

## 외연적 유한요소법을 이용한 자동차 Hub Bearing의 Orbital Forming 해석에 관한 연구

조 현 직<sup>1)</sup> · 구 정 서<sup>\*1)</sup> · 배 원 락<sup>2)</sup> · 임 종 순<sup>3)</sup>

서울산업대학교<sup>1)</sup> · (주)일진글로벌<sup>2)</sup> · 송도테크노파크<sup>3)</sup>

## A Study on Orbital Forming Analysis of Automotive Hub Bearing using the Explicit Finite Element Method

Hyunjik Cho<sup>1)</sup> · Jeongseo Koo<sup>\*1)</sup> · Wonrak Bae<sup>2)</sup> · Jongsoon Lim<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Rolling Stock System Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

<sup>2)</sup>Technical Center, Iljin Global, 1000 Wangarm-dong, Jaechoun-si, Chungbuk 390-250, Korea

<sup>3)</sup>Automotive Technology Center, Songdo Technopark, 7-50 Songdo-dong, Yeonsu-gu, Incheon 406-840, Korea

(Received 26 March 2007 / Accepted 27 September 2007)

**Abstract** : In this paper, the orbital forming analysis of an automotive hub bearing was studied to predict forming performances using the explicit finite element method. To find an efficient solution technique for the orbital forming, axisymmetric finite element models and 3D solid element models were solved and numerically compared. The time scaling and mass scaling techniques were introduced to reduce the excessive computational time caused by small element size in case of the explicit finite element method. It was found from the numerical simulations on the orbital forming that the axisymmetric element models showed the similar results to the 3D solid element models in forming loads whereas the deformations at the inner race of bearing were quite different. Finally the strains at the inner race of bearing and the forming forces to the peen were measured for the same product of the numerical model by test, and were compared with the 3D solid element results. It was founded that the test results were in good agreements with the numerical ones.

**Key words** : Orbital forming(오비탈포밍), Explicit finite element method(외연적 유한요소법), Hub bearing(허브 베어링), Strain rate effect(변형률속도효과), Forming force(성형력), Contact condition(접촉조건)

### Nomenclature

$f_i$  : internal nodal damping force, kgf

$m_i$  : nodal mass, kg

$q$  : damping coefficient

$v_i$  : nodal velocity vector

$\rho$  : mass density, kg/mm<sup>3</sup>

$\Delta t$  : time increment, sec

$E$  : elastic modulus, kgf/mm<sup>2</sup>

$C$  : speed of elastic wave, mm/sec

$L_s$  : characteristic length of element, mm

$\omega$  : circular frequency, 1/sec

$T$  : period of vibration, sec

### Subscripts

$i$  : node number

$s$  : size of element

\*Corresponding author, E-mail: koojs@snut.ac.kr

## 1. 서론

너클 휠 허브 유니트의 허브 베어링은 주행중 차륜의 이탈을 방지하고 안정된 주행을 확보하는 필수 요소부품으로 탑승자의 안전에 절대적인 영향을 미친다.

본 연구의 대상인 3세대 너클 휠 허브 유니트의 허브 베어링은 허브의 끝단을 orbital forming(이하 O/F라 함)으로 클린칭(clinching)하여 체결하므로 O/F가 전체 휠 허브 유니트의 신뢰성과 내구성을 결정하는 주요한 핵심기술이다.<sup>1,2)</sup> 허브 베어링의 O/F 공정은 자동화 기계에 의하여 대변형 접촉성형<sup>3,5)</sup>으로 이루어지는데 성형후 제품의 신뢰성과 내구성<sup>6)</sup>을 예측하기 위하여 수치해석을 통한 설계 및 평가 기술이 반드시 확보되어야 한다.

그러나 실제 O/F 공정은 3~6°정도 기울어진 Peen이 500~700rpm으로 회전하면서 하강하여서 5~7초에 걸쳐서 성형하는 과정이므로, 성형하중이 부과되는 접촉점이 연속적으로 변하는 대변형 접촉 문제이어서 실제 공정과 동일하게 수치해석 하는 것은 매우 어렵다. 특히 이와 같이 심한 비선형 접촉 문제인 경우에 내연적 유한요소법(implicit FEM)을 사용하면 반복적(iterative)으로 수렴된 해를 얻기가 어렵다. 한편 반복적 수렴에 대한 검증이 없는 외연적 유한요소법(explicit FEM) 사용할 수 있으나 허브 베어링과 같은 소형의 모델인 경우에 요소 크기가 작기 때문에 시간증분 값이 매우 줄어들어 과도한 계산 시간이 필요하고 오차누적으로 인한 수치적 불안정 문제도 발생한다.<sup>7)</sup>

따라서 본 연구에서는 다양한 모델링 기법과 수치해석 기법을 적용하여 3세대 허브베어링의 O/F 공정을 외연적 유한요소법으로 해석하는 방법을 정립하고, 해석 모델의 실제 제품을 시험하여 해석 결과의 타당성을 검증하고자 하였다.

## 2. 유한요소모델을 이용한 O/F 해석

본 연구의 O/F 공정은 Fig. 1과 같이 휠 허브의 중심축과 5° 기울어져서 700 rpm의 속도로 회전하는 peen을 4.5초 정도 수직 하강시켜 허브의 클린칭 부를 peen의 형상에 추종하도록 성형하고 2초 정도 다지기(dwelling)를 한 후에 제거하는 것이다. 이 공정의

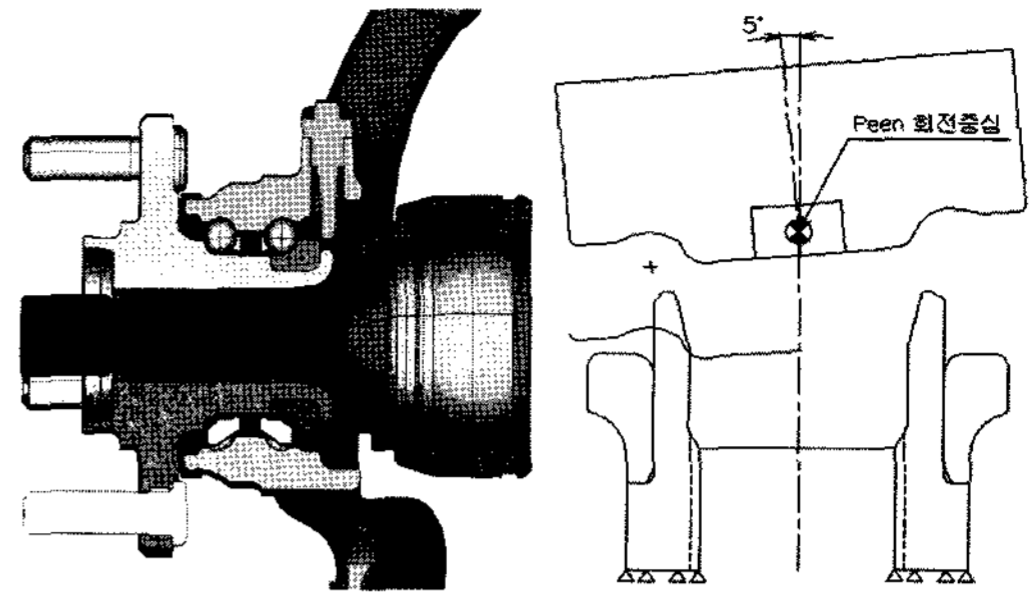


Fig. 1 Schematic view of hub bearing unit and O/F system

해석에는 3차원 대변형 접촉 모델이 필요하지만, 3차원 모델을 구성하는데 필요한 정보를 획득하기 위하여 축대칭 모델 해석을 먼저 수행하였다.

