

실험계획법을 적용한 Lower Control Arm의 피로수명 형상 최적설계

김민수¹⁾ · 이창욱¹⁾ · 손성효²⁾ · 임홍재²⁾ · 허승진^{*2)}

현대자동차(주)¹⁾ · 국민대학교 자동차공학 전문대학원²⁾

Shape Optimization for Improving Fatigue Life of a Lower Control Arm Using the Experimental Design

Min-Soo Kim¹⁾ · Chang Wook Lee¹⁾ · Sunghyo Son²⁾ · Hong Jae Yim²⁾ · Seung Jin Heo^{*2)}

¹⁾Research & Development Division for Hyundai Motor Company & Kia Motors Corporation 772-1, Changduk-Ri, Namyang-Myun, Whasung-Gun, Kyeonggi-Do 445-850, Korea

²⁾Graduate School of Automotive Engineering, Seoul 136-702, Korea

(Received 20 February 2003 / Accepted 7 April 2003)

Abstract : In order to improve the fatigue life of a lower control arm in the vehicle suspension, a new shape optimization procedure is presented. In this approach, the shape control point concept is introduced to reduce the numbers of shape design variables. Also, the two-level orthogonal array is employed to evaluate the design sensitivity of fatigue life with respect to those shape design variables, because the analytical design sensitivity information is not directly supplied from the commercial CAE softwares. In this approach, only the six design variables are used to approximate the shape of lower control arm. Then, performed are only 10 fatigue life analyses including the baseline design, 8 DOE models and the final design. The final design, the best combination obtained from the sensitivity information, can maximize the fatigue life nearly two times as that of the baseline design, while reducing the 12 percentage of weight than it.

Key words : Shape optimization(형상최적화), DOE(실험계획법), Fatigue life(피로수명)

1. 서론

최근 자동차 업계를 비롯한 다양한 제조업에서 제품의 내구성능을 중요시하게 되었다. 이에 따라, 자동차에 속한 각종 부품의 내구수명 해석 및 설계에 대한 수요가 급격히 증가하고 있다. 그래서 내구수명 평가에 소요되는 시험기간의 단축 및 비용을 줄이기 위하여 유한요소 해석에 기반을 둔 방법이 활발히 시도되고 있다.¹⁾

그런데, 이러한 내구수명 해석 분야의 발달과는

달리 내구수명을 고려한 최적설계, 특히 형상 최적설계 분야의 발달은 거의 전무한 상태이다. 이는, 내구수명은, 외력에 의하여 부품에서 발생하는 동-응력(dynamic stress)의 크기(magnitude) 뿐만 아니라 회수(cycle)의 함수이기 때문에, 치수나 형상 설계변수에 대한 내구수명의 미분 가능성이 불확실하기 때문에 함수의 평활성(smoothness)에 기반을 둔 유한 차분법의 적용도 어려운 실정이다.

그래서 본 연구에서는 실험 계획법을 이용하여 형상변수에 대한 내구수명의 설계민감도를 예측하는 방법과 이를 이용하여 형상 최적설계를 수행하는 체계적인 절차를 보이고자 한다. 2장에서는

*To whom correspondence should be addressed.
sjheo@kookmin.ac.kr

본 연구의 기본이 되는 내구해석과 2-수준 직교배열표의 일종인 Plackett-Burman 방법을 설명한다. 3장에서는 Lower Control Arm (LCA)의 유한요소 모델링과 내구해석에 대하여 설명한다. 4장에서는 실험 계획법을 적용한 LCA의 형상 최적설계 방법에 대한 상세 절차 및 결과를 설명한다. 마지막으로, 5장에서는 전체 연구 내용을 요약 정리한다.

2. 기본 이론에 대한 고찰

본 연구에서 내구해석을 위하여 적용하는 준정적 내구해석(quasi-static fatigue analysis) 기법과 형상 최적설계의 기본으로 이용하는 실험계획법 중 Plackett-Burman 계획법을 설명하고자 한다.

2.1 준정적 내구해석

동하중으로 인한 구조물의 내구수명을 예측하는 방법에는 상황에 따라 다양한 방법이 있지만, 본 연구에서는 Lower Control Arm(LCA)의 내구수명 해석을 위하여 준정적 내구해석 기법과 Miner's damage rule을 적용한다. 이는, LCA의 고유주파수가 매우 높기 때문에 LCA의 유연성(flexibility)이 동-응력(dynamic stress)에 영향을 미치지 않기 때문이다.

