

〈논 문〉 SAE NO. 96370079

수동변속기 동기장치의 개발에 관한 연구

A Study on the Development of Synchronesh System in Manual Transmission

이 충 섭,* 손 진 희,** 조 희 복***
C. S. Lee, J. H. Son, H. B. Cho

ABSTRACT

The shift feeling, a driver experiences during gear shifting, is a major factor in manual transmission quality. Recently, the shift feeling has becoming more severe every year in proportion to the higher torque and revolution speed of today's automotive engine.

In this paper, first, the diagram of a relation between cone angle, sleeve chamfer angle, and friction coefficient of ring is investigated for easy design of Synchronesh system. And then, methodology to solve the shift problems such as clashing noise and rough shift, ect. by analyzing the synchronization procedure in sequence and by investigating the shift waveform is presented.

주요기술용어 : Synchronizer(동기 장치), Synchronesh system(기어 동기 장치), Shift effort(변속 조작력), Shift impulse(변속 역적), Shift feeling(변속 조작감), Clashing noise(크래싱 소음), Shift smoothness(변속 원활감), Shift reliability(변속 신뢰성)

기 호 설 명

F : Axial Force exerted on Synchronizer Ring, [N]
F_T : Tangential Indexing Force, [N]
I_R : Reflected Inertia, [Kgm Sec²]
R_B : Blocking Chamfer Radius, [m]

R_c : Mean Cone Radius of Synchronizer Ring, [m]
R₁ : Mean Cone Radius of Inner Ring, [m]
R₂ : Mean Cone Radius of Outer Ring, [m]
t_s : Synchronizing Time, [Sec]
T_c : Cone Torque, [Nm]
T_F : Rotational Resistance of Synchronized Side, [Nm]
T_I : Index Torque, [Nm]
α_B : Acceleration of gear being synchronized, [Rad/Sec²]

* 정희원, 현대자동차 중앙연구소
** 현대자동차 중앙연구소
*** 정희원, 현대자동차 중앙연구소

- ϕ : Cone Angle, [Deg]
- ϕ_1 : Inner Cone Angle, [Deg]
- ϕ_2 : Outer Cone Angle, [Deg]
- μ_b : Static Friction Coefficient between Ring Chamfer and Sleeve Chamfer
- μ_c : Dynamic Friction Coefficient between Ring and Cone
- μ_s : Static Friction Coefficient between Ring and Cone
- θ : Chamfer Angle of Synchronizer Ring, [Deg.]
- ω : Rotational Speed of Synchronized Side, [Rad/Sec]
- ω_s : Rotational Speed of Synchronizing Side, [Rad/Sec]

1. 서 론

자동차 개발 초기 이래로부터, 낮은 회전 영역에서의 낮은 토크 특성을 갖는 내연기관의 특성 때문에 엔진과 구동 바퀴 사이에 기어비를 선택 하도록 하는 기어변속장치(Transmission)가 필수적이었다. 또한, 이장치는 엔진 시동이 가능하도록 부하를 단절시킬 수 있으며, 후진을 가능하게 한다든지, 또는 출발이나 등판로 주행 시 엔진 토크를 증대시켜 큰 구동력을 얻는 것을 가능하게 해 주었다.

1895년, Emile Levassor가 Panhard & Levassor 자동차용으로 평행 축을 갖는 3속 변속기를 개발한 이래, 이 설계 개념이 오늘날에도 거의 대부분 이용되고 있다¹⁾. 이 변속기는 스피드 기어가 주축 상에 스플라인으로 끼워져서 축 방향으로 선통 가능한 구조로써, 변속 시에는 스피드 기어가 축 방향으로 이동하여 상대 기어와 축 방향으로 이동하여 상대 기어와 결합하므로, 상대 기어의 치와 부딪쳐서 소음을 일으키거나 치의 손상을 일으키는 단점을 내포하고 있었다. 그러나, 1930년대 초반에 변속기 내부에 싱크로나이저(Synchronizer)라는 작은 마찰 클러치를 내재 시켜 변속시 변속 되는 기어의 상대속도를 없앴으로써 기어의 손상 없이 매끄러운 변속을

가능하게 하였다.

최근, 엔진의 출력, 회전수 및 토크의 향상이 두드러지고 있으며, 운전자들 또한, 더욱더 향상된 변속성능을 갖는 변속기를 요구하고 있는 실정에 비추어 볼 때, 변속시의 쉬프트 필링(Shift Feeling)은 그 중요성이 날로 더해가고 있다.

본 논문에서는 수동변속기의 핵심부인 동기장치에 대하여, 우선, 설계를 용이하게 하기위해 싱크로나이저 링의 내경 및 슬리브 챔퍼경에 대해서 마찰계수별로 최적한 콘각도 및 슬리브의 챔퍼 각도를 도식화하고, 나아가서 동기 순서를 단계적으로 세분화함으로써 동기시에 발생하는 크래싱 소음(Clashing Noise) 및 걸림감과 같은 변속시의 제반 문제점에 대한 그 원인과 해결 방법에 대해 연구하고자 한다.

2. 동기장치의 설계

수동변속기는 Fig.1과 같이 두개의 평행한 축상에 입력 및 출력 기어가 서로 맞물리도록 스피드 기어를 배열한 구조로써, 기어의 변속을 위해 각 스피드 기어마다 동기장치(Synchronizer)를 설치한 구조의 변속기를 말한다.