2차원 축대칭 모델은 허브베어링이 회전축을 중심으로 좌우대칭인 기하학적 특성을 감안한 것으로 실제 O/F에서 발생하는 peen의 연속적인 회전접촉 성형방식을 표현하기에는 한계가 있다. 그러나 3차원 모델에 비하여 짧은 시간에 해석할 수 있으므로 격자 찌그러짐의 추적, 해석 시간 단축을 위한 성형 시간 모델링(time scaling) 및 재료밀도 모델링(mass scaling) 등의 영향을 분석하는데 편리하다.

축대칭 모델 해석에서 파악된 정보로부터 적절한 초기 격자 형상, time scale, mass scale 등을 결정하여 3차원 솔리드 모델을 구성하였다. 그리고 솔리드 모델 해석을 수행하여 peen 하중과 베어링 내륜부 변형율에 대하여 축대칭 모델 결과와 비교 평가하였다. 본 해석에는 외연적 유한요소 S/W 인 LS-Dyna<sup>7)</sup>가 사용되었다.

### 2.1 2차원 축대칭요소를 이용한 O/F 해석

Fig. 2는 본 해석에 사용된 2차원 축대칭유한요소 모델로서 요소평균크기는 1.5mm × 1.0mm(coarse mesh)이며, 격자 모양은 수차례의 사전 해석을 통하여 해석후 찌그러질 모양을 사전에 고려하였다. Fig. 3은 허브 클린칭 부의 재료 특성 곡선이며, 베어링 내륜과 허브의 접촉부에 표면경화(hardening) 영역은 경화된 물성을 반영하였다.

외연적 유한요소법의 시간증분( $\Delta t$ )은 식 (1)과 같이 요소의 크기( $L_s$ )와 재료내 탄성파의 속도( $C$ )에 의하여 제한된다. 따라서 요소의 모델링을 세밀하

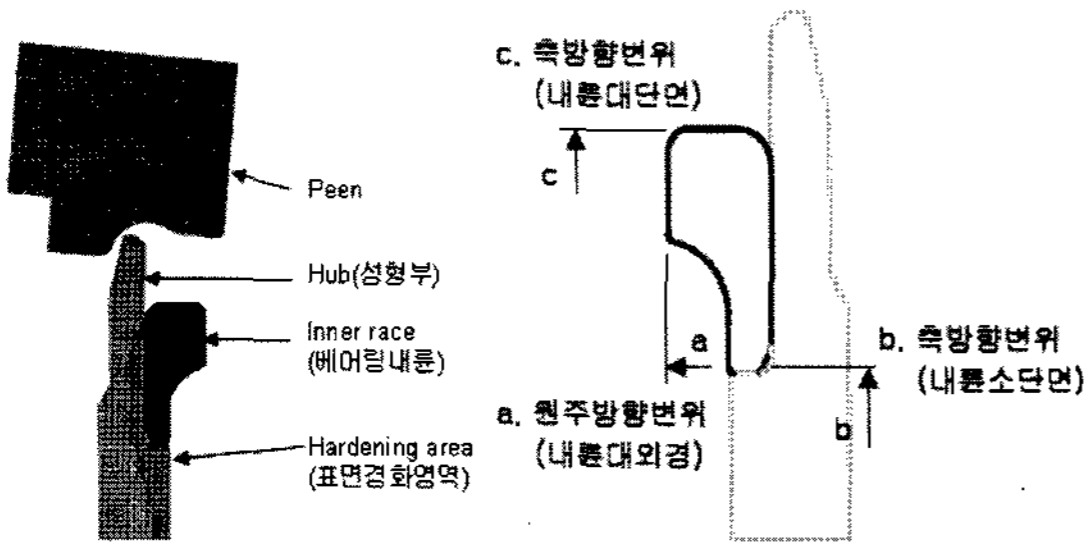


Fig. 2 Axisymmetric FE model and typical dimensions of the inner race of bearing

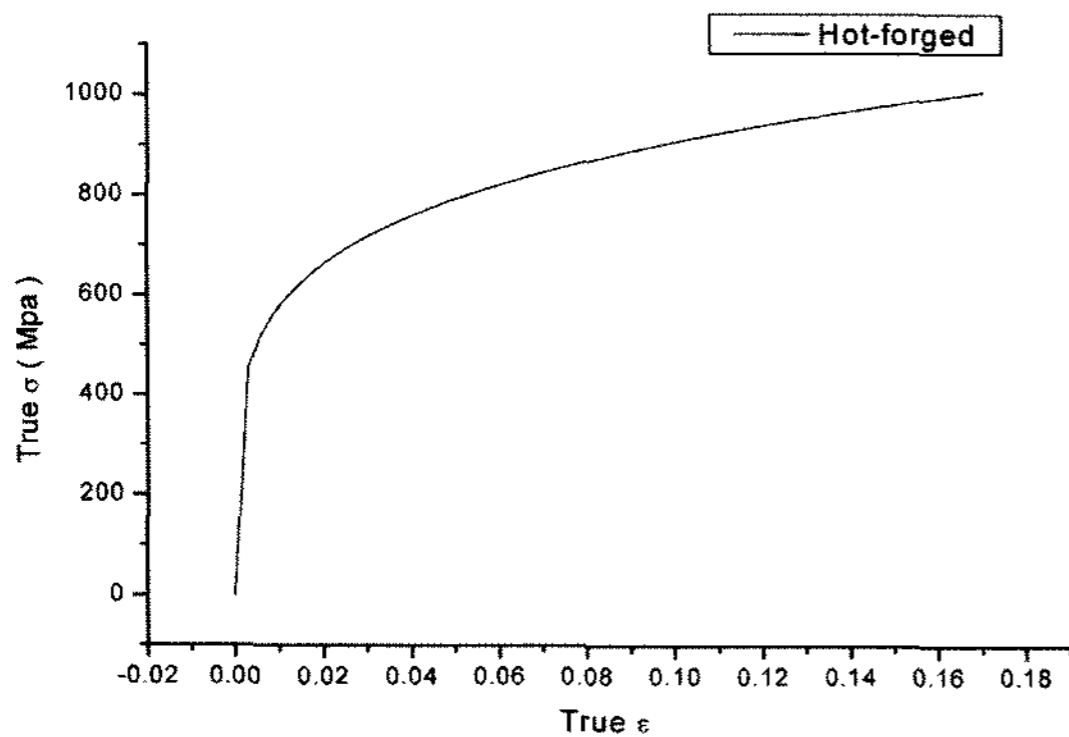


Fig. 3 Stress and strain curve of S55CR

게 할수록 크기가 작아지므로 시간증분 값이 줄어들어 해석시간이 늘어난다.

$$\Delta t \leq \frac{L_s}{C} \quad (1)$$

여기서  $C = \sqrt{E/\rho}$  로 표현되므로  $L_s$ 를 늘일 수 없다면 시간증분량을 늘이기 위하여  $\rho$ 을 인위적으로 증가시키는 mass scale을 적용하던지 아니면 성형시간에 time scale을 적용하여 해석시간을 줄일 수 있다.

여기서 time scale 적용시 peen 하강속도 증가로 인한 변형을 속도효과(strain rate effect)로 성형하중이 증가할 수 있으므로 이러한 현상이 발생하지 않도록 수치해석에서는 변형을 속도 효과를 무시하였다. 또 성형부의 관성효과가 성형하중에 영향을 미칠 수 있으나, 성형부의 질량이 0.0514kg으로 매우 작아서 그 영향(time scale 1/1000에 대한 평균가속도를 적용하여 추정하면 1 kgf 이하임)을 무시할 수 있다고 판단된다.

