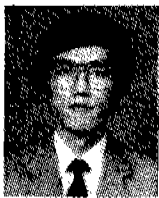


# 승용차용 Brake Master Vac.의 설계

## Design of Brake Master Vac. for a Passenger Car

백 운 태\*, 전 병 희\*\*, 김 형 종\*\*\* 김 낙 수\*\*\*\*  
 W. T. Paek, B. H. Jeon, H. J. Kim, N. S. Kim



백 운 태  
 • 1959년 3월 10일생  
 • 최적설계  
 • 기아정기 기술연구소 선임연  
 구원

### 1. 서 론

현대의 고성능, 고밀도화 되어가는 자동차의 발전 추세에 비추어 볼 때 승용 차용 Brake Master Vac.의 소형 경량화 기술의 개발은 필수적이다. 그러나 현재 국내에서는 Brake Master Vac. 및 금형설계를 위한 공학적인 데이터가 없기 때문에 신제품 설계를 위한 기술 개발을 선진국에 의존하게 되어 실제적인 부가가치를 높이는 것이 어려운 실정이다. 현실적으로 국내 자동차 부품업체의 신제품 개발 능력과 경쟁력의 향상을 위하여 해결해야할 과제가 많으나, 그중 선결과제로서 승용차용 박판의 성형성 및 구조적인 특성분석과 이를 바탕으로 한 정밀한 수치해석이 요구된다. 따라서 소형 경량화된 Brake Master Vac.의 개발은 Computer를 이용한 최적설계 기술 및 평가능력을 확보할 수 있고, 선진국에 대한 기술이속을 탈피하는 등 설계 기술의 자립에 크게 기

여할 것이다. 따라서 연구에서는 이러한 문제들을 합리적으로 해결하려고 한다.

본 연구 내용은 기초 자료의 조사, 기존 제품에 대한 두께분포의 측정, 구조해석 및 공정해석에 기초한 제 설계변수의 추출, 그리고 이들 결과를 이용한 독자 모델의 개발등으로 요약된다. 그 내용을 간단히 정리하면 다음과 같다.

#### (가) 기초자료의 조사

특히 자료<sup>1-5)</sup> 및 Master Vac. 설계의 제한조건<sup>6)</sup> 등을 조사하여 독자모델의 설계를 위한 기본자료로 사용한다.

#### (나) 기존제품의 두께 측정

각 공정에서 생산된 제품의 두께 분포를 측정하여, 그 결과를 구조해석시의 입력자료로 사용한다.

#### (다) 구조해석

Brake 작동시 응력, 변형률, 변위 등의 분포와, 특히 최대응력과 최대변위의 크기 및 발생위치등을 알아내어 독자적인 모델을 개발하기 위한 자료로 활용한다.

#### (라) 독자 모델의 기본 설계

구조 해석에서 얻어진 모든 자료들을 모아, 독자 모델을 개발하는데 필요한 기본데이터로 사용하여 고밀도화된 Master Vac.을 개발하였다.

## 2. 두께 측정

매 가공 공정에서 생산되는 S-3 형의 front shell과 rear shell의 최종제품의 두께 분포를 알아보기 위하여, 각 제품의 중심선을 지나는 단면으로 절단하고, micrometer를 사용하여 중심으로부터 반지름 방향으로 따라 5mm(rounding 부분은 1~2mm) 간격으로 두께를 측정하였다.

최종 제품의 두께 분포는 구조 해석시에 보다 정확한 형상을 나타내는 입력 자료로 사용하였다. 두께 측정의 결과는 Fig2에 도시되어 있다. Fig1에서 L1, L2, ... 는 직선부 또는 곡률일 매우 작은 곡선부를 나타내며, R1, R2, ... 는 그 사이의 모서

리부를 나타낸다. Front shell의 경우, 전 공정에 걸쳐 소재의 대부분이 반지름 방향으로 약간의 신장(stretching) 변형을 받아 두께가 감소되었으며, 특히 모서리 부분은 성형시 심한 굽힘 변형을 받아 그 주변보다 두께 감소가 큰 사실(necking 현상)이 확인되었다. 4번째 공정(F4)에서 가장자리 부분(L6)은 소재가 중심쪽으로 빨려 들어갈 때 반지름 방향의 신장보다 원주 방향의 압축이 더 커서 오히려 두꺼워지는 현상을 보이는데 이는 판재 deep drawing 공정에서 일반적으로 나타나는 현상이다. 특히 front shell과 master cylinder가 장착되는 부분에서 두께가 두꺼운 현상은 brake의 작동시에 최대변위와 밀접한 관계가 있음을 알 수 있었다.

