

소형 승용차의 파워트레인 마운트 Stop&Go 성능 적용을 위한 의사결정모델

유정우¹, 엄인섭², 이홍철^{3*}

¹한국GM, ²한진물류연구원, ³고려대학교 정보경영공학전문대학원

Decision Making Model for Powertrain Mount-Stop&Go Performance in a compact mobile

Jung-Woo Yu¹, In-Sup Um² and Hong-Chul Lee^{3*}

¹Division of Chassis Engineering, Technical Center, GM Korea

²Hanjin Logistics Institute

³Department of Information Management Engineering, Korea University

요약 본 논문은 자동차 환경규제에 따른 CO2 감소 및 연비향상을 위하여 Stop&Go 기능을 적용한 소형 승용차에 대한 파워트레인 마운트 (Powertrain Mount) 의 진동 소음 최적화 방향을 제시하였다. 이를 위해 현재 "A" 차량에 적용중인 파워트레인 마운트 시스템을 분석한 후 다구찌 기법을 활용하여 파워트레인 마운트에 적용된 고무 동특성에 대한 다양한 변수를 제시하였고, 고무의 동특성 변수에 의해 만들어진 테스트 제품을 AHP(Analytic Hierarchy Process) 기법을 적용하여 Stop&Go 기능에 적합한 진동 소음의 최적화 정도를 검증하였다. 이와 같은 시스템을 파워트레인 마운트의 초기 디자인 검증에 적용함으로써, 파워트레인 마운트의 고무 동특성에 대한 엔지니어링 노하우 (Engineering Know-How) 없이도 엔진의 움직임으로 야기되는 진동 소음의 문제점을 파악하고 이를 효과적으로 제어하는데 큰 역할을 할 것으로 예상된다.

Abstract This study presents a model to minimize vibration and noise of powertrain mount on a compact car which has the application of Stop & Go performance, in order to reduce CO2 and achieve better fuel-efficiency in accordance with the environmental regulations in automotive industries. In the first step, we analyze the powertrain mount system of the automobile "A" and present variables about rubber stiffness applied on powertrain mount using the Taguchi method. In the next step, we verify the optimization of vibration and noise which meet Stop & Go performance using the AHP(Analytic Hierarchy Process) method on the proto products for each variable. Using this validation system on the initial stage of the powertrain mount design, it is expected that we can grasp vibration and noise problems caused by engine movements and control them effectively without engineering know-how about powertrain mount rubber stiffness.

Key Words : Powertrain mount, Stop&Go performance, Rubber stiffness, 6DOF(degree of freedom) simulation, Taguchi method, AHP

1. 서론

자동차에 있어서 엔진과 트랜스미션으로 구성된 파워트레인 (Powertrain) 은 자동차에서 가장 중요한 동력전

달의 역할을 하는 부분임과 동시에 그곳에서 발생하는 소음과 진동은 승차감의 저하에도 매우 큰 영향을 미치고 있다. 파워트레인 마운트는 이런 파워트레인의 소음과 진동에 따른 승차감 저하를 개선하고 보다 정숙한 차량

*교신저자 : Hong-Chul Lee

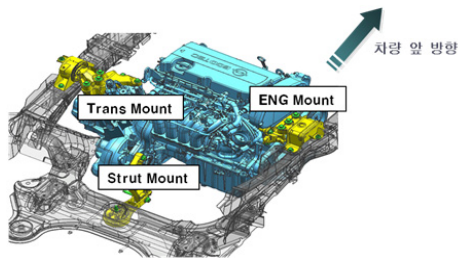
Tel: +82-11-9049-3389 e-mail: hclee@korea.ac.kr

접수일 12년 01월 09일 수정일 (1차 12년 01월 16일, 2차 12년 01월 25일, 3차 12년 02월 02일) 게재확정일 12년 03월 08일

[표 1] 파워트레인 & 마운트의 진동특성 요소

[Table 1] Powertrain & PT Mount Isolation Parameter from Noise & Vibration

Isolation Parameter from Noise&Vibration	
Powertrain	PT Mount
Powertrain Mass	Mount Quantity
Center of Gravity	Mount Location
Mass Moment	Rubber Stiffness
Direction of principle inertia axis	Damping



[그림 1] 파워트레인 마운트 구성
[Fig. 1] Powertrain Mount System

을 개발하는데 큰 비중을 차지하고 있다. 파워트레인 마운트의 보다 구체적인 역할은 엔진 및 트랜스미션의 중량을 지지하고, 파워트레인 거동에서 야기되는 진동 및 소음을 저감하여 승차감을 향상시켜주는 역할을 하며, 이는 차량 시스템의 안정성에 크게 기여하는 중요 요소 중 하나이다. 파워트레인 마운트 시스템을 구성하고 설계하기 위해서는 진동절연을 위한 진동특성 파라미터(Parameter) 값을 우선적으로 고려해야 하고, 주변 부품들과의 조화 및 제물원가 등 제한된 환경을 기반으로 내구성 등의 다양한 요구조건을 만족해야 하는 것이 일반적이다. 이중 가장 중요한 설계요소인 파워트레인과 파워트레인 마운트의 진동특성 파라미터는 표 1에서 보여 지는 것과 같다. 표 1에서 보이는 파워트레인 무게 및 무게중심 등의 진동특성 파라미터를 기반으로, 차량에 따라 마운트 개수와 위치, 마운트 방향, 마운트 강성과 진동의 감폭 특성 값 등을 조절하여 차량의 진동을 제어하는 것이 파워트레인 마운트 설계의 핵심요소이다. 소형 승용차인 “A” 차량에 적용되고 있는 파워트레인 마운트 시스템은 그림 1에서와 같이, 엔진과 레일(Rail)을 연결하는 엔진마운트, 트랜스미션과 레일을 연결하는 트랜스 마운트, 그리고 트랜스미션과 크래들(Cradle)을 연결하는 스트럿트 마운트, 이렇게 3 점 마운팅을 기준으로 구성되어 있다. 엔진 및 트랜스 마운트는 관성축(Torque Roll Axis) 상에 위치하여, 분담하중을 지지하는 역할을 하며, 스트럿

트 마운트는 파워트레인 뒷부분의 토크(Torque) 반력을 흡수하는 역할을 한다. 이는 각 마운트 모두에 적용된 고무의 동특성을 조절하여 파워트레인의 거동을 억제하는 시스템이고, 다양한 차량 모드에서의 고무의 동특성에 따라 진동 소음의 최소화가 가장 중요한 요구조건 중 하나이다.

