클러치 슬립 체결 시 최적화 레퍼런스 슬립 속도 생성 방법

박진락1)·최세범*1)

한국과학기술원 기계공학과¹⁾

Optimal generation method of reference clutch slip speed during slip

engagement

Jinrak Park¹⁾ · Seibum Choi^{*1)}

^{*1)} Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon 34141, Korea

Abstract: 전세계적으로 자동차 환경 규제가 날로 강화되고 있으며 자동차는 전자화로 인하여 점점 지능화 되 어가고 있다. 이에 따라 자동차의 효율 증대와 승차감 개선에 관한 관심이 늘고 있다. 자동차 파워트레인에서 클러치의 적절한 제어는 자동차 효율을 높이고 승차감을 개선하는데 큰 역할을 할 수 있다. 선행 연구에서 클 러치 슬립 체결 제어 시 클러치 슬립 제어 및 클러치 전달 토크 제어와 같은 하위 제어기에 관해서는 많이 다루어져 왔다. 한편 클러치 슬립 제어 시 레퍼런스 클러치 슬립 속도 및 클러치 전달 토크를 생성하는 방법 에 관해서는 연구가 많이 진행되지 않았다. 따라서 본 연구에서는 자동차 파워트레인에서 클러치 슬립 제어 시 클러치 슬립 에너지 손실과 승차감을 최적화하는 레퍼런스 클러치 슬립 속도 생성 방법에 관하여 다루고 자 한다.

Key words : clutch engagement(클러치 체결), slip engagement(슬립 체결), clutch control(클러치 제어), powertrain control(파워트레인 제어), reference slip speed(레퍼런스 슬립 속도), reference clutch torque(레퍼런스 클러치 토크)

Nomenclature

 T_e : engine torque, Nm

 T_{c1} : clutch torque of first gear, Nm

 T_o : output shaft torque, Nm

 T_r : wheel resistance torque, Nm

 $T_{e,0}$: initial engine torque when starting clutch slip, Nm

 $T_{r.0}$: initial wheel resistance torque when starting clutch slip, Nm

 ω_e : engine speed, rad/s

 ω_{c1} : clutch speed, rad/s

 ω_{s1} : slip speed between engine and first gear clutch, rad/s

 $\omega_{s1.0}$: initial slip speed between engine and first gear clutch when starting clutch slip, rad/s

cluten when starting cluten shp, rad/s

 $\omega_{s1.0}'$: real time slip speed between engine and first gear clutch , rad/s

 i_1 : first gear ratio, -

- i_2 : second gear ratio, -
- i_f : final gear ratio, -
- J_e : engine inertia, kg · m²
- J_{c1} : inertia of first gear clutch, kg · m²
- J_{c2} : inertia of second gear clutch, kg · m²
- J_v : vehicle inertia, kg · m²

 t_{end} : slip end time, s

 t_p : elapsed time from clutch slip start, s

a : optimization parameter, -

f : tuning parameter, -

1. 서 론

그림 1은 병렬형 하이브리드 차량의 파워트 레인 개략도를 보여준다. 위 그림에서 보듯이

* 박진락, E-mail: pjr1413@kaist.ac.kr.



Fig. 1 병렬형 하이브리드 차량의 파워트레인 개략

병렬형 하이브리드 차량은 엔진과 모터 사이 에 위치한 엔진 클러치와 트랜스미션에 사용 되는 트랜스미션 클러치 두 가지 종류의 클러 치를 가지고 있다.

클러치를 체결하는 방법에는 크게 두 가지 가 있다. 첫 번째는 동기화 체결 방식이다. 이 방법은 클러치의 양단의 속도를 동기화시켜 클러치를 체결하는 방식이다. 동기화 체결 방 식으로 클러치를 체결할 경우 클러치 마찰에 의한 에너지 손실과 클러치 마모가 발생하지 않는다. 두 번째는 슬립 체결 방식이다. 이 방 법은 클러치 양단의 속도가 다를 때 클러치를 체결하는 것으로 클러치 마찰에 의한 에너지 손실과 클러치 마모가 발생한다. 이 두 가지 방법 참고할 때 클러치는 동기화 체결 방식으 로 체결하는 것이 좋다. 하지만 상황에 따라 서는 슬립 체결 방식이 불가피한 경우가 있다.

