

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2009.33.5.463

다구찌 방법을 이용한 전기자동차 구동계의 진동 억제 제어

김 호 기[†]

(2008년 7월 16일 접수, 2009년 2월 20일 수정, 2009년 2월 20일 심사완료)

Suppression Control of the Drivetrain-Oscillations of an Electric Vehicle Using Taguchi Method

Ho Gi Kim

Key Words : Electric Vehicle(전기자동차), Torsional Oscillation(비틀림 진동), Taguchi Method(다구찌 방법), Robustness(강건성), Control Factor(제어인자), Noise Factor(노이즈 인자)

Abstract

Torsional oscillations of the drivetrain in electric vehicles are generated under rapid driving conditions. These lead to an uncomfortable jerking of the vehicle and an increased stress of the mechanical components. To suppress torsional oscillations, the low pass and notch filters between the torque command from the acceleration pedal and electric motor input torque are suggested. The filter parameters are optimized based on Taguchi method with $L_{18}(3^5)$ orthogonal array. The signal to noise (S/N) ratio mainly depends on slew rate of motor input torque, damping ratio and natural frequency of notch filter. With the proposed suppression control scheme, the S/N ratio is shown to be increased by 4.7dB and the torque overshoot of the drive shaft is reduced to 30%.

1. 서 론

전기자동차의 구동계는 일반 차량에서의 파워 트레인(엔진, 변속기)을 대체한 구동모터 및 감속 장치로 구성되어 있으며, 운전자의 가속 페달에 비례하는 구동모터의 회전 토크가 기계적 구동계에 전달된다. 운전자의 급 가속에 의한 구동모터의 급격한 토크변동은 차량에서 구동계 비틀림 진동으로 관찰된다.^(1,2) 이러한 비틀림 진동은 차량의 저킹(jerking)을 유발하여 승차감을 저하시킬 뿐만 아니라, 구동계 부품들이 지속적인 동적인 피로응력을 받게 되어 차량의 내구력을 감소시키는 원인이 된다.

전기자동차의 구동계 비틀림 진동은 기계적 구조에 따른 구동축 및 구동모터 회전자 관성에 의한 고유진동수와 구동축의 낮은 감쇠계수에 기인한다. 결과적으로 진동특성 개선을 위해서는 구동계의 기계적 설계 파라미터를 변경하여 한다. 즉 구동모터 회전자 관성 증대 또는 구동축의 강성 및 감쇠계수 증대를 통하여 가능하다. 하지만 이는 기계 구조적으로 매우 제한적일 밖에 없으며, 또한 전기자동차의 구동모터는 단지 토크 제어만을 하기 때문에 제어강성 및 감쇠특성 개선이 제한적이다.^(1,2)

일반적으로 기계적 구동계에서 입력신호를 필터링(filtering)함으로써 공진 부하에 의한 진동을 억제하는 효과를 얻을 수 있다. 전기자동차 구동계에서 대부분의 비틀림 진동은 급격한 부하변동 즉 운전자의 급격한 페달에 의한 토크변동에

[†] 책임저자, 회원, 현대자동차(주) 하이브리드개발실
E-mail : hogikim@hyundai-motor.com
TEL : (031)368-7450 FAX : (031)368-7476
* 현대자동차(주) 하이브리드개발실

의해 야기된다. 따라서 가속페달에 의한 입력 토크 크지령을 필터링함으로써 공진 부하에서의 구동계 비틀림 진동을 억제할 수 있다.⁽²⁻⁴⁾

본 논문에서는 전기자동차 구동계의 비틀림 진동을 억제 제어하기 위한 필터구조를 제안하였으며, 동특성을 고려한 다구찌 방법(Taguchi method)^(5,6)을 적용하여 필터의 강건 설계를 수행하였다. 필터 파라미터를 제어인자로, 운전자의 가속페달에 비례하는 입력 토크의 시간당 변동률을 노이즈 인자(noise factor)로 하는 직교배열에 의한 실험계획법(DOE)을 수립하여 실차 시험을 수행하였다. 설계 파라미터의 강건성은 S/N비(signal-to-noise ratio)를 평가하여 분석하였으며, S/N비 반응표에 의해 최적 설계 파라미터를 선정하였다. 이를 통하여 전기자동차 구동계의 비틀림 진동을 억제 제어하기 위한 필터의 강건설계 기법을 제시하고자 한다.