## 3. 구조해석

### 3.1 설계조건

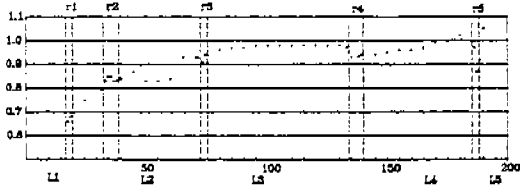
Master Vac의 변형특성에 대한 해석과 설계를 위하여 명확한 설계조건이 필요하다. 브레이크를 작동하지 않았을 때는 Master Vac내부에는 진공 상태(500mmHg)이므로 이로 인하여 변형(진공 변형)이 생기게 되고, 작동시에는 460kgf의 추력으로 인하여 변형(제동변형)이 발생하게 된다. 그러므로 Master Vac의 구조는 브레이크의 작동시와 제동하지 않았을때의 변형한계를 초과하지 않도록 설계를 하여야 하며, 이들의 설계조건은 아래와 같이 결정하였다.

- 진공변형은 0.30mm를 초과하지 않도록 한다.
- 제동변형은 1.25mm를 초과하지 않도록 한다.
- 경제적인 생산을 위하여 가공공정수를 줄여야 한다.

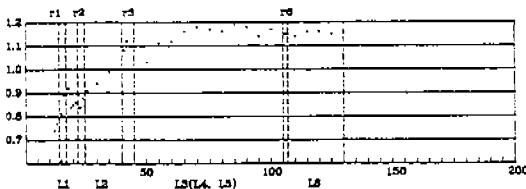
### 3.2 해석 목적 및 유한요소 모델링

#### 3.2.1 해석 목적 및 개요

유한요소법을 이용하여 Master Vac의 front 및 rear shell의 구조해석을 반복수행하고 그 결과를 분석함으로써, 구조 해석에 대한 체계적 기술을



(a) Frt. Shell



(b) Rr. Shell

Fig.1 Measurement of shell Thickness

습득하고 제품설계의 기초 자료로 활용하는 방안을 찾는데 본장의 연구 목표를 두었다. 해석에는 범용 전후처리 시스템을 갖춘 선형 유한요소 패키지 CAEDS<sup>®</sup>를 사용하였다.

우선 기존 제품(S-3 type)을 대상으로, brake 작동시에 shell에 발생하는 응력, 변형을 및 변위 등의 분포를 관찰하고, 특히 최대응력과 최대변위의 크기 및 발생 위치에 주안점을 두고 해석 결과를 분석하였다. 예비 해석의 결과로 축적된 구조해석 기술을 바탕으로, shell 각부의 형상 변화, 치수 변화, front shell에서의 bead 유무, 소재 두께 변화, 보강판 용접부의 치수 및 위치 변화 등 새로운 독자 모델을 위한 다양한 시도를 해하고, 그 결과를 비교 분석하여 가장 적합한 모델을 선정해 가는 체계적인 방법을 구축하였다. Front shell의 형상, 치수 또는 bead 등의 효과를 고찰할 때는 문제를 가급적 간단히 하기 위하여 rear shell과 조립되지 않은 상태의 front shell 만을 해석 대상으로 하거나, rear shell의 4각형 부분을 원형으로 단순화하여 해석하였다.

### 3.2.2 유한요소 모델

#### (1) 유한요소 분할

선형보간 thin shell 요소를 사용하여 front shell, 보강판 및 볼트 머리 부를 각각 모델링 하였고, 특히 front shell과 보강판은 10개의 점 용접으로 접합되어 있으므로 이들 용접부 내의 서로 대응하는 절점들을 rigid bar 요소로 연결하였다. 또한 보강판과 볼트 머리는 Fig2와 같이 원주방향으로 용접이 되어 있기 때문에 이 부분의 절점들을 역시 rigid bar 요소로 연결하였다.