병렬형 하이브리드 차량의 엔진 클러치를 예로 들면, 병렬형 하이브리드 차량이 경사로 를 등판할 때 출발과 동시에 구동 모터의 토 크가 부족한 경우 모터의 속도를 엔진 속도와 동기화하지 못한 상태에서 엔진 클러치를 슬 립 체결해야 한다. 또한 트랜스미션 클러치의 경우 기어변속 시 구동 모터를 이용하여 모터 축과 트랜스미션 입력축의 속도를 동기화 시 켜주는 추가적인 제어를 실시하지 않는다면 일반적으로 트랜스미션 클러치는 슬립 체결 방식으로 체결한다.

한편 클러치 슬립 체결 시 클러치 마찰 에너 지 손실과 클러치 마모를 최소화 하기 위해 클 러치 전달 토크를 줄이게 되면 클러치 양단의 속도가 동기화되는 클러치 체결 시간이 길어진 다. 또한 클러치 체결 시간 동안 운전자가 클 러치 토크의 단절감을 느끼게 되어 차량 운전 시 답답함을 느낄 수 있다. 반면 클러치 전달 토크를 크게 하면 클러치 체결 시간은 줄어들 지만 차량이 급격히 가속화되고 클러치 마찰 에너지 손실, 클러치 마모가 많이 발생한다. 이 처럼 클러치 슬립 체결 시 클러치 마찰 에너지 손실과 클러치 체결 시간(또는 차량 jerk)은 서 로 대립관계에 있으며, 이는 각각 차량의 효율 과 승차감에 영향을 미치기 때문에 클러치 슬 립 체결 시 이 두 가지 변수를 적절히 조절할 필요가 있다.

클러치 슬립 체결 제어의 구조는 크게 하위 제어기 단과 상위 제어기 단으로 나눌 수 있다. 하위 제어기는 레퍼런스 클러치 전달 토크 혹 은 레퍼런스 클러치 슬립 속도가 주어졌을 때 주어진 레퍼런스를 따라가기 위한 클러치 엑추 에이터 제어기 단을 말한다. 한편 상위 제어기 는 하위 제어기에서 필요한 레퍼런스 정보를 생성하는 제어기 단을 말한다. 이전 연구들에 서는 주로 하위 제어기가 많이 다루어졌다¹⁻⁶.

한편 선행연구에서 상위 제어기는 거의 다루 어지지 않았다. 클러치 슬립 체결 시 클러치 마찰 에너지 손실과 클러치 체결시간(또는 차 량 jerk)을 최적화한 클러치 슬립 체결에 관한 연구는 거의 수행된 바 없다. 다음 논문에서는 클러치 체결 제어 시 클러치 마찰 에너지 손실 과 클러치 체결시간을 조절할 수 있는 제어 기 법을 제시 하였다⁷⁻⁹.

본 논문에서는 자동차 파워트레인에서 클러 치 슬립 체결 제어 시 대립관계에 있는 클러치 마찰 에너지 손실과 클러치 체결시간(또는 차 량 jerk)을 최적화하는 실시간 레퍼런스 클러 치 슬립 속도 생성 방법에 대해서 다루고자 한



Fig. 2 클러치 슬립 체결 제어 구조

2



Fig. 3 DCT 차량 드라이브라인의 집중 관성 모델

다. 더 나아가 본 방법은 클러치 슬립 체결 시 레퍼런스 클러치 전달 토크를 생성하는데 활용될 수 있다. 본 논문에서 제안하는 레퍼 런스 클러치 슬립 속도 생성 방법을 건식 Dual Clutch Transmission(DCT)이 장착된 차 량의 출발 상황의 클러치 슬립 체결에 적용하 여 AMESIM과 MATLAB Simulink를 활용하 여 시뮬레이션하고 검증하였다.

최적화 기법 기반 레퍼런스 슬립 속도 생성 방법

그림 2는 본 논문에서 수행하고자 하는 슬 립 체결 제어의 전체 구조를 나타내고 있다. 앞서 소개 섹션에서 언급하였듯이 클러치 슬 립 체결 제어의 구조는 상위제어기와 하위제 어기로 구분할 수 있다. 본 논문에서는 그림 2에서 상위 제어기라고 나타내어진 부분인 클 러치 슬립 체결 제어 시 최적화 기법을 활용 한 실시간 레퍼런스 슬립 속도 생성 방법을 다룬다. 또한 본 논문에서 제시한 방법을 건 식 DCT가 장착된 차량의 출발 상황에서 클러 치 슬립 체결 제어에 적용하고자 한다. 그림 2에서 하위제어기로 나타내진 부분에서 클러 치 슬립 제어기는 일반적인 PID 제어기를 사 용하였다. PID 제어기는 레퍼런스 클러치 토 크를 출력하며 본 연구에서 클러치 전달 토크 트래킹은 이상적으로 수행된다고 가정하였다. 클러치 전달 토크 트래킹에 관한 연구는 선행 연구에서 많이 다루어졌으며 본 논문에서는 자세히 다루지 않는다^{10,11}.