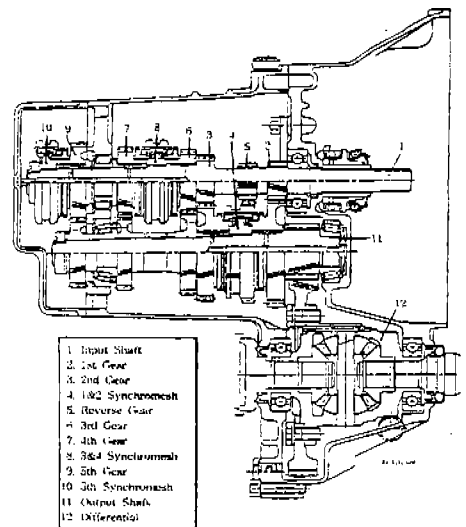


Fig.1 Section of Manual Transmission

2.1 동기장치의 구성요소

동기장치란 운전자가 변속레버를 움직여 변속을 행하면, 이와 연결된 슬리브를 통하여 싱크로나이저 링에 의해 차랑 관성이 연결된 출력부(Synchronizing Parts)와 클러치를 포함하는 입력부(Synchronized Parts)와의 상대속도를 일치시키는 장치를 말하며, 이러한 동기장치에는 여러 가지 형식이 있으나 여기서는 승용차용으로 가장 널리 쓰이고 있는 브로커링 싱크로나이저(Blocker Ring Synchronizer; 일명 Borg Warner Type Synchronizer)에 대해 설명하고자 한다. 동기장치의 구성요소는 클러치 기어, 싱크로나이저 링, 슬리브, 허브, 키 및 스프링으로 구성되어 있으며 Fig.2와 같다.

① 클러치 기어(Clutch Gear) : 스피드 기어와 일체로 회전하면서 마찰을 일으키는 콘면을 갖고 있다. 콘면의 각도는 작으면 작을수록 동기토크는 증대되지만 링이 콘면에 달라붙음(Stick-ing)을 방지할 수 있는 6°~8°의 콘각이 알맞으며, 또한 콘면의 거칠기(Surface Roughness)는 동기 시의 마찰계수에 크게 영향을 미치므로 보통 1.6~3.2 μ m의 범위를 유지하는 것이 바람직하다.

② 싱크로나이저 링(Synchronizer Ring) : 콘면과 마찰을 일으켜 상대속도를 흡수하는 클러치로써 동기장치의 핵심 부품이다. 링은 마찰계수가 높은 동합금(Brass 系)을 주로 사용하며, 동기 시 콘면의 오일을 빨리 닦아 내려 마찰을 잘

일으키도록 그 내부에 나사산 및 오일 그루브를 형성시키거나, 마찰 페이퍼를 접착 시키거나, 또는 몰리브덴을 코팅 시켜 마찰계수를 높이는 방법 등이 이용되고 있다. 챔퍼각은 보통 100°~125°의 각도를 갖고, 내부 테이퍼 각은 클러치 기어 콘면과 마찬가지로 6°~8°를 갖고며, 이 요소들은 동기장치 설계 시 중요한 설계 인자들이다.

③ 슬리브(Sleeve) : 변속레버에 의해 축방향으로 움직이며, 싱크로나이저 링이 콘면과 접촉을 일으켜 동기를 일으키도록 힘을 가하고, 그 내부에 클러치 기어와 결합을 하도록 스플라인이 형성되어 있고, 또한 이 스플라인부에 록킹이 확실히 되고 운전 중에 빠지지 않도록 역구배의 테이퍼가 형성되어 있다. 이 스플라인에는 키가 내재할 수 있는 디텐트(Detent) 부위가 있으며, 이는 동기 초기에는 키를 미는 역할과, 중립 복귀 시 키의 위치를 구속하여 중립 복귀를 유도하는 역할을 하고 있다.

④ 허브(Hub) : 외주에 스플라인을 형성하고 축에 고정되어 있으며, 키가 내재할 수 있는 홈을 갖고 있다.

⑤ 키(Key) : 링을 초기에 밀어 주어 링 챔퍼부가 슬리브의 챔퍼부와 서로 맞닿을 수 있게 하는 역할을 한다.

⑥ 스프링(Spring) : 슬리브의 축 방향 운동으로 슬리브 디텐트(Detent)부에 위치한 키가 링을 밀수 있도록 키를 지지하고 있으며, 또한 동기 초기에 에너지를 부여하고 있다.

2.2 수학적인 관계식

기어동기장치(Synchromesh System)란 운전자가 기어를 변속 시킬 때 변속기 내부에 마찰 클러치 작용을 제공하여 변속을 원활하게 하는 기능을 제공하는 장치를 말한다.

이 동기장치의 동기 작용이라 함은, 변속시간 동안에 클러치 디스크를 포함하는 입력부와 차랑의 관성이 포함된 출력부와와의 상대속도를 줄이는 것을 말하며, 여기에 부가적으로 싱크로나이저 링은 상대속도가 완전히 없어져서 동기가 완료될 때까지 슬리브의 이동을 지연시키는 역할(일명,

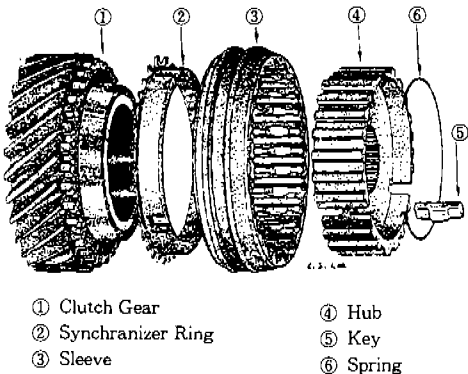


Fig.2 Components of Synchromesh System

Blocking)을 포함하고 있으므로 싱크로나이저 링을 브로커 링(Blocker Ring)이라 부르기도 한다.

1) 콘 토크

콘 클러치는 비교적 작은 사이즈에 비해 큰 토크 용량을 갖기 때문에 싱크로나이저 링에 널리 적용되고 있다.

