

자동차용 파워트레인 마운팅 시스템의 최적설계 Optimum Design of Vehicle Powertrain Mounting System

김진훈 · 이수종 · 이우현 · 김정렬

J. H. Kim, S. J. Lee, W. H. Lee and J. R. Kim

(접수일 : 2010년 4월 8일, 수정일 : 2010년 5월 17일, 채택확정 : 2010년 5월 20일)

Key Words : Opimum Design(최적설계), Objective Function(목적함수), Weighting Factor(가중치), Design Variable(설계변수), Constraint(구속조건), Dynamic Spring Constant(동스프링상수), Kinetic Energy(운동에너지), Mode Decouple Ratio(모드연성률)

Abstract : Technology of vehicle industry has been developing and it is required a better vehicle performance than before. Therefore, the consumers are asking not only an economic efficiency, functionality, polished design, ride comfort and silence but also a driving stability. The ride comfort, silence and driving stability are influenced by the size of vehicle and various facilities. But the principal factor is a room noise and vibration sensed by a driver and passenger. Thus, the NVH of vehicle has been raised and used as a principal factor for evaluation of vehicle performance. The primary objective of this study is an optimized design of powertrain mounting system. To optimized design was applied MSC.Nastran optimization modules. Results of dynamic analysis for powertrain mounting system was investigated. By theses results, design variables was applied 12 dynamic spring constant. And the weighting factor according to translational displacement and rotational displacement applied 3 cases. The objective function was applied to minimize displacement of powertrain. And the design variable constraint was imposed dynamic spring constant ratio. The constraint of design variable for objective function was imposed bounce displacement for powertrain.

1. 서 론

최근 자동차 산업의 발전과 동시에 소비자는 더욱 향상된 자동차의 성능을 요구하고 있다. 따라서 소비자는 자동차의 승차감과 실내 정숙성 및 주행 안정성 등에 많은 관심을 보이고 있다. 그리하여 자동차의 진동소음이 자동차 성능평가에 대한 중요한 지표로 사용되고 있다.

선행연구¹⁻⁴⁾에서 자동차의 진동소음원으로 작용하는 엔진 기진력을 해석하였으며, 또한 마운트의 비선형 특성을 적용한 파워트레인 마운팅 시스템의 마운트 전달력을 해석하였다. 그리고 파워트레인 마

운팅 시스템의 설계인자인 마운트의 장착각도와 장착위치를 고려하여 파워트레인 마운팅 시스템의 동적해석을 수행하였다. 이러한 선행연구에 의해 엔진 기진력에 의한 마운트 전달력을 최소화하고 파워트레인의 유동량을 최소화할 수 있으나 더욱 최적화된 시스템을 구축하기 위해서 최적설계가 요구된다.

본 연구에서는 파워트레인 마운팅 시스템의 최적설계를 위하여 선행연구의 결과를 바탕으로 초기 설계변수의 특성을 결정하였다. 이렇게 결정한 초기 설계변수를 MSC.Nastran의 최적설계 모듈⁵⁾을 이용하여 파워트레인 마운팅 시스템을 최적화하였다.

2. 본 론

2.1 대상 모델

최적설계를 위한 모델은 Fig. 1과 같이 선행연구에서 수행한 모델과 동일한 4점 지지 방식의 모델⁶⁾을 선정하였다. 다만 선행연구에서 엔진마운트와 트

김진훈(교신저자) : 동아대학교 신소형재가공정공정개발연구센터

E-mail : jhkim94@dau.ac.kr, Tel : 051-200-6543

이수종 : 아트라스코프 에스피엔지(주)

이우현 : (주)대흥알엔티 기술연구소

김정렬 : 한국해양대학교 기관시스템공학부

랜스미션 마운트에 적용한 유체봉입형 마운트 대신에 동스프링상수만을 적용한 고무마운트에 대하여 최적설계를 수행하였다. 이는 마운트의 동스프링상수에 초점을 맞추어 최적설계를 수행하고자 한 것이다.

