define } T_c \cdot \Delta V > 0 \tag{10}$$

(다판 클러치 모델링시 부호 결정 기준)

클러치의 Stick-Slip 상태는 클러치가 결합(Stick)을 유지한다고 가정할 때와 클러치가 슬립하려고 한다고 가정하였을 때 다음과 같은 기

준에 의해 결정된다. 여기서 $T_{c, dynamic}$ 은 클러치가 결합된 것으로 가정된 경우의 슬립 면에 과해지는 부하 토크 값을 나타내고 있는데 그 실제적인 크기는 클러치 면의 최대 정지 마찰 토크인 $T_{c, static}(>0)$ 보다 클 수 없다.

자유도 변화의 필요 조건($\Delta V = 0$)이 성립되고,

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Stick condition이 가정되었을 때:} \\ \Rightarrow |T_{c, dynamic}| > T_{c, static} \text{인 경우, 시스템 상태는 Slip condition} \rightarrow \text{case 1} \\ \Rightarrow |T_{c, dynamic}| \leq T_{c, static} \text{인 경우, 시스템 상태는 Stick condition} \rightarrow \text{case 2} \\ \text{Slip condition이 가정되었을 때:} \\ \Rightarrow \text{sign}(T_c \cdot \Delta V) \geq 0 \text{인 경우, 시스템 상태는 Slip condition} \rightarrow \text{case 3} \\ \Rightarrow \text{sign}(T_c \cdot \Delta V) < 0 \text{인 경우, 시스템 상태는 Stick condition} \rightarrow \text{case 4} \end{array} \right. \quad (11)$$

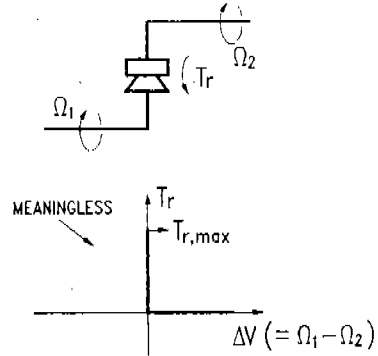
식 (11)의 4가지 경우에 대한 가정 식에서 등호의 고려 여부는 Stick-Slip 상태의 결정에 영향을 주지 않으며 물리적으로 유일한 시스템의 거동은 언제나 위의 4가지 경우 중 하나의 경우로 결정된다.

일방향 클러치의 Stick-Slip Condition

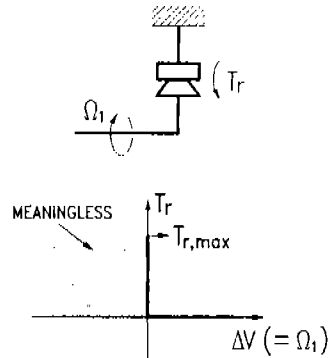
일방향 클러치는 기구학적 형태에 의해 그 회전 구속 방향이 결정되는데, 서로의 상대적인 회전을 구속하고 있는 회전체의 운동 형태를 고려할 때 그림 6과 같은 두 가지 상태를 생각할 수 있다. 그림 6-(a)는 각각의 회전 운동이 가능한 두 회전체 사이에 일방향 클러치가 작동하는 경우의 일방향 클러치의 반력 특성을 나타내고 있으며 그림 6-(b)는 고정체와 회전체 사이에 일방향 클러치가 작동하는 경우의 일방향 클러치의 반력 특성을 나타내고 있다.

일방향 클러치의 반력 T_r 은 그 회전이 구속된 경우에 한해서 발생되며, Stick-Slip 조건은 회전을 구속하고 있는 반력의 작용 방향에 대한 타당성을 조사함으로써 결정될 수 있다. 회전 억제시의 반력 방향이 양의 값을 가지도록 정의하면 일방향 클러치의 반력은 언제나 0 이상의 값을 가져야 한다.