Mass scale과 time scale 적용이 해에 미치는 영향

Table 1 Classification of axisymmetric FE analyses

|            |         | Mass scale |     |      |       |
|------------|---------|------------|-----|------|-------|
|            |         | ×1         | ×10 | ×100 | ×1000 |
| Time scale | ×1      | ×          | ○   | ○    | ○     |
|            | ×1/10   | ○          | ○   | ○    | ○     |
|            | ×1/100  | ○          | ○   | ○    | ○     |
|            | ×1/1000 | ○          | ○   | ○    | ○     |

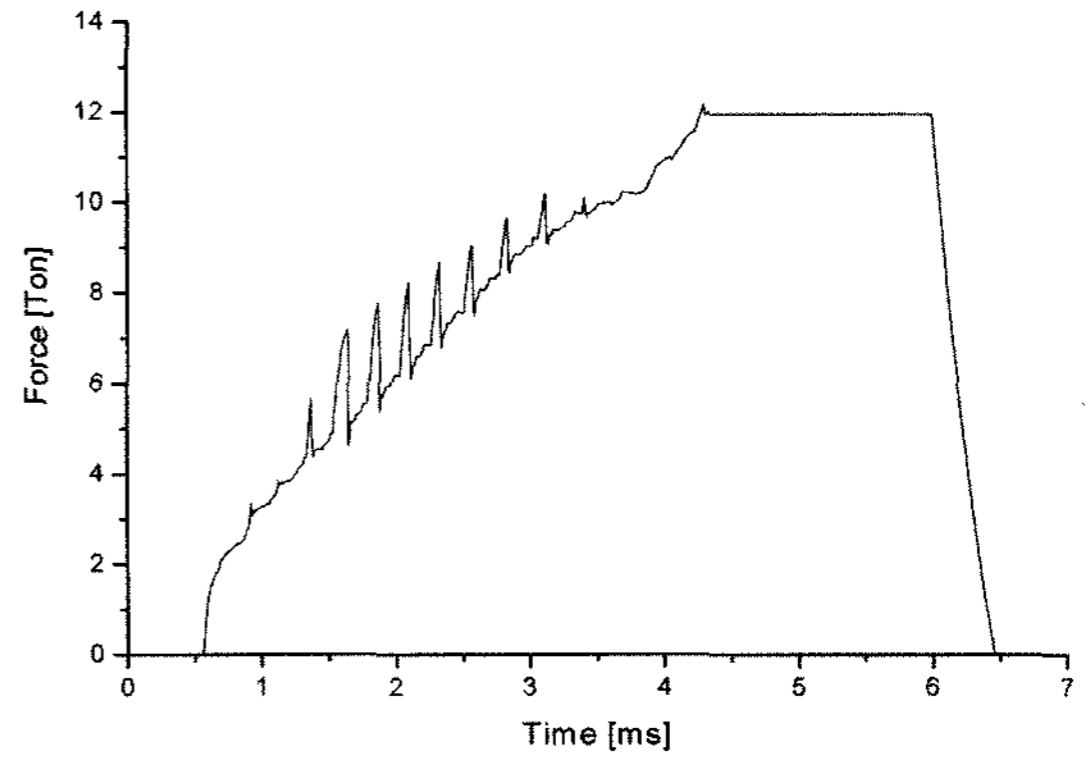


Fig. 4 Peen force and time curve (coarse mesh model)

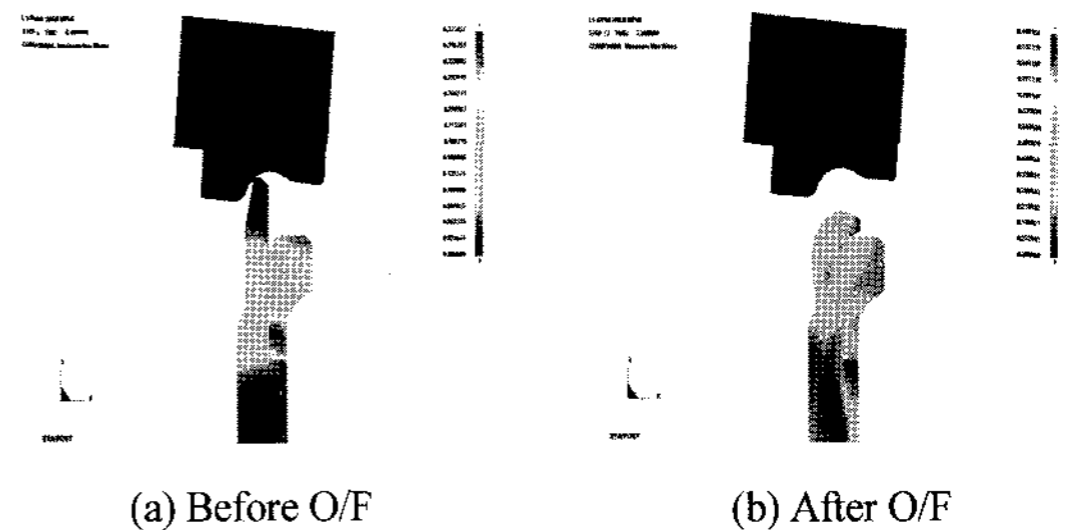


Fig. 5 Deformed shapes and von-Mises stresses of the axisymmetric analysis (coarse mesh model)

을 분석하기 위하여 Table 1과 같이 해석조건을 분류하고 해석을 수행하였다.

Table 1의 수치해석 결과를 분석하면, mass scale을 1배, time scale을 1/1000배로 한 경우가 계산시간 대비 해석결과가 상대적으로 우수하였다. Mass scale 1배, time scale 1/1000배를 적용한 축대칭 해석의 소요된 시간은 5분 7초였고, 해석결과 peen에 부가되는 성형하중은 Fig. 4와 같이 최대 11.95 ton 이었으며, 성형후 변형 형상은 Fig. 5와 같다. Table 2는 베어링 내륜 주요부의 변위이다.

요소 크기에 따른 수렴성을 확인하기 위하여 유한요소의 평균 크기를 1/2배로 줄인 모델(fine mesh)

Table 2 Results of the inner race of bearing (coarse mesh)

| 주요 내륜치수  | 초기값 [mm]  | 최종값 [mm]  | 변화량 [mm]    |
|----------|-----------|-----------|-------------|
| 내륜대외경(a) | 32.150000 | 32.174366 | (+)0.024366 |
| 내륜소단면(b) | 14.724000 | 14.768979 | (+)0.044979 |
| 내륜대단면(c) | 36.724000 | 36.759121 | (-)0.035121 |

