

상변환 응용 경량 Suspension 부품의 정적/동적 유한요소해석

이정우*(부산대 대학원 정밀기계), 신현기*(부산대 대학원 정밀기계), 강충길**(부산대 기계공학부)

Static/Dynamic Finite Element Analysis of Lightweight Suspension Part Fabricated by Application of Phase Change Process

J. W. Lee(Mech. And Precision Eng. Dept., PNU), H. K. Shin(Mech. and Precision Eng. Dept., PNU), C. G. Kang(Mecha. Eng. Dept., PNU)

ABSTRACT

In the field of automobile industry, lightweight problems are very important in terms of reducing fuel and protecting environment. To satisfy these demands, the attempt to substitute aluminum automobile components for cast steel part has been actively carried out. To fabricate the aluminum automobile suspension part that has the same mechanical properties with cast steel part, design conditions such as shape and dimension of part shall be established. Therefore in this study, shape and dimension conditions of suspension part were proposed. Aluminum automobile suspension part was fabricated by semi-solid die-casting process under the obtained design conditions. Moreover to evaluate the possibility of application to the automobile component, stress and fatigue analysis were performed by using ABAQUS S/W and compared with those of conventional automobile suspension part.

Key Words : Lightweight(경량), Suspension Part(현가 장치 부품), Semi-Solid Die-Casting(반용융 다이캐스팅), Stress and Fatigue Analysis(응력 및 피로해석)

1. 서론

최근 자동차는 전자화, 고급화, 안전화 등에 대한 수요자들의 요구가 다양해짐에 따라 부대장비가 증가하여 자동차 중량이 계속증가 하는 추세이다. 이러한 추세속에서 한정된 에너지 자원과 날로 심각해져 가는 환경오염으로 말미암아 미국, 유럽 등 선진국에서는 자동차의 연비 및 배기가스 규제를 강화시키고 있다. 이에 국내 및 국외 자동차업계에서는 연비 향상과 저공해 자동차 차량개발에 기술력을 집중하고 있다[1].

연비향상은 엔진효율향상, 공기저항의 감소, 타이어구름저항의 절감, 차체의 소형화, 경량화 등으로 향상시킬 수 있지만 경량화를 제외한 다른 방법은 거의 한계에 도달하였다. 결국 연비향상을 위한 방안으로서 경량재료에 의한 자동차 부품의 경량화가 가장 유력하고 가능성 있는 방안으로 제안되고 있으며, 이에 대한 많은 연구가 진행되고 있고 또 가시적인 결과를 나타내고 있다[2].

프론트 액슬(Front Axle)과 크로스 멤버(Cross Member)를 연결하는 구조인 서스펜션(Suspension)

부품들은 현재의 생산방식과 경량화 문제가 발생하여 여러 자동차 회사에서 이를 해결하기 위한 연구가 진행되고 있다. 그래서 경량화 뿐 아니라 비강도, 내식성, 열전도도 등이 우수한 알루미늄합금을 사용하게 되었다. 알루미늄합금은 최고 40% 가량 경량화를 이룰 수 있다[3].

경량화만을 고려한 형상 및 치수로 설계한다면 형상 및 치수변화에 따른 강도저하가 원인이 되어 실차 주행시 서스펜션 부품의 파괴나 소성변형이 일어날 수도 있으므로 반드시 우선적으로 고려되어야 할 사항으로는 형상 및 치수변화에 따른 서스펜션 부품의 정확한 강도해석과 내구성 시험을 통한 수명에 대한 신뢰성확보가 절실하다[4].

현재 응용되고 있는 대부분의 부품들은 자동차 부품의 경량화를 목적으로 Engine Brackets, Steering Knuckle, Brake Master Cylinder 뿐만 아니라 Rear Suspension 같은 구조재에도 적용되고 있다[5].

따라서 본 연구에서는 자동차용 서스펜션 부품인 로우암(Lower Arm)을 개발하기 위하여 제품 설계 기술이 필수적이다. 제품이 알루미늄화 되면서 형

상 및 치수가 변경되기 때문에 기존 제품의 조건을 만족하는 설계 데이터가 필요하다. 반응용 다이캐스팅 공정에 의하여 만든 부품이 실차에 조립되어 주행시 발생하는 극한하중조건을 토대로 강도 및 피로해석을 실시하였다. 강도해석 결과로부터 응력 분포와 응력크기를 구하고 피로해석 결과로부터 수명주기를 구하여 제품의 운용가능성 및 신뢰성을 검토하고자 한다. 이에 사용한 S/W 는 모델링에 CATIA 4.2.1, 유한요소해석에는 ABAQUS 6.2 를 사용하였다.