2. 기계적 구동계 구조 및 제어구조

2.1 시스템 구성 및 비틀림 진동 특성

Fig. 1은 전기자동차 구동시스템을 나타낸 것이다. 구동시스템은 구동원인 전기모터와 동력 전달장치인 감속기구(감속기 및 차동기어장치), 구동축, 휠 및 타이어로 구성되어 있다. 구동계는 각각의 기계요소가 상당 등가관성, 스프링 상수 및 감쇠계수를 갖는 2차계로 직렬 연결된 시스템으로 표현될 수 있다.^(2,3)

전기자동차 기계적 구동계는 일반적으로 저주파수에서 가장 중요한 진동을 보이는 특성을 갖고 있어, 진동특성은 2-질량계로 단순화하여 고려할 수 있다. Fig. 2에 2-질량계의 기계적 구동계의 블록도를 도식적으로 나타냈다.

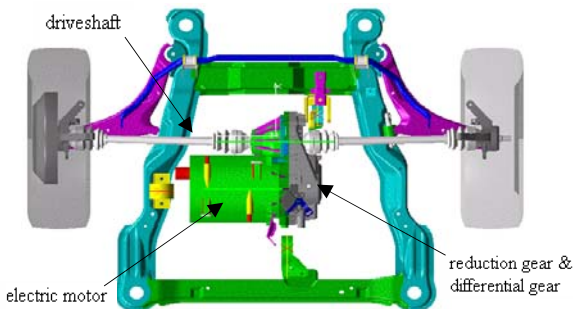


Fig. 1 Mechanical drivetrain of an electric vehicle

여기서 J_m 은 기어박스를 포함한 전기모터 회전자의 상당 관성을, J_v 은 차량 질량의 관성을 나타낸다. k_{eq} , d_{eq} 는 기계계의 통합 상당 강성 및 감쇠계수를 각각 나타낸다.

구동모터의 구동토크를 입력으로 하고, 구동축에서의 토크를 출력으로 하는 2-질량계의 전달함수로 표현되는 전달계의 고유진동수 ω_0 는 다음 식 (1)과 같이 추정된다. 일반적으로 차량의 관성은 전기 구동모터의 회전자 관성에 비해 매우 크기 때문에 구동계 1차 고유진동수는 근사적으로 구동모터의 회전자 관성과 구동축의 강성으로 계산될 수 있다.

$$\omega_0^2 = k_{eq} \left(\frac{1}{J_m} + \frac{1}{J_v} \right) \quad (1)$$

감쇠계수 D는 다음 식 (2)와 같이 구해진다.

$$D = \frac{d_{eq}}{2} \sqrt{\frac{1}{J_m k_{eq}} + \frac{1}{J_v k_{eq}}} \quad (2)$$

Fig. 3에 구동모터 토크입력에 의한 구동축에서의 출력 토크 측정치를 나타냈다. 구동계는 약 7Hz 고유진동수를 갖고 있으며, 매우 낮은 감쇠계수에 의해 심한 비틀림 진동 특성을 보여 주고 있다.