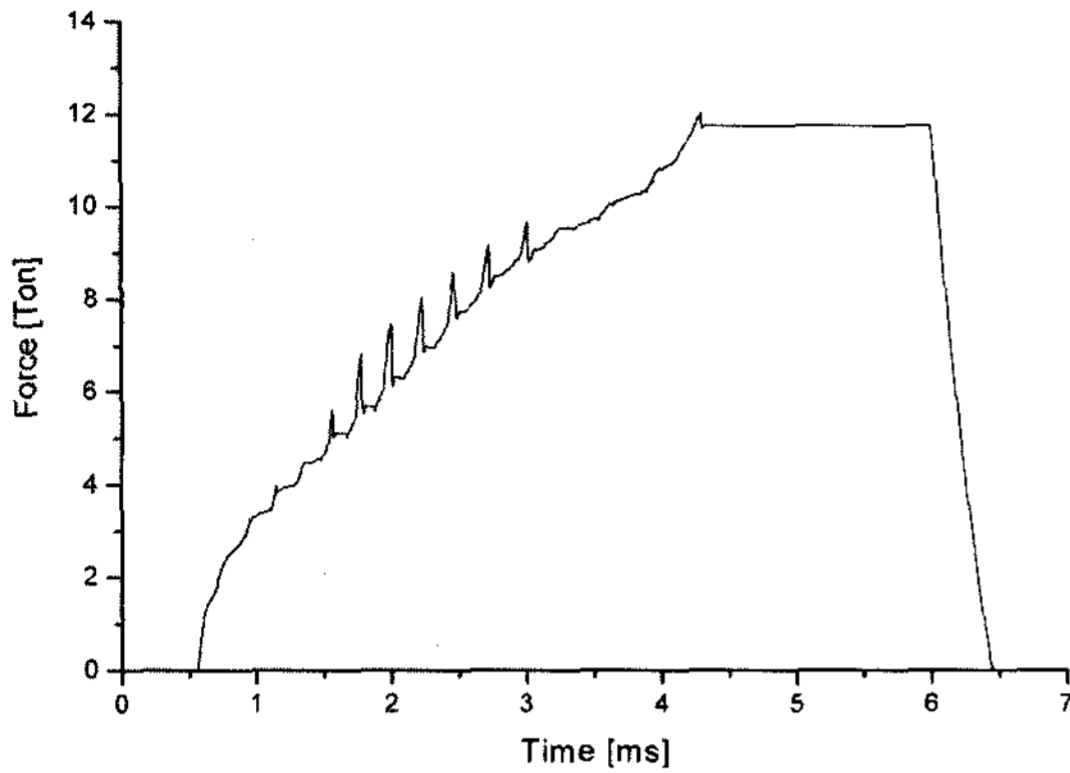


Fig. 6 Peen force and time curve (fine mesh model)

Table 3 Results of the inner race of bearing (fine mesh)

| 주요 내륜치수  | 초기값 [mm]  | 최종값 [mm]  | 변위량 [mm]    |
|----------|-----------|-----------|-------------|
| 내륜대외경(a) | 32.150000 | 32.175148 | (+)0.025148 |
| 내륜소단면(b) | 14.724000 | 14.770817 | (+)0.046817 |
| 내륜대단면(c) | 36.724000 | 36.759346 | (-)0.035346 |

을 사용하여 성형해석을 수행하였다.

이 경우 요소 개수는 4배로 증가되었으며 해석시간은 29분 24초가 소요되었다. Peen에 부가되는 최대하중은 Fig. 6과 같이 약 11.72 ton으로 0.23 ton 감소(2% 수준)하였고, 베어링 내륜 주요 관심부의 변형은 Table 3과 같이 4% 정도 증가하였다. 이러한 결과는 본 해석의 높은 비선형성을 고려할 때 수렴된 결과로 평가할 수 있다.

### 2.2 3차원 solid 요소를 이용한 O/F 해석

앞 절의 2차원 축대칭 모델은 해석 시간 측면에서는 매우 유리하지만 실제 O/F의 복잡한 성형공정을 재현할 수 없다. 따라서 O/F 공정을 3차원 솔리드 요소를 사용하여 대변형 접촉 문제로 해석하여야 하는데 과도한 계산 시간이 문제가 되었다. 본 연구에서는 Table 1 분석 결과인 mass scale 1과 time scale 1/1000을 적용하여 해석을 수행하였다.

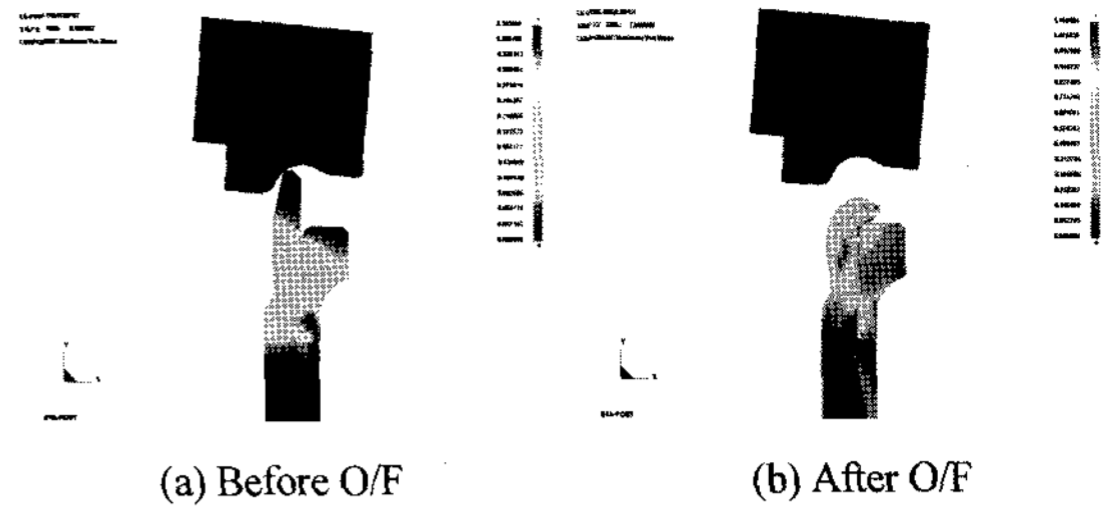


Fig. 7 Deformed shapes and von-Mises stress results of axisymmetric analysis (fine mesh model)

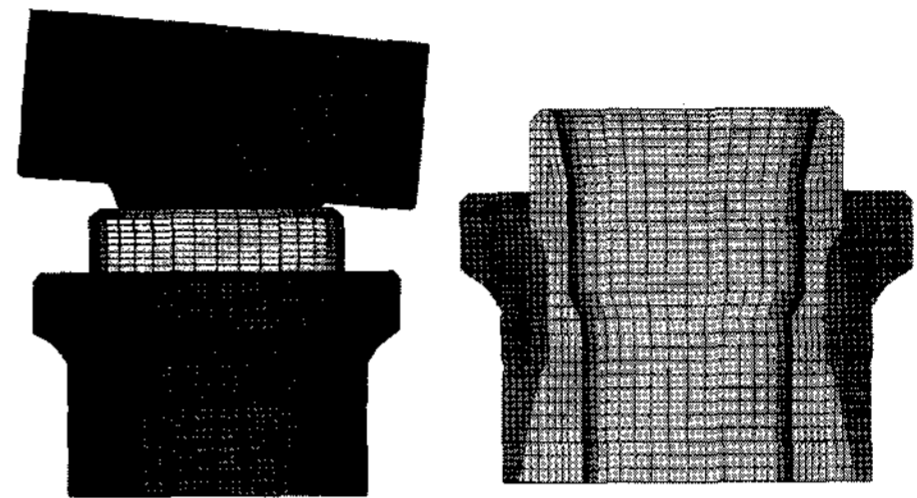


Fig. 8 3D finite element model for the O/F analysis

Fig. 8은 3차원 솔리드 요소 모델(성형부의 평균 요소크기:  $1.5 \times 1.0 \times 5.6 \text{ mm}^3$ )인데 허브 중심축에서  $5^\circ$  기울어진 peen이 700 rpm으로 회전하면서 7ms (실제 성형 시간은 7sec 이며, time scale 1/1000을 적용)동안 수직 하강하도록 해석조건을 설정하였다.