슬립 체결 제어 시 최적화 기법을 활용하여 레퍼런스 슬립 속도를 생성하기 위해서는 먼 저 목적 함수를 정의할 필요가 있다. 앞서 소 개 섹션에서 언급하였듯이 클러치 슬립 체결 제어 시 클러치 마찰 에너지 손실과 클러치 체결 시간은 대립관계에 있고 클러치 체결 시

간은 차례로 차량 종가속도의 미분 값인 차량 의 jerk와 차량 드라이브라인의 출력축 토크의 미분값과 직접적으로 관계가 있다. 따라서 본 연구에서 최적화 기법의 목적 함수는 클러치 마찰 에너지 손실과 출력축 토크의 미분값 항 으로 구성된다. 자세한 내용은 이후 섹션에서 자세히 다루어 질 것이다. 한편, 최적화 기법으 로 레퍼런스 슬립 속도를 생성하기 위해서는 목적 함수를 최소화 하는 슬립 속도를 찾아야 하며 이는 목적 함수를 슬립 속도의 항으로만 나타낼 수 있어야 한다. 즉 클러치 슬립 체결 시 클러치 마찰 에너지 손실과 출력축 토크의 미분값을 모두 슬립 속도로 나타낼 수 있어야 한다. 이러한 문제를 다루기 위해 먼저 다음 섹션에서 드라이브라인 모델을 활용하여 클러 치 마찰 에너지 손실과 출력축 토크의 미분값 을 슬립 속도로 대체하는 방법에 대해서 다룬 다.

2.1 절 드라이브라인 모델

그림 3은 본 연구에서 사용한 DCT 차량 드 라이브라인의 집중 관성 모델을 나타내고 있 다. 일반적으로 시중 자동차에서는 엔진 속도, DCT의 두 입력축 속도, 그리고 휠 속도가 측 정 가능하다. 따라서 본 연구에서는 언급한 속 도들이 측정 가능하다고 가정하였다. 따라서 측정 가능한 변수들에 대해서 집중 관성 모델 을 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{\omega}_{e} = \frac{1}{J_{e}} T_{e} - \frac{1}{J_{e}} T_{c1} \quad (1)$$
$$\dot{\omega}_{c1} = \frac{1}{J} T_{c1} - \frac{1}{J} \frac{T_{r}}{i_{1} i_{f}} \quad (2)$$
$$J = J_{c1} + \left(\frac{i_{2}}{i_{1}}\right)^{2} J_{c2} + \left(\frac{1}{i_{1} i_{f}}\right)^{2} J_{v} \quad (3)$$

여기서 트랜스미션 클러치의 슬립 속도는 엔 진 속도와 클러치 속도의 차이를 의미하므로 식 (1)과 (2)을 활용하여 아래와 같은 식을 유 도할 수 있다.

$$\dot{\omega}_{s1} = \frac{1}{J_e} T_e + \frac{1}{J} \frac{T_r}{i_1 i_f} - (\frac{1}{J_e} + \frac{1}{J}) T_{c1} \quad (4)$$

З

$$T_{c1} = \frac{J_{e}J}{J_{e}+J}\frac{1}{J_{e}}T_{e} + \frac{J_{e}J}{J_{e}+J}\frac{1}{J}\frac{T_{r}}{i_{1}i_{f}} - \frac{J_{e}J}{J_{e}+J}\dot{\omega}_{s1}$$
(5)

또한 클러치 토크와 출력축 토크간의 관계 는 트랜스미션 기어비에 의해 아래와 같은 관 계를 갖는다.

 $T_o = i_1 i_f T_{c1} \quad (6)$

식 (4)와 (5)를 살펴볼 때 엔진 토크와 휠 저항 토크를 알 때 클러치 전달 토크와 출력 축 토크는 클러치 슬립 속도로 치환 될 수 있 다는 것을 알 수 있다.