준정적 내구해석 방법은, 시스템에 동하중이 가해지는 방향으로 단위 하중을 가하여 변형률(strain)을 계산한다. 그런 후에 시스템에 가해지는 동하중 이력을 적용하여 선형 중첩의 개념으로 시스템의 동-응력을 계산한다.¹⁾

이와 같이 계산된 동-응력 이력은 Rain flow cycle counting 기법에 의하여, 주요 응력진폭에 대한 회수를 계산한다.

마지막으로, 누적된 동-응력으로 인한 피로수명을 예측하기 위하여, Miner의 손상 이론을 적용한다. Miner의 손상이론은, 재료의 S-N 곡선과 동-응력의 가해진 회수의 비를 이용하는 방법으로, 식 (1)로 정의된다. 일반적으로, D가 일정한 상수에 도달하면 파손이 된다는 의미인데, 상수는 '1'이 널리 사용된다.²⁾

$$D = \sum \frac{n_i}{N(S_i)} \quad (1)$$

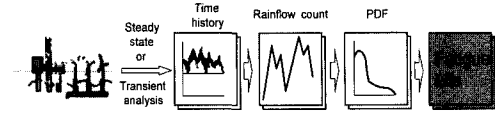


Fig. 1 General procedure of quasi-static fatigue analysis

여기서, S_i 는 응력진폭(alternative stress)이고, N 은 재료의 S-N곡선에서 S_i 에 상응하는 최대 피로수명이다. 그리고 n_i 는 시스템에서 발생한 S_i 응력의 빈도수이다. Fig. 1은 피로수명 예측을 위한 준정적 내구해석의 일반적인 절차이다. 본 연구에서는, LCA의 Joint에 발생하는 동하중 이력의 생성은 ADAMS를, LCA의 유한요소 해석은 MSC/NASTRAN을, 피로수명 예측은 MSC/Fatigue를 이용하였다.

서론에서도 언급하였지만, 피로수명을 결정하는데 중요한 인자인 식 (1)의 D가 응력의 빈도수(n)에 대한 함수이기 때문에, 피로수명의 설계민감도를 해석적으로 전개하기가 어렵다.

2.2 Plackett-Burman 직교배열표

본 연구에서 2-수준 실험계획법으로 이용하고자 하는 Plackett-Burman 직교 배열표는, 1946년에 Plackett과 Burman이 Hadamard 행렬을 기반으로 제안한 실험계획법이다.^{3,4)} 이 방법은, 실험회수(m)가 4의 배수가 되고, 최대 가용 인자 수(n)는 $m-1$ 이 된다. 그래서 일반적인 2-수준 일부 실시법인 $m=2^n$ 에 비하여 많은 인자를 적은 실험으로 실시할 수 있다. Table 1에 Plackett-Burman 직교배열표의 실험회수와 가용인자의 관계를 정리한다.

Plackett-Burman 직교 배열표는, $GF(m)$ 즉, Galois Field의 '0'이 아닌 열에 '+1'을 그 외의 열에 '-1'을 지정함으로써, 첫 번째 행을 만든다. 그리고 $m-1$ 행까지는 순환 순열(cyclic permutation)로 채우고, 마지막 행은 모두 '-1'을 채운다. 인자 수 3 개에 대한 순환 순열 방법은 Fig. 2에 도시한다.

Table 1 Plackett-burman orthogonal array

No. of runs	No. of columns	No. of factors
4	4	from 2 to 3
8	7	from 4 to 7
12	11	from 8 to 11
20	19	from 12 to 19
24	23	from 20 to 23

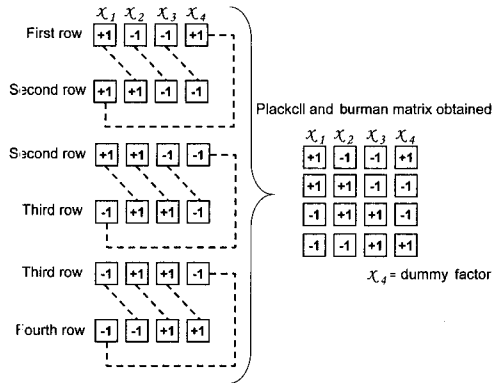


Fig. 2 Cyclic permutation of the first row in Plackett-Burman design matrix

3. 피로수명 해석

3.1 유한요소 해석

내구수명 설계를 위한 승용차의 앞쪽 좌측의 LCA의 유한요소 모델은 Fig. 3에 도시한다. 적용 모델은 박판 구조의 상판과 하판, 그리고 내측의 보강판으로 이루어져 있으며, 재질은 SAE1010 중탄강이다. Fig. 3에서 A, B 지점은 모노코크 타입의 차체에 부싱으로 연결되며 C지점은 볼-조인트로 너클에 연결된다.