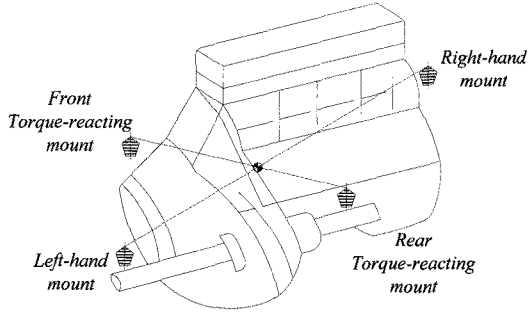


Fig. 1 TRA 4-point mounting system

2.2 목적함수

파워트레인 마운팅 시스템의 최적설계를 위한 목적함수는 마운트 전달력의 최소화, 파워트레인 모드의 비연성화, 파워트레인의 변위 최소화 등이 있을 수 있다. 본 연구에서는 파워트레인 마운팅 시스템의 최적설계를 위한 목적함수로 파워트레인의 변위를 최소화하는 것으로 하였다. 각 축의 병진변위와 회전변위에 대하여 다음과 같은 목적함수를 정의하였다.

$$\min f = \sum_{i=1}^3 W_t |d_t| + \sum_{r=1}^3 W_r |d_r| \quad (1)$$

여기서, W_t 는 x, y, z 축의 병진변위에 대한 가중치, d_t 는 x, y, z 축의 병진변위, W_r 는 x, y, z 축의 회전변위에 대한 가중치, d_r 는 x, y, z 축의 회전변위이다.

그리고 목적함수에 다음과 같이 3가지의 가중치 조건을 적용하였다.

$$\text{Optimum 1 : } W_t = \frac{1}{3}, W_r = 0 \quad (2)$$

$$\text{Optimum 2 : } W_t = 0, W_r = \frac{1}{3} \quad (3)$$

$$\text{Optimum 3 : } W_t = \frac{1}{6}, W_r = \frac{1}{6} \quad (4)$$

Optimum 1은 회전변위를 무시하여 병진변위의 최소화를 위한 경우이고, Optimum 2는 병진변위를 무시하여 회전변위의 최소화를 위한 경우, 그리고

Optimum 3은 병진변위와 회전변위를 동시에 고려하여 병진변위와 회전변위의 최소화를 위한 경우이다.

2.3 설계변수

설계변수는 선행연구에서의 결과를 바탕으로 각 마운트의 병진방향 동스프링상수를 채택하여 다음과 같이 정의하였다.

$$K_{ij}^{\min} \leq K_{ij} \leq K_{ij}^{\max} \quad (5)$$

$$(i = 1 \sim 4, j = x, y, z)$$

여기서, K_{ij} 는 i 번째 마운트의 j 방향 동스프링상수이다. 그리하여 4개의 마운트에 대하여 x, y, z 축 방향의 3가지 동스프링상수를 채택하여 총 12개의 설계변수를 선정하였다.

2.4 구속조건

파워트레인 마운팅 시스템의 최적설계를 위한 목적함수에 대한 구속조건은 다음과 같이 적용하였다.

$$0.001 \leq d_{\text{bounce}} \leq 0.025 \text{ m} \quad (6)$$

여기서, d_{bounce} 는 바운스 변위이다. 자동차 승차감 면에서 바운스 모드와 롤 모드가 영향을 많이 미치므로 목적함수에 대한 구속조건으로 바운스 변위를 적용하였다. 이는 선행연구에서의 결과를 검토하여 변위에 대한 상한 값과 하한 값을 적용한 것이다. 설계변수에 대한 구속조건은 다음과 같이 적용하였다.

$$K_{ij} \left(1 - \frac{10}{100}\right) \leq K_{ij} \leq K_{ij} \left(1 + \frac{10}{100}\right) \quad (7)$$

이 또한 선행연구의 결과를 바탕으로 각 마운트에 대하여 하한 값에 대하여 -10%, 상한 값에 대하여 +10%의 구속조건을 부여하였다. 이는 고무의 경도와 형상에 맞추어 설계가 가능하도록 마운트 3방향에 대한 동스프링상수의 설정의 상한 값과 하한 값을 적용한 것이다.

3. 최적설계

정의한 목적함수, 설계변수 및 구속조건에 의해 최적설계를 수행하였다. 목적함수에 적용한 가중치의 조건에 따라 3가지 경우에 대하여 최적설계를 수행하였다.