링이 콘 표면과 마찰을 일으켜서 상대속도를 흡수할 때의 콘 토크(Cone Torque)는 Fig.3을 참고로 다음과 같이 표현이 가능하다.

$$T_c = \frac{\mu_c F R_c}{\sin \phi} \quad (1)$$

여기서, $F/\sin\theta$ 는 콘면에 수직으로 작용하는 힘(Normal Force)을 나타낸다.

또한, 변속시 싱크로나이저 링이 흡수해야 할 토크는, 클러치 디스크를 포함하는 입력부(Synchronized Parts)의 관성과 그 각 가속도의 곱으로 다음과 같다.

$$T_c = I_R \cdot \alpha_B \quad (2)$$

여기서 $\alpha_B = (\omega_2 - \omega_1)/t_c$ 이다.

변속시 가장 중요한 요소인 동기 시간(Synchronizing Time)과 싱크로나이저 링을 축

방향으로 미는 힘(Axial Force)을 식 (1)과 (2)로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F \cdot t_c = \frac{I_R \cdot \Delta \omega \cdot \sin \phi}{\mu_c \cdot R_c} \quad (3)$$

이것은 동기 시간에 대한 조작력의 역적(力積)을 나타내고 변속 역적(Shift Impulse)이라고도 하며, 동기장치의 동기 용량을 판단하는 기준으로 삼고 있다.

2) 인덱스 토크

슬리브의 축 방향의 힘에 의해 콘면과 싱크로나이저 링 사이의 마찰로 콘 토크(Cone Torque)가 발생되며, 싱크로나이저 링 챔퍼와 슬리브 챔퍼면이 맞닿을 때 싱크로나이저 링을 회전시키려는 인덱스 토크(Index Torque)가 발생한다. 이 인덱스 토크는 주로 챔퍼각과 관계가 있으며 Fig.4, Fig.5를 기준으로 다음과 같이 표현이 가능하다.

$$T_i = R_B \cdot F_T \quad (4)$$

$$T_i = R_B \cdot F \cdot \frac{[\cos(\theta/2) - \mu_B \cdot \sin(\theta/2)]}{[\sin(\theta/2) - \mu_B \cdot \cos(\theta/2)]} \quad (5)$$

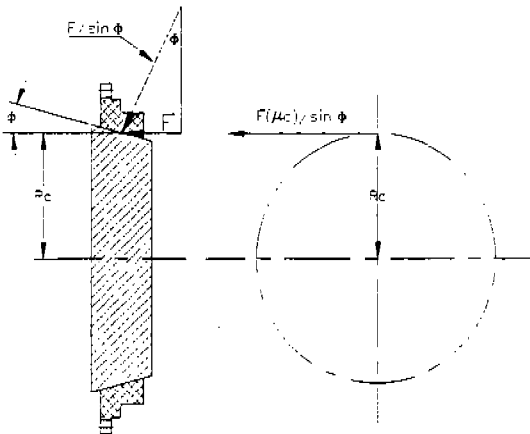


Fig.3 Cone Torque Force Diagram

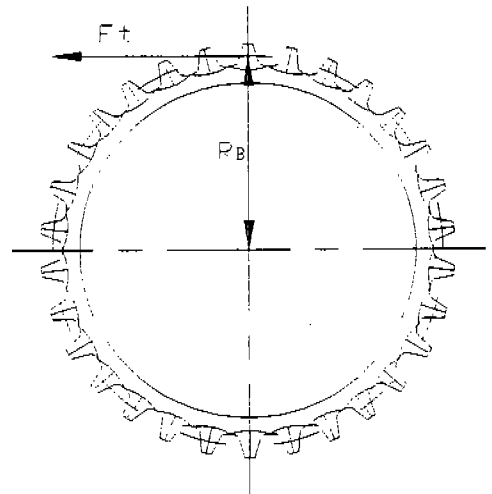
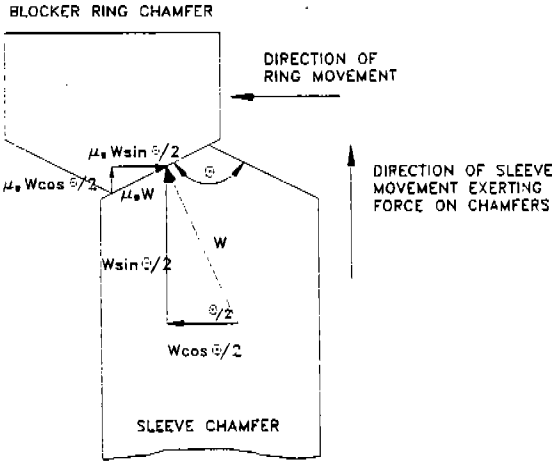


Fig.4 Index Torque Force Diagram



(w : Normal Force Produced by Sleeve Axial Force [F])

Fig.5 Blocking Chamfer Force Diagram

2.3 동기장치의 설계 조건

동기가 완전히 일어나기 위해서는 동기 기간 동안에는 항상 『콘 토크(T_c)가 인덱스 토크(T_i)보다 같거나 커야 한다』는 조건을 만족해야 하며 이때의 콘각과 챔퍼각과의 관계는 식 (1), (5)로부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\mu_c R_c}{\sin \phi} \geq \frac{R_b [\cos(\theta/2) - \mu_b \cdot \sin(\theta/2)]}{[\sin(\theta/2) - \mu_b \cdot \cos(\theta/2)]} \quad (6)$$