Stop&Go 기능이란, 주행 중 차가서면 엔진 작동이 멈추고, 제동 페달에서 발을 떼면 엔진이 재작동하는 공회전 방지장치로써, 여러 자동차 회사들이 연비향상 효과 및 CO2 저감으로 인한 환경규제에 대응하기 위하여 개발 및 적용을 서두르고 있는 기능이다. 현업에서는, Stop&Go 기능 적용에 따라 잦은 시동 켜짐과 꺼짐(Ignition on-off) 시의 진동특성이 중요하게 대두되고 있고, 이에 따른 파워트레인 마운트의 진동소음 최적화 방안이 꾸준히 논의되고 있는 실정이다. 본 논문에서는, Stop&Go 기능을 적용한 4인승 소형 승용차인 “A”에 대한 파워트레인 마운트의 진동특성에 관련된 다양한 설계요소들을 효율적으로 관리하여 보다 정숙한 차량개발에 도움이 되고자 한다. 이를 위해, “A”차량의 파워트레인 마운트에 적용되는 고무 동특성을 다구찌 방법의 강건설계 및 실험계획법을 통해서 최적화 한 후, 해당 동특성을 가진 파워트레인 마운트를 제작하여 AHP(Analytic Hierarchy Process) 기법으로 실차에서 이를 검증할 예정이다.

2. 파워트레인 마운트 시스템의 개요

2.1 파워트레인의 6자유도계 모드(Mode) 및 기술적 요소.

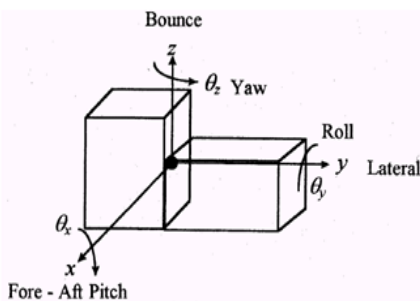
파워트레인 마운트 시스템은 주로 비연성 지지를 채택하고 있다. 파워트레인의 구조상 현실적으로 6개 모드(Mode)를 모두 비연성화 하여 차량에서 발생할 수 있는 하중에 대해 구속조건을 만족시키는 개념이 가장 이상적이나, 6개 모드를 모두 비연성 시키기는 매우 어렵다. 따라서 차량의 바운스(Bounce) 모드와 롤(Roll) 모드 성분에 대해 비연성을 하여 진동 저감 대책을 수립하는 것이 일반적이다. 보통 노면이 좋지 않은 울퉁불퉁한 도로 조건(High Amplitude)을 고려한 6 자유도 모드 타겟(Target)과 고속주행 및 엔진의 공회전(Idle) 조건(Low Amplitude)을 고려한 6 자유도 타겟이 존재하지만, 본 논문에서는 Stop&Go 적용상태, 즉 차량 정지 상태에서의 시동이 꺼짐과 켜짐을 반복하는 경우(Ignition On-Off)일 때만 고려한다. 따라서, 저 진폭 일때의 파워

[표 2] 저 진폭에서의 파워트레인 강체 모드

[Table 2] Powertrain Rigid Body Mode in Low Amplitude

Low Amplitude(General road & Idle condition) - 0.1mm peak to peak(±0.5mm) PT Rigid Body Mode Allocation				
Mode	Frequency Range (to ground)	% Decoupled (from all other modes)	Max % coupling with specific mode	
			Max	Mode name
Bounce	6.7 - 8.4 Hz	95%	5	Pitch
Fore/Aft	7.5 - 9.2 Hz	80%	3	Pitch
Lateral	5.8 - 7.5 Hz	60%	N/A	N/A
Pitch (Engine Roll)	8 - 11 Hz	90%	5	Bounce
			3	Fore/Aft
Roll	12 - 16 Hz	80%	N/A	N/A
Yaw	12 - 16 Hz	60%	N/A	N/A

트레인 강체모드에서 X 방향 움직임 (Fore/Aft & Pitch) 에 대한 최대 연성율을 표 2과 같이 기존 요구조건인 5% 에서, 최대(Max) 3% 이하로 변경하였다. 이유는 차량 진행방향 움직임에 대한 진동을 보다 엄격하게 관리하기 위함이다. 추가로, 그림 2는 표 2의 이해를 돕기 위해 파워트레인의 6 자유도에서의 움직임을 표현하였다.



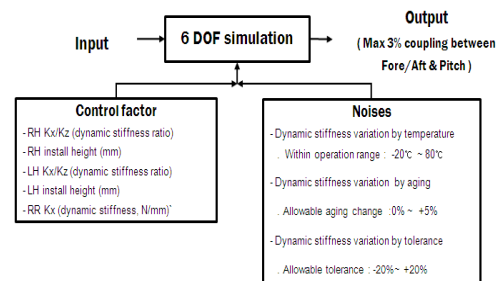
[그림 2] 파워트레인의 6 자유도 상태
[Fig. 2] Powertrain 6 DOF Mode

2.2 다구찌 방법을 이용한 선행연구

2.2.1 강건설계의 방법론

다구찌 박사의 품질공학은 제어인자(Control Factor)와 잡음인자(Noise Factor)의 교호작용을 이용하여, 노이즈(Noise)에 대한 품질 특성치의 산포를 최소화 시키는 설계변수의 최적 조합 및 그 중요도를 계량화하여 파악할 수 있다. 여기서 표현된 제어인자는 설계자에 의해 조절 가능한 설계변수이고, 잡음인자는 설계자가 통제할 수 없는 외부적 인자를 말한다. 다구찌 박사의 강건 설계(Robust Design)란, 이러한 모든 잡음인자의 영향을 고려하여 제어인자를 조절함으로써 보다 강건하게 제품을 설계하는 것이라 할 수 있다.[1] 본 논문의 선행연구 단계에