Define $> T_r, \Delta V > 0$ for the feasible domain. (12)
(일방향 클러치 모델링시의 부호 결정 기준)



(a) When one moving part is rotating with the other rotating part



(b) When one rotating part is rotating with the fixed part

그림 6 Schematic Diagram for the Stick-Slip Condition of the One-Way Clutch

그림 6에서 상대 회전 속도 ΔV 가 음의 값을 가지는 영역은 실존할 수 없는 무의미한 영역이며, $\Delta V = 0 - \epsilon$ 의 영역(여기서 ϵ 은 무한 소를 의미함)은 회전 억제 영역이라 할 수 있다. 이때 회전 억제 영역에서 작용할 수 있는 최대 저항 토크 $T_{r, max}$ 는 재질의 최대 허용 스트레스 값과 관계된다. 일방향 클러치의 Stick-Slip 상태는 일방향 클러치의 회전이 억제되고 있다고 가정할 때와 회전하려고 한다고 가정하였을 때 다음과 같은 기준에 의해 결정된다. 아래의 4가지 경우 중에서 물리적으로 유일한 시스템의 거동은 하나의 경우로 결정된다.

자유도 변화의 필요 조건($\Delta V = 0$)이 성립되고

Stick condition이 가정되었을 때 :

$$\Rightarrow \begin{cases} T_s > 0 \text{인 경우, 시스템 상태는 Stick condition} \rightarrow \text{case 1} \\ T_s \leq 0 \text{인 경우, 시스템 상태는 Slip condition} \rightarrow \text{case 2} \end{cases}$$

Slip condition이 가정되었을 때 :

$$\Rightarrow \begin{cases} \Delta V \geq 0 \text{인 경우, 시스템 상태는 Slip condition} \rightarrow \text{case 3} \\ \Delta V < 0 \text{인 경우, 시스템 상태는 Stick condition} \rightarrow \text{case 4} \end{cases} \quad (13)$$

3.2 동적 시스템의 운동 자유도 판단 알고리즘

변속 시스템의 변속비는 여러 개의 슬립 요소들의 조합으로 결정되는데, 이들 슬립 요소들이 결합 또는 분리 상태를 유지할지 또는 그 상태가 변화될지를 판단하기 위해서는 슬립 요소들 각각의 Stick-Slip 조건을 모두 검사하여야 하며, 이에 따라 시스템의 운동 자유도도 변하게 된다. n 개의 강체들이 임의의 외력을 받으며 n 개의 슬립 면에서 임의의 운동을 하는 경우, 시스템의 운동 자유도는 최소 0에서부터 최대 n 까지 변하는데, 특히 어느 순간 m 개의 슬립 면에서 슬립 속도가 0인 상태가 발생했다면 Stick-Slip의 1차적인 조합수는 2^m 개라 할 수 있다. 이들 조합의 경우들 중에서 Slip 상태가 가정된 경우에는 슬립 요소의 슬립 방향에 따라 또 다른 조합수가 발생된다. 이들 모든 상태들 중 단 하나의 상태가 시스템 상태로 결정된다. 이러한 유일한 운동 상태를 결정하기 위해서는 각 경우에서 가정되는 Stick-Slip의 상태에 해당하는 운동방정식을 풀어 그 결과가 가정에 위배되는지를 검증하는 가정-검증의 과정을 이용하여야 하는데, 이 과정에서 식 (11), 식 (13)의 판단 방법이 사용된다.

일반적으로 자유도가 변화하는 시스템에는 Slip 또는 Stick의 이중적인 운동 상태를 야기시키는 작동 면이 존재하는데, 이 면에 작용하는 힘은 작동 면이 Slip 상태인가 또는 Stick 상태인가에 따라 기지력(Known Force) 또는 미지력(Unknown Force)으로 분류될 수 있다. 이러한 이중적인 성격을 가지는 힘들을 상태 변이력(State Transition Force)으로 명명하고 여러 가지 상태에 따라 표 3과 같이 정의한다(T_{kwn} , T_{zro} , T_{slp} 는 기지력 T_{stk} 는 미지력을 의미한다).