주어진 슬리브의 축방향 힘에 대해, 최대 인덱스 토크를 얻을 수 있는 조건을 $\mu_b=0$ 일때라 가정하면,

$$\frac{\mu_c R_c}{R_b \sin \phi} \geq \frac{\cos(\theta/2)}{\sin(\theta/2)} \quad (7)$$

$$\tan(\theta/2) \geq \frac{R_b \sin \phi}{\mu_c R_c} \quad (8)$$

$$\theta \geq 2 \tan^{-1} [(R_b \cdot \sin \phi) / \mu_c \cdot R_c] \quad (9)$$

이 식은 주어진 설계 조건에서 콘각(ϕ)과 챔퍼각(θ)과의 관계를 구하는 식이다. 예를 들면,

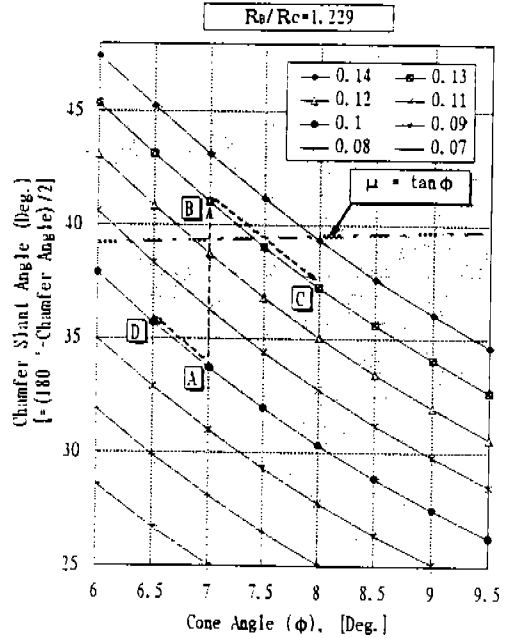


Fig.6 Relationship Diagram between Design Factors

콘 반경(R_c), 슬리브 챔퍼 반경(R_b) 및 링과 콘의 재료의 재질에 따른 마찰계수가 결정되면, 동기장치의 조건을 만족하는 콘각(ϕ)과 챔퍼각(θ)을 구할 수 있다.

콘면의 높은 마찰계수(μ)는 콘 토크를 증가시켜서 동기 시간 및 변속 시키는 데 소요되는 힘 (Shift Force)을 줄여 주며, 또한 콘각은 작으면 작을수록 산술적으로 콘 토크를 증대시킬 수 있지만, 콘각이 너무 작으면 링이 콘면에 달라붙은 현상(Sticking)이 발생할 소지가 있다. 이러한 현상을 피하고 동기 조건을 충족시키기 위해서는 다음 조건을 만족해야 한다.

$$\mu \leq \tan \phi \quad (10)$$

이것은 높은 마찰계수를 갖는 링 재질에 대해서, 링 접촉을 방지하기 위해서는, 큰 콘각이 필요하다는 것을 나타내고 있다.

Fig.6은 $R_b/R_c=1.229$ 인 경우에 대하여, 콘각(ϕ)과 슬리브 챔퍼각(θ)과의 관계를 마찰계수 별로 도시한 것이다. 이 그래프를 효과적으로 이

용하면, 수도변속기 레이아웃 설계(Layout Design)시나 동기장치 설계 시 많은 도움이 될 것으로 판단된다.

이 그래프에서, 동마찰계수 0.1, 콘각 7° 를 갖는 'A' 지점에서 동기용량을 증대시키기 위해 콘각을 6.5° 로 변경시킬 경우, 동기 시 콘으로부터 링이 쉽게 분리되도록 슬리브의 챔퍼각을 변경하여야 한다('A'지점→'D'지점).

또한, 링의 콘 토크 용량을 키우기 위한 하나의 방법으로 링 내부에 마찰계수가 큰 마찰재를 붙이는 방법이 있으며(일명, Paper Lined Ring), 이 경우에는 마찰재의 마찰계수가 0.13정도이므로 그래프상에서 'A'지점에서 'B'지점으로 이동한다. 그러나 이 지점은 마찰계수가 콘각에 대한 탄젠트 값보다 크기 때문에 설계조건 식 (7)에 반하므로 링이 콘면에 달라 붙는 현상(Sticking)이 발생하기 때문에, 이를 방지하기 위해 콘각을 크게 해 주어야 한다('B'지점→'C'지점), 즉 콘각을 8° 로 바꾸어 주어야 한다는 것을 알 수 있다.

3. 동기장치의 작동상태 분석

동기장치의 작동을 파악하고, 작동 중에 발생하는 문제점을 파악하기 위해서는 중립상태에서부터 변속이 완료하여 결합하기까지의 동기장치의 작동 순서(Sequence of Synchronization)를 분석하는 것이 필요하며, 여기서는 Fig.7과 같이 상단 변속(Up shift)시와 하단 변속(Down shift)시에 대하여 6단계로 나누어 분석하였다.

1단계 - 중립 상태(Neutral State) : 변속하기 위해 힘이 슬리브에 작용하고 있으나, 싱크로나이저 링과 슬리브 챔퍼 사이에 간극이 존재하고, 또한 싱크로나이저 링과 콘면 사이에도 마찰이 발생하지 않고 유체 윤활 상태를 유지하고 있다.

2단계 - 키 작동 구간(Detent Load) : 슬리브이 이동으로 그 내부 스플라인의 디텐트에 의해 키에 힘을 전달되며, 키가 싱크로나이저 링을 초기에 밀어 주어 링의 챔퍼면과 슬리브 챔퍼면이 맞닿을 수 있게 되는 구간이다. 상단 변속(Up Shift)인 경우, 동기 되는측(Synchroni-

zed Side)이 차량 관성이 연결된 동기 시키는 측(Synchronizing Side)보다 회전속도가 더 빠르며($\omega > \omega_0$), 또한 동기 되는 측에는 드래그 토크(Drag Torque)가 작용하고 있다.