실제 차량에서 엔진 토크는 엔진 제어 시 측정가능 한 엔진 속도, 흡기 매니폴드 공기 압력, 흡기 매니폴드 공기 온도의 함수로 나 타내진 엔진 토크 맵을 사용하거나 엔진 속도, 스로틀 공기 유량, 흡기 매니폴드 공기 온도 의 함수로 나타내어진 엔진 토크 맵을 활용하 여 추정 가능하다. 또한 휠 저항 토크의 경우 이전 연구에서 여러 가지 추정 방법을 제시하 였으며^{12, 13} 본 연구에서는 칼만 필터를 활용 한 휠 저항 토크 추정 방법을 사용하였다. 논 문의 일관성을 위해 엔진 토크와 휠 저항 토 크 추정 방법은 본 논문에서 자세히 다루지 않는다. 이하 설명에서는 엔진 토크와 휠 저 항 토크는 알고 있다고 간주하였다.

2.2 절 최적화 기법 기반 레퍼런스 슬립 속도 생성 방법

소개 섹션에서 설명하였듯이 클러치 슬립 체결 제어 시 클러치 마찰 에너지 손실과 클 러치 체결 시간은 대립관계에 있고 클러치 체 결 시간은 차례로 차량 종가속도의 미분 값인 차량의 jerk와 차량 드라이브라인의 출력축 토크의 미분값과 직접적으로 관계가 있다. 본 연구에서 제시하는 최적화 기법을 활용한 레 퍼런스 클러치 슬립 속도 생성 방법에서는 아 래와 같이 목적 함수는 클러치 마찰 에너지 손실과 출력축 토크의 미분값 항으로 구성된 다. 아래 식에서 왼쪽 항은 클러치 슬립 체결 동안 발생하는 슬립 마찰 에너지 손실량을 나 타내고 오른쪽 항은 클러치 슬립 체결 동안 평균 출력축 토크의 미분값을 나타낸다.

$$C = \int_0^{t_{end}} T_{c1} \omega_{s1} + f \frac{\left| \dot{T}_o \right|}{t_{end}} dt \quad (7)$$

그림 4는 본 연구에서 사용 한 레퍼런스 클 러치 슬립 속도 기본적인 모양을 나타내고 있 다. 본 연구에서는 아래와 같은 레퍼런스 클러 치 슬립 속도 함수를 사용하였으며 그림 4에서 보듯이 본 연구에서는 클러치 마찰 에너지 손 실과 차량의 출력축 토크의 미분값 항으로 구 성된 목적 함수를 최소화하도록 하는 클러치 슬립 종료 시점을 결정하는 방식으로 클러치 슬립 체결 중 레퍼런스 클러치 슬립 속도 생성 할 수 있도록 하였다.

$$\omega_{s1} = \omega_{s1.0} e^{-\alpha t}$$
(8)

여기서 a는 레퍼런스 슬립 속도의 최적화 변수 를 나타낸다. 이하 a는 최적화 변수라고 지칭 한다.

또한, 클러치 슬립 종료 시점은 식 (8)을 활 용하여 아래와 같이 클러치 슬립 속도가 1 rad/s가 되는 시점으로 간주하였다.

$$t_{end} = -\frac{1}{a} \ln(\frac{1}{\omega_{s1.0}})$$
 (9)

그러면 식 (4), (5), (6), 그리고 (8)을 활용하 여 식 (7)을 다시 정리하면 아래와 같이 나타 낼 수 있다. 여기서 슬립 체결 시간 동안 엔진 토크와 휠 저항 토크는 변하지 않는다고 가정 하다.

$$C = \int_{0}^{-\frac{1}{a}\ln(\frac{1}{\omega_{s10}})} \left[\begin{pmatrix} \frac{J_{e}J}{J_{e}+J} \frac{1}{J_{e}}T_{e,0} \\ + \frac{J_{e}J}{J_{e}+J} \frac{1}{J_{i}}\frac{T_{v,0}}{i_{1}i_{f}} \\ + \frac{J_{e}J}{J_{e}+J}a\omega_{s1,0}e^{-at} \end{pmatrix} \cdot (\omega_{s1,0}e^{-at}) \right] dt$$

$$= \int_{0}^{-\frac{1}{a}\ln(\frac{1}{\omega_{s10}})} \frac{i_{1}i_{f}}{J_{e}+J}a^{2}\omega_{s1,0}e^{-at}}{-\frac{1}{a}\ln(\frac{1}{\omega_{s1,0}})}$$

$$(10)$$

아래첨자에 붙은 0은 클러치 슬립 시작 시점에 서 해당 변수의 초기값을 말한다.