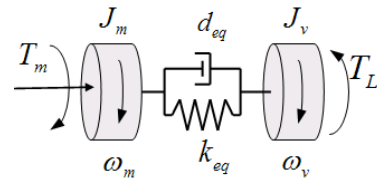


Fig. 2 Mechanical model of a 2-mass system

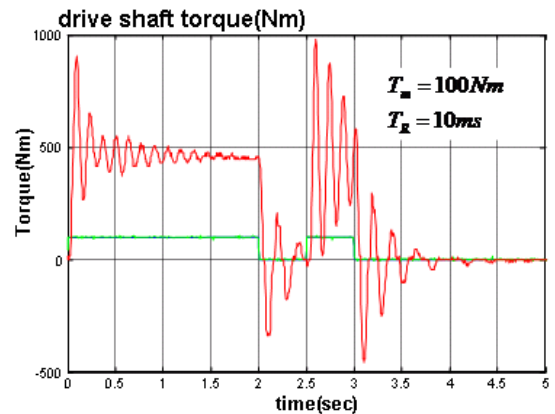


Fig. 3 Oscillation characteristics of the drivetrain

2.2 필터 구조

일반적으로 기계시스템의 구동계 진동특성을 개선 또는 억제하기 위한 제어적인 방법으로 입력신호를 필터링하는 방법이 사용되고 있다. 전기자동차 구동모터 제어에 있어 가속페달에 의한 모터토크 입력지령을 필터링하여, 구동계 공진 주파수 영역의 공진 진폭을 감소시키게 된다. 이러한 목적으로, 본 연구에서는 2차의 저역 필터 (low pass filter)와 노치필터(notch filter)를 적용하였다.

저역 필터는 식 (3)의 전달함수 $G_L(s)$ 로 표현된다.

$$G_L(s) = \frac{\omega_L^2}{s^2 + 2\zeta_L\omega_L s + \omega_L^2} \quad (3)$$

여기서 ω_L, ζ_L 은 저역 필터의 고유주파수 및 감쇠계수를 각각 나타낸다.

노치필터는 식 (4)의 전달함수 $G_N(s)$ 로 표현된다.

$$G_N(s) = \frac{s^2 + \omega_N^2}{s^2 + 2\zeta_N\omega_N s + \omega_N^2} \quad (4)$$

여기서 ω_N, ζ_N 은 노치필터의 고유주파수 및 감쇠계수를 각각 나타낸다.

따라서 구동모터 토크입력(T_m)은 운전자의 가속 페달에 비례하는 기준토크(T_{ref})의 함수로 다음의 식 (5)로 표현될 수 있다.

$$T_m(s) = G_L(s) \cdot G_N(s) \cdot T_{ref}(s) \quad (5)$$

Fig. 4에 필터를 포함한 구동계를 도식적으로 나타냈다.

3. 동특성을 고려한 다구찌 방법의 적용

3.1 다구찌 방법

다구찌 방법은 제품 또는 공정성능이 산포의 원인이 되는 노이즈 인자에 대하여 최소한으로 민감하게 하는 상태를 강건성(robustness)으로 정의한다.

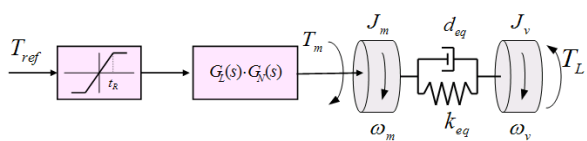


Fig. 4 Schematic diagram of the drivetrain with filters

강건 설계에 있어 강건성의 지표로서 S/N비를 측정하여 활용하며, S/N비를 극대화하는 최적화 설계를 목적으로 한다.

전기자동차 구동계는 구동모터의 입력토크 (T_m)를 신호인자(M)로 하며, 구동축의 비틀림 토크(T_{hs})를 출력반응(y)으로 하는 측정 가능한 에너지 전달계로 정의될 수 있다. 따라서 구동계는 기어비(i)에 해당하는 감도계수(β)를 갖는 이상기능(ideal function) $y = \beta M$ 로 표시될 수 있다. 실제로 구동계는 운전자의 가속페달에 비례하는 입력 구동모터 토크의 변동률에 대하여 산포를 가지는 진동특성을 가지게 되며, 이러한 산포를 최소화하기 강건설계가 필연적으로 수행되어야 된다.

다구찌의 강건 설계 방법은 이상기능의 정의를 포함하여, 신호와 노이즈 인자 선정을 위한 전략수립, 실험, 데이터 분석, 확인시험의 단계로 진행된다.