한편, front shell의 두께는 Fig3과 같이 cup 부(AB), flange 부(BC), roof 부(CD), wall 부(ED)의 4구간으로 나누어, 각각 0.85, 0.96, 0.92, 0.96mm으로 측정치와 유사하게 입력하였으며, 보강판과 볼트 머리부의 두께는 각각 2.0, 2.5mm로 하였다. front shell과 보강판과의 용접부위는 지름 5.0 mm로서 사진1과 같으며, 이 부근은 응력이 가장 집중되는 부분이므로 사각형과 삼각형 요소를 사용하여 가능한 세밀하게 분할하였다. Fig3은 대칭성을 고려하여 front shell 전체의 1/4을 모

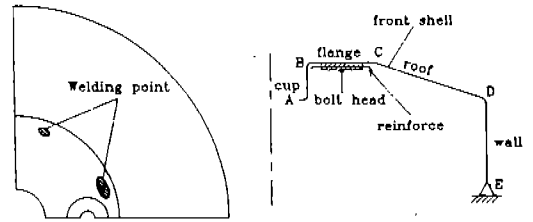


Fig.2 Shape Definition of Front shell

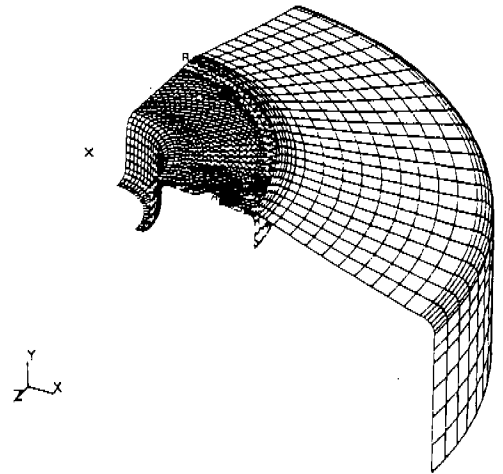
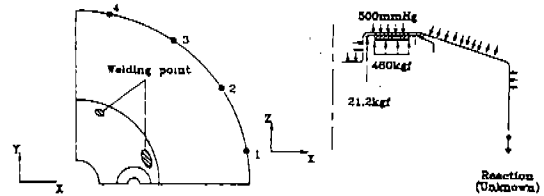
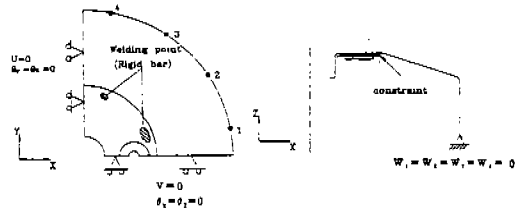


Fig.3 Finite Element Modeling of Front shell



(a) Load Boundary Conditions



(b) Displacement Boundary Conditions

Fig.4 Boundary Conditions

델팅한 유한요소망의 예를 보여준다.

(2) 변위 경계조건

Fig4 (a)에 도시된 바와 같이, 대칭성에 따라 x-y면 상의 절점들에 대하여는 z방향 변위(w) 및 x, y방향 회전( $\theta_x, \theta_y$ )을 구속하고, z-y면 상의 절점들은 x방향 변위(u)와 y, z방향 회전( $\theta_x, \theta_z$ )을 구속하였다. 또한 master cylinder의 flange부와 접근하는 부분은 y방향 변위 이외에는 모두 구속하였다.

Front shell만 해석할 때는 rear shell과 결합되는 원주방향의 가장자리 절점들의 y방향 변위(v)를 구속하였으며, front-rear 조립체를 해석할 때는 rear shell을 차체에 고정시키는 볼트 부분 절점들에 대하여 모든 자유도를 구속하였다.

(3) 하중조건

운전자가 brake를 작동시키면 push rod를 통하여 200kgf의 하중이 master valve에 입력되고, diaph. plate가 전진하면서 500mHg의 진공압이 master vac에 작용하며, master cylinder에서 460 kgf가 출력된다. 이 힘은 front shell 보강판의 볼트머리 부분에 분포된다. 또한, 보강판의 가장자리를 따라 return spring 압력 21.2kgf가 작용한다. 이러한 하중조건들을 도식화하면 Fig4(b)와 같다.