2. 유한요소해석법에 의한 서스펜션 부품의 응력 및 피로해석

2.1 재료의 기계적 성질

서스펜션 부품인 로우암은 A356 알루미늄합금을 반응용 다이캐스팅으로 성형하고, T6 열처리하여 자동차에 조립되어진다.

Fig. 1 은 반응용 다이캐스팅 후 A356-T6 의 조직을 나타내고 있다.

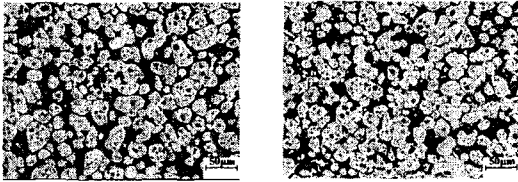


Fig. 1 The microstructure of A356 after semi-solid die casting

반응용 다이캐스팅 후 A356-T6 의 기계적 성질은 MTS 장비를 이용한 인장시험을 통해 구하였다. 시편을 제작하여 최대인장강도와 항복강도, 탄성계수를 구했고, 이 기계적 성질은 응력 및 피로해석의 입력 데이터가 된다. 인장시험 결과는 Fig. 2 에 나타내었다.

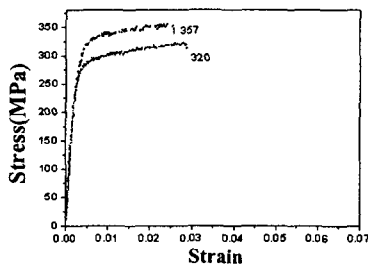


Fig. 2 Strain-Stress curve for A356 after semi-solid die casting

Fig. 2 는 Strain-Stress 곡선이다. 최대인장강도는 실험 데이터의 평균 값으로 하여 320MPa 로 하였다. Fig. 2 의 Strain-Stress 곡선에서 항복강도를 구한 결과 220~ 250MPa 이 되었고, 탄성계수는 107MPa 이 되었다. 본 연구에서 응력해석을 위하여 실험으로 기계적 성질을 구하였고, 그 결과를 Table 1 에 나타내었다

Table 1 Mechanical properties of A356-T6

Young's modulus (E)	Poisson's ratio(ν)	Ultimate tensile strength	Density	Yield stress
107 (Gpa)	0.33	320 (MPa)	2680 (kg/m ³)	220-250 (MPa)

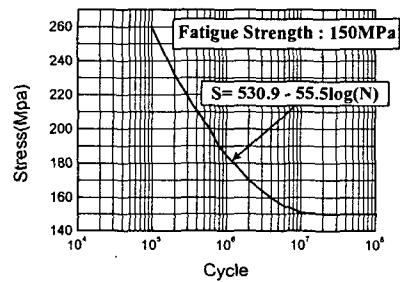


Fig. 3 S-N curve of A356[6]

Fig. 3 은 재료의 피로의 특성으로써 피로해석의 입력 값으로 사용하였다.

2.2 로우암의 응력해석

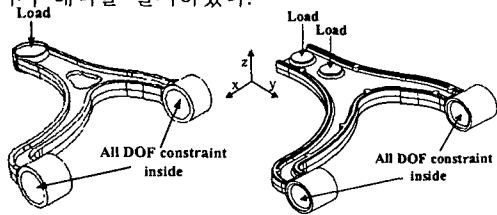
과제에서 연구한 로우암은 전기자동차의 Front 하단부에 장착되며 크로스멤버 및 너클 등과 조립되어 주행 중 발생하는 진동을 흡수, 완화하는 부품이다.

2.2.1 경계조건

Table 2 는 로우암의 하중조건으로써 볼조인트 (Ball joint)부에 작용하는 5 가지 극한 하중들을 나타내고 있다. 여기서 X₁, X₂, X₃, Y₁, Y₂, Y₃ 및 Z₁, Z₂, Z₃ 는 설계기준 데이터를 활용하였다. Pothole brake limit load 는 바퀴가 구덩이에 빠짐과 동시에 제동이 걸렸을 때 Lower Arm 에 가해지는 하중조건, Oblique kerb limit load 는 경사진 커브 길을 지날 때 Lower Arm 에 가해지는 하중조건, Pothole corner limit load 는 구덩이의 모서리 부분을 통과할 때 Lower Arm 에 가해지는 하중조건, Lateral kerb strike limit load 는 측면 커브를 돌 때 Lower Arm 에 가해지는 하중조건, Ultimate vertical limit load 는 최대 수직하중

조건이다. 하중은 로우암의 볼조인트부 중심에 가하였다.