설계에 앞서서, 해석 모델의 타당성을 입증하기 위하여, 중량, 정하중에 의한 응력 및 고유주파수를 해석치(하부첨자 a)와 실측치(하부첨자 r)의 비로 비교하였다. 중량비(w_a/w_r)는 1.006, 주요부위 3 곳의 응력비(σ_a/σ_r)는 0.98, 0.98, 0.99 이었다. 그리고 굽힘과 비틀림의 1차 및 2차 모드의 고유주파수 비도 0.99, 0.95, 1.01, 1.04 이었다. 이 비교를 통하여, 해석 모델이 실제 모델과 잘 일치함을 입증하였다.

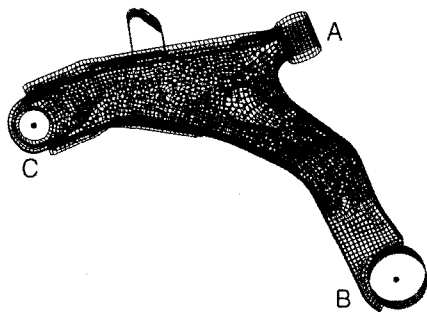


Fig. 3 FE model of lower control arm

3.2 내구해석

준정적 내구해석을 위한 하중 및 경계조건은 Fig. 3의 A와 B 부위에 Table 2의 부싱요소를 스프링으로 적용하였다. 점 C에 x,y,z 방향으로 단위 하중을 가했다.

Fig. 3의 C 부위에 가해지는 동하중은, 40km/h로 벨지안 로드를 주행하면서 너클의 바퀴 중심에 발생하는 힘을 1/4 동역학 모델에 적용하여, C의 볼-조인트 부위에서 구한 힘이다. 동역학 해석은 ADAMS를 이용하였다. Fig. 4는 동역학 해석에 사용된 x-방향의 하중이력이다.

Fig 5는 내구해석을 통하여 계산된 LCA의 피로수명에 대한 등고선 선도이다. 해석 결과를 고찰해

Table 2 Bushing data

Bushing data		Stiffness		
		Axial Z (torsional)	Radial X (comical)	Radial Y (comical)
LCA Front	N/mm	784.5	15690.6	15690.6
LCA Front	Nmm/deg	578.6	2647.8	2.6478
LCA Rear	N/mm	519.8	2647.8	1863.3
LCA Rear	Nmm/deg	0.2942	1372.9	1961.3

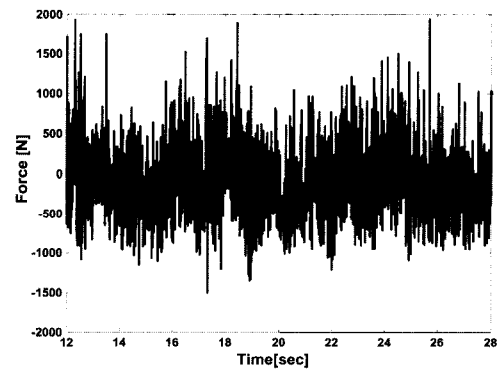


Fig. 4 X-direction force from running Belgian road at 40km/h

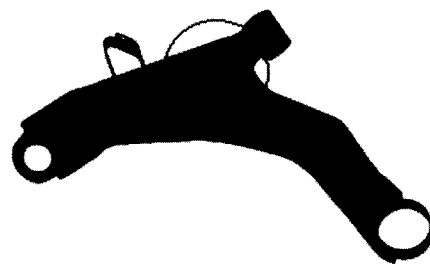


Fig. 5 Fatigue life contour for the base model

보면, 피로수명이 가장 낮게 발생한 부위(원으로 표시한 부분)는 Stabilizer bar와의 공간적 간섭을 위하여 형상을 급격히 변경한 상부 표면이었다.

4. 형상 최적설계

앞 장에서의 내구해석을 토대로 보면, 피로수명이 최소인 지점이 급힘 응력에 의한 것임을 알 수 있었다. 따라서, 설계 가능성을 고려하여 LCA의 상판은 고정하고, 하판만 형상을 변경하기로 한다. 그리고, 중량 감소를 위하여 내측의 보강판은 제거하기로 한다.

형상 최적설계를 위한 형상 조절점 A, B, C는 Fig. 6에 표시한다.