Fig.1과 같은 FF(Front Engine Front Wheel Drive)용 M/T인 경우, 동기 되는 측(Synchronized Side)은 1, 2속 변속시는 클러치 기어측이 되고, 3, 4, 5속 변속시는 싱크로나이저 링측이 된다. 그러나 FR(Front Engine Rear Wheel Drive)용 M/T인 경우, 동기 되는 측은 대부분 클러치 기어측이다.

3단계 - 동기화 구간(Synchronization) : 변속 레버에 의해 슬리브에 지속적인 이동으로 슬리브 챔퍼면과 싱크로나이저 링 챔퍼면이 맞닿아 챔퍼대 챔퍼 접촉(Chamfer-to-Chamfer Contact)이 시작되어 동기가되는 구간($\omega = \omega_0$)으로, 링 내부의 나사면과 콘면의 마찰로 마찰력이 급격히 증대되어 콘 토크가 최대로 증대되는 구간이다. 이때 싱크로나이저 링과 콘면과의 마찰은 혼합 윤활 상태를 이루게 된다.

4단계 - 인덱스 구간(Indexing) : 동기가 완료된 후($T_c \approx 0$), 슬리브가 싱크로나이저 링을 밀 때 인덱스 토크(Index Torque)가 증대되어 슬리브가 진행되는 구간을 말한다. 그 결과 링과 콘면 사이에 상대속도($\Delta\omega$)가 발생되며, 여기에 더하여 변속기의 회전 저항이 회전속도에 일정한 드래그로 작용한다. 상단 변속인 경우($\omega > \omega_0$), 이 드래그 토크에 의해 슬리브가 클러치 기어와 결합 바로 이전의 구간 동안에 속도 차가 증대되며, 하단 변속인 경우($\omega < \omega_0$)에는 이 드래그 토크에 의해 속도차가 감소된다.

Fig.7의 인덱싱 단계의 모델로부터 슬리브가 싱크로나이저 링을 밀고 지나갈 때의 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$I_R \cdot (d\omega/dt) = -T_f \pm T_i \quad (11)$$

여기서, - : 상단 변속시 [for Up shift]

+ : 하단 변속시 [for Down shift]

5단계 - 결합 진행 단계(Before Meshing) : 동기 후 슬리브가 링을 인덱스 시켜서 지나간

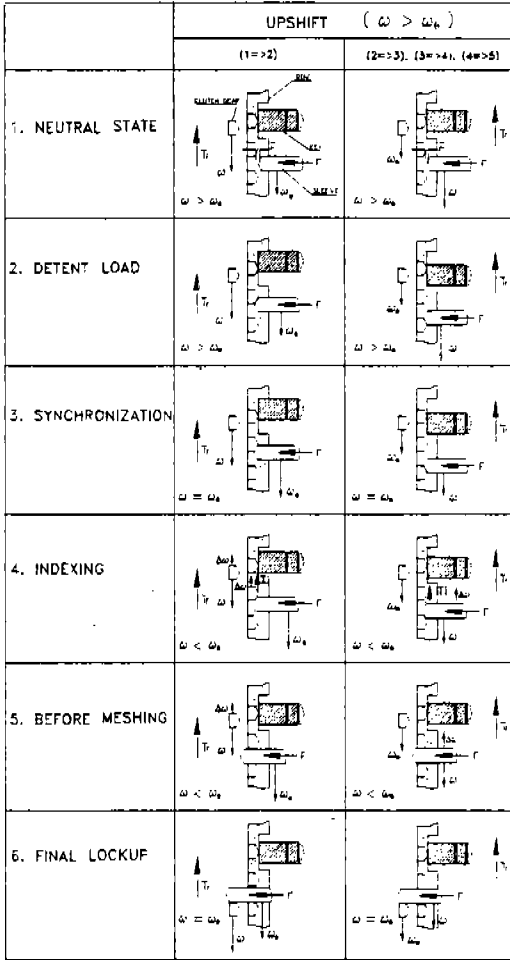


Fig.7.1 Procedure of Synchronization for upshift

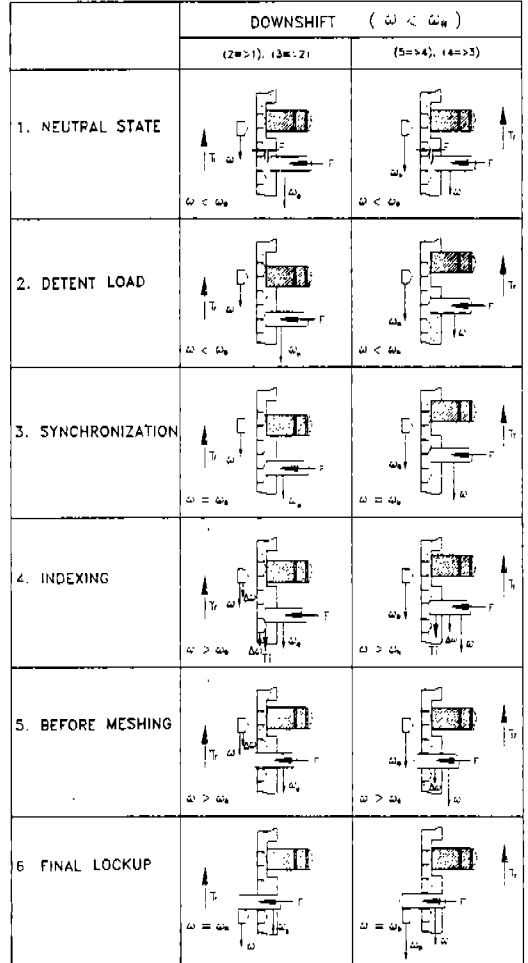


Fig.7.2 Procedure of Synchronization for Downshift

후, 슬리브가 클러치기어와 결합하기 위해 클러치 기어 챔퍼면과 슬리브 챔퍼면이 맞닿는 상태이다. 동기 후 인덱싱 과정에서 클러치기어와 슬리브 사이에 드래그 토크등의 원인에 의해 상대속도가 발생할 경우나, 또는 싱크로나이저 링의 마모 등에 의하여 동기 과정에서 상대속도를 충분히 흡수하지 못하고 인덱싱 되는 경우, 크래싱 소음(Clashing Noise)이 발생하게 된다.