그런데 3차원 솔리드 요소를 이용한 O/F 해석의 경우 peen 회전에 의하여 잔류 진동이 발생하므로 절점 댐핑을 사용하여 잔류 진동을 제거하여야 한다. 절점 댐핑을 적용하면 각 절점의 운동 방정식에 식 (2)와 같은 질량비례 댐핑항(mass proportional damping term)이 추가되므로 잔류진동이 감소된다.<sup>7)</sup>

$$f_i = -m_i q v_i \quad (2)$$

여기서  $f_i$ 는 내부 절점 댐핑력(internal nodal damping force),  $m_i$ 는 절점질량(nodal mass),  $q$ 는 댐핑 상수(damping coefficient),  $v_i$ 는 절점 속도(nodal velocity vector)이다.

식 (2)의 댐핑값 척도로서 임계 댐핑값 (critical damping value)이 사용될 수 있는데, 이것은 다음 식 (3)과 같이 계산될 수 있다.<sup>7)</sup>

$$q_{crit} = 2\omega = \frac{4\pi}{T} \quad (3)$$

여기서  $\omega$ 는 회전주파수(circular frequency)이며,  $T$ 는 진동주기(period of vibration)이다.

Fig. 8에 나타난 3차원 모델의 해석시간은 팬티엄 V급 PC로 약 4시간 44분이 소요되었으며, peen에 부가되는 성형하중은 Fig. 9와 같이 구해졌는데 다지기 평균하중은 약 12 ton 수준이었다. Fig. 10은 O/F 성형후 변형형상과 변형율을 나타낸 것이다. Table 4는 베어링 내륜 주요 관심부의 변형량을 나타낸 것이다.

외연적 유한요소법에서는 접촉조건을 고려하기 위하여 일시적으로 접촉면에서 침투가 허용되는 penalty method를 사용하므로 Fig. 4, Fig. 6, Fig. 9와 같이 성형하중에 수치적인 진동현상(oscillation)이 발생한다. 이러한 수치적 진동 현상은 축대칭 모델

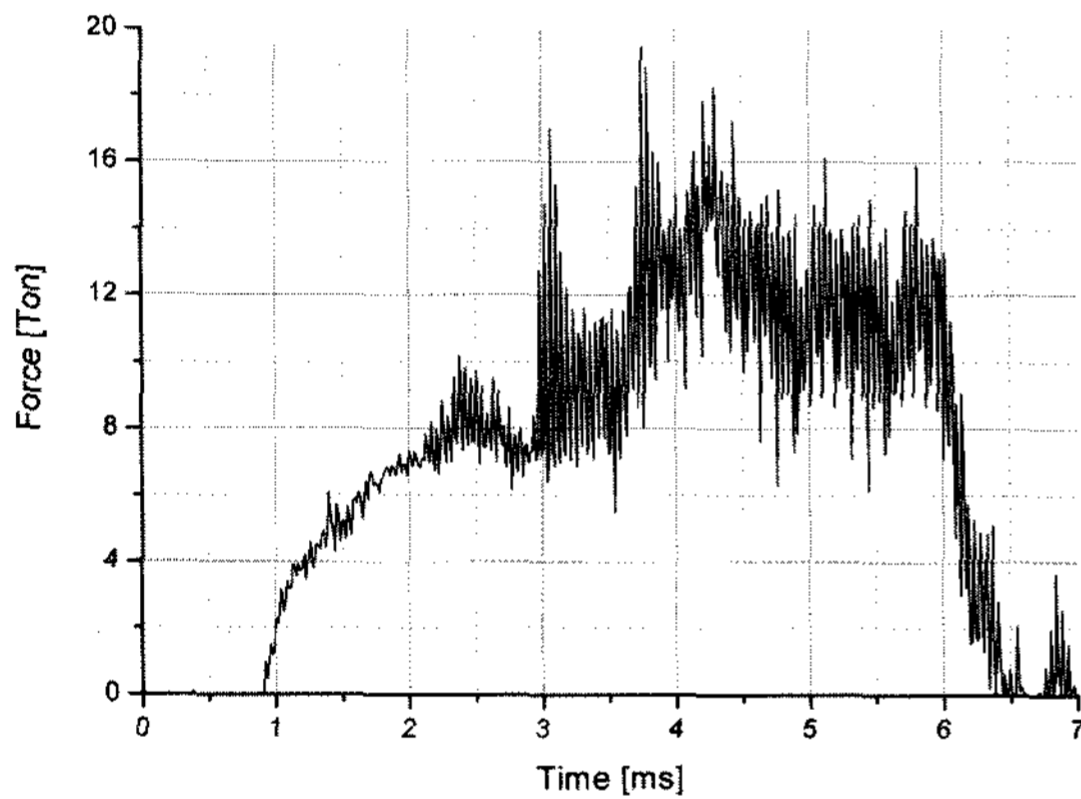


Fig. 9 Peen force and time curve (coarse mesh model)

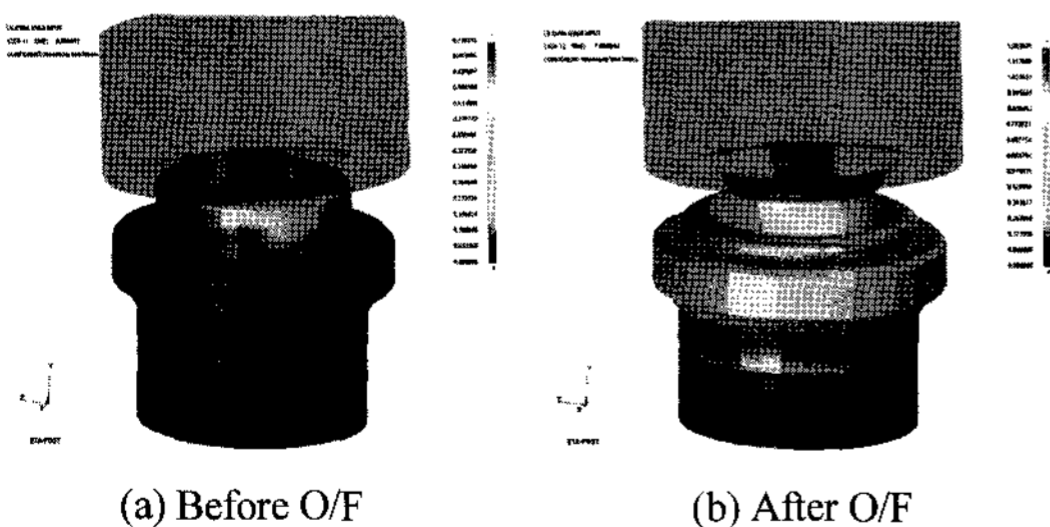


Fig. 10 Deformed shapes and von-Mises stresses of the 3D O/F analysis (coarse mesh model)

Table 4 Results of the inner race of bearing (coarse mesh)

| 주요 내륜치수  | 초기값 [mm]  | 최종값 [mm]  | 변위량 [mm]    |
|----------|-----------|-----------|-------------|
| 내륜대외경(a) | 32.150000 | 32.260897 | (+)0.110897 |
| 내륜소단면(b) | 14.724000 | 14.763052 | (+)0.037256 |
| 내륜대단면(c) | 36.724000 | 36.707423 | (-)0.016577 |