서는, 파워트레인 마운트 설계 시 설계자가 통제할 수 없는 고무의 노후화, 주변온도조건, 동특성 공차(Tolerance)와 같은 잡음인자와 마운트의 동특성(Dynamic stiffness)과 같은 제어인자의 교호작용을 이용하여 6자유도 시뮬레이션 결과를 확인해 보고자 한다. 이를 그림 3으로 표현 하였다. 본 연구에서 적용되는 강건 설계의 방법론은 많은 수의 인자들을 결정해야 하는 공학설계 부분에서 적은 수의 실험으로 많은 수의 인자들에 대하여 연구하는데 그 목적이 있다. 파라미터 디자인 (Parameter Design), 즉 인자를 결정하기 위해서 사용되는 직교배열이라는 수학적 방법과 신호 대 잡음비(Signal-to-noise ratio)는 Stop&Go 기능을 적용하는 파워트레인 마운트의 고무특성에 대한 적은 수의 실험으로, 이를 최적화 할 수 있는 방법론으로서 정의하고자 한다.

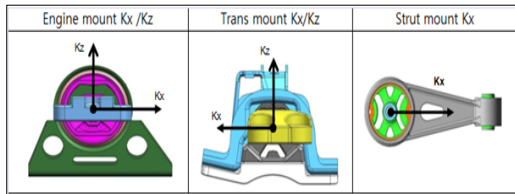


[그림 3] P-다이아그램
[Fig. 3] P-Diagram

2.2.2 직교배열을 이용한 행렬실험

행렬실험은 연구하고자 하는 제품의 다양한 인자들을 변화시켜가면서 행하는 일련의 실험들로 구성된다. 한 행렬실험이 실행되고 난 후, 모든 실험 데이터들을 분석하여 여러 가지 인자들의 효과를 결정하게 되는데, 직교배

열이라고 부르는 특수한 행렬을 사용하여 행렬실험을 행하면 여러 인자들의 효과를 효율적으로 결정할 수 있다.[1] 표 3은 Stop&Go기능, 즉 저진폭에서 적합한 파워트레인 마운트 동특성의 다섯 가지 인자들을 결정하는 행렬실험을 위해, 제어인자와 그 수준의 값들을 표현하였고, 그림 4는 표 3의 이해를 돕기 위해 파워트레인 마운트의 동특성 방향을 표시하였다. 표 4와 표 5에서는 제어가 불가능한 잡음인자와 그 내용을 표현하였다.



[그림 4] 파워트레인 마운트의 동특성방향
[Fig. 4] Dynamic stiffness directions of Powertrain mount

[표 3] 제어인자와 그 수준
[Table 3] Control factors and their levels

Control Factor		Level		
		1	2	3
B	Engine mount Kx /Kz (dynamic stiffness ratio)	1.5	1.2	0.9
D	Engine mount Kz (dynamic stiffness, N/mm)	195	144	127
E	Trans mount Kx/Kz (dynamic stiffness ratio)	1.2	0.9	0.4
G	Trans mount Kz (dynamic stiffness, N/mm)	154	128	110
H	Strut mount Kx (dynamic stiffness, N/mm)	163	137	111

“A” 차량의 현재 동특성 수준 : Level 2

[표 4] 잡음인자와 그 수준
[Table 4] Noise factors and their levels

Noise factors	Dynamic Stiffness Variation		
	Variation By Aging	Variation By Tolerance	Variation By Temp
N1 (low)	0 %	-20%	-4.6%
N2 (high)	5 %	20 %	14.8 %

[표 5] 파워트레인 마운트 온도에 따른 정특성변화 평가
[Table 5] Static stiffness change by Temp.

제품표면 온도구분	시 험 결 과		평균	평균 변화율
	#1	#2		
23℃	21.34	21.11	21.22	
-20℃	20.39	20.11	20.25	-4.6%
0℃	20.81	20.22	20.51	-3.3%
40℃	22.17	21.84	22.00	3.7%
80℃	24.33	24.42	24.37	14.8%

불량을 줄이거나, 품질특성치의 변동을 줄이려는 시험에서는 고려해야 할 인자(Factor)의 수가 많은 것이 일반적인 상황이다. 인자의 수가 많은 경우에는 실험의 횟수가 기하급수적으로 증가하여, 현실적으로 실험을 행할 수 없는 경우가 종종 발생하며, 설사 가능하다고 해도 시간과 비용이 많이 들어 현실적으로 효율이 없는 경우도 많다. 그러므로 이와 같은 경우에는 주 효과(Main effect)와 기술적으로 유의한 2인자 상호작용(2 way interactions)을 검출하고 기술적으로 없으리라 판단되는 2인자 상호작용 및 고차의 상호작용효과를 희생시켜 실험의 횟수를 적게 할 수 있다.[1,2]

[표 6] 제어인자에 의한 행렬시험
[Table 6] Matrix for Control factors

실험 번호	열 번호와 인자배치								측정치 η (DB)
	A	B	C	D	E	F	G	H	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	η_1
2	1	1	2	2	2	2	2	2	η_2
3	1	1	3	3	3	3	3	3	η_3
4	1	2	1	1	2	2	3	3	η_4
5	1	2	2	2	3	3	1	1	η_5
6	1	2	3	3	1	1	2	2	η_6
7	1	3	1	2	1	3	2	3	η_7
8	1	3	2	3	2	1	3	1	η_8
9	1	3	3	1	3	2	1	2	η_9
10	2	1	1	3	3	2	2	1	η_{10}
11	2	1	2	1	1	3	3	2	η_{11}
12	2	1	3	2	2	1	1	3	η_{12}
13	2	2	1	2	3	1	3	2	η_{13}
14	2	2	2	3	1	2	1	3	η_{14}
15	2	2	3	1	2	3	2	1	η_{15}
16	2	3	1	3	2	3	1	2	η_{16}
17	2	3	2	1	3	1	2	3	η_{17}
18	2	3	3	2	1	2	3	1	η_{18}

*제어인자 수에 의해서 A,C,F 열은 임의로 배치하지 않았다.