6단계 - 결합 완료 단계(Final Lockup) : 슬리브가 클러치 기어와 완전히 결합하여 변속이 완료된 상태이며, 슬리브와 클러치 기어의 스플라인부 역구배에 의해, 운전중 차량의 토크 변동

에 의한 기어 빠짐(Gear Jump-Out)이 방지되도록 되어 있다.

4. 동기장치의 성능

변속시 동기장치의 성능을 평가하는 항목에는 변속 조작력(Shift Effort), 변속 원활감(Shift Smoothness) 및 변속 신뢰성(Shift Reliability)과 같은 항목들이 있으며, 이러한 항목들을 평가하기 위해서 Fig.8과 같은 싱크로나이저 성능 시험기(Synchronizer Performance Tester)를 이용하였다. 여기서 입력축 회전수, 출력축 회전

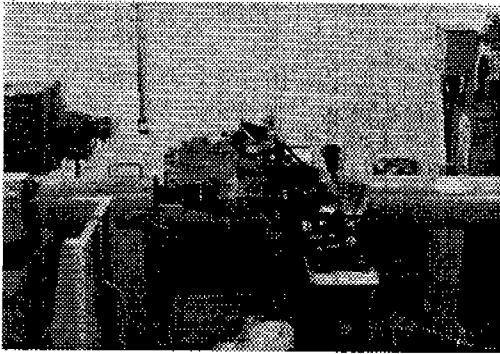


Fig.8 Synchronizer Performance Tester

수, 오일 온도, 변속레버에서의 변속 조작력 및 변속행정(Shift Stroke)등을 측정하였다.

4.1 변속 조작력

변속 성능의 평가에 가장 중요하게 영향을 미치는 것은 변속 수행 시 요구되는 변속 조작력(Shift Effort)이다. 이 변속 조작력은 동기시키는 힘(Synchronizer Load)과 동기 시간(Synchronizing Time)의 함수이며, 클러치를 포함하는 부분의 회전 관성과 회전속도 차와 관계가 있다. 최근 엔진 회전속도의 증가와 파워의 증가에 따른 회전 관성의 증가로 조작력이 한층 더 증대되고 있는 실정이다.

Fig.9은 변속시 변속 조작력과 변속시간에 대한 관계를 시험으로 구한 그래프이다. 여기서 볼 수 있듯이 조작력과 변속시간은 서로 반비례함을 알 수 있다.

변속 조작력을 저감 시켜 좋은 변속성능을 얻기 위한 방법으로는 싱크로나이저 링과 콘의 마찰계수를 높이는 방법, 싱크로나이저 링의 크기를 키우는 방법, 싱크로나이저 링의 마찰각을 낮추는 방법, 클러치를 포함하는 동기가 되어지는 부분의 회전 관성을 줄이는 방법 및 변속비의 격차를 줄여 변속시의 상대속도를 낮추는 방법 등의 많은 방안이 있으나, 주어진 설계 조건 내에서 획기적으로 조작력을 줄여서 변속성능을 향상시키는 방법은 없지만, 그 중에서 마찰 개소를 늘릴 수 있는 더블 콘 싱크로나이저(Double Cone

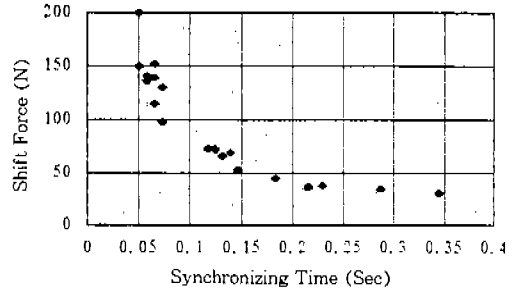


Fig.9 Shift Force and Synchronizing Time

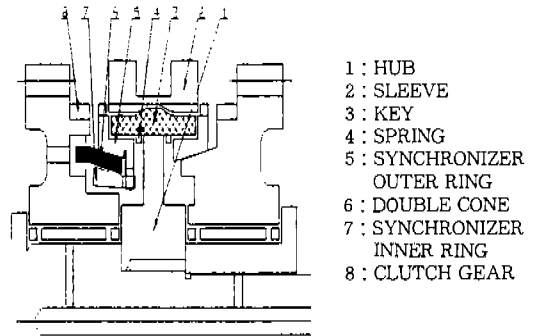


Fig.10 Double Cone Synchronizer

Synchronizer)의 적용이 주어진 조건 내에서 획기적으로 조작력을 줄여 변속성능을 향상시킬 수 있는 방법이라 판단된다.