Table 1 Optimized results of design variables

Design variable No.	Original value [N/mm]	Optimized value						
		Optimum 1		Optimum 2		Optimum 3		
		Value [N/mm]	Variation [%]	Value [N/mm]	Variation [%]	Value [N/mm]	Variation [%]	
1	K_{1x}	145.09	145.09	0.00	145.09	0.00	145.09	0.00
2	K_{1y}	145.09	145.09	0.00	145.09	0.00	145.09	0.00
3	K_{1z}	230.30	230.30	0.00	230.30	0.00	230.30	0.00
4	K_{2x}	72.47	72.47	0.00	72.47	0.00	72.47	0.00
5	K_{2y}	289.88	289.88	0.00	289.88	0.00	289.88	0.00
6	K_{2z}	399.84	399.84	0.00	399.84	0.00	399.84	0.00
7	K_{3x}	271.90	271.90	0.00	271.90	0.00	271.90	0.00
8	K_{3y}	66.96	66.96	0.00	66.96	0.00	66.96	0.00
9	K_{3z}	89.18	88.25	1.04	89.02	0.18	89.14	0.04
10	K_{4x}	253.46	253.46	0.00	253.46	0.00	253.46	0.00
11	K_{4y}	62.65	62.65	0.00	62.65	0.00	62.65	0.00
12	K_{4z}	89.18	89.12	0.07	86.29	3.24	87.06	2.38

Table 2 Comparison of kinetic energy distributions

	Mode	Natural frequency [Hz]	Kinetic energy [%]					
			Fore-after	Lateral	Bounce	Pitch	Roll	Yaw
Original	1st	7.55	0.14	89.99	5.18	3.90	0.06	0.73
	2nd	8.46	72.03	0.36	0.24	0.10	0.00	27.27
	3rd	8.97	0.20	7.45	86.67	5.68	0.00	0.00
	4th	10.08	19.46	0.43	0.07	0.00	27.61	52.43
	5th	11.81	7.65	0.00	0.03	0.00	73.38	18.94
	6th	14.80	0.00	1.78	7.76	90.46	0.00	0.00
Optimum 1	1st	7.54	0.15	89.76	5.33	3.91	0.09	0.76
	2nd	8.46	72.46	0.38	0.21	0.09	0.00	26.86
	3rd	8.96	0.13	7.58	86.73	5.55	0.00	0.01
	4th	10.05	19.14	0.40	0.01	0.00	27.68	50.77
	5th	11.77	8.12	0.00	0.01	0.00	71.36	20.51
	6th	14.80	0.00	1.78	7.71	90.51	0.00	0.00
Optimum 2	1st	7.54	0.15	89.98	5.18	3.90	0.06	0.73
	2nd	8.46	72.49	0.35	0.26	0.10	0.00	26.80
	3rd	8.97	0.22	7.33	86.71	5.66	0.00	0.08
	4th	10.06	19.39	0.45	0.09	0.00	28.00	52.07
	5th	11.80	7.75	0.01	0.03	0.00	72.97	19.24
	6th	14.80	0.00	1.78	7.73	90.49	0.00	0.00
Optimum 3	1st	7.55	0.15	89.83	5.28	3.91	0.08	0.75
	2nd	8.46	72.49	0.37	0.22	0.09	0.00	26.83
	3rd	8.96	0.15	7.50	86.73	5.60	0.00	0.02
	4th	10.06	19.25	0.41	0.02	0.00	28.99	51.33
	5th	11.78	7.96	0.00	0.02	0.00	72.04	19.98
	6th	14.80	0.00	1.78	7.73	90.49	0.00	0.00

Table 1은 최적설계를 수행한 결과를 나타낸 것이다. Optimum 1, 2, 3 모두 프런트 롤 마운트의 z 방향 병진 스프링상수(K_{3z}), 리어 롤 마운트의 z 방향 병진 스프링상수(K_{4z})의 최적해의 수정값을 보였다. 모두 4% 미만의 최적해의 수정값을 보였다. Table 2는 초기 설계변수와 Optimum 1, 2, 3에 대한 고유진동수와 운동에너지 기여도^{7),8)}를 나타낸 것이다. 초기 설계변수에 의한 결과와 3가지 가중치의 조건에 의해 수행한 최적설계 후의 결과가 운동에너지 분포에서 약간의 차이를 나타내었지만 비교적 큰 차이 없이 비슷한 경향을 보였다.