이렇게 실험의 횟수를 적게 할 수 있도록 계획을 설계할 수 있는 표를 직교 배열표(table of orthogonal arrays)라고 한다. 표 6의 행렬실험은 “다구찌와 우”의 표준 직교 배열 L18(2¹×3⁷)을 적용하여 세 가지 수준, 다섯 가지 인자들에 맞게 응용하였다. 이름이 암시하듯, 이 배열의 열들은 서로 직교하고 있고, 여기서 직교성의 사전적 의미는 인수들 사이의 서로 독립적인 성질임을 나타내는 조합의 의미로 해석 할 수 있다.[1,2]

행렬시험의 직교성을 증명하기 위해서, $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ 를 주어진 행렬실험의 18개에 대한 측정치라 하고, 측정치의 가중합인 선형식을 생각해 보자. 예를 들면, 먼저 행렬 실험의 2열에서 세 수준에 해당하는 세 개의 계수 $w_{11},$

w12, w13을 고려할 때, 다음과 같은 선형식 L2에서 계수의 합이 0이라 하면, 2열에 해당하는 대비(Contrast) 라 한다.

$$L2=w21n1+w21n2+w21n3+w22n4+w22n5+w22n6+w23n7+w23n8+w23n9+w21n10+w21n11+w21n12+w22n13+w22n14+w22n15+w23n16+w23n17+w23n18 \quad (1)$$

이 경우 다음과 같은 의미가 내포되어 있다.

$$w21+w22+w23=0 \quad (2)$$

행렬시험에서 사용한 배열이 모든 열에 해당하는 대비가 서로 직교하는 경우에 직교배열이라 한다. 표 6에 있는 행렬시험의 2열과 4열을 고려하자. 식 (1) 은 2열에 해당하는 대비이다. 예를 들어, 4열에 대한 대비를 L4라 하고 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$L4=w41n1+w42n2+w43n3+w41n4+w42n5+w43n6+w42n7+w43n8+w41n9+w43n10+w41n11+w42n12+w22n13+w43n14+w41n15+w43n16+w41n17+w42n18 \quad (3)$$

물론, 식 (3) 의 계수의 합도 다음과 같이 0이다.

$$w41+w42+w43=0 \quad (4)$$

두 대비 L2와 L4의 계수에 해당하는 벡터의 내적은 다음과 같이 주어진다.

$$w21w41+w21w42+w21w43+w22w41+w22w42+w22w43+w23w41+w23w42+w23w43 \\ = (w21+w22+w23)(w41+w42+w43) = 0 \quad (5)$$

따라서, 위와 같이 측정치의 가중합인 선형식을 통해서 직교성을 입증해 볼 수 있고, 이는 모든 인수들이 독립적이라는 것을 증명한다.

2.2.3 신호 대 잡음비

표 6의 측정치 n 는 최종통계량 이라 하고 S/N (신호 대 잡음 : signal-to-noise) 비라고도 한다. 제품의 기능에 어떤 단순한 조절을 한 후의 품질손실에 의한 예측치도로 볼 수 있는데, 이는 잡음인자에 의한 제품기능의 감도를 따로 분리해 준다. 다구찌 방법은 강건 설계에서는 S/N 비를 최대화 할 목적함수로 사용한다.⁽³⁻⁵⁾

2.2.4 L18 직교 좌표계

표 7의 N1 과 N2 의 동특성 값은 잡음인자 즉, 고무의

노화, 허용공차, 온도 등의 동특성 편차의 기준보다 낮은 (Low) 값과 기준보다 높은(High) 값을 고려하여 정의하였다. 예를 들어서, 모든 인자의 수준이 1인 첫 번째 열에서의 N1(Lower) 중 D 값은 동특성 편차의 낮은(Low) 값을 고려해서 195 x 0.8 x 0.954 로 구하였고, 역시 N1(Lower) 의 B 값은 구해진 N1의 D값에 엔진 마운트 동특성 비율인 1.5 를 곱하여 구하였다. 또한, N2(Higher) 의 D 값은 동특성의 높은(High) 값을 고려해서 195 x 1.05 x 1.2 x 1.148으로 구하였고, N2(Higher) 의 B값은 이렇게 구해진 N2의 D 값에 엔진 마운트 동특성 비율인 1.5를 곱하여 구하였다.

N1, N2 에서 계산된 인자들을 사용하여 아담스 (Adams) 프로그램으로 6자유도 시뮬레이션을 한 결과 표 8 에서 보이는 N1, N2 값 (Fore/Aft 와 Pitch 성분에 대한 최대 연성을 퍼센트를 구하였고, 이를 다구찌의 S/N 하는 공식 중 $n=-10\log$ (표면 결합의 제곱 평균), 즉 $n = -10\log[(N1^2+N2^2)/n]$ 을 응용하여 다음과 같이 S/N 비를 구하였다.

2.2.5 최적화 디자인 예측

초기 동특성 값과 S/N 비를 이용해서 최적화된 값을 적용하여 6자유도 시뮬레이션 (by Adams program) 결과를 위 표 9와 같이 정리해 보았다. 다구찌 방법의 강건설계 및 실험계획법을 통한 예측값(Predicted)과 실제값 (Actual) 의 차이는 2.6으로 다구찌 기법에서 제시한 10 미만의 차이를 보이기 때문에 해당 최적화 값은 타당하다고 말할 수 있다. 표 10은 다구찌 방법을 통해서 검증된 고무의 동특성 값을 보여주고 있다.