3.3 기존제품(S-3 type) 및 그 수정형의 해석

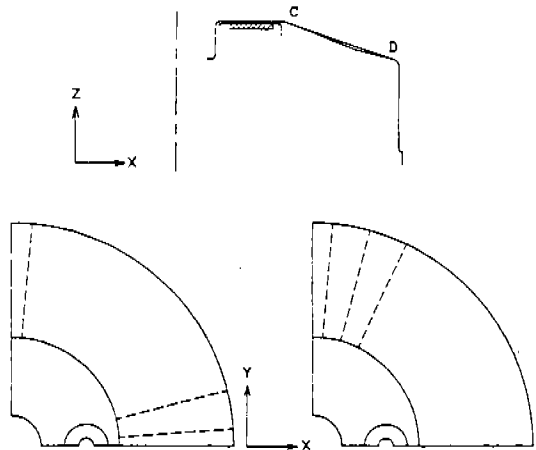
3.3.1 S-III type 원모델에 대한 해석

구조해석 기술의 체계화를 위한 첫단계로서 현재 생산중인 S-III type에 대하여 우선 구조 해석을 시도하였다. 해석 결과 최대변위는 0.28 mm였으며, top, mid 및 bottom surface에서의 최대 von-Mises 유효응력(이하 '응력'은 von-Mises 유효응력을 뜻함)은 각각 25.31, 17.14, 18.78kgf/mm<sup>2</sup>으로 나타났다. 특히 top surface의 최대응력은 front shell과 보강판의 접촉 예상 부분(Fig3에서 C부분)중 볼트 체결부의 외각 curve 부분에서 나타났으며, 용접부에서도 21.43kgf/mm<sup>2</sup>의 큰 응력이 나타났다. 반면에, mid surface에서는 front shell과 보강판의 접촉 예상 부분과 용접부에서 각각 9.01, 17.24kgf/mm<sup>2</sup>, bottom surface에

서는 보강판의 front shell과의 접촉 예상 부분에서 16.53kgf/mm<sup>2</sup>, 외주단벽의 곡률부(Fig3에서 D부분)에서 18.78kgf/mm<sup>2</sup>가 나타났다. 이들 일련의 계산 결과로부터 알 수 있는 것은 front shell과 보강판의 접촉 예상 부분과 용접부에서 가장 큰 응력이 발생하였고, shell의 top surface에서는 불안정하나 mid와 bottom surface에서는 안전하다는 것을 알 수 있었다. 또한, rear shell과 코킹되는 부분(Fig3에서 E점)에서의 y방향 반력은 원주 방향을 따라 가면서(Fig4에서 점 1, 2, 3, 4) 각각 17.22, 13.82, 9.08, 5.97kgf로 감소하는 것으로 나타났다.

3.2.2 S-3 type에 bead를 만든 모델의 해석

본 해석은 S-III type의 해석 결과를 바탕으로, 응력집중 현상을 완화시킬 수 있는 방안으로서 front shell에 bead를 만들어 강성을 높이고자 한 것이다. Bead는 master cylinder 쪽으로 돌출한 형상으로서 Fig5과 같이 CD를 직선으로 연결한 구조이며, 볼트 체결부 방향으로 4개, 그 직각방향으로 2개의 bead를 만든 경우와, 볼트부에 직각방향으로만 6개의 bead를 만든 경우의 2가지에 대하여 각각 해석하였다. Fig5에 이 2가지 모델을 비교하였으며, 그 해석 결과는 Table 1과 같다.



(a) Model SIII-B42 (b) Model SIII-B06

Fig.5 Based shapes of Front shell

Table 1. Comparison of S-III and Bead Type

모 델	최대 변위 (mm)	최대응력 (Kgf/mm <sup>2</sup> )			반력 (Kgf)			
		Top	Mid.	Bot	R1	R2	R3	R4
기존제품	0.28	25.31	17.14	18.78	17.22	13.82	9.08	5.97
S III-B42	0.28	26.94	17.76	18.37	19.96	13.25	8.67	6.27
S III-B06	0.28	24.90	17.24	18.98	16.76	13.82	9.11	6.40

Table 2. Comparison of S-III and Roof Shape Change Type

모 델	최대 변위 (mm)	최대응력 (Kgf/mm <sup>2</sup> )		
		Top	Middle	Bottom
기존제품	0.28	25.31	17.14	18.78
S III-C1	0.64	57.04	20.51	46.12
S III-C2	0.49	44.80	14.08	133.47
S III-C3	0.30	26.94	18.06	17.55

(1) 볼트 체결부 방향으로 4개, 그 직각 방향으로 2개인 경우(모델 SIII-B42) 최대변위 0.28mm, top, mid, bottom surface의 최대응력은 26.94, 17.76, 18.37kgf/mm<sup>2</sup>로서 bead를 따라 응력이 집중되는 결과를 얻었다. 또한, rear shell과 결합되는 부분에서의 y 방향반력은 19.96, 13.25, 8.67, 6.27kgf로서 볼트 체결부 방향의 반력이 많이 증가되는 것으로 나타났으며, 이 결과 기존의 S-3 type에 비하여 top과 bottom surface의 최대응력이 증가하여 응력집중이 오히려 심화됨을 알 수 있었다.