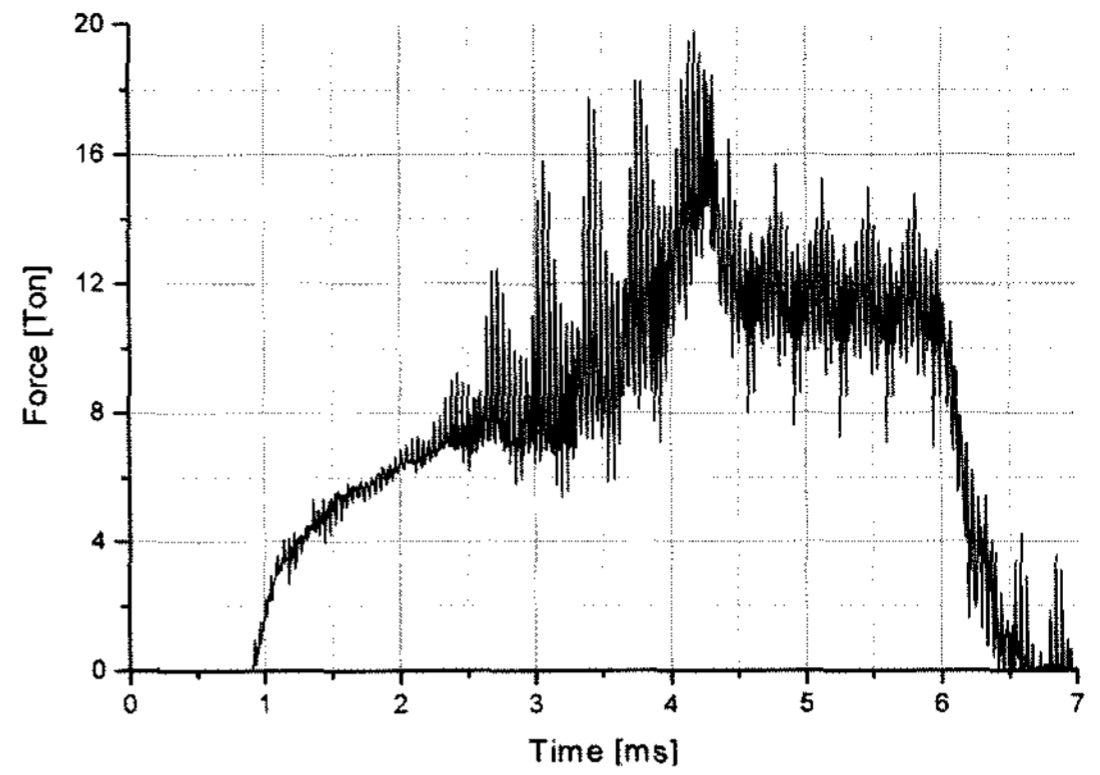


Fig. 11 Peen force and time curve (fine mesh model)

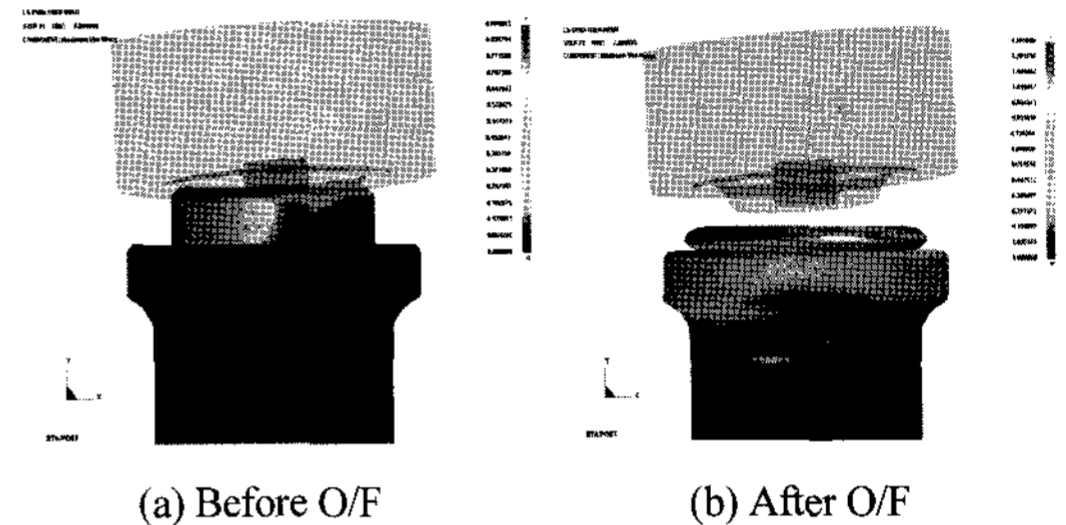


Fig. 12 Deformed shapes and von-Mises stresses of the 3D O/F analysis (fine mesh model)

Table 5 Results of the inner race of bearing (fine mesh)

| 주요 내륜치수  | 초기값 [mm]  | 최종값 [mm]  | 변위량 [mm]    |
|----------|-----------|-----------|-------------|
| 내륜대외경(a) | 32.150000 | 32.250721 | (+)0.100721 |
| 내륜소단면(b) | 14.724000 | 14.762838 | (+)0.038838 |
| 내륜대단면(c) | 36.724000 | 36.703257 | (-)0.020743 |

해석보다는 3차원 솔리드 모델 해석에서 더 심하게 나타나는데, 이것은 peen이 허브의 성형부 위를 회전하면서 순차적으로 접촉하기 때문에 순간적인 침투와 밀어내기 현상이 반복되기 때문이다.

3차원 솔리드 모델에서도 요소 크기가 해의 정밀도에 미치는 영향을 평가하기 위해 평균요소크기를 원주방향에 대해 1/2로 세분하고 해석을 수행하였다. 요소 수 증가로 인해 해석시간은 8시간 41분으로 약 2배 정도 증가하였다. Peen에 부가되는 해석 결과 하중은 Fig. 11과 같으며 다지기 평균하중은 약 11.5 ton으로 요소 크기를 줄이지 않은 해석에 비해 약 0.5 ton (4% 수준) 감소하였다. 이것은 본 해석이 고도의 비선형성을 갖는 문제임을 감안하면 상당히 수렴된 결과라고 판단된다.



### 3. 2D/3D 모델을 이용한 O/F 해석결과 비교

앞에서 수행한 2차원 축대칭 요소 모델과 3차원 솔리드 요소 모델의 해석결과를 Table 6에 정리하였다. 해석결과를 비교해 보면 peen의 다지기 평균하중은 거의 비슷한 수준이지만, 3차원 솔리드 요소 모델에서는 O/F 공정의 복잡한 접촉문제를 고려하기 때문에 해의 수치적 진동이 심하게 발생하였다.

또한 2차원 축대칭 모델과 3차원 솔리드 모델에 대하여 베어링 내륜 주요 관심부의 변형을 비교하면 변형의 경향은 비슷하지만 변형량의 크기에는 상당한 차이가 발생하였다. 이것은 2차원 축대칭 모델이 실제 O/F 공정을 제대로 표현할 수 없기 때문이다.

Table 6 Comparison of axisymmetric and 3D results

|    | 평균 요소 크기 [mm] | 다지기 평균 하중 [ton] | 주요 관심 부위 | 초기값 [mm] | 최종값 [mm] | 변위량 [mm] | 상대 오차 (%) |
|----|---------------|-----------------|----------|----------|----------|----------|-----------|
| 2D | 1.5x 1.0      | 11.95           | a        | 32.150   | 32.174   | 0.0244   | -75.8     |
|    |               |                 | b        | 14.724   | 14.769   | 0.0450   | 15.7      |
|    |               |                 | c        | 36.724   | 36.759   | 0.0351   | 69.6      |
| 3D | 1.5x 1.0x 2.8 | 11.5            | a        | 32.150   | 32.251   | 0.1007   | -         |
|    |               |                 | b        | 14.724   | 14.763   | 0.0389   | -         |
|    |               |                 | c        | 36.724   | 36.703   | 0.0207   | -         |

### 4. 3D 모델의 O/F 해석과 시험의 비교

#### 4.1 Peen에 추가되는 하중 분석

실제 O/F 성형의 하중측정시험에서는 시험기의 수직방향 주축과 회전중심축이 5° 기울어진 peen을 주축방향으로 변위제어를 수행하면서 액추에이터의 하중변화 데이터를 실시간으로 획득하였다. 실제 성형은 시작 후 약 5.3초에서 최대 변위가 되고, 이후 3초 정도 peen이 700 rpm으로 자전하며 다지기 공정을 수행한다. Fig. 13은 4회의 시험을 통해 얻어진 peen 하중 곡선인데, peen에 약 12.4 ton의 최대 하중이 발생하고 다지기 부분의 평균하중은 10.0 ton 수준이다. 본 시험은 재현성을 얻기 위해 최대한 주의를 하였음에도 불구하고 1번 시험과 4번 시험 사이에는 15% 정도의 실험오차가 있었으며, 2~4번 시험의 시험결과는 2.5% 이내로 잘 일치하였다.