Fig. 2에서 Fig. 5는 초기 조건에 의한 결과와 최적설계를 수행한 3가지 결과에 대한 모드연성률을 나타낸 것이다. 이 결과와 Table 2를 통해 초기 조건과 3가지 가중치 조건에 의한 경우 모두 각 주파수별로 탁월한 파워트레인 거동을 확인할 수 있어 모드 비연성화가 잘 이루어졌음을 확인할 수 있다.

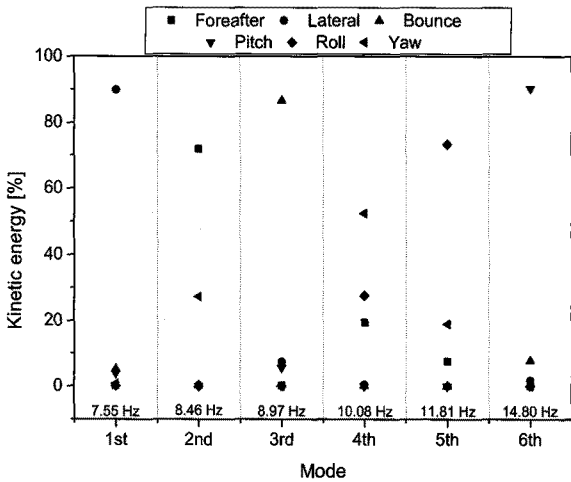


Fig. 2 Kinetic energy distribution for original

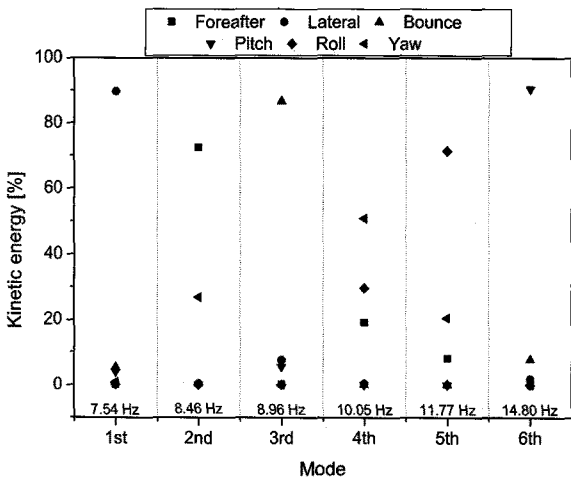


Fig. 3 Kinetic energy distribution for optimum 1

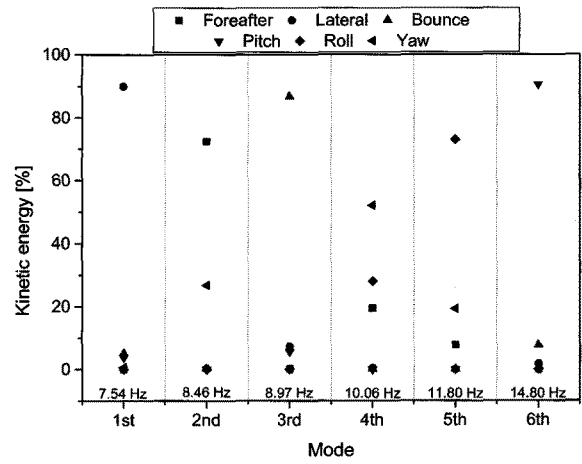


Fig. 4 Kinetic energy distribution for optimum 2

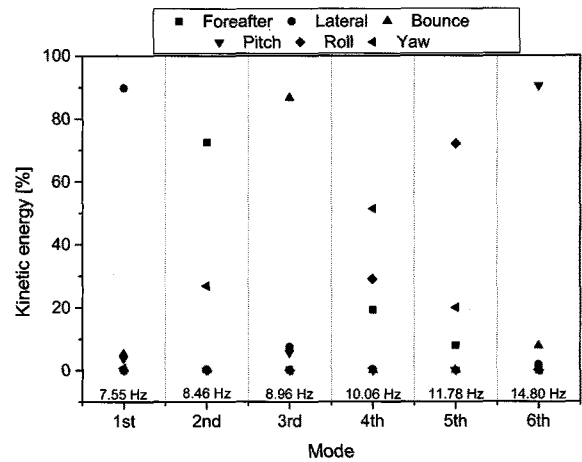


Fig. 5 Kinetic energy distribution for optimum 3

Fig. 6은 최적설계 전후의 엔진마운트에서의 마운트 전달력을 나타낸 것이다. 그리고 Fig. 7은 트랜스미션 마운트에서의 마운트 전달력, Fig. 8은 프런트 롤 마운트에서의 마운트 전달력, Fig. 9는 리어 롤 마운트에서의 마운트 전달력을 나타낸 것이다. 엔진마운트의 12 Hz 대역에서 마운트 전달력을 검토하여 보면 Original의 경우 11.8 kN, Optimum 1의 경우 6.02 kN, Optimum 2의 경우 6.93 kN 및 Optimum 3의 경우 5.07 kN으로 감소하였다. 