여기서 슬립 체결이 시작되는 시점에서의 엔 진 토크, 휠 저항 토크, 슬립 속도를 모두 알기 때문에 목적 함수에서 모르는 변수는 클러치



슬립체결 종료시점과 관련된 최적화 변수 a밖 에 없다. 이제 목적 함수를 a에 대해서 최적 화하기 위해서 식 (10)를 a에 대해서 미분하 고 식을 정리하면 최종적으로 슬립 체결 동안 마찰 에너지 손실과 출력축 토크의 미분값을 최적화하는 최적화 변수 a 값을 아래와 같이 간단하게 정리할 수 있다.

$a = \frac{3}{4}$	$\frac{1}{J_{e}}T_{e.0}\log(\omega_{s1.0}) + \frac{1}{J}\frac{T_{v.0}}{i_{1}i_{f}}\log(\omega_{s1.0})$))
$a - \gamma$	$2fi_1i_f$	_
	(1	(1)

앞서 설명한 최적화 기법의 원리 그림을 참 조하여 시각적으로 설명하면, 그림 5는 표1에 서 나타낸 파라미터들을 사용하여 엔진 토크 가 50Nm, 휠저항 토크가 500Nm, 그리고 *f* 가 10일 때 식 (7)에서 최적화 변수 a의 값에



Fig. 5 최적화 기법 원리



Fig. 6 엔진 토크와 휠 저항 토크 추정치

Table 1 시뮬레이션 파라미터

i ₁ , –	3.46
i ₂ , —	2.05
i _f , —	4.06
J_e , kg \cdot m ²	0.05
J_{c1} , kg \cdot m ²	0.02
J_{c2} , kg \cdot m ²	0.02
J_o , kg \cdot m ²	0.3
J_v , kg · m ²	120.6

따른 클러치 슬립 체결 동안 마찰 에너지 손실 $P_{0}^{t_{end}} T_{cl} \omega_{sl} dt$)과 평균 출력축 토크의 미분값

 $(\int_{0}^{t_{end}} f \frac{\left| \dot{T}_{o} \right|}{t_{end}} dt$)을 각각 나타낸 것이다. 이하 전

자는 마찰 에너지 손실선 후자는 출력축 토크 미분선으로 부른다. 그림 5에서 마찰 에너지 손실 선과 출력축 토크 미분 선이 만나는 지점 근처에서 식 (7)의 목적 함수가 최소화되는 a 가 존재하며 이 값을 수학적으로 풀었을 때 식 (11)이 되는 것이다.

레퍼런스 슬립 속도 함수의 최적화 변수 a가 커지면 슬립 체결 시간은 길어지고 반대로 a가 작아지면 슬립 체결 시간은 줄어든다. 따라서, 식 (11)을 참조할 때 슬립 체결 시작 시점에서 엔진 토크 및 휠 저항 토크가 커지면 슬립 체 결 시간은 줄어들며 반대로 초기 엔진 토크 및 휠 저항 토크가 작으면 슬립 체결 시간은 길어 진다. 이는 그림 5를 참조할 때 슬립 체결 시 작 시점에서 엔진 토크 및 휠 저항 토크가 클



Fig. 7 실시간 최적화 기법 개념

경우 마찰 에너지 손실 선은 오른쪽 위로 이 동한다. 그러면 두 선이 만나는 지점은 오른 쪽으로 이동하게 되며 그 결과 a는 커지게 된 다. 반대로 엔진 토크 및 휠 저항 토크가 작 을 경우 마찰 에너지 손실 선은 왼쪽 아래로 이동한다. 그러면 두선이 만나는 지점은 왼쪽 으로 이동하게 되며 a는 작아지게 된다. 이 방법으로 실제 적용에서 엔진 토크와 휠 저항 토크에 따라 마찰 에너지 손실과 출력축 토크 미분항을 적절히 조절하는 레퍼런스 슬립 속 도의 최적화 변수 a를 결정할 수 있으며 최종 적으로 레퍼런스 슬립 속도를 생성 할 수 있 도록 한다.

2.3 실시간 레퍼런스 슬립 속도 생성 방법

세부 섹션 2.2에서는 클러치 슬립 체결 시 작 시점에서 한번 엔진 토크와 휠 저항 토크 를 활용하여 최적화 레퍼런스 클러치 슬립 속 도를 생성하였다. 하지만 클러치 슬립 체결 시작 시점에서 한번 최적화를 수행하는 경우 클러치 체결 동안 변화하는 엔진 토크와 휠 저항 토크에 대응하지 못한다.