더블 콘 싱크로나이저의 특징은, 기존의 싱글 콘 형식이 싱크로나이저 링과 콘 사이의 마찰면이 1개인데 비해, 2개의 콘면을 가짐으로써, 싱크로나이저 링과 콘 사이에 발생하는 마찰 토크를 증대시켜 동기용량(Synchronizer Capacity)을 현격히 증대시킬 수 있는 방법이다. 따라서 최근 많은 자동차 메이커에서 변속 조작력을 확실히 줄이는 방법으로 복잡성 및 높은 제작 단가에도 불구하고 더블 콘 싱크로나이저를 적극적으로 채택하고 있는 실정이다. Fig.10은 더블 콘의 구조를 나타내고 있으며, 싱글 콘에 대한 콘 토크(Cone Torque)는 식 (1)과 같이 표현하는데 비해, 2개의 마찰면을 갖는 더블 콘의 경우, 동기용량으로 표현되는 콘 토크는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_c = \frac{\mu F R_1}{\sin\phi} + \frac{\mu F R_2}{\sin\phi} \quad (12)$$

이 식에서 $R=R_1=R_2$, $\phi=\phi_1=\phi_2$ 라고 가정하면, 식 (1)과 비교하여 약 2배의 콘 토크의 증가를 가져올 수 있으므로 변속 조작력을 대폭 낮출 수가 있다. 실제적으로 같은 설계조건에서 더블 콘은 싱글 콘에 비해 콘 토크측면에서 약 80~85%의 향상을 가져올 수 있으며, 변속 조작력 측면뿐만 아니라, 변속 원활감 및 신뢰성 측면에도 많은 영향을 미친다.

4.2 변속 원활감

변속레버의 원활한 작동은 변속 성능 평가시 중요한 평가 요소이지만 평가기준이 뚜렷하게 없으므로 주로 평가자들의 주관적인 평가에 의존하고 있다. 여기서는 동기 순간, 즉 슬리브가 링과 부딪혀서 동기 시킬 때, 레버에 순간적으로 느껴지는 동기 피크 치(Block Striking) 및 동기 후에 발생하는 피크(Peak)를 평가 요소로 삼았으며, 또한, 이 피크 치들을 감소시키는 방안을 제시하였다.

1) 동기 피크치

Fig.11은 변속시의 변속 조작력과 변속시간에 대한 변속 파형을 시험으로 구한 것이다.

여기서, 동기 피크 율(Block Striking Ratio)은 그림에서와 같이 $(A-B)/B$ 로 표현하며, A는 변속 피크 시의 조작력이고, B는 평균 변속

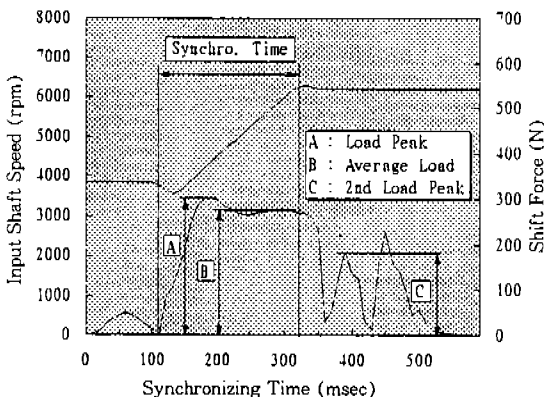


Fig.11 Shift Wave for Synchronization

조작력을 나타낸다.

변속시 느끼는 동기 피크치는 변속레버의 휘는 율(Deflection Rate)을 증가시킴으로써, 어느 정도 감소시킬 수 있다. 그렇지만 너무 과도하게 휘는 변속레버는 정확한 변속을 어렵게 할 소지가 있으므로 적절한 변속레버의 재질을 선택하는 것이 매우 중요하다.

2) 2차 걸림감

변속을 행할 때 동기 후 레버에 힘이 다시 한번 느껴지는데 이것을 2단 걸림감(2nd Load Peak)이라 하며, 이는 동기 후 슬리브의 챔퍼부가 클러치 기어에 도달하기 전에 클러치 기어와 슬리브 사이에 상대속도가 발생하여, 슬리브의 챔퍼면이 클러치 기어 챔퍼면과 부딪힐때 발생하는 피크로써 운전자에게 2단 걸림감이 느껴지게 되는 현상으로, Fig.11에서와 같이 동기 후에 나타나는 피크의 높이로 그 정도를 나타낼 수 있다. 이러한 현상은 특히 Fig.7에서 설명한 바와 같이 상단 변속시 크게 나타나는 경향이 있으며, 변속기의 회전 저항이 클수록 크게 발생하고, 또한 싱크로나이저 링이 콘면에 달라붙을 경우에도 크게 발생하는 경향이 있다.

이 2차 피크를 간단히 줄이는 방법으로 슬리브와 클러치 기어 챔퍼면과의 미끌림을 줄이는 방법, 링의 콘에 달라붙음을 방지하는 방법 등이 있다.

① 슬리브의 마찰력 감소 방안 : 슬리브가 클러치 기어를 밀 때 발생하는 피크를 줄이는 방법

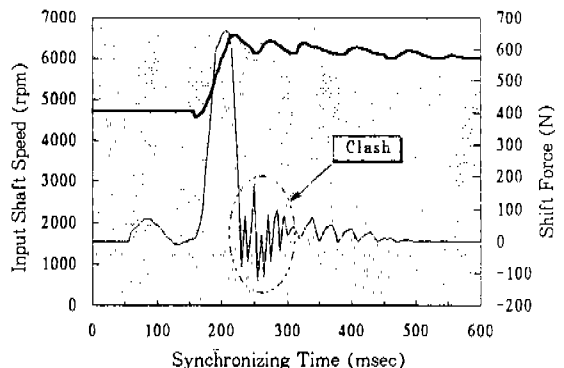


Fig.12 Shift Wave for Clash Noise

에는 슬리브의 챔퍼각을 줄이는 방법과, 챔퍼면을 연마하여 마찰저항을 줄이는 방법 등이 있다.

② 싱크로 링의 스틱킹 방지 방안 : 싱크로나이저 링은 썸기 효과(Wedge effect) 때문에 작동 중에 콘면에 달라붙는 경향이 있으며, 이것이 분리될 때 2차 피크가 발생하여 2단 걸림감이 느껴진다. 큰 콘각은 썸기 효과를 완화시키며 링이 콘면에 달라붙는 것을 방지할 수 있고, 싱크로 링 나산산부에 날카로운 부분을 제거하므로 링이 콘에 달라붙는 것을 어느정도 방지할 수 있다.