마운트 전달력이 가중치 조건에 따라 각각 약 48.98 %, 41.27 %, 및 57.03 %의 감소 효과를 보였다. 트랜스미션 마운트의 경우는 10 Hz 대역에서 가중치에 대한 조건에 따라 Original 6.72 kN에서 4.82 kN, 5.43 kN 및 5.48 kN으로 각각 약 28.27 %, 19.20 % 및 18.45 %의 감소의 효과를 보였다. 그리고 15 Hz 대역에서는 최적설계의 조건에 따라 Original 9.62 kN에서 8.67 kN, 8.82 kN 및 8.97 kN으로 각각 약 9.88 %, 8.32 % 및 6.76 %의 감소의 효과를

보였다. 프런트 롤 마운트는 10 Hz 대역에서 Original의 경우 5.75 kN에서 4.95 kN, 5.17 kN 및 5.73 kN으로 각각 약 13.91 %, 10.09 % 및 0.35 %의 감소의 효과를 보였다. 반면 12 Hz 대역에서는 최적설계의 조건에 따라 Original 18.30 kN에서 15.15 kN, 17.38 kN 및 12.80 kN으로 각각 약 17.21 %, 5.03 % 및 30.35 %의 감소의 효과를 보였다. 리어 롤 마운트는 10 Hz 대역에서 Original의 경우 7.98 kN에서 5.71 kN, 6.39 kN 및 6.70 kN으로 각각 약 28.45 %, 19.92 % 및 16.04 %의 감소의 효과를 보였다. 반면 12 Hz 대역에서는 최적설계의 조건에 따라 Original 16.80 kN에서 10.37 kN, 11.87 kN 및 8.80 kN으로 각각 약 38.27 %, 29.35 % 및 47.62 %의 감소의 효과를 보였다. 리어 롤 마운트의 경우 10 Hz 대역에서는 Optimum 1, 12 Hz 대역에서는 Optimum 3이 가장 좋은 효과를 나타내었다.