응력해석시의 구속조건은 Fig. 4 와 같이 로우암의 부시(Bush)부에 있어 안쪽면의 X, Y, Z 방향으로 모두 구속하였다. 경계조건과 기계적 성질을 입력한 다음 요소를 생성시켰다. 로우암의 형상이 복잡하기 때문에 10 절점 사면체 요소를 이용하였고, 수정 전 모델(Model I)과 수정 후 모델(Model II)로 나누어서 해석을 실시하였다.



(a) Initial LOWER ARM (b) LOWER ARM after modification

Fig. 4 Boundary conditions of LOWER ARM

2.2.2 해석결과 및 고찰

2.2.2.1 Model I

초기 로우암 즉 Model I 은 경량화를 위해서 중앙에 구멍을 만들었다. 이 형태는 주철을 재료로 할 때 사용되는 경량화 형상이다. 절점이 12167 개와 요소 5742 개로 메쉬를 생성시켰다. 형상은 그대로이고 재질만 주철에서 알루미늄합금으로 바꾸어 해석을 실시하였다. 응력해석 결과는 5 가지 하중조건을 적용하여 등가응력분포로 나타내었다.

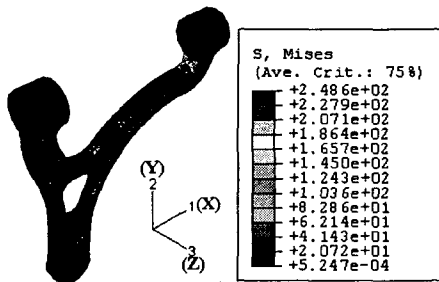


Fig. 5 Von mises stress distribution of model I case 2

Table 2 Load conditions of LOWER ARM

Case	Condition	Load			
		Load point	Load(N)		
1	Pothole brake limit load	Ball joint	X	Y	Z
2	Oblique kerb limit load		X1	Y1	Z1
3	Pothole corner limit load		X2	Y2	Z2
4	Lateral kerb strike limit load		X3	Y3	Z3
5	Ultimate vertical limit load		X4	Y4	Z4

Fig. 5 는 하중조건 중 가장 응력이 높은 케이스 2 에 대한 등가응력분포를 나타내고 있다. 최대등가응력은 248.6MPa 로써 오른쪽 부시 부근에 응력 집중이 발생하였다. 항복강도 220~250MPa 에 거의 도달하므로 소성변형이나 파괴가 일어날 수 있다고 예측되어 안전성 있는 경량화를 위해서 현상변경이 필요함을 알 수 있었다.

2.2.2.2 Model II

Model I 은 중간부위의 구멍을 만들므로써 경량화는 했지만 재질을 알루미늄합금으로 했을 때 최대응력이 항복응력에 거의 도달하였다. 그래서 모델변경은 응력을 줄이기 위해 Model I 의 구멍을 메웠고, 볼조인트부에 받는 하중을 분산시키기 위해 볼조인트를 두개로 만들어 재해석을 실시하였다. Model II 는 절점 14428 개와 요소 6926 개로 메쉬를 생성시켰다.

Fig. 6 은 변경된 모델 즉 Model II 의 해석 결과로써 가장 응력이 높은 케이스 2 에 대한 등가응력분포를 나타내고 있다. 최대등가응력은 180.2MPa 로써 Fig. 5 보다 응력집중부위가 줄어들었고, 최대등가응력도 약 60MPa 정도 낮아졌다.

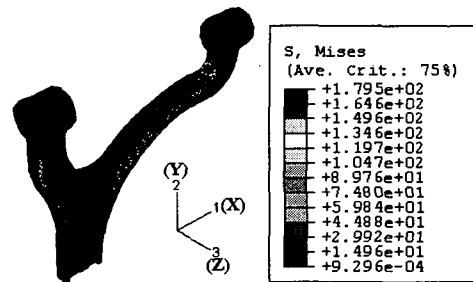


Fig. 6 Von mises stress distribution of model II case 2

Table 3 은 Mode I 과 Model II 의 각 하중조건에 대하여 계산한 최대등가응력을 나타내었다. Model II 가 전체적으로 응력이 낮음을 알 수 있었다. 따라서 Model II 가 강도면에서 형상이 개선됨을 알 수 있었다. 중량은 1kg(Model I)에서 0.9kg(Model II)으로 감소되었다.