(2) 볼트 체결부와 직각 방향으로만 6개인 경우(모델 SIII-B06)

앞 모델의 해석 결과 볼트 체결부 방향의 bead는 오히려 응력집중을 심화시키는 것으로 나타났으므로, 본 모델은 Fig.8(b)와 같이 볼트와 직각방향으로만 6개의 bead를 만들어 해석하였다. 해석 결과 최대변위는 0.28mm, 최대응력은 top, mid 및 bottom surface에서 각각 24.90, 17.24, 18.98kgf/mm<sup>2</sup>로서 top surface에서는 앞 모델보다 응력이 다소 감소 하였으나, mid, bottom surface에서는 오히려 증가하는 현상이 나타났다. rear shell과 결합되는 부분에서의 반력은 16.76, 13.82, 9.11, 6.40kgf로서 볼트 체결부 방향의 반

력이 다소 감소하였음을 알 수 있다.

### 3.3.3 S-III type 의 roof 형상을 변화시킨 모델의 해석

S-III type의 front shell은 roof 곡선의 곡률이 음으로서 바깥에서 안쪽으로 들어간 형상이다. 이 곡선 형상은 '동응력 곡선'이라 하여 응력 분포를 균등하게 하는 것으로 알려져 있다. 본 해석은 이 곡선의 형상을 여러가지로 바꾸어 그 효과를 조사하고자 한 것이다. 즉, Fig.6에 도시한 바와 같이 곡률이 양인 경우, 양과 음의 2중 곡선으로 된 경우, 그리고 곡률이 0인 경우(직선)의 3가지에 대하여 구조해석을 수행하고 그 결과를 Table 2에 정리하였다.

(1) 곡률이 양인 경우(모델 SIII-C<sup>+</sup>)

이 모델은 Fig.6 (a)와 같이 front shell의 roof 부가 바깥쪽으로 튀어나온 형상이다. 최대변위는 0.64mm, 최대응력은 각 surface에서 57.04, 20.51, 46.12kgf/mm<sup>2</sup>로서 기존 제품의 해석 결과와 비교하여 2배 이상의 값들을 나타내었으며, front shell과 보강판의 접촉예상 부분중 볼트 체결부의 외각 curve 부분에 극심한 응력집중 현상을 보였다. Table 2에 보인 바와 같이 이 모델은 가장 나쁜 결과를 주는 것으로 판명되었다.

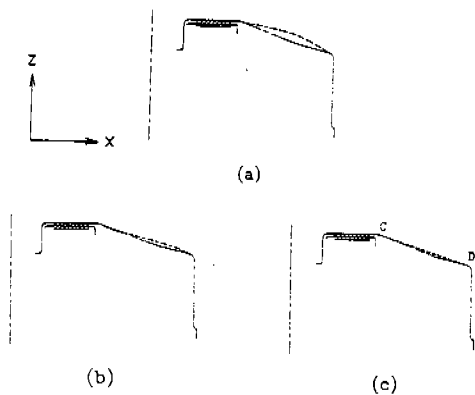


Fig.6 Roof shapes of S-III and Roof shape Change Type

(2) 곡률이 양과 음인 두 곡선으로 된 경우 (모델 SIII-C2)

Front shell의 roof부를 2중 곡선으로 연결한 것으로 Fig.6 (b)와 같은 형상이다. 해석 결과 최대 변위 0.49mm, shell의 각 surface에서 최대응력 44.80, 14.08, 33.47kgf/mm<sup>2</sup>으로 나타났으며, 볼트 체결부의 외각 curve 부분에서의 역시 극심한 응력집중이 발생하여 좋지 않은 모델로 판명되었다.

(3) 직선으로 한 경우(모델 SIII-C0)

앞의 두 모델은 변위와 응력 모두에 대하여 기존 제품보다 불량한 해석 결과를 주므로 새로운 모델로 채택하기에 부적합하다. 따라서 마지막 경우로서, Fig.6 (c)와 같이 간단하게 직선으로 연결한 모델에 대하여 해석을 하였다. 그 결과 최대변위는 0.30mm, shell의 top, mid 및 bottom surface에서의 최대응력은 각각 26.94, 18.06, 17.55 kgf/mm<sup>2</sup>로서, S-3 type에 근사한, 비교적 양호한 결과를 얻을 수 있었다.