표 3으로 정의된 State Transition Force의 형태 변화 양상 및 각 힘들의 개수는 주어지는 시스템의 상태에 따라 다양하게 변화한다. 임의의 시스템이 어느 순간 N_{kwn} 개의 T_{kwn} , N_{zro} 개의 T_{zro} , N_{slp} 개의 T_{slp} 및 N_{stk} 개의 T_{stk} 를 가지고 있다고 가정될 때 시스템의 기본 운동 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \end{bmatrix} \ddot{\theta} + \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \end{bmatrix} \dot{\theta} + \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix} \theta = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \end{bmatrix} T_{kwn} + \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{bmatrix} T_{zro} + \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} T_{slp} + \begin{bmatrix} 0 \\ G_2 \end{bmatrix} T_{stk} \quad (14)$$

위 식이 Stick Force와 Slip Force의 가정을 모두 적용한 식이라고 생각할 때, 가정한 Stick/Slip Force의 검증은 식 (14)의 다른 표현인 다음의 식을 이용하여 이루어진다. 즉, 다음의 두 식에 의해 계산되는 가속도 및 반력의 값을 바탕으로 한 식 (11), 식 (13)의 판단 기준에 의해 이루어진다.

$$\ddot{\theta} = A_1^{-1} \cdot (D_1 \cdot T_{kwn} + E_1 \cdot T_{zro} + F_1 \cdot T_{slp} - B_1 \cdot \dot{\theta} - C_1 \cdot \theta) \quad (15)$$

표 3 Definition of State Transition Force

STATE TRANSITION FORCE T_{str}	KNOWN TRANSITION FORCE	SLIPPING FORCE, T_{slp}	known force when $\Delta V \neq 0$
		ZERO FORCE, T_{zro}	zero-magnitude force for all ΔV
		SLIP FORCE, T_{slp}	slip assumed force when $\Delta V = 0$
	UNKNOWN TRANSITION FORCE	STICK FORCE, T_{stk}	stick assumed force when $\Delta V = 0$

$$T_{in} = G_2^{-1} \cdot (A_1 \ddot{\theta} + B_2 \dot{\theta} + C_2 \theta - D_2 T_{1w} - E_2 T_{1m} - F_2 T_{1b}) \quad (16)$$

식 (15)의 A_1^{-1} 은 언제나 존재한다고 생각할 수 있으나 식(16)의 G_2^{-1} 은 시스템의 구조에 따라 존재하지 않을 수 있다. G_2^{-1} 가 존재하지 않는 경우는 두 개 이상의 슬립 요소가 동일한 Stick-Slip 효과를 나타내는 상태로서 각각의 반력이 결정될 수 없는 Indeterminate System의 의미를 가진다. 이런 경우는 모델링시 그 가능성을 파악하여 등가의 단일 슬립 요소로 바꾸거나 알고리즘 상에서 이러한 구조를 파악하여 어느 하나의 슬립 요소로 대체하여야 한다. 본 연구에서는 G_2^{-1} 가 존재하는 경우에 대해서만 고려한다.

슬립 요소의 상대 속도 ΔV 가 0의 값을 가질 때마다 이상과 같은 판단을 수행하는 경우에는 판단을 위한 계산 시간이 너무 오래 걸리게 된다. 이러한 비효율성을 줄이기 위해서 본 연구에서는 다음과 같은 알고리즘을 제시한다.

(a) $\Delta V = 0$ 를 만족하는 양 방향 슬립 면에 작용하는 수직 항력의 크기가 0이 아닌 경우에만 Stick-Slip을 판단한다.

(b) (a)가 만족되는 경우, 슬립 면에 대한 Stick-Slip을 가정하게 되는데, 먼저 Stick을 가정하여 판단한 후, 필요할 때만 Slip을 가정하여 판단한다. 즉 Stick-Slip의 가정시 Stick 상태 가정을 Slip 상태의 가정보다 우선적으로 적용한다.

위의 알고리즘 (b)를 적용하는 이유는 $\Delta V = 0$ 상태에서 실제로 Slip이 일어난다면 그 순간 직후에는 $\Delta V = 0$ 을 만족하지 않게 되므로 Stick-Slip 판단을 할 필요가 없는 상태가 되나, $\Delta V = 0$ 상태에서 실제로 Stick을 유지하고 있다면 그 순간 이후에도 동일한 Stick-Slip의 판단을 수행하여야 하기 때문이다. 따라서 이러한 판단 알고리즘을 빈번히 적용하는 Stick 상태에 대한 상태 유지성을 먼저 점검해야만 최소한의 판단 횟수를 통한 시스템 자유도 결정이 가능하다. 본 연구에서 개발한 알고리즘에서는 이러한 Stick-Slip의 다양한 상태를 각 슬립 면에 일대

일 대응하는 2진수의 배열을 이용하여 일반화시켰다.