3.2 파라미터 선정

Fig. 5에 필터 파라미터를 고려한 전기자동차 구동계의 파라미터 다이어그램(parameter diagram)을 도시하였다. 운전자 의지에 비례하는 운전자 요구 구동모터 토크를 입력신호로 하고 구동축에서의 비틀림 토크의 동적 특성 응답을 출력신호로 선정하였다. 구동축의 비틀림 토크 진동 진폭의 최대치(Q_{max})와 최소치(Q_{min})를 동적특성으로 규정하였다. 구동축의 비틀림 진동에 영향을 주는 설계 또는 제어인자는 필터 파라미터 및 모터 제어기내 요구토크 도달시간(T_R)으로 설정하였다. 노이즈 인자는 운전자가 요구하는 모터 입력 토크 변동률에 해당하는 운전자 요구토크 도달시간($T_{R,N}$)로 하였다.

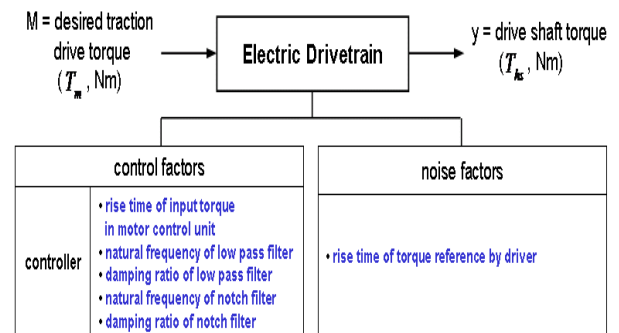


Fig. 5 Parameter diagram

Table 1 Control factors and their levels

		factor	1	2	3
signal factor	M	electric motor input torque(T_m , Nm)	50	100	150
		rise time of input torque in motor control unit(t_R , ms)	10	50	130
control factor	B	natural frequency of low pass filter(ω_L , Hz)	1,000	10	20
	C	damping ratio of low pass filter(ζ_L)	0.5	0.7	1.0
	D	natural frequency of notch filter(ω_N , Hz)	5	7	20
	E	damping ratio of notch filter(ζ_N)	0	0.7	1.0
	N	rise time of torque ref. by driver($t_{R,N}$, ms)	10	100	200
noise factor	N	rise time of torque ref. by driver($t_{R,N}$, ms)	10	100	200
output factor	Q	torque in drive shaft(T_{ds} , Nm)	min.	max.	-

다구찌 방법에 의한 강건 설계의 실험계획에 있어 제어인자 간에 교호작용이 모든 행들에 균등하게 교락되어 있는 L_{18} 직교 배열표를 이용하였다. Table 1 에 입·출력 신호, 제어인자 및 노이즈 인자를 각각의 수준과 함께 나타냈다. 각각의 제어인자는 모두 3 수준으로 정하였다. 따라서 교호작용이 거의 없는 5인자 3수준의 $L_{18}(3^5)$ 직교배열에 의한 실험계획이 Table 2와 같이 수립되었다. 초기설계 조건은 L13으로, 노치필터가 없고 저역 필터의 고유주파수 1kHz인 경우에 해당된다.

3.3 실험 측정 및 결과

실험계획법에 의거하여 전기자동차 프로토타입 시험차에 대한 실차시험을 수행하였다. 시험조건 변동에도 동일한 구동모터 입력토크를 발생시킬 수 있도록, 가속페달 대신 외부 DSP 제어장치를 사용하였다. DSP 제어장치의 출력을 모터제어기의 입력신호로 하여 구동모터 회전자의 기준 구동토크를 발생토록 하였다.

구동축의 비틀림 토크는 구동축에 스트레인 게이지(strain gage)를 Fig. 6과 같이 장착하고, 원격 측정시스템을 활용하여 측정하였다. 측정 샘플링(sampling) 시간은 5ms로 하였다. 시험은 구동모터 회전자 토크를 구동계의 기준 입력토크로, 구

Table 2 $L_{18}(3^5)$ Orthogonal array

-	A	B	C	D	E
L1	1	1	1	1	1
L2	1	2	2	2	2
L3	1	3	3	3	3
L4	2	1	1	2	2
L5	2	2	2	3	3
L6	2	3	3	1	1
L7	3	1	2	1	3
L8	3	2	3	2	1
L9	3	3	1	3	2
L10	1	1	3	3	2
L11	1	2	1	1	3
L12	1	3	2	2	1
L13	2	1	2	3	1
L14	2	2	3	1	2
L15	2	3	1	2	3
L16	3	1	3	2	3
L17	3	2	1	3	1
L18	3	3	2	1	2

**Fig. 6** Strain gages and telemetry system

동축에 발생되는 토크의 동적인 변동을 출력토크로 하였다. 또한 실차에서의 가감속 패턴을 모사하기 위하여, 램프 프로파일(ramp profile) 형태의 구동모터 입력토크를 적용하였다.

