

보강링에 의하여 예압된 냉간단조금형구조의 탄성유한요소 해석

서대윤* · 이민철* · 전만수*

(1998년 2월 23일 접수)

Elastic Finite Element Analysis of the Cold Forging Dies Prestressed by Shrinkage Rings

D. Y. Suh, M. C. Lee and M. S. Joun

Abstract

A new approach of elastic finite element method to die stress analysis in forging is presented in this paper. The die set analysis problem is formulated by considering contact problems under both mechanical and thermal loads. In the approach, amount of shrink fit is controlled by thermal load, i.e., temperature difference between die insert and shrink fits. The loading conditions are extracted automatically from a forging simulator. The predicted solution is compared with analytical one and it has been shown that the predicted results are in excellent agreement with the analytical ones. An application example is given, which was found in a cold forging company.

Key Words : Forging Die(단조금형), Elastic Finite Element Method(탄성유한요소법), Contact Problem(접촉문제), Structural Analysis(구조해석), Shrink Fit(열수축체결), Shrinkage Rings(보강링)

1. 서 론

자동차 공업을 비롯한 주요 기계공업 분야에서 부품의 가격과 품질은 매우 중요하다. 특히, 자동차 이용이 일반화되고 관련 기술이 주요 산업국가에서 보편화되어 국제 경쟁이 가속화됨으로써 부품가격인하와 품질향상 문제는 제품 경쟁력을 좌우하므로 지속적으로 개선해 나아가야 할 숙제이다. 이러한 시대적 흐름에 따라 생산기술 분야에서 지속적인 기술혁신이 이루어져 왔다. 2차 세계대전 당시에 군사목적으로 급속히 발전한 단조기술이 이러한 시대적 요구에 의하여 최근 20년간 눈부신 발전을 이룩하였

으며, 국가의 단조기술 수준과 자동차 경쟁력은 불가분의 관계를 갖기에 이르렀다. 일본의 경우, 자동차 부품으로 단조품을 가장 많이 사용하는 국가이며, 이런 이유로 가격 경쟁력과 품질 경쟁력을 동시에 갖출 수 있게 되었다.⁽¹⁾ 단조의 핵심기술은 크게, 소재기술, 금형설계 기술, 금형 가공 기술, 생산 및 품질 관리기술, 자동화 기술 등으로 이루어져 있다. 이 중에서 금형설계 기술은 개발기간, 개발비, 제품품질, 금형수명 및 생산성에 직접적 영향을 미치고 있으며, 우리나라는 금형설계 및 금형재료의 열처리 기술에서 선진국에 비하여 낙후되어 있다고 지적되고 있다.

단조공업에서 금형수명은 생산비용에 직접적 영향을 주

* 경상대학교 기계공학과, RRC/항공기부품기술연구센터

고 있다.⁽²⁾ 금형 제작비용뿐만 아니라 예상치 않은 금형균열, 금형의 교체, 유지보수 등으로 인한 경제적 손실이 매우 크다. 단조금형의 수명은 주로 펀치와 다이블록의 균열, 소성변형, 마모 등에 영향을 받는다.^(2,3) 이러한 금형수명단축 현상들은 단조 공정설계 및 금형역학과 불가분의 관계를 맺고 있다. 금형역학은 금형과 소재의 복잡한 접촉 문제와 함께, 열응력, 탄성 및 소성변형문제를 포함할 뿐만 아니라 소재의 소성유동해석문제와 직접적으로 연관되므로 아주 복잡하다. 이런 이유로 공정적용의 관점에서 볼 때, 금형역학문제 해석방법의 자동화와 강력화가 매우 중요하다. 이러한 점이 결여된 관계로 많은 연구자들이 금형구조해석에 관하여 연구해 왔음에도 불구하고, 현장 설계 기술자들이 사용할만한 뚜렷한 업적을 찾기란 쉽지 않다.

금형의 구조해석 기술은 크게 경계요소법과 유한요소법의 두 가지 방법에 의하여 발전되어 왔다. 유한요소법에 기초하여 금형의 구조해석을 시도한 대표적인 연구자들은 Engel과 Hänsel,⁽⁴⁾ Xing-Hua,⁽⁵⁾ Hawkyard 등⁽⁶⁾이며, 경계요소법도 단조나 압출금형의 탄성역학 연구를 위하여

Hoffmann과 Lange,⁽⁷⁾ Takahashi과 Brebbia,⁽⁸⁾ Ochiali과 Wadabayashi,⁽⁹⁾ Fu와 Shang⁽¹⁰⁾ 등을 비롯한 다수의 연구자들에 의해 연구되어졌다. 그러나 지금까지의 연구들중에서 상용패키지를 이용한 몇몇 연구^(11,12)를 제외하고는 적용성이 있는 연구를 찾아보기란 쉽지 않다.

본 논문에서는 공정적용에 중점을 두고 열수축압축과 접촉 문제를 고려한 금형구조의 탄성유한요소법을 제시한다.

2. 문제의 수식화

금형의 구조해석 문제는 기하학적 경계조건과 역학적 경계조건을 만족하는 변위장 u_i 와 이로부터 파생되는 응력을 비롯한 각종 기계량을 구하는 것으로 설명된다.