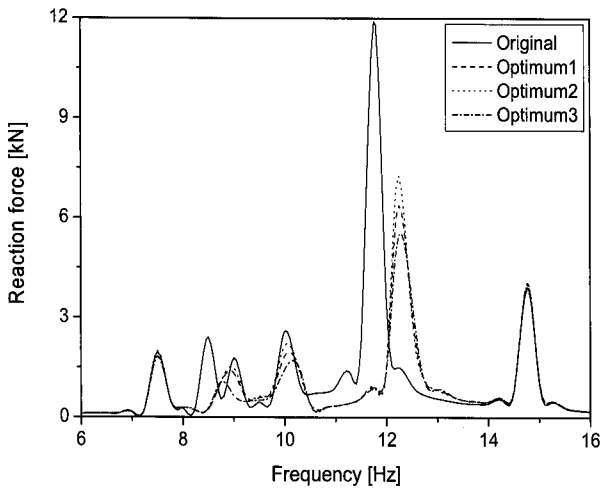


Fig. 6 Reaction force at engine mount

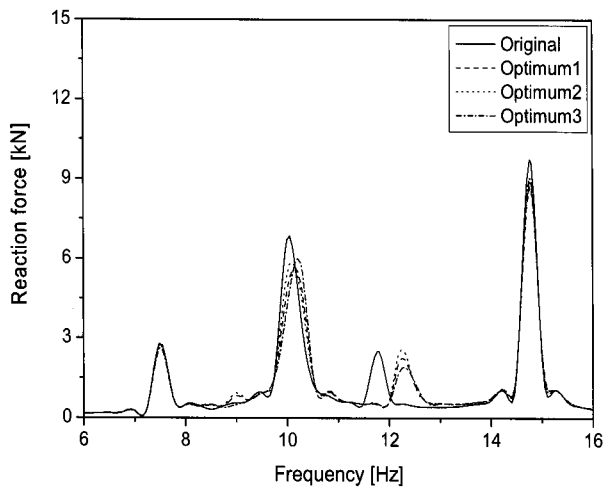


Fig. 7 Reaction force at transmission mount

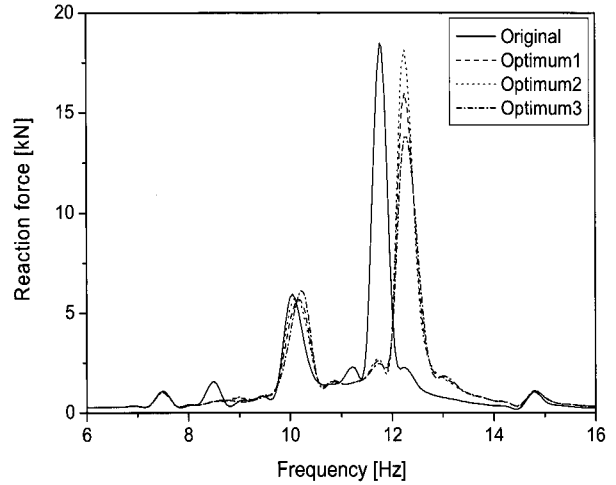


Fig. 8 Reaction force at front roll mount

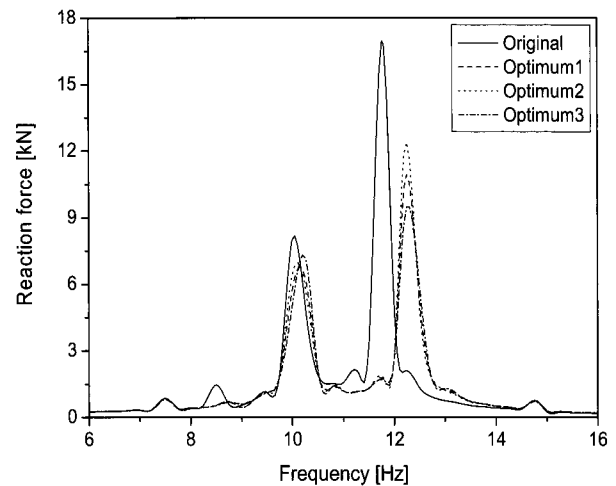


Fig. 9 Reaction force at rear roll mount

Table 3 Comparison of reaction forces(EM: Engine mount, TM: Transmission mount, FRT: Front roll mount, RR: Rear roll mount)

	Original Value [kN]	Optimum 1		Optimum 2		Optimum 3	
		Value [kN]	Variation [%]	Value [kN]	Variation [%]	Value [kN]	Variation [%]
EM	11.8	6.02	49.98	6.93	41.27	5.07	57.03
TM	9.62	8.67	9.88	8.82	8.32	8.97	6.76
FRT	18.30	15.15	17.21	17.38	5.03	12.80	30.35
RR	16.8	10.37	38.27	11.87	29.35	8.80	47.62

Table 3은 최적설계 후의 각 마운트에서의 마운트 전달력의 감소 효과를 나타낸 것이다. 트랜스미션 마운트에서의 마운트 전달력의 감소 효과가 다른 마운트 보다 작게 나타났다. 그리고 각 가중치 조건에 따른 최적설계의 효과를 보면 트랜스미션