설계 변경의 범위는 제조성 및 적용 가능성을 고려하여 점 A-C의 변경 범위는 수평 및 수직으로 20-40mm로 설정하였다. 따라서, 설계 변수는 A, B, C의 수평 및 수직 방향의 좌표값 6개이고, 이에 대한 Plackett-Burman 직교 배열표는 Table 1에 정리한 바와 같이 실험회수는 8회가 된다. Table 3은 형상변경에 대한 실험 계획표이다. Table 3에서 7번째 열은

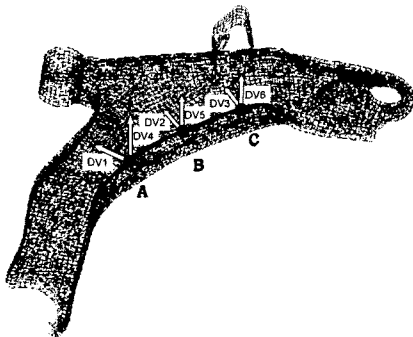


Fig. 6 Design variable for shape optimization

Table 3 Eight design models from DOE

Model	DV1	DV2	DV3	DV4	DV5	DV6
1	+1	+1	+1	-1	+1	-1
2	-1	+1	+1	+1	-1	+1
3	-1	-1	+1	+1	+1	-1
4	+1	-1	-1	+1	+1	+1
5	-1	+1	-1	-1	+1	+1
6	+1	-1	+1	-1	-1	+1
7	+1	+1	-1	+1	-1	-1
8	-1	-1	-1	-1	-1	-1

생략한다. 표에서 설계변수 DV1 - DV3은 세점의 수평 위치를, DV4 - DV6은 수직 위치를 의미한다. 그리고, Table에서 -1에 해당하는 위치는 현재 위치를 유지한다.

내구해석은 유한요소의 질에 민감하기 때문에, 형상변경은 CAD모델에서 하고, 변경된 모델에 대한 유한요소의 질은 일정하게 유지되도록 생성하였다.

Table 3에서 나열한 8개의 설계 모델과, 초기 모델 (Current model)에서 내측 보강재를 제거한 모델 (Base Model)에 대한 피로수명과 질량은 초기모델의 값으로 정규화(normalization)하여 도시하였다. Fig. 7은 정규화한 피로수명과 질량의 비이다.

예상대로, 초기모델에서 내측 보강재를 제거한 모델 8은 피로수명이 급격히 나빠지는 경향을 보이고 있다. 그런데, 모델 1과 모델 5는 보강재를 제거하였음에도 불구하고, 초기 모델에 비하여 피로수명을 크게 향상시킬 수 있었다.

이에 대한 영향을 보다 더 확실히 분석하기 위하여, 피로수명 비에 대한 설계변수의 기여도(민감도)를 분석하였다.^{5,6)}

Fig. 8에서 설계변수 값 '-1'은 현재의 위치를 유지하는 것을, '+1'은 상한치를, 그리고 '0'은 중앙 설계점의 정보를 이용하면, 설계 공간의 비선형성도 예측할 수 있는 장점이 있다 그림에서 보면, 6개의 설계변수에 대하여, 공통적으로 중앙 설계점의 기여도가 양 끝단 보다 우수한 것은 없다.

이는, LCA의 피로수명 형상 최적설계에서는 반응표면 모델 등의 추가적인 근사화 기법을 적용할

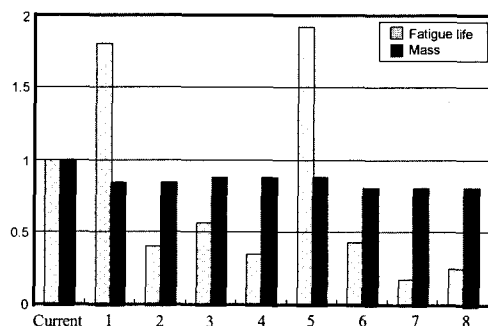


Fig. 7 Comparison of eight design models

필요가 없이, 1차적인 기여도 분석만으로, 새로운 형상 설계치를 선정할 수 있음을 뜻한다.

참고로, 형상변수에 대한, 1-계 설계민감도와 2-계 설계 민감도는 기여도에 대하여 중앙차분법의 개념을 적용하면 추정할 수도 있다.

Fig. 8의 설계민감도에서 제시하는 새로운 설계 모델 9는 (-1, +1, +1, -1, +1, +1) 이다. 모델 9에 대한 내구해석을 수행한 결과, 피로수명 비(1.93)와 질량 비(0.88)는 모델 5의 것 (1.92 0.88),보다 미세하게 좋아졌다.

따라서, 설계변수 DV2, DV4와 DV6을 제외한 나머지 형상 변수는 피로수명에 큰 영향이 없음을 알 수 있다. 참고로, 새로운 모델 9의 형상과 피로수명 등고선도는 Fig. 9와 10에 각각 도시한다.