그림 6은 차량 출발 시 엔진 토크와 휠 저 항 토크의 추정치의 예시를 보여준다. 실제 휠 저항의 경우 항상 일정한 값을 가지지만 추정을 실시할 경우 엔진 토크와 드라이브라 인의 속도가 발생해야 휠 저항 토크가 추정이 된다. 또한 엔진 토크의 경우 차량 출발 시 출발 시점에는 0으로 시작하여 점점 증가하는 형태를 보인다. 따라서 클러치 슬립 체결 시 작 시점에서 한번 최적화하여 레퍼런스 슬립 속도를 생성하는 경우 초기 엔진 토크와 휠 저 항 토크를 0에 가까운 값을 사용하게 되어 최 적화하여 구한 a는 엔진 토크와 휠 저항 토크 의 값에 무관하게 설정이 된다.

따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해서 최 적화 기법을 실시간으로 사용할 수 있도록 변 형하여야 한다. 이때 앞서 보인 식 (8)을 수정 하여 실시간 레퍼런스 슬립 속도 생성 기법에 서 레퍼런스 슬립 속도 함수는 실시간 슬립속 도를 사용하여 표현될 수 있도록 아래와 같이 수정하였다. 그림 7은 실시간 레퍼런스 슬립 속도 생성 기법에서 실시간 레퍼런스 슬립 속 도 함수의 개념을 나타낸 것이다.

$$\omega_{s1} = \omega_{s10} e^{-a(t-t_p)}$$
 (12)

여기서 $\omega'_{s1.0}$ 은 실시간 최적화 시점에서 클러치 슬립 속도를 나타내며 t_p 는 클러치 슬립이 시 작된 후 지난 시간을 의미한다.

또한 클러치 슬립 종료 시점은 슬립 속도가 1이 되는 시점으로 정의하였으며 이는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$t_{end} = t_p - \frac{1}{a} \ln(\frac{1}{\omega_{s1,0}})$$
 (13)

또한 식 (7)으로 나타내진 목적 함수는 식 (12)과 (13)를 활용하면 아래와 같이 나타내어 진다.



여기서 최적화를 시작하는 시점부터 클러치 슬립 체결이 종료될 때까지 엔진 토크와 휠 저 항 토크는 일정하다고 가정한다. 그리고 목적 함수를 a에 대해 미분하고 정리해주면 아래와 같이 간단한 식이 유도되며 결론적으로 이 식 은 앞서 언급한 식 (11)과 동일한 식이 된다. 자세한 유도 과정은 생략한다.



Fig. 8 한번 최적화 기법과 실시간 최적화 기법 비교



(15)

앞서 언급한 과정을 통해서 클러치 슬립 체 결 시 실시간 슬립 속도, 엔진 토크, 그리고 휠 저항 토크를 사용하여 실시간으로 최적화 변수 a를 구하는 방법을 유도 하였으며 이제 식 (12)과 식 (15)를 활용하여 실시간 최적화 레퍼런스 슬립 속도를 생성할 수 있게 되었다.

3. 시뮬레이션 결과

본 연구에서 제안한 클러치 슬립 체결 시 최적화 레퍼런스 클러치 슬립 속도 생성 방법 을 차량 출발 상황에 적용하여 시뮬레이션 해 보았다. 실시간 최적화 기법의 장점을 설명하 기 위해 슬립 체결 시작 시 한번 최적화 하는 방법과 비교하였으며 엔진 토크와 휠 저항 토 크가 다른 상황에서도 각각 적용하여 제안한 최적화 로직이 잘 동작하는지 확인하였다. 이 하 슬립 체결 시작 시 한번 최적화 하는 방법 을 한번 최적화 기법이라고 언급한다.