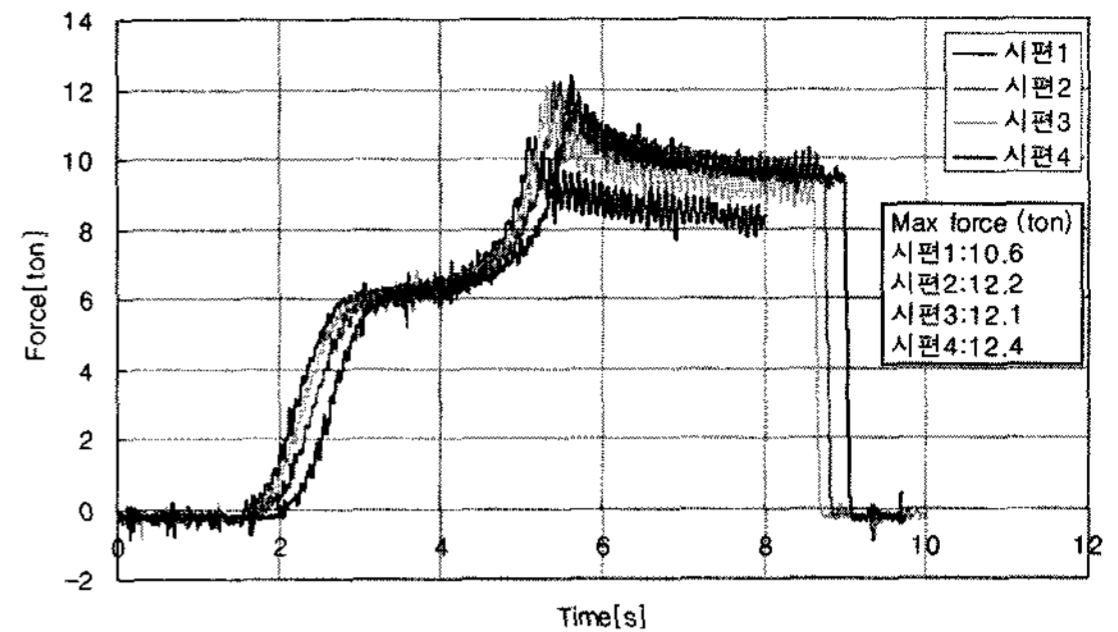


Fig. 13 Peen forces obtained by O/F tests

해의 수치적 진동이 비교적 작은 다지기 영역에 대하여 본 시험 결과와 Fig. 11의 3차원 솔리드 요소 해석 결과를 비교하면, 수치결과가 시험 값에 비하여 15% 정도 높은 값을 나타내고 있다. 이러한 차이는 본 유한요소해석이 접촉부위가 연속적으로 변하는 대변형 접촉 비선형문제를 고려하면 수용할 수 있는 결과라고 판단된다.

#### 4.2 베어링 내륜부의 잔류 변형을 평가

O/F 성형후의 잔류 변형을 측정하기 위하여 Fig. 14와 같이 베어링 내륜의 주요 부위에 스트레인 게이지를 취부하여 변형률을 측정하였다. 베어링 내륜부는 O/F 성형시 과도한 변형이 발생하기 쉽고, 성형 후에도 큰 잔류 변형율이 남아서 베어링의 내구성을 저해하는 요인이 되기도 한다. 따라서 성형시 베어링 내륜부에 발생하는 최대 변형율과 잔류 변형율을 수치해석으로 예측할 수 있으면 O/F 공정 설계에 큰 도움이 된다.

Fig. 15는 O/F 성형시 베어링 내륜의 주요 부위에 발생하는 변형율을 스트레인게이지로 측정한 것이고, Fig. 16은 Fig. 12의 3차원 상세 솔리드 모델로 해석한 베어링 내륜 주요 부위의 변형율이다.