4. 변속 시스템의 시뮬레이션 결과

지금까지 고찰한 자유도 자율 판단 알고리즘을 적용하여 동력전달계의 변속과도특성 및 일반적인 슬립 면을 갖는 동역학계의 동특성을 해석할 수 있도록 일반화된 소프트웨어 POTAS-MSM version 2.0을 개발하였다. POTAS-MSM은 슬립 면에서의 Stick-Slip에 대한 자율 판단 알고리즘을 내장하고 있으므로 외력에 의해 Stick-Slip이 빈번히 발생하면서 운동 자유도가 변화하는 시스템의 동적 특성을 손쉽게 해석할 수 있다.

본 연구에서는 개발된 해석 프로그램을 이용하여 그림 1의 변속 기어열을 가지는 자동 변속기의 자동변속 주행시뮬레이션을 수행하였다. 연구 대상 시스템은 중부하용 궤도차량에 사용되는 변속장치로서, 전진 4단 후진 2단의 변속비와 좌우 각각 3단의 조향비를 가지므로 변속비 및 조향비의 조합 수는 $(4+2) \times (3+3) = 36$ 이 된다. 또한 시스템 내부에는 Three-Element Lock-Up Torque Converter가 장착되어 있어 토크 컨버터의 동적 모델링은 내부 유량의 흐름 방향, 스테이터의 Stick-Slip 여부, 록업 클러치의 Stick-Slip 여부 등에 의해 모두 8가지의 서로 다른 운동 방정식으로 표현될 수 있다. 따라서 자동 변속기 전체의 고정 변속비 및 조향비 상태에서의 운동 방정식의 종류는 288개 정도가 된다. 본 소프트웨어를 사용하여 해석을 수행하는 경우에는 시스템의 자유도가 최대 값을 가질 때의 상태 한 가지만 모델링하여 입력하게 되며, 임의의 어떠한 주행 조건이 입력되어도 그 주행 상태에 적절한 시스템 운동 방정식이 Stick-Slip의 자율 판단 회로에 의해 자동으로 구성되어 해석이 수행된다.

본 연구 대상 시스템의 변속 클러치들의 결합 및 분리 상태는 클러치 챔버(Chamber) 내의 유압의 크기에 따라 결정되는데, 유압의 On/Off 시점은 TCU의 변속 알고리즘에 의해 결정된다.

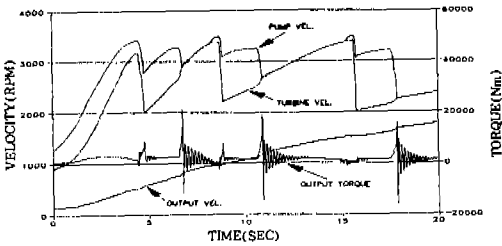


그림 7 Shifting Transients of Automatic Transmission(Simulation)

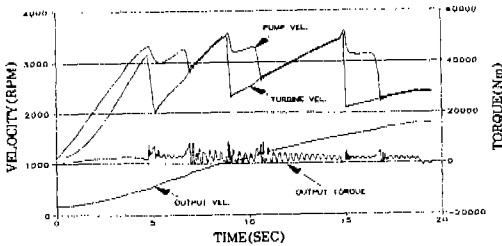


그림 8 Shifting Transients of Automatic Transmission(Experiment)

본 연구에서는 변속 및 록업 시점으로서 TCU 데이터를 이용하였으며, TCU 자체를 분석하여 그 알고리즘을 프로그램화하였다. 유압 라인 및 클러치 챔버에서의 유압 응답 지연량 및 유압 변조 형태는 실험 결과를 이용하여 보정하였다. 토크 컨버터는 성능 실험 데이터를 바탕으로 한 1차원 성능 모델⁵⁾을 이용하여 모델링하였고, 엔진 동특성 모델로서 성능 곡선을 이용하였다.