Fig. 9에서 설계변수 DV2와 DV5에 해당하는 형상 설계점 B 부위의 모양이 초기 모델인 Fig. 3과 많이 달라졌음을 알 수 있다.

Fig. 10의 피로수명 등고선의 모양이, Fig. 5에 도시된 초기모델의 피로수명 등고선과 거의 유사한 양상을 보인다. 이는, 앞서서도 언급하였지만, 본 연구에서는 DOE에 따른 형상변경을 CAD 모델에 직접 반영하여 FE 모델을 생성하였기 때문에, 유한 요

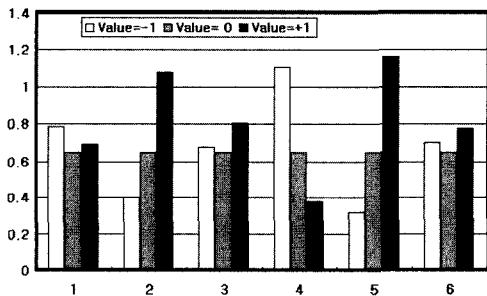


Fig. 8 Design sensitivity analysis for the fatigue life

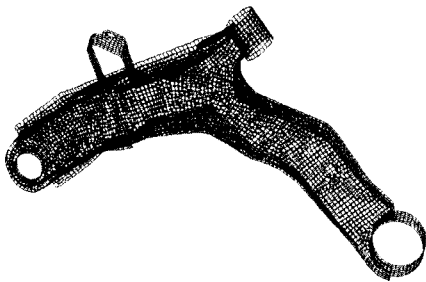


Fig. 9 FE model for the new design model

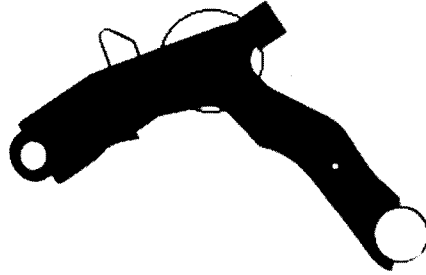


Fig. 10 Fatigue life contour for the new design model

소의 찌그러짐으로 인한 내구해석의 오차가 없음을 입증하는 결과이다.

5. 결론

본 연구에서는, 피로수명을 고려한 샤시 부품의 형상 최적설계를 효과적으로 수행할 수 있는 체계적인 방법론을 다음과 같이 제시하였다.

- 1) 해석적인 설계민감도 해석의 가능성이 보장되지 않는, 피로수명에 대한 형상 설계변수의 설계 민감도를 2-수준 직교 배열표를 이용하여 계산하였다.
- 2) 형상을 정의하는 설계변수의 개수를 줄이기 위하여, 형상 조절점 개념을 이용하였다.
- 3) 실험계획표에 제안된 형상 변경을 CAD상에서 숙련된 설계자가 제조가 가능한 형태로 표현한 후에, 이를 이용하여 FE 모델을 생성함으로써, FE 모델의 오류로 인한 내구해석 오차를 최소화 하였다.
- 4) 2-수준 직교 배열표에서 얻어지는 설계변수의 기여도(또는 설계민감도)가 선형적인 정보만 제공한다 결론을 보완하기 위하여, 중앙 설계 점을 포함하여 비교 분석함으로써, DOE를 단계적으로 시행하는 절차를 확립시켰다.

마지막으로, 이상의 체계적인 피로수명 형상 최적설계 방법론을 적용하여, 승용차의 Lower Control Arm의 중량 및 부품의 가지 수를 초기 모델보다 줄이면서도 내구 수명을 2배 가까이 향상시킬 수 있음을 보였다.

후 기

이 논문은 2002년 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

References

- 1) MSC Fatigue Quick Start Guide Ver.9, MSC Software, pp.69-73, 2001.
- 2) Fatigue Design Handbook, SAE AE-10, pp. 232-249, 1988.
- 3) W. M. John Peter, Statistical Design and Analysis of Experiments, SIAM, Philadelphia, pp.185-187, 1998.
- 4) A. S. Hedayat, N. J. A Sloane, J. Stufken, Orthogonal Arrays: Theory and Applications, Springer, New York, pp.145-163, 1999.
- 5) J. Krottmair, Optimizing Engineering Design, McGraw-Hill, London, pp.16-24, 1993.
- 6) R. H. Myers, D. C. Montgomery, Response Surface Methodology, Wiley Series in Probability and Statistics, New York, pp.297-299, 1995.