S/N gain

$$* \text{Improve S/N ratio} = [1 - (0.5)^6] = 77\%$$

B와 D 항목은 동특성을 3수준으로 낮추고, 나머지 E,G,H 항목은 현재 수준을 유지하는 것이 다구찌 방법을 사용해서 최적화 시킨 파워트레인 마운트의 동특성 조합 이라고 할 수 있다.

2.2.7 시뮬레이션 결과

표 11은 현재 적용되고 있는 A차량의 파워트레인 마운트 동특성을 사용하여 6자유도 시뮬레이션을 한 결과 이고, 표 12는 강건 설계(Robust design) 방법의 직교배열에 의한 행렬시험으로 구해진 값을 사용한 6자유도 시뮬레이션 결과이다.

표 12와 같이 선행연구 단계에서 최적화된 6자유도 시뮬레이션은, 모든 범위에서의 최대 연성을 및 비 연성을 타겟을 만족한다는 결과를 도출하였다.

[표 7] 잡음인자를 고려한 L18 직교배열_1

[Table 7] Orthogonal Array for L18_1

						N1					N2					S/N	Mean					
	B	D	E	G	H	B	D	E	G	H	B	D	E	G	H							
1	1	1	1	1	1	1.5	195	1.2	154	163	223	149	141	118	124	423	282	267	223	236	-29.8	30.7
2	1	2	2	2	2	1.5	144	0.9	128	137	165	110	88	98	105	312	208	167	185	198	-23.8	15.1
3	1	3	3	3	3	1.5	127	0.4	110	111	145	97	34	84	85	276	184	64	159	161	-23.4	14.8
4	2	1	2	3	3	1.2	195	0.9	110	111	179	149	76	84	85	338	282	143	159	161	-29.4	29.5
5	2	2	3	1	1	1.2	144	0.4	154	163	132	110	47	118	124	250	208	89	223	236	-23.8	15.5
6	2	3	1	2	2	1.2	127	1.2	128	137	116	97	117	98	105	220	184	222	185	198	-12.4	3.9
7	3	2	1	2	3	0.9	144	1.2	128	111	99	110	117	98	85	187	208	222	185	161	-17.5	7.4
8	3	3	2	3	1	0.9	127	0.9	110	163	87	97	76	84	124	165	184	143	159	236	-15.2	5.8
9	3	1	3	1	2	0.9	195	0.4	154	137	134	149	47	118	105	254	282	89	223	198	-20.2	10.3
10	1	3	3	2	1	1.5	127	0.4	128	163	145	97	39	98	124	276	184	74	185	236	-26.5	21.2
11	1	1	1	3	2	1.5	195	1.2	110	137	223	149	101	84	105	423	282	191	159	198	-30.5	33.4
12	1	2	2	1	3	1.5	144	0.9	154	111	165	110	106	118	85	312	208	200	223	161	-30.2	32.4
13	2	2	3	3	2	1.2	144	0.4	110	137	132	110	34	84	105	250	208	64	159	198	-25.4	18.7
14	2	3	1	1	3	1.2	127	1.2	154	111	116	97	141	118	85	220	184	267	223	161	-25.3	18.3
15	2	1	2	2	1	1.2	195	0.9	128	163	179	149	88	98	124	338	282	167	185	236	-15.8	5.7
16	3	3	2	1	2	0.9	127	0.9	154	137	87	97	106	118	105	165	184	200	223	198	7.3	0.4
17	3	1	3	2	3	0.9	195	0.4	128	111	134	149	39	98	85	254	282	74	185	161	-20.1	10.1
18	3	2	1	3	1	0.9	144	1.2	110	163	99	110	101	84	124	187	208	191	159	236	-4.3	1.6
Initial	2	2	2	2	2	1.2	144	0.9	128	137	132	110	88	98	105	250	208	167	185	198	-18.8	10.6
Optimization	3	3	2	2	2	0.9	127	0.9	128	137	87	97	88	98	105	165	184	167	185	198	-3.5	-3.1

[표 8] 잡음인자를 고려한 L18 직교배열_2

[Table 8] Orthogonal Array for L18_2

	A	B	C	D	E	F	G	H	N1	N2	S/N	Mean
1	1	1	1	1	1	1	1	1	28.5	32.9	-29.77	30.70
2	1	1	2	2	2	2	2	2	11.6	18.5	-23.77	15.05
3	1	1	3	3	3	3	3	3	14.6	15	-23.41	14.80
4	1	2	1	1	2	2	3	3	26.9	32	-29.41	29.45
5	1	2	2	2	3	3	1	1	15.6	15.4	-23.81	15.50
6	1	2	3	3	1	1	2	2	2.3	5.4	-12.36	3.85
7	1	3	1	2	1	3	2	3	5.7	9	-17.54	7.35
8	1	3	2	3	2	1	3	1	6	5.5	-15.20	5.75
9	1	3	3	1	3	2	1	2	10.6	9.9	-20.22	10.25
10	2	1	1	3	3	2	2	1	20.9	21.5	-26.53	21.20
11	2	1	2	1	1	3	3	2	30.8	36	-30.50	33.40
12	2	1	3	2	2	1	1	3	30.5	34.2	-30.21	32.35
13	2	2	1	2	3	1	3	2	18.5	18.9	-25.44	18.70
14	2	2	2	3	1	2	1	3	16	20.6	-25.32	18.30
15	2	2	3	1	2	3	2	1	3.3	8.1	-15.83	5.70
16	2	3	1	3	2	3	1	2	0.6	0.1	7.33	0.35
17	2	3	2	1	3	1	2	3	10.6	9.6	-20.10	10.10
18	2	3	3	2	1	2	3	1	2	1.2	-4.35	1.60

[표 9] 최적화 값의 검증

[Table 9] Improved value of Optimum

	B	C	D	E	F	N1	N2	S/N(DB)		Average
								Predicted	Actual	
								(by graph analysis)	(Simulation result)	
Initial	2	2	2	2	2	2.5	6.4	-18.8	-13.7	-16.3
Optimum	3	3	2	2	2	1.43	0.67	-3.5	-1	-2.3
							Gain	15.3	12.7	14