그림 7은 1단에서 4단으로의 자동 변속 주행 상태를 해석한 결과이며, 그림 8은 그 실험 결과를 나타내고 있다. 결과 그림들에서 토크 컨버터의 펌프 축과 터빈 축의 회전 속도 및 변속기 출력 축의 회전 속도가 비교되어 있으며, 변속기 출력 토크도 출력되어 있다. 해석과 실험 결과를 비교할 때 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 자동 변속 장치의 동특성 해석을 위한 개발된 전용 소프트웨어(POTAS-MSM Version 2.0)의 주요 알고리즘을 소개하였고 이

소프트웨어를 이용한 해석 결과에 대해 고찰하였다. 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 변속 때의 상태 변이점 전후에서는 클러치 토크의 상태가 변하기 때문에 운동 자유도가 변하며 이때 발생하는 변속 충격은 자유도 변화 자체에 의한 것이 아니라 상태 변이점 전후의 불연속적인 클러치 토크량에 의해 발생된다.
- 2) 상태 변이점에서는 시스템의 운동 자유도가 변하게 되어 시스템의 고유치(Eigenvalue)가 불연속적으로 변화하며 이에 따라 상태 변이점 전후의 시스템에 대한 안정성에 대한 충분한 고려없이 동일한 시간 증분량으로 상태 변이점 이후를 해석하는 경우에는 해의 안정성에 문제를 일으킬 수 있다.
- 3) 동역학적인 거동의 시뮬레이션은 초기화 문제(Initial Value Problem)로서 고려되므로 해석상의 시간 진행은 항상 과거 시간 이력을 바탕으로 수행되어야 한다. 특히 시스템의 자유도가 변한다는 것은 시뮬레이션에 사용되는 구속 조건의 생성 및 소멸을 의미하므로 상태 변이점 전의 정보로서 변이점 후의 상태를 예측할 수 없다. 따라서 신뢰성 있는 동적 해석을 위해서는 정확한 상태 변이점을 찾는 알고리즘이 적용되어야 한다.
- 4) 자유도 변화에 대한 판단은 자유도 변화를 수반하는 요소들의 Stick-Slip에 대한 판단 조건에 의해 결정되는데, 자동 변속기의 주요 요소에 대한 Stick-Slip 판단 조건식과 다수의 자유도 변화 요소를 포함하는 시스템 전체의 자유도를 변화시키는 상태 변이점 판단 알고리즘을 제시하였다.
- 5) 개발된 소프트웨어(POTAS-MSM)는 임의의 마찰 면에서의 Stick-Slip 또는 간극(Gap)과의 착탈에 의한 자유도 변화 문제를 모두 수용하며, 마찰을 고려한 차량 동력학 문제 또는 유한 요소 기법에도 응용될 수 있다.
- 6) 개발된 소프트웨어를 이용하여 전진 4단

후진 2단의 자동 변속기의 동특성을 해석하였고, 해석 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 알 수 있었다. 시스템의 동특성 해석 과정에서 개발된 소프트웨어의 안정된 운동 자유도 자율 판단 연산 과정을 확인할 수 있었으며, 전문가가 전용 프로그램을 개발하여 해석을 수행하는 경우와 비교할 때 약 95%의 시간을 단축할 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Keiichi Urano and Masao Ishida, "Analysis of Stick-Slip Noise of Piston Ring", SAE 940694.
2. T. Ishihara, M. Oya, H. Nishikawa and K. Suzuki, "Transient Characteristics of Automatic Transmission During Gear Ratio Change", XIII Congreso International FISITA, 1968.
3. Larry G. Koch, "Power Train-Vehicle Modeling to Simulate Shifting Transients of Off-Highway Vehicles", SAE 720044.
4. 이장무, 박영일, 김영흡, 임원식, "차량용 변속장치의 동적 해석", 제1회 전투차량 개발기술 학술대회 논문집, 1990, pp.458~466.
5. Weon Sig Lim, Han Sang Jho, Yeong Il Park, Jang Moo Lee, "A Study on Shifting Transients of a Torque Converter Equipped Vehicles", Fifth ISROMAC, Vol.B, Pacific Center of Thermal-Fluids Engineering, May, 1994, pp.875~886.
6. Chris R. Ciesla, Mark J. Jennings, "A Modular Approach to Powertrain Modeling and Shift Quality Analysis", SAE 950419.
7. 임원식, "토크 컨버터의 해석/설계와 자동 변속장치의 동특성에 관한 연구", 서울 대학교 공학박사 학위 논문, 1995.
8. Robert W. Hornbeck, "Numerical Methods", pp.195, Quantum Publishers, Inc. 1975.