마운트에서는 Optimum 1이 가장 좋은 효과를 나타냈으나 다른 마운트에서는 Optimum 3이 가장 좋은 효과를 나타내었다. 병진변위 보다 회전변위를 최소화하고자 하는 Optimum 1이 회전변위 보다 병진변위를 최소화하고자 하는 Optimum 2 보다 더 좋은 마운트 전달력의 감소 효과를 보였다. 이는 4점 지지 방식의 파워트레인에서 회전변위에 의한 마운트 전달력이 병진변위에 의한 것 보다 더 큰 것을 의미한다고 생각된다. 또한 이것은 파워트레인의 틀거동 제어에 의해 프런트 롤 마운트와 리어 롤 마운트의 마운트 전달력이 엔진마운트와 트랜스미션 마운트 보다 큰 것을 나타내는 것으로 생각된다. 그리고 Optimum 3이 가장 좋은 마운트 전달력의 감소 효과를 보이는 것을 검토하여 볼 때 병진변위와 회전변위를 적절히 검토한 파워트레인 변위 최소화에 대한 목적함수의 선정이 필요함을 알 수 있다. 모드해석과 모드연성률 그리고 마운트 전달력 등 해석 결과를 검토하여 볼 때 초기 설계 변수에 의해 재현된 파워트레인 마운팅 시스템이 3가지 가중치 조건에 의한 최적설계에서 모두 최적화됨을 확인할 수 있다. 병진변위와 회전변위를 적절히 고려하여 목적함수를 선정하면 더욱 향상된 파워트레인 마운팅 시스템에 대한 최적설계가 달성될 것으로 생각된다.

4. 결 론

파워트레인 마운팅 시스템의 최적설계를 수행하기 위해 MSC.Nastran의 최적설계 모듈을 이용하였다. 선행연구의 결과를 바탕으로 목적함수, 초기 설계변수를 선정하였다. 목적함수는 파워트레인의 변위 최소화이며, 가중치의 적용 조건에 따라 3가지의 최적설계를 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 초기 설계변수와 최적설계 후의 운동에너지 분포에서 약간의 차이를 보였으나 모드비연성화가 적절히 이루어졌음을 알 수 있다.
- 2) 병진변위와 회전변위를 적절히 검토한 파워트레인 변위 최소화에 대한 목적함수의 선정이 필요함을 알 수 있다.
- 3) 모드연성률, 마운트 전달력 등의 해석 결과를 검토하여 볼 때 3가지 가중치 조건에 의한 최적설계에서 모두 최적화됨을 확인할 수 있다.
- 4) 병진변위와 회전변위를 적절히 고려하여 목적

함수를 선정하여야 더욱 향상된 최적설계가 달성될 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 지식경제부 지정 신소형재가공청정공정개발지역혁신센터(RIC)의 지원으로 수행되었음.

참고 문헌

1. 김진훈 외 3명, 2008, "직렬 4기통 엔진의 가진력 해석", 한국동력기계공학회지, 제12권, 제1호, pp. 41~46.
2. J. H. Kim et al., 2007, "Analysis of Engine Exciting Forces for In-Line", ISMT 2007 Proceedings, pp. 211~216.
3. 김진훈 외 3명, 2008, "비선형 특성을 적용한 파워트레인 마운팅 시스템의 마운트 전달력 해석", 한국동력기계공학회지, 제12권, 제2호, pp. 23~28.
4. 김진훈 외 3명, 2008, "마운트의 장착위치에 따른 파워트레인 마운팅 시스템의 동적해석", 한국동력기계공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 196~201.
5. "Design sensitivity and optimization user's guide", MSC.Software.
6. Manfred Hofmann, 2001, "Antivibration Systems", Trelleborg Automotive Technical Center. pp. 53~55.
7. Basem Alzahabi, Arnaldo Mazzei, Logesh Kumar Natarajan, "Investigation of powertrain rigid body modes".
8. Manfred Wamsler, Ted Rose, 1998, "Advanced mode shape identification method for automotive application via modal kinetic energy plots assisted by numerous printed outputs", MSC Americas Users' Conference.