그 외의 방법으로 외부 변속레버에 관성 질량(Inertial Mass)를 붙여서 피크를 감소시키는 방안이 있으나, 2단 걸림감을 근본적으로 해결하는 방법은 될 수는 없다.

4.3 변속 신뢰성

동기장치의 신뢰성이라는 것은 변속 중에 기어 그라인딩 소음(Gear Grinding Noise)등의 발생 없이, 그 성능이 차량의 수명 기간 동안 유지되는 것을 뜻한다. 기어 변속시 발생하는 기어 그라인딩 소음은 슬리브와 클러치 기어의 챔퍼면에 부딪혀서 발생하기 때문에 크래싱 노이즈(Clashing Noise)라고 하며, 운전자가 변속 중에 변속레버(Shift Lever)로부터 직접 느낄 수 있으므로 소음의 정도로 표현하기 보다는 변속 조작력(Shift Force)의 형태로 표현하는 것이 타당하다.

크래싱 노이즈는 그 발생 원인 및 발생 형태별로, 완전 크래시(Full Clash), 부분 크래시(Par-

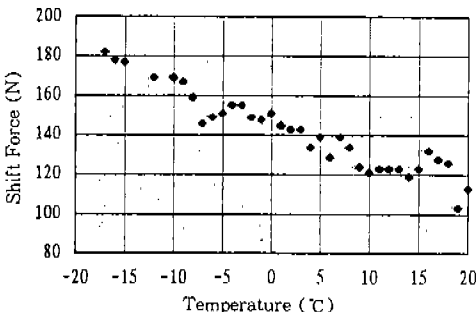


Fig.13 Cold Shift Performance

tial Clash) 및 저온 크래시(Cold Clash)로 분류하며, 그 원인과 대책은 다음과 같은 것들이 있다.

1) 완전 크래시

완전 크래시(Full Clash)는 변속시 동기가 전혀 되지 않은 상태에서, 슬리브가 진행하여 클러치 기어와 충돌을 일으켜 발생하는 기어 부딪히는 소음으로, 그 원인은 다음과 같은 경우가 있다.

① 낮은 콘 토크

② 설계 구조적인 문제(키의 작동 이전에 슬리브가 링과 맞닿는 것 등과 같은 설계상의 문제)

이러한 문제를 해결하기 위해서는 설계 초기에 동기장치의 작동 시의 간극 및 공차를 확인하여, Fig.7에 제시된 동기 순서대로 작동하도록 설계해야 한다.

2) 부분 크래시

부분 크래시(Partial Clash)는 동기가 완료된 후, 슬리브가 진행되는 동안에 드래그 토크등의 원인에 의해 다시 기어의 상대속도가 발생하여, 슬리브가 클러치 기어와 충돌할 때 발생하는 소음으로 그 때의 변속 파형을 시험으로 구하면 Fig.12과 같이 나타나며, 그 원인은 다음과 같이 분류할 수 있다.

① 동기 후의 과도한 드래그(Drag)

② 챔퍼 마모로 인한 인덱스 토크의 증가

③ 링 나사부의 마모로 인한 콘 토크 저하

④ 링과 콘면의 불일치(Angle Mismatch)

⑤ 링과 콘면의 동심도(Concentricity) 및 진원도(Roundness) 불량

3) 저온 크래시

추운 날씨에 변속을 할 경우 오일의 높은 점성 때문에, 동기 시 콘면과 링과의 마찰이 쉽게 일어나지 않아서 크래시가 발생하는 경우가 있으며, 추운 겨울에 발생하기 때문에 저온 크래시(Cold Clash)라고 한다. 날씨가 추울 경우 변속기의 내부 온도가 매우 낮기 때문에 오일의 높은 점성에 의한 교란 손실의 증대로 동기 후에 상대속도가 발생하여 크래시를 일으킨다.

Fig.13은 온도 변화에 따른 변속 조작력을 구

한 것이다. 여기서 보듯이 낮은 온도에서는 큰 변속 조작력이 요구됨을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 변속시 쉬프트 필링(Shift Feeling)에 크게 영향을 미치는 수동변속기의 핵심부인 동기장치에 대하여, 동기장치 설계방법을 모색하고, 변속 과형을 분석함으로써 다음과 같은 결과를 도출했다.

- 1) 동기장치의 핵심 부품인 싱크로나이저 링의 내경 및 슬리브 챔퍼 경에 대해서 마찰계수별로 최적의 콘각도 및 슬리브이 챔퍼 각도를 도식화함으로써 용이하게 설계하는 방법을 제시하였다.
- 2) 동기 순서를 단계적으로 분석함으로써, 변속시 발생하는 크래싱 노이즈, 변속 조작력 및 변속 원활감과 같은 변속시의 문제점에 대해 그 원인과 해결하는 방법을 제시하였다.

참 고 문 헌

1. Philip G. Gott, "Changing Gears : The Development of the Automotive Transmission", SAE Historical Series, 1991.
2. Richard J. Socin & L. Kirk Walters, "Manual Transmission Synchronizers", SAE 680008.
3. Gunter Lanzerath & Helmut Patzer, "Synchronizer Blocker Ring with Organic Lining", SAE 860384.
4. Shigeo Murata & Yukihiro Nogichi, "Synchronizer & Shift System Optimization for Improved Manual Transmission Shiftability", SAE 891998.
5. 이충섭, 이천구, "Manual Transmission의 변속 역적(力積) 해석", 자동차 기술 Vol. 4, No. 4, 현대자동차, 1992.