Table 3 Stress analysis result comparison of each shape

	Model I	Model II
Case	Equivalent stress($\bar{\sigma}$)	Equivalent stress($\bar{\sigma}$)
1	172MPa	128.8MPa
2	248MPa	179.5MPa
3	38.82MPa	32.27MPa
4	134.2MPa	75.5MPa
5	78.35MPa	58.55MPa

2.3 로우암의 피로해석

로우암의 피로해석은 응력해석결과 데이터를 이용하여 S-N 선도 방법으로 실시하였다. 입력데이터로 하중이력, S-N 선도, 재료물성치를 입력하였다.

하중이력은 각각의 응력해석결과 값으로부터 평균응력이 0 인 10HZ 의 반복응력으로 하였다. S-N 선도 입력은 Fig. 4 의 그래프를 보고 사이클이 10^5 일 때 응력 260MPa, 10^6 일 때 180MPa, 10^7 일 때 150MPa 을 입력하였다. 경계조건과 요소는 응력해석과 동일하게 하였다.

2.3.1 해석결과 및 고찰

Model I 과 Model II 의 피로해석결과는 Fig. 7 에 Log of life 분포로 나타내었고, 5 가지 케이스 중 사이클이 가장 낮은 케이스 2 만 나타내었다.

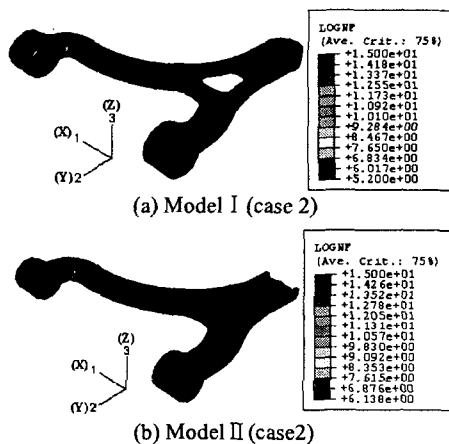


Fig. 7 Fatigue analysis of LOWER ARM

Fig. 7 의 (a) Model I 은 수명이 약 10^5 사이클로써 보통 피로는 10^6 - 10^7 까지 도달해야 안전하다고 하는데 그렇지가 못했다. 이 결과 Model I 은 내구성이나 안전성에 부적합 하다는 것을 예측하였다.

(b) Model II 는 수명이 약 10^6 으로써 원하는 사이클에 만족했다. 즉 내구성이나 안전성에 적합하다고 할 수 있다.

Table 4 Fatigue analysis result comparison of each shape

	Model I	Model II
Case	Cycle	Cycle
1	1.828E6	1E15(무한수명)
2	1.585E5	1.374E6
3	1E15(무한수명)	1E15(무한수명)
4	1E15(무한수명)	1E15(무한수명)
5	1E15(무한수명)	1E15(무한수명)

Table 4 는 Model I , Model II 의 피로해석결과 비교로써 케이스 1, 2 를 비교해보면 Model II 가 수명에 대한 신뢰성이 높음을 알 수 있다.

4. 결론

경량화 서스펜션 부품인 로우암의 초기 모델과 변경 모델에 대해 응력 및 피로해석을 실시하여 비교한 결과 제안된 모델이 모든 면에서 향상되었을 뿐만 아니라 무게도 감소하게 되었다. 따라서 본 연구에서 반응용 다이캐스팅으로 제조된 서스펜션 부품을 실차에 장착하여도 무관하다는 것을 예측할 수 있었다. 또한 경량화 부품의 개발을 위하여 응력 및 피로해석을 실시한 결과 설계의 타당성 및 방향을 제시할 수 있었다.

참고문헌

1. Toshihiro Chikada, "Light Alloy Parts for Automobiles", Journal of Japan Institute of Light Metals, Vol. 40, pp 944~950, 1990.
2. D. A. Pinsky, P. O. Charreyron, "Alternate Reduce Weight in Automotives", Advanced Materials and Process, Vol. 6, pp 143~147, 1993.
3. Scot A. Arnold, "Techno-Economic Issues in Selective of Auto Materials", JOM, June, pp 12~15, 1993.
4. 박영철, 윤두표, "단면변화에 따른 LOWER ARM 의 응력해석(I)", 한국자동차공학회논문집, 제 6 권, 제 1 호, pp.99~107, 1998.
5. G. Chiametta, "Thixoforming and Weight Reduction", Proc. of 5th Int. Conf. on Semi-Solid Processing of Alloys and Composites, Golden, CO, pp 87~95, 1998.
6. J.P Gabathuler, HJ. Huber, J. Erling, "Specific Properties Parts using the Thixocasting-Process", International Conference on Aluminum Alloys : New Process Technologies, June 1993.