3.4 독자 모델의 선정과 해석

본 절은 shell의 두께, 외주단벽의 길이, 용접부의 위치 등 여러가지 변수들의 값을 바꾸어 가면서 구조해석을 행하여, 그 결과를 비교함으로써 가장 적합한 모델을 선정하는 과정이다. 이 모델들은 모두 front 및 rear shell의 조립체를

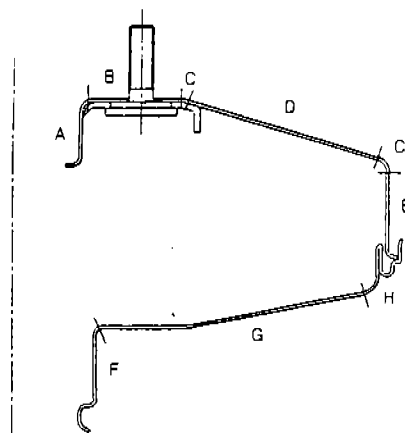


Fig.7 Thickness Distribution of shells used Analysis

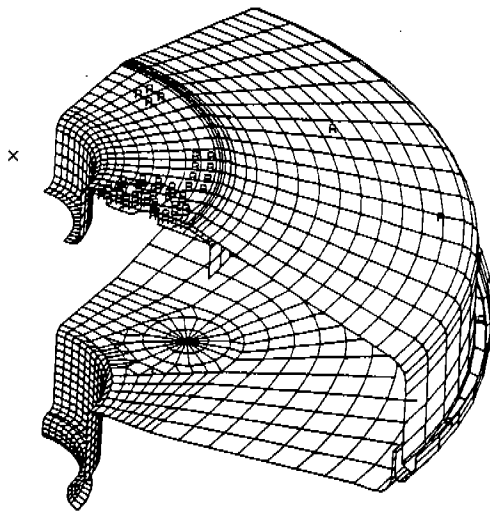


Fig.8 Finite Element Modeling of Master Vac.

해석대상으로 하고, rear shell의 사각형 부분도 실제대로 모델링한 것이다. Front shell과 rear shell이 코킹되는 점(Fig.3에서 점 1, 2, 3, 4)의 y방향 변위 구속을 푸는 대신 rear shell이 차체에 장착되는 볼트 머리부분을 y방향으로 구속한 것 외에 다른 대부분의 변위경계조건이나 하중조건들은 전절의 해석에서의 동일하다. 독자적인 모델을 개발하기 위한 제한조건으로는 brake 작동시의 최대변위(1.2mm) 및 shell 재료의 항복응력

Table 3. Thickness of Front and Rear Shells

(단위 : mm)

M/VAC 폭	모델명	Shell두께		A	B	C	D	E	F	G	H
		Fr. t.	Rr.								
70	K-G	0.9	0.9	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85	0.85
	K-H	0.9	1.0	0.72	0.78	0.86	0.87	1.00	0.80	0.92	0.96
	K-I	1.0	1.0	0.80	0.85	0.95	0.97	1.00	0.80	0.92	0.96
	K-J	1.0	1.2	0.80	0.85	0.95	0.97	1.00	0.90	1.10	1.15
72	K-K	0.9	1.0	0.72	0.78	0.86	0.87	1.00	0.80	0.92	0.96
	K-L	1.0	1.0	0.80	0.85	0.95	0.97	1.00	0.80	0.92	0.96
75	K-M	1.0	1.0	0.80	0.85	0.95	0.97	1.00	0.80	0.92	0.96

(20kg)이고, 이들 제한조건을 만족하는 shell의 두께, 형상 및 치수를 선정하려고 한다. 본 해석에 사용된 유한요소 모델은 Fig.7과 같고, 두께는 분포는 Fig.8 및 Table 3과 같다.

#### 3.4.1 Shell의 두께 변화

Front shell의 두께를 0.9, 1.0mm, rear shell은 0.9, 1.0mm로 각각 변화시켜, 두께에 대한 최대 변위와 최대응력의 상관관계를 알아내고, 이를 이용하여 master vac.의 적합한 두께와 치수를 알아내는 것이 목적이다.