Fig. 7에 초기설계 조건(L13)에서의 구동모터 토크입력에 대한 구동축의 비틀림 토크 응답을 최대치(Q_{max}), 최소치(Q_{min})와 함께 도시하였다. 실험계획에 의거하여, 제어인자 수준별로 구동모터 최대토크 입력신호와 노이즈 인자인 운전자 요구토크 도달시간($T_{R,N}$)을 변동하여, 각각의 구동축 비틀림 토크 진폭의 최대치와 최소치를 Table 3에 정리하였다.

Table 3 Experimental results : β and S/N ratio

	M1 : 50Nm						M2 : 100Nm						M3 : 150Nm						β	S/N
	N1		N2		N3		N1		N2		N3		N1		N2		N3			
	Qmin	Qmax	Qmin	Qmax	Qmin	Qmax	Qmin	Qmax	Qmin	Qmax	Qmin	Qmax	Qmin	Qmax	Qmin	Qmax	Qmin	Qmax		
L1	92	479	184	328	177	302	105	971	341	728	407	558	246	1296	427	1214	637	912	5.2	-35.0
L2	131	289	158	256	341	413	361	656	407	630	394	551	453	938	604	873	663	814	4.9	-28.8
L3	112	466	125	446	177	348	243	938	374	748	420	551	197	1378	348	1089	623	853	5.2	-35.2
L4	171	302	164	302	177	289	374	532	368	538	381	518	669	814	604	820	604	820	4.7	-25.1
L5	158	381	164	348	203	289	354	715	295	617	407	656	551	1030	597	827	650	807	5.0	-29.3
L6	171	308	158	361	184	269	190	755	282	604	394	525	407	1135	505	847	637	840	4.8	-32.0
L7	197	236	203	236	190	230	413	525	400	532	400	538	669	814	656	833	669	847	4.9	-22.9
L8	177	223	190	223	197	236	440	538	427	538	400	525	663	840	650	827	650	814	4.8	-22.8
L9	118	243	131	243	144	249	381	545	387	518	420	532	584	781	597	827	650	814	4.6	-25.3
L10	92	518	91.9	440	190	322	112	998	164	833	394	558	16.4	1477	492	1181	722	853	5.2	-36.7
L11	177	243	184	276	138	256	400	545	394	538	407	551	476	804	673	788	617	866	4.7	-26.2
L12	92	466	171	374	197	236	203	1043	144	847	420	564	16.4	1477	312	1198	656	952	5.2	-37.0
L13	190	295	184	230	190	230	400	650	381	532	413	538	505	1116	551	873	604	965	5.0	-29.6
L14	180	230	164	269	158	263	400	545	413	518	413	525	597	860	630	860	617	840	4.8	-25.2
L15	151	308	164	289	171	289	394	518	394	545	387	525	637	814	637	840	630	807	4.8	-24.6
L16	144	230	144	256	197	243	466	571	407	551	420	558	630	847	663	820	637	853	4.9	-24.3
L17	119	238	131	263	197	249	413	571	453	551	407	545	683	873	702	873	637	912	5.0	-25.1
L18	184	223	184	230	190	223	440	538	427	525	374	518	610	820	669	801	610	827	4.7	-23.5