3.1 한번 최적화 기법과 실시간 최적화 기법

그림 8(a)은 시뮬레이션 한 차량 출발 상황 에서 엔진, DCT의 두 클러치 입력축, 1단 기어 비와 파이널 기어비가 나누어진 휠 저항 토크 를 나타낸다. 여기서 1단 기어비와 파이널 기 어비가 나누어진 휠 저항 토크는 1단 클러치에 서 보는 휠 저항토크를 의미한다. 이하 1단 기 어비와 파이널 기어비가 나누어진 휠 저항 토 크를 1단 클러치에서 보는 휠 저항 토크라고 지칭한다. 그림 8(b)는 동일한 조건에서 한번 최적화 기법과 실시간 최적화 기법을 사용하였

10

10



Fig. 9 엔진 토크가 다른 상황 비교

을 때 각 방법의 최적화 변수 a의 값을 나타 낸다. 그림 8(c)은 한번 최적화 기법과 실시간 최적화 기법을 사용하였을 때 각 방법의 생성 된 레퍼런스 슬립 속도를 나타낸다. 그림 8(d) 토크, 그리고 클러치 슬립 속도를 사용하게 되 는 그림 8(a)에서 나타내어진 차량 출발 상황 에서 클러치 슬립 체결 시 실시간 최적화 기 법을 사용하였을 때 엔진, DCT의 두 클러치 입력축, 그리고 1단 기어비와 파이널 기어비 가 곱해진 휠의 속도를 나타낸다. 여기서 1단 기어비와 파이널 기어비가 곱해진 휠의 속도 는 1단 클러치가 보는 휠의 속도를 나타낸다. 이하 1단 기어비와 파이널 기어비가 곱해진 휠의 속도를 1단 클러치가 보는 휠의 속도라 고 지칭한다. 본 시뮬레이션에서는 식 (15)에 서 표1의 파라미터를 동일하게 사용하였으며 튜닝 파라미터 f는 40로 설정하였다. 또한 차 량 출발 후 일정한 스로틀을 유지할 수 있도 록 하였으며 위 그림에서 2초부터 슬립 체결 이 시작되도록 하였다.

그림 8(b)를 참조하면 차량 출발 시 클러치 슬립 체결 시작 시점에서 한번 최적화를 하게 되면 최적화 시점에서의 엔진 토크, 휠 저항 고 최적화 변수 a는 슬립 체결 중 일정한 값을 가진다. 이는 그림 8(b)에서 보는 바와 같이 슬립 체결 동안 레퍼런스 슬립 속도의 함수 모 양은 변하지 않는다. 이는 세부 섹션 2.3에서 언급하였듯이 차량 출발 시 클러치 슬립 체결 시작 시점에서는 엔진 토크와 휠 저항 토크가 거의 0이기 때문에 이는 최적화를 하지 않는 결과와 같다. 그림 8(c)에서 슬립체결 시작(2초) 전에 a가 0이 아닌 이유는 엔진 토크와 휠 저 항 토크에 하한을 두었기 때문이다.

한편 실시간 최적화를 할 경우 실시간으로 엔진 토크와 휠 저항 토크가 반영되기 때문에 그림8(b)에서와 같이 레퍼런스 슬립 속도 함수 의 지수 a값이 실시간으로 변하며 이는 그림 8(c)에서 보는 바와 같이 슬립 체결 동안 레퍼 런스 슬립 속도의 모양이 실시간으로 변한다. 즉 엔진 토크와 휠 저항 토크가 큰 상황이 오 면 실시간 최적화 기법에서는 클러치 마찰 에 너지 손실을 줄이기 위해 슬립 속도 레퍼런스 의 함수의 지수 a값이 크게 설정되며 클러치 가 더 빠르게 붙도록 레퍼런스 슬립 속도가 생성된다. 또한 그림8(d)에서 실시간 최적화 기법을 활용하였을 때 차량 출발이 잘 이루어 짐을 볼 수 있다.

3.2 엔진 토크가 다른 상황

이번 섹션에서는 엔진 토크가 다른 두 상황 을 연출하기 위해 각 상황에서 차량 출발 후 스로틀량을 다르게 설정하으며 본 시뮬레이션 에서도 식 (15)에서 표1의 파라미터를 동일하 게 사용하였고 튜닝 파라미터 *f*는 40로 설정 하였다. 이하 그래프에서 스로틀량이 다른 두 상황에서 각각의 정보를 나타낼 때 범례에 env1와 env2로 나타내었다.

그림 9(a)은 휠 저항 토크는 같지만 엔진 토크가 다른 두 상황에서 각각의 엔진, DCT 의 두 클러치 입력축, 1단 클러치에서 보는 휠 저항 토크를 나타낸다. 그림 9(b)는 두 상황 에서 최적화 변수 a를 나타낸다. 그림 9(c)는 두 상황에서 생성된 최적화 레퍼런스 슬립 속 도를 나타낸다. 그림 9(d)는 두 상황에서의 엔진, DCT의 두 클러치 입력축, 그리고 1단 클러치에서 보는 휠의 속도를 나타낸다.