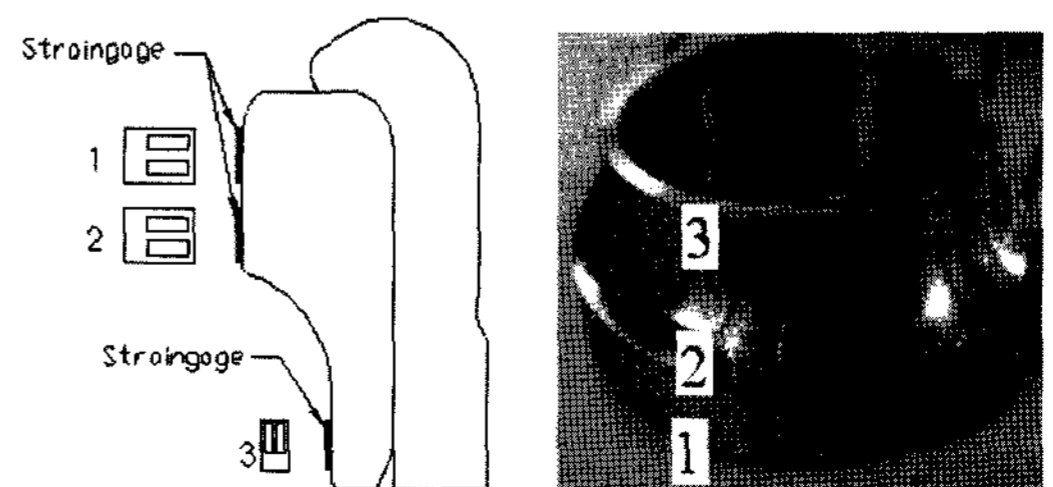


Fig. 14 Strain measuring points of the inner race of bearing

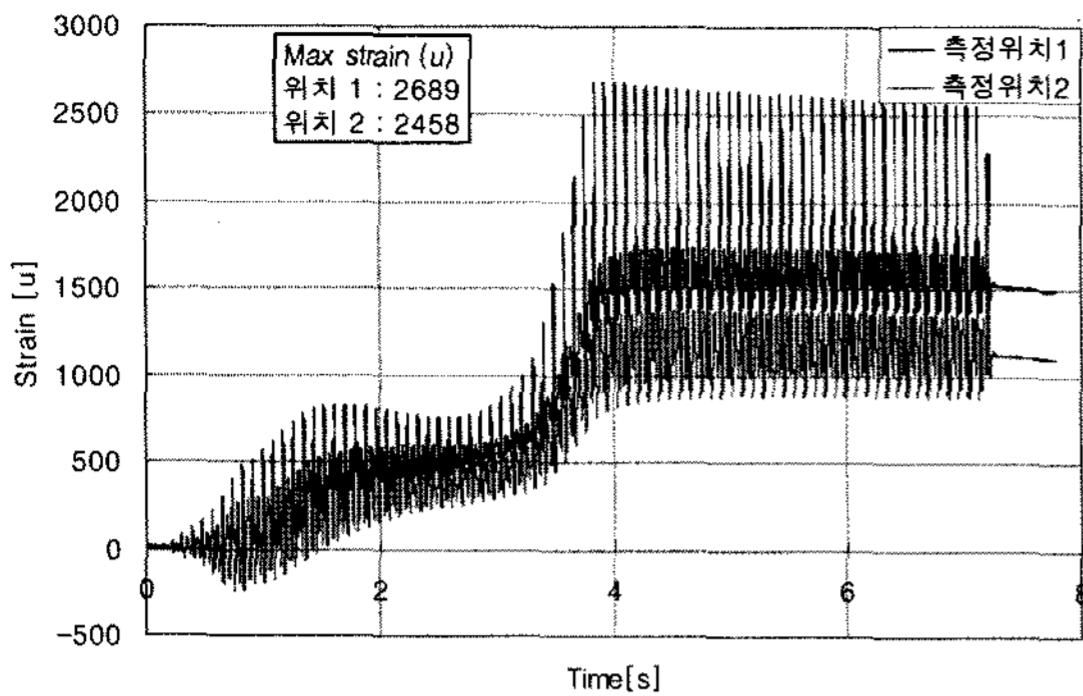


Fig. 15 Strains measured obtained by O/F test

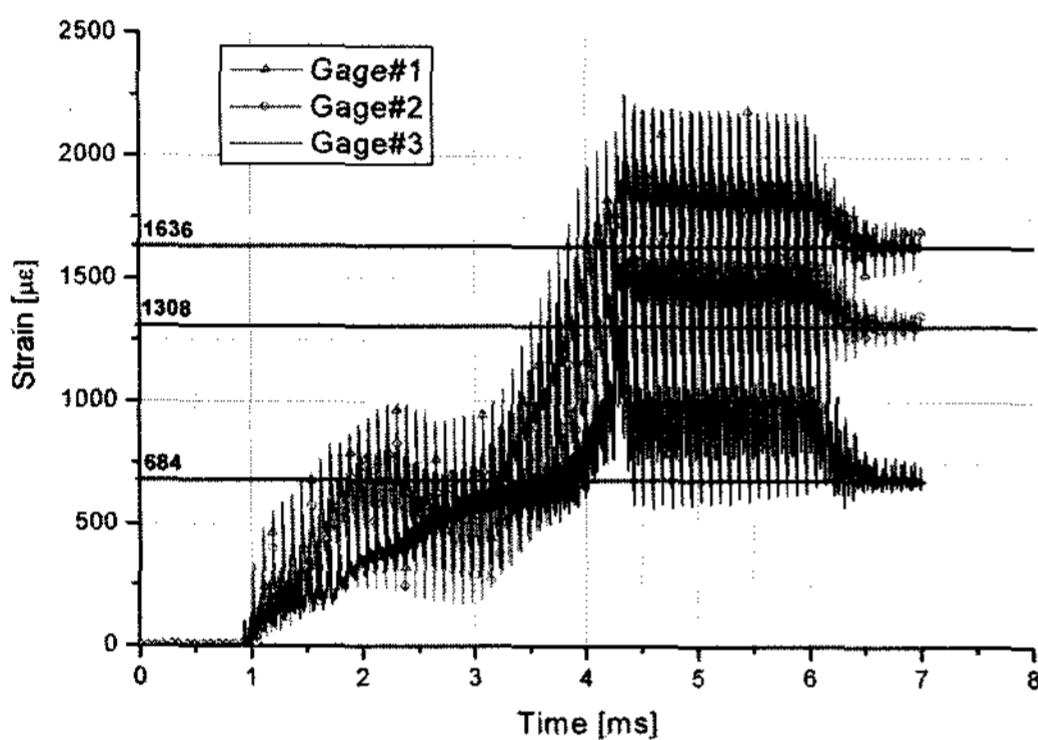


Fig. 16 Strains measured obtained by FEM

먼저 최대 변형율은 시험 값이 수치해석 값보다 17% 정도 큰데, 이러한 현상은 penalty method 알고리즘을 이용한 접촉문제 해석에서 peen과 클린칭 부위에 침투가 발생하므로 최대 변형율이 줄어들게 된다. 한편 성형후의 잔류 변형율에서는 게이지 1번에서 9%, 게이지 2번에서 14% 정도 차이가 발생하였다. 이러한 결과는 본 문제의 비선형성을 감안하면 수용할 수 있는 결과이며, 실제 공정 개선에도 활용할 수 있다고 판단된다.

### 5. 결론

외연적 유한요소모델을 이용한 O/F 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) O/F 공정을 단순화한 2차원 축대칭요소 해석은 정량적으로 좋은 결과는 얻을 수 없었으나 성형의 정성적 특성을 분석하는데 도움이 되었다. 특히 성형 전후의 격자 찌그러짐을 관찰하여 좋은 초기 격자 생성에 도움이 된다.

- 2) 2차원 축대칭요소 해석을 이용하여 mass scale과 time scale을 적용 특성을 분석한 결과, mass scale은 1로하고 time scale을 1/1000으로 하는 것이 계산시간과 해의 정확도 측면에서 유리하였다.
- 3) Time scale을 1/1000으로 하는 것은 성형 속도를 빠르게 하는 것이 되므로 유한요소 해석시 재료 특성에서 변형을 속도효과를 무시하여야 한다. 반면에 관성 효과는 클린칭 부위의 질량이 적어서 크지 않았다.
- 4) 2차원 축대칭요소모델과 3차원 솔리드 모델의 O/F 해석결과, peen에 추가되는 하중결과는 비교적 잘 일치하였으나, 베어링 내륜 부의 변형량은 비교적 큰 차이를 보였다.
- 5) 3차원 솔리드 모델 해석에서는 mass scale 1과 time scale 1/1000을 적용하고 절점 댐핑을 부과하였더니 안정된 수치해를 구할 수 있었다.
- 6) O/F 시험을 통하여 peen의 성형하중과 베어링 내륜부의 변형량을 구하여 3차원 솔리드 모델 해석 결과 비교하였더니 17% 이내로 일치하였다. 이러한 결과는 실제 공정설계 및 개선에서 활용할 수 있는 수준이다.

### References

- 1) H. Ishida and T. Kanebo, "Development of Hub Unit Bearing with Swanging," Motion & Control, Vol.10, pp.9-12, 2001.
- 2) K. Toda, T. Ishii, S. Kashiwagi and T. Mitarai, "Development of Hub Units with Shaft Clinching for Automotive Wheel Bearing," KOYO Engineering Journal English Edition, No.158E, pp.26-30, 2001.
- 3) W. Guangchun and Z. Guoqun, "A Three-Dimensional Rigid-plastic FEM Analysis of Rotary Forging Deformation of a Ring Workpiece," Journal of Materials Processing Technology, No.95, pp.112-115, 1999.
- 4) T. Canta, D. Frunza, D. Sabadus and C. Tintelcan, "Some Aspects of Energy Distribution in Rotary Forming Processes," Journal of Materials Processing Technology, No.80-81, pp.195-198, 1999.
- 5) W. Guangchun, G. Jing and Z. Guoqun, "A

- Photo-plastic Experimental Study on Deformation of Rotary Forging a Ring Workpiece,” Journal of Materials Processing Technology, No.169, pp.108-114, 1999.
- 6) C. H. Hwang, K. J. Jun, T. W. Park, S. H. Kim and K. D. Lee, “Development of a Fatigue Life Prediction Program for the Hub Bearing Unit,” Transactions of KSAE, Vol.13 No.5, pp.142-151, 2005.
- 7) Livermore Software Technology Corporation, LS-DYNA User's Manual, Version 970, 2003.