[표 10] 최적화된 설계변수

[Table 10] Optimized design parameter

Control Factor		Level		
		1	2	3
B	Engine mount Kx /Kz(dynamic stiffness ratio)	1.5	1.2	0.9
D	Engine mount Kz(dynamic stiffness, N/mm)	195	144	127
E	Trans mount Kx/Kz(dynamic stiffness ratio)	1.2	0.9	0.4
G	Trans mount Kz(dynamic stiffness, N/mm)	154	128	110
H	Strut mount Kx(dynamic stiffness, N/mm)	163	137	111

[표 11] 초기값의 6자유도 시뮬레이션 결과

[Table 11] Initial condition by 6DOF

N1 (Lower)	Decoupling (%)						Frequency (Hz)
	Fore/Aft	Lateral	Bounce	Roll	Pitch	Yaw	
Fore/Aft	96.2	0.0	0.1	0.0	2.5	0.6	7.4
Lateral	0.0	99.6	0.0	0.3	0.0	0.0	3.6
Bounce	0.1	0.1	99.1	0.3	0.4	0.0	6.0
Roll	0.0	0.3	0.4	97.1	0.1	1.1	12.8
Pitch	2.2	0.0	0.3	0.7	91.6	0.6	8.8
Yaw	0.4	0.0	0.0	1.6	0.6	94.2	13.8
Normal	Decoupling (%)						Frequency (Hz)
	Fore/Aft	Lateral	Bounce	Roll	Pitch	Yaw	
Fore/Aft	94.7	0.0	0.1	0.0	3.9	0.6	8.4
Lateral	0.0	99.6	0.0	0.3	0.0	0.0	4.0
Bounce	0.0	0.0	99.1	0.3	0.4	0.0	6.8
Roll	0.0	0.3	0.4	97.3	0.1	0.9	14.7
Pitch	3.4	0.0	0.3	0.7	90.6	0.6	10.0
Yaw	0.3	0.0	0.0	1.4	0.7	94.5	15.8
N2 (High)	Decoupling (%)						Frequency (Hz)
	Fore/Aft	Lateral	Bounce	Roll	Pitch	Yaw	
Fore/Aft	92.0	0.0	0.1	0.1	6.4	0.6	10.1
Lateral	0.0	99.6	0.0	0.3	0.0	0.0	4.8
Bounce	0.0	0.0	99.2	0.3	0.3	0.0	8.2
Roll	0.0	0.3	0.4	97.4	0.1	0.8	17.6
Pitch	5.6	0.0	0.3	0.7	89.0	0.5	11.9
Yaw	0.3	0.0	0.0	1.3	0.7	94.3	19.0

[표 12] 최적화 값의 6자유도 시뮬레이션 결과

[Table 12] Optimized condition by 6DOF

N1 (Lower)	Decoupling (%)						Frequency (Hz)
	Fore/Aft	Lateral	Bounce	Roll	Pitch	Yaw	
Fore/Aft	94.5	0.0	0.0	0.0	1.4	3.3	6.6
Lateral	0.0	99.7	0.1	0.2	0.0	0.0	3.2
Bounce	0.0	0.1	98.6	0.8	0.4	0.0	5.7
Roll	0.2	0.2	0.9	96.6	0.0	5.1	12.5
Pitch	2.0	0.0	0.4	0.9	93.6	0.1	8.5
Yaw	2.6	0.0	0.0	5.9	2.7	82.2	13.0
Normal	Decoupling (%)						Frequency (Hz)
	Fore/Aft	Lateral	Bounce	Roll	Pitch	Yaw	
Fore/Aft	94.9	0.0	0.0	0.0	1.1	3.3	7.5
Lateral	0.0	99.8	0.0	0.2	0.0	0.0	3.4
Bounce	0.0	0.1	98.6	0.8	0.3	0.0	6.5
Roll	0.2	0.2	0.9	93.7	0.0	4.2	14.3
Pitch	1.7	0.0	0.3	0.8	94.2	0.0	9.6
Yaw	2.6	0.0	0.0	5.0	2.8	83.1	14.9
N2 (High)	Decoupling (%)						Frequency (Hz)
	Fore/Aft	Lateral	Bounce	Roll	Pitch	Yaw	
Fore/Aft	95.5	0.0	0.0	0.0	0.7	3.3	9.0
Lateral	0.0	99.8	0.0	0.2	0.0	0.0	4.1
Bounce	0.0	0.1	98.7	0.8	0.3	0.0	7.9
Roll	0.2	0.2	0.9	94.3	0.0	3.7	17.2
Pitch	1.2	0.0	0.3	0.8	95.0	0.0	11.4
Yaw	2.6	0.0	0.0	4.5	2.9	83.4	18.0

2.3 AHP 를 이용한 연구모형 설계

2.3.1 AHP(Analytic Hierarchy Process)기법

본 연구의 Stop&Go 기능을 위한 파워트레인 마운트 진동소음 최적화 분석 방법은, 최근 정부나 기업에서 과학적 방법을 이용한 합리적인 의사결정을 위해 많이 사용되고 있는 계층적 의사결정 방법이다. AHP 기법은 복잡한 의사결정과정을 계층 구조화 하여 문제를 해결하는 방식으로, 의사결정을 위한 많은 정보와 다양한 의견을 모으고, 정량적인 데이터뿐만 아니라 전문가의 경험적이고 통찰력 있는 판단까지 정량화하여 의사결정의 객관성을 높이기 위해 사용되는 과학적인 의사결정기법이라고 할 수 있다.

이중 AHP 의 핵심은 경험이나 직관적으로 해결하기 위한 복잡한 문제가 발생하였을 때, 이를 계층화(Hierarchy)하여 주요 요인과 세부 요인들을 분해하고, 이러한 요인들에 대하여 무엇이 더 중요한지에 대한 쌍대비교(Pairwise Comparison) 와 그 수치들의 중요도를 도출하는데 그 목적이 있다.[6]

본 논문에서는, 다구찌 방법을 이용한 선행연구결과를 바탕으로 제품을 직접 설계(Design)한 후 현재사양과 개선사양을 다양한 모드의 쌍대비교를 통해 가중치를 부여하여 Stop&Go 기능에 적합한지를 설계자가 최종 판단하고자 한다.