#### 3.4.2 외주단벽의 길이 변화

외주단벽의 길이는 brake의 작동시에 front shell과 간섭이 일어나지 않도록 해야 할 뿐만 아니라, 최대응력이 분산될 수 있도록 roof의 경사를 조절할 필요가 있다. Fig. 9는 Master Vac.의 측방향 총길이(이하 '깊이'라 한다.) 70mm, 장착부에서 외주단벽 까지의 거리 13mm를 유지하면서, 외주단벽의 길이를 4.32mm 크게한 모델로서, shell 두께 0.9, 1.0, 1.2mm에 대하여 계산을 하였다.

#### 3.4.3 Shell의 깊이 변화

이번 해석 모델은 front와 rear shell의 두께를 1.0mm로 선정하였을 경우에 최대 변위를 줄일 뿐만 아니라, body valve 등의 내장 설계시에 발생하게 될 문제점을 미연에 방지하기 위하여 master cylinder에서 rear shell 장착부까지의 총거리(깊

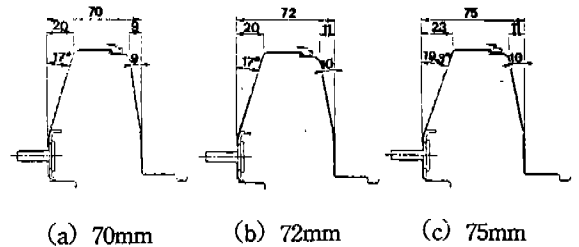


Fig.9 Shape of Master Vac. Breadth Change

이)를 Fig.9와 같이 72와 75mm로 바꾸어 계산을 하였다.

## 4. 결 론

본 연구에서 선정한 여러가지 모델에 대하여 적절한 가정과 측정치를 입력하여 해석하였으며, 그 결과를 정리하면 Table 4와 같다. Front shell에서 roof의 형상은 직선으로 하고, Master Vac.의 깊이는 안전성을 고려하여 72mm로 선정하였다. front shell의 두께선정은 최대 허용 변위와 응력에 밀접한 영향을 중요한 설계변수가 된다. 또한, 용접시에 발생하는 국부적인 열처리 현상으로 강도는 증가하고, 인성은 줄어들므로 인하여 front shell의 피로수명이 직접적인 영향을 받게 될 것으로 예측된다. 이러한 문제점을 해결할 수 있는 충분한 설계 데이터가 없는 국내의 현실을 고려한다면 front shell의 두께는 안전하고

Table 4. Comparison of Analyses Results

M/VAC 폭	모 델 명	Shell두께		변 위 (mm)	최대응력(Kgf/mm <sup>2</sup> )	
		Fr.	Rr.		Top	Bottom
70	K-G	0.9	0.9	0.62	17.35	17.14
	K-H	0.9	1.0	0.51	16.53	16.22
	K-1	1.0	1.0	0.48	14.90	14.80
	K-K	1.0	1.2	0.41	14.90	14.80
72	K-K	0.9	1.0	0.43	16.53	16.22
	K-L	1.0	1.0	0.41	14.90	14.80
75	K-M	1.0	1.0	0.37	13.88	12.86

1mm로 선택하는 것이 적합하리라고 생각된다. Master Vac.의 크기를 72mm로 선택하였을 경우 rear shell의 두께는 1mm가 적절할 것이며, 이 경우에 대한 구조해석 결과 최대변위는 0.41mm, top, mid, bottom surface에서의 최대응력은 각각 14.89, 11.12, 14.79kgf/mm<sup>2</sup>이다. 용접부의 위치는 보강판과 front shell의 접촉이 예상되는 평판부의 가장자리 부분에 위치할수록 최대응력이 낮게 나타났다. 이러한 결과는 보강판과 front shell을 조립할 경우에 적절히 사용될 수 있을 것이며 생산성이 증대되는 범위에서 선택하였다.

참 고 문 헌

1. K.J.C., 실용 출원번호 實顯昭 61-58360, 공개번호 87-16420
2. K.J.C., 특허 출원번호 實顯昭 61-284958, 공개번호 88-64720
3. K.J.C., 특허 출원번호 實顯昭 62-19365, 공개번호 88-16440
4. K.J.C., 실용 출원번호 實顯昭 62-166697, 공개번호 89-9040
5. K.J.C., 실용 출원번호 實顯昭 62-166696, 공개번호 89-9041
6. 自動車機器技術標準, JS-G810-819
7. CAEDS V3R2, Finite Element Modeling and Analysis, Appendix B pp.3-24