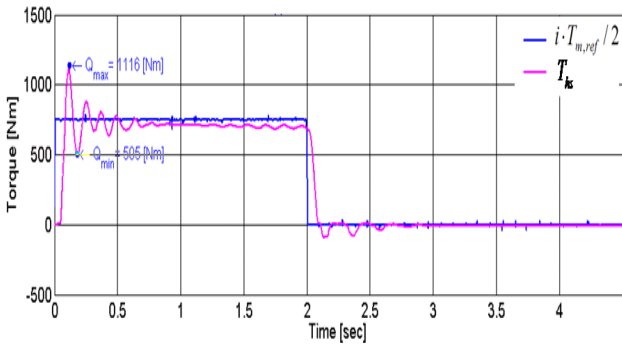


Fig. 7 Measured torque response of the drive shaft(L13, $T_R = 50ms$)

각 제어인자 수준이 구동계의 진동특성에 미치는 영향도를 분석하기 위한 S/N비 및 감도계수는 식 (6), (7)에 의해 각각 계산된다.

$$S/N = \eta_{dB} = 10 \times \log \left[\frac{1}{r \times r_o} \frac{(S_\beta - V_e)}{V_e} \right] \quad (6)$$

$$\beta = \frac{1}{r \times r_o} \sum_{i=1}^n M_i y_i \quad (7)$$

여기서

$$S_T = \sum_{i=1}^n y_i^2 \quad (y_i : \text{출력값})$$

$$r = r_o \sum_{i=1}^n M_i^2 \quad \text{유효 응답수}$$

$$S_\beta = \frac{1}{r \times r_o} \left(\sum_{i=1}^n M_i y_i \right)^2$$

$$S_e = S_T - S_\beta \quad \text{오차변동}$$

$$V_e = \frac{S_e}{n-1} \quad \text{오차분산}$$

Table 3에 측정치로 부터 식 (6), (7)에 의거 계산된 S/N비 및 감도계수를 나타냈다. 초기설계 조건(L13)시 S/N비는 -29.6dB로 계산되었으며, 필터 적용시 제어인자 수준변동에 따라 S/N비는 최대 -22.8dB(L8)에서 최소 -37.0dB(L12)로 변동하였다. 구동모터 제어기 내 설정 파라미터인 구동모터 요구토크 도달시간(T_R) 증대는 직접적으로 S/N비의 증대에 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

4. 결과분석 및 최적화

4.1 최적화

제어인자별 S/N비에 대한 영향도를 분석하기 위하여 반응표(response table)를 이용하였다. 반응표는 Table 3에서 계산된 S/N비를 이용하여 직교 배열표에서 정의된 각 제어인자의 수준별 S/N비에 대한 평균값에 의거하여 작성되며, 제어인자별 영향도를 Fig. 8에 도시하였다. 감도계수(β)는 전기자동차 구동계에서 에너지 전달계의 총 기어 비로서, 최적화 할 필요가 없다.

S/N비를 기준으로 최대값 조건을 고찰해 보면 제어인자별 <A3 B2 C1 D2 E3>가 최대 조건임을 알 수 있다. 즉 S/N비에 크게 영향을 주는 제어인자는 모터제어기내 요구토크 도달시간, 노치필터의 고유주파수 및 감쇠계수로 나타났다. 여기서 모터제어기내 요구토크 도달시간의 증대는 차량의 가속성능 회생을 수반하므로, 현 수준의 가속성능을 확보하기 위하여, 현 수준과 동일한 수준으로 설정하였다. 따라서 제어인자별 <A2 B2 C1 D2 E3> 를 최적조건으로 최종 선정하였다.