2.3.2 AHP의 절대측정과 그룹의사결정

의사결정을 위한 대상 간 비교를 위해서 일반적으로 쌍대비교와 절대비교를 이용한다. AHP는 기본적으로 정해진 기준에 따른 대안들 간의 상대적인 비교 정보를 수치화하여 대안간 우선순위 및 중요도를 측정하는 방법이다. 그러나 연구과제 선정과 같이 대안의 개수가 많은 경우 상대적으로 비교해야 할 정보가 아주 많아져 동시에 고려하여 일관성을 유지하는 것이 어려우므로 절대측정의 방법이 유용할 수 있다. 대안의 쌍대비교를 위한 기준에 대한 평가등급에 대해 AHP를 이용한 쌍대비교정보를 미리 정해놓고 대안에 대한 절대 등급정보를 주는 절대 측정방법을 표 13에서와 같이 살펴보고자 한다.⁽⁶⁾

[표 13] AHP의 절대측정 적용 절차

[Table 13] Adaption procedure of Absolute Measurement in AHP

AHP의 절대측정 적용 절차	
<단계 1>	의사결정계층을 구성한다. 이 때, 평가기준 각각에 대해 등급척도(rating scale)를 부여한다.
<단계 2>	평가기준에 대해 쌍대비교를 행한다.

<단계 3>	등급척도에 대해 쌍대비교를 행한다.
<단계 4>	평가기준의 상대적 중요도와 등급척도의 상대적 중요도를 곱하여 등급척도에 대한 최종적인 상대적 중요도를 도출한다.
<단계 5>	대안 각각에 대해 각 기준별 마련되어 있는 등급을 부여하여, 대안에 대한 최종적인 복합 중요도를 도출한다.

2.3.3 PT Mount Optimization for Stop&Go를 위한 절대측정 방법의 적용

AHP 절대측정을 위한 파워트레인 마운트 Stop&Go 기능의 최적화 사례를 연구해 보았다. 현재 사양의 파워트레인 마운트와 선행연구를 통해 제시된 설계변수를 적용한 파워트레인 마운트 의 비교 평가하는 모델이다.

[표 14] Stop&Go 기능 적용을 위한 차량의 진동소음 평가 방법 및 평가기준

[Table 14] NVH evaluation methods and standards for Stop&Go Application

NVH Evaluation for STOP&GO Application		
Ignition On/Off	Idle	Drive away
매우우수	매우우수	매우우수
평균이상	평균이상	평균이상
평균	평균	평균
평균이하	평균이하	평균이하
열등	열등	열등

<단계1>에서는 표 14와 같이 Stop&Go 기능 적용을 위한 차량의 진동소음 평가를 위한 의사결정 계층을 구성한다. <단계2> 파워트레인 마운트 설계자와 차량 NVH 테스트 담당자는 이들 기준을 쌍대 비교하여 아래 표와 같이 평가 기준에 대한 상대적 중요도를 구한다.

[표 15] 진동소음 테스트 평가기준에 대한 쌍대비교 행렬과 상대적 중요도

[Table 15] Pairwise Comparison and relative importance for NVH evaluation standards

	Ignition On/Off	Idle	Drive away	Sum	상대적 중요도
Ignition On/Off	1	3	4	8	0.575
Idle	1/3	1	3	4 1/3	0.311
Drive away	1/4	1/3	1	1 4/7	0.114
Sum	1 4/7	4 1/3	8	13.9	1.000

<단계 3> 설계자는 평가기준의 Ignition On/Off, Idle, Drive away 각각에 그 강도를 쌍대 비교하여 상대적 중요도를 구한다.

[표 16] 진동소음 테스트 평가기준 강도에 대한 쌍대비교 행렬과 상대적 중요도

[Table 16] Pairwise Comparison and relative importance for the levels of NVH evaluation standards

Ignition On/Off	매우 우수	평균 이상	평균	평균 이하	열등	상대적 중요도
매우 우수	1	2	3	4	5	0.419
평균 이상	1/2	1	2	3	4	0.263
평균	1/3	1/2	1	2	3	0.16
평균 이하	1/4	1/3	1/2	1	2	0.097
열등	1/5	1/4	1/3	1/2	1	0.062
Idle	매우 우수	평균 이상	평균	평균 이하	열등	상대적 중요도
매우 우수	1	3	4	5	6	0.492
평균 이상	1/3	1	2	3	3	0.217
평균	1/4	1/2	1	2	3	0.143
평균 이하	1/5	1/3	1/2	1	2	0.088
열등	1/6	1/3	1/3	1/2	1	0.06
Drive away	매우 우수	평균 이상	평균	평균 이하	열등	상대적 중요도
매우 우수	1	1	6	5	6	0.451
평균 이상	1/1	1	2	2	3	0.258
평균	1/6	1/2	1	2	3	0.136
평균 이하	1/5	1/2	1/2	1	2	0.096
열등	1/6	1/3	1/3	1/2	1	0.06

<단계4> <단계 2와 3>에서 구한 평가기준에 대한 상대적 중요도와 평가기준의 강도에 대한 상대적 중요도를 곱하여 최종적으로 가중된 상대적 중요도를 구한다. 또한 최종적으로 절대측정의 기준으로 사용될 등급의 적용이 가능하도록 가장 중요도가 높은 항목이 중요도가 1이 되도록 각각의 중요도를 비례적으로 수정하여 아래 표와 같이 등급별 중요도를 설정하여, 정규화된 우선순위를 정한다. 이와 같은 경우의 변형을 이상적인 모드라고 표현할 수 있다.[6.7]