그림 9(a)에서 보면 env1과 env2 상황에서 각각 휠 저항 토크는 비슷하지만 엔진 토크가 다른 것을 볼 수 있으며 그림 9(b)에서 엔진 토크가 다름에 따라 식 (15)에 의해 실시간으 로 최적화 변수 a가 계산되어 다르게 나타나 는 것을 볼 수 있다. 그림 9(c)에서는 다르게 생성된 최적화 변수 a에 대하여 식(12)에 의 해 레퍼런스 슬립 속도가 다르게 생성되는 것 을 볼 수 있다. 또한 그림 9(d)에서는 두 상 황 모두 출발 시 슬립 체결이 적절하게 이루 어짐을 볼 수 있다. 위 그래프에서 엔진 토크 가 큰 상황에서 슬립 체결 시간이 줄어들 수 있도록 레퍼런스 슬립 속도가 생성되는 것을 볼 수 있으며 이는 세부 섹션 2.2에서 설명하 였듯이 엔진 토크가 큰 상황에서 클러치 마찰 에너지 손실을 줄이기 위함이다.

4. 결 론

본 논문에서는 클러치 슬립 체결 제어 시 클 러치 슬립 에너지 손실과 승차감을 최적화하는 레퍼런스 클러치 슬립 속도 생성 방법을 새롭 게 제시하였다. 본 논문에서 제시하는 방법은 클러치 슬립 제어 시 실시간으로 엔진 토크와 휠 저항 토크의 변화를 반영하여 레퍼런스 클 러치 슬립 속도를 생성 한다. 이후 연구에서는 레퍼런스 클러치 슬립 속도의 형상에 따라 승 차감이 어떻게 변하는지에 관하여 연구를 진행 하고자 한다.

Acknowledgement

This research was partly supported by the National Research Foundation of Korea(NRF) grant funded by the Korea government(MSIP) (No. 2017R1A2B4004116); and the BK21+ program through the NRF funded by the Ministry of Education of Korea.

References

1. Kim J, Choi SB and Oh JJ. Adaptive engagement control of a self-energizing clutch actuator system based on robust position tracking. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 2018; 23: 800-810.

2. Kim S and Choi S. Control-oriented modeling and torque estimations for vehicle driveline with dual-clutch transmission. *Mechanism and Machine Theory* 2018; 121: 633-649.

3. Oh JJ, Eo JS and Choi SB. Torque observer-based control of self-energizing clutch actuator for dual clutch transmission. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 2017; 25: 1856–1864.

4. Jeong H-S and Lee K-I. Friction coefficient, torque estimation, smooth shift control law for an automatic power transmission. *KSME international journal* 2000; 14: 508-517.

5. Jeong H-S and Lee K-I. Shift characteristics analysis and smooth shift for an automatic power transmission. *KSME*

international journal 2000; 14: 499-507.

6. Kong H, Zhang C, Wang H, et al. Engine clutch engagement control for a parallel hybrid electric vehicle using sliding mode control scheme. *Australian Journal of Electrical and Electronics Engineering* 2016; 13: 244-257.

7. Glielmo L, Iannelli L, Vacca V, et al. Gearshift control for automated manual transmissions. *IEEE/ASME transactions on mechatronics* 2006; 11: 17-26.

8. Kim S, Oh J and Choi S. Gear shift control of a dual-clutch transmission using optimal control allocation. *Mechanism and Machine Theory* 2017; 113: 109–125.

9. Van Berkel K, Veldpaus F, Hofman T, et al. Fast and smooth clutch engagement control for a mechanical hybrid powertrain. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 2014; 22: 1241–1254.

10. Horn J, Bamberger J, Michau P, et al. Flatness-based clutch control for automated manual transmissions. *Control Engineering Practice* 2003; 11: 1353-1359.

11. Ni C, Lu T and Zhang J. Gearshift control for dry dual-clutch transmissions. *WSEAS Transactions on Systems* 2009; 8: 1177-1186.

12. Kim D-H, Hong K-S and Yi K. Driving load estimation with the use of an estimated turbine torque. *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing* 2006; 49: 163– 171.

13. Oh J, Kim J and Choi SB. Design of estimators for the output shaft torque of automated manual transmission systems. In: *Industrial Electronics and Applications (ICIEA), 2013 8th IEEE Conference on* 2013, pp.1370–1375. IEEE.