Table 4 Validated S/N ratio

-	before	after	gain
S/N ratio(dB)	-29.6	-24.9	4.7

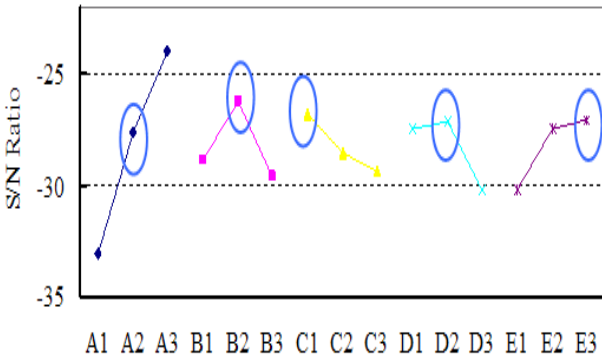


Fig. 8 S/N Response graph

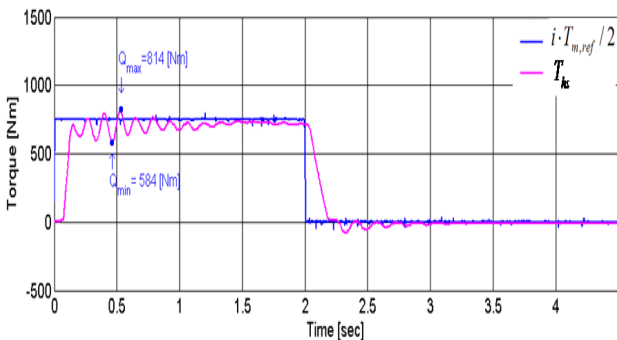


Fig. 9 Measured torque response under optimal condition

4.2 확인 실험

L_{18} 직교 배열표에 의한 실험결과로부터 도출된 최적 조건에 대한 재현성을 확인하고자 최적 조건인 <A2 B2 C1 D2 E3> 를 만족하는 필터 설계를 적용하여 확인실험을 수행하였다. Table 4에서와 같이 최적조건인 S/N비는 -24.9dB로 초기 설계대비 증가하였으며, S/N비 이득은 약 4.7dB로 최종 확인되었다. 이는 산포범위가 초기설계 대비 42%로 감소하였음을 의미한다.

Fig. 9에 최적 조건에서의 구동모터 토크입력에 대한 구동축의 비틀림 토크 응답을 나타냈다. 구동축의 토크 오버슈트(overshoot)은 초기설계시 99.9%(이상기능 대비)에서 최적설계 개선 후 30%로 감소되었다. 이로서 필터 추가 및 필터 파라미터의 다구찌 방법에 의한 강건설계로 산포범위

가 감소되어 노이즈 인자에 대한 설계 강건성이 개선되었으며, 구동축 토크 오버슈트의 감소로 구동축 비틀림 진동이 개선되었음을 확인하였다.

5. 결 론

전기자동차 구동계의 비틀림 진동을 억제 제어하기 위한 필터구조를 제안하였으며, 동특성을 고려한 다구찌 방법에 적용하여 필터의 강건 설계를 수행하였고, 실험검증을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) S/N비 최적 제어인자로는 가속시간, 저역 필터의 고유주파수 및 노치필터의 고유주파수 및 감쇠 계수가 가장 큰 영향을 미치는 인자로 규명되었다.
- (2) 최적화 검증결과 S/N비 이득은 4.7dB로 최종 확인되었으며, 이를 통하여 산포범위가 초기설계 대비 42%로 감소하는 강건성을 확보할 수 있었다.
- (3) 구동축의 토크 오버슈트가 초기설계 기준 99.9% 이상에서 30% 이하로 감소하여 상당 시스템 강성증대의 효과를 성취하였다.

참고문헌

- (1) Kim, H. G., Oh, J. S. and Kim, S. G., 2008, "Modeling of the Mechanical Drivetrain of an Electric Vehicle for Investigation of Torsional Oscillation Characteristics," *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 32, No. 10, pp. 866~872.
- (2) Menne, M. and Bitsche, O., 2001, "Comparison of Drivetrain-Oscillation Damping-Algorithms for Electric Vehicles," *EVS 18*, Berlin.
- (3) Menne, M., Goetting, G. and De Doncker, Rik W., 2000, "A New Test Bench to Evaluate Drivetrain-Oscillations Suppression-Control for Electric Vehicle," *17th Inter. Electric Vehicle Symposium (EVS 17)*, Montreal, Canada.
- (4) Berriri, M., Chevrel, P. and Lefebvre, D., 2008, "Active Damping of Automotive Powertrain Oscillations by a Partial Torque Compensator," *Control Engineering Practice*, 16, pp. 874~883.
- (5) Taguchi, G., 1993, "Taguchi on Robust Technology Development," *ASME*, NY, pp. 87~108.
- (6) Hsich, C., 1999, "Automotive Applications Using a Robust Design Approach," *SAE 1999-01-1029*.