[표 17] 이상적 모드로 변환된 강도의 상대적 중요도

[Table 17] Relative importance of the levels modified in ideal mode

Ignition On/Off	정규화된 우선순위	Idle	정규화된 우선순위	Drive away	정규화된 우선순위
매우 우수	1	매우 우수	1	매우 우수	1
평균 이상	0.628	평균 이상	0.441	평균 이상	0.572
평균	0.382	평균	0.291	평균	0.302
평균 이하	0.232	평균 이하	0.179	평균 이하	0.213
열등	0.148	열등	0.122	열등	0.133

<단계 5> 마지막으로 설계자는 각 기준 하에서 현재의 파워트레인 마운트 타입과 선행연구에서 최적화된 파워트레인 마운트 타입에게 강도의 등급을 할당함으로써 두개 타입을 비교, 평가한다. 표 18은 위에서 설정한 AHP 절대측정을 위해 작성된 기준표를 중심으로 각 파워트레인 마운트의 기준별 절대등급이 부여되어 평가한 결과이다. 총 세대 분을 테스트 한 결과 모두 동일한 결과를 도출하였다.

[표 18] 절대측정에 의한 파워트레인 마운트의 Stop&Go 기능의 평가결과

[Table 18] Evaluation results of Powertrain mount-Stop&Go Performance by absolute measurement

PT Mount	Ignition On/Off 0.575	Idle 0.311	Drive away 0.114	최종가중치
Current type	평균	평균이상	평균	0.39
Optimized type	매우우수	매우우수	평균	0.92

3. 결론

자동차 환경규제에 따른 CO2 감소 및 연비향상을 위하여 Stop&Go 기능을 적용한 소형 승용차에 대한 파워트레인 마운트의 진동 소음 최적화 방향을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 다구찌 기법 중 강건설계 방법을 사용하여, 제품에 가장 적게 영향을 주는 파워트레인 마운트의 고무 동특성 조합(제어요소)의 최적조건을 찾을 수 있었다.
- 2) L18 직교표를 사용한 실험계획법은, 고무의 여러

동특성 조합에 대한 최소한의 실험으로 최적의 데이터를 구현할 수 있다는 것을 보여주었고, Adams 프로그램을 이용한 파워트레인 마운트의 6자유도 실험에서 이를 증명하였다.

- 3) 최적화된 고무 동특성을 사용한 6자유도 시뮬레이션 결과는, 저 진폭 일때의 파워트레인 강제모드에서 X 방향 움직임 (Fore/Aft & Pitch) 에 대한 최대 연성율의 타겟 뿐만 아니라, 모든 범위에서의 최대 연성율 및 비 연성율 타겟 (Max. coupling Target / Decoupling Target) 을 만족하였다. 반면, 일정 주파수 범위에 대한 타겟(Frequency Target) 에는 다소 벗어나지만 이는 충분히 실차에서 받아들일 수 있는 수준으로 판단된다.
- 4) 위와 같은 고무 동특성 데이터를 사용한 프로토타입(Proto)제품을 실차에 적용하여 Stop&Go 기능에 맞는 테스트를 수행한 결과 선행연구 단계에서의 최적화된 데이터가 실차에서도 유효하다는 내용을 AHP 기법을 사용하여 증명할 수 있었다.

References

- [1] Kim, H. S., Yang, H. S., Yim, G. T., Jung, C. B., Jeon, T. J., "Quality Engineering using robust design", Minyoungsa, pp. 59-145, 1992
- [2] Kevin Refalo., Stephen Bowyer., Mahlon Smith., Mohammad Hijawi., "Optimizing Valve Rotational Speed Using Taguchi Techniques", SAE TECHNICAL PAPER SERIES, pp.1-13, December, 2010.
- [3] Shih-Chung Tsai., "Taguchi S/N Ratios and Direct Robustness Measurement for Computational Robust Design", SAE TECHNICAL PAPER SERIES, pp. 2-9, April, 2006.
- [4] Sakai, T., Maruyama, Y., "The Optimum Designing of Riding Comfort by Application of "Taguchi Methods", SAE TECHNICAL PAPER SERIES, pp. 1-10, November, 1991
- [5] Rodica A. Baranescu., Satish D. Desai., David. Ginder., "Optimization Analysis of a Diesel Engine Using Cycle Analysis and Taguchi Methods", SAE TECHNICAL PAPER SERIES, pp.1-12, September, 1989
- [6] Yang, J. M., "A study on new selection process of research proposals using AHP(Analytic Hierarchy Process)", National Research Foundation of Korea, pp. 20-34, December, 2007.
- [7] Ramakrishna Koganti., Matthew Zaluzec., Mingyuan Chen., Fantahun M. Defersha., "Design for Assembly: An AHP Approach for Automotive Front End Component

Design Evaluation", SAE TECHNICAL PAPER SERIES, pp. 1-7, April, 2007.

유 정 우(Jung-Woo Yu)

[정회원]



- 2006년 2월 : 한국항공대학교 항공공우주 및 기계공학 학사
- 2012년 2월 : 고려대학교 산업공학 석사
- 2007년 7월 ~ 현재 : 한국GM Assistant Manager

<관심분야>

Powertrain Mount, Taguchi Method, 생산정보시스템

엄 인 섭(In-Sup Um)

[정회원]



- 2002년 2월 : 고려대학교 수학과 산업시스템정보공학 학사
- 2005년 2월 : 고려대학교 산업시스템정보공학 석사
- 2011년 2월 : 고려대학교 산업시스템정보공학 박사
- 2011년 7월 ~ 현재 : 한진물류연구원 선임연구원

<관심분야>

Simulation Optimization, SCM, MCDM

이 흥 철(Hong-Chul Lee)

[정회원]



- 1983년 2월 : 고려대학교 산업공학 학사
- 1988년 2월 : Univ. of Texas 산업공학 석사
- 1993년 2월 : Texas A.M. Univ. 산업공학 박사
- 1996년 3월 ~ 현재 : 고려대학교 정보경영공학과 교수

<관심분야>

SCM, 생산 및 물류 정보시스템, Taguchi Method