Fig. 1은 기하학적 및 역학적 경계조건과 두 물체의 접촉문제를 개념적으로 도시한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이, 해석문제는 해석영역, Ω , 표면력이 $\sigma_{ij}n_j = t_i$ 로 주어진 표면력지정경계, Γ_t , 변위가 $u_i = \bar{u}_i$ 로 주어진 변위지정경계 Γ_u , 두 물체의 접촉면 Γ_c 로 구성되어 있다. Fig. 1(b)에서 보는 바와 같이 두 물체의 접촉면에서 법선벡터를 동일한 법선벡터 n_i 로 정의한다. 법선벡터 n_i 가 물체의 외향이면 그 물체의 접촉경계를 Γ_c^+ 로 정의하고 반대로 내향인 접촉경계를 Γ_c^- 로 표시한다. 즉, 접촉경계에서 동일한 법선벡터를 사용하므로, 접촉경계에서는 항상 Γ_c^+ 과 Γ_c^- 가 존재한다. Γ_c 는 Γ_c^+ 과 Γ_c^- 를 대표하는 의미로 사용한다. 두 물체간의 접촉부의 Γ_c 에서의 역학적 및 기하학적 경계 조건은 다음과 같이 수식화된다.

접촉경계의 법선방향으로는

$$u_n^{+c} = u_n^{-c} \text{ if } \sigma_n^{+c} < 0 \tag{1}$$

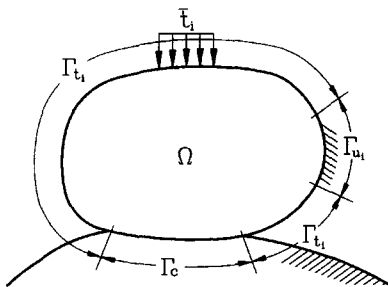
$$\sigma_n^{+c} = 0 \text{ if } u_n^{+c} - u_n^{-c} < 0 \tag{2}$$

이고, 접선방향으로는

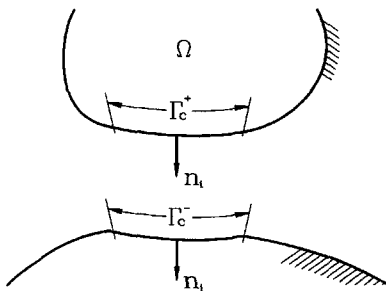
$$\sigma_t^{+c} = -\sigma_t^{-c} = \mu |\sigma_n| \frac{(u_t^{-c} - u_t^{+c})}{|u_t^{-c} - u_t^{+c}|} \text{ if } u_t^{-c} \neq u_t^{+c} \tag{3}$$

$$u_t^{-c} = u_t^{+c} \text{ if } |\sigma_t| < \mu |\sigma_n| \tag{4}$$

이다. 여기서 하첨자 n 과 t 는 각각 법선성분과 접선성분을 의미하며, 상첨자 $+c$ 와 $-c$ 는 각각 Γ_c^+ 과 Γ_c^- 에서의 성분을 의미한다. 즉,



(a) Problem description



(b) Contact surface

Fig. 1 Conceptual diagram of a contact problem

$$\begin{aligned}
 u_n^{+c} &= u_i n_j \quad \text{and} \quad \sigma_n^{+c} = \sigma_{ij} n_i n_j \quad \text{on} \quad \Gamma_c^+ \\
 u_n^{-c} &= u_i n_j \quad \text{and} \quad \sigma_n^{-c} = \sigma_{ij} n_i n_j \quad \text{on} \quad \Gamma_c^-
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

로 표현된다. 식(3)은 접촉면에서 미끄러짐이 발생하면 미끄러짐을 방해하는 방향으로 Coulomb 마찰법칙에 의하여 마찰력이 작용한다는 의미를 내포한다. 미끄러짐이 발생하지 않으면 접선방향의 경계조건은 식(4)에 의하여 지배되고, 즉 필수경계조건의 일부로 간주되고 그 때의 마찰력의 크기는 $\mu |\sigma_n|$ 보다 작게 된다.

벌칙기법을 이용하여 식(1)의 조건을 다음의 식에서 보는 바와 같이 가상일의 원리에 내포시킬 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \int_{\Omega} \sigma_{ij} \delta \epsilon_{ij} d\Omega - \int_{\Omega} f_i \delta u_i d\Omega - \sum \int_{\Gamma_i} \bar{t}_i \delta u_i d\Gamma \\
 + \int_{\Gamma_c} \beta (u_n^{+c} - u_n^{-c}) (\delta u_n^{+c} - \delta u_n^{-c}) d\Gamma - \int_{\Gamma_c} \sigma_i \delta u_i d\Gamma = 0
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

여기서 $\Gamma_c (\subset \Gamma_c)$ 는 $\sigma_n^{+c} < 0$ 인 역학적 접촉경계를 의미하며, 그 자체가 미지수이다. 이 표현은 비록 기하학적으로 붙어 있다고 해도 경계에 압력이 작용하지 않으면 자유표면이 된다는 의미를 내포하고 있다. 즉 Γ_c 는 기하학적 접촉경계를 의미한다. 벌칙상수 β 는 매우 큰 양의 상수로써 $\sigma_n^{+c} = -\beta(u_n^{+c} - u_n^{-c})$ 의 물리적 의미를 갖는다.

응력-변형을 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\sigma_{ij} = 2\mu \epsilon_{ij} + \lambda \epsilon_{kk} \delta_{ij} - (3\lambda + 2\mu) a \Delta T \delta_{ij}
 \tag{7}$$

여기서 μ 와 λ 는 Lamé 상수이며, 탄성계수 E 및 포아송비 ν 와 $\mu = E/2(1 + \nu)$, $\lambda = \nu E/(1 + \nu)(1 - 2\nu)$ 의 관계에 있다. a 는 열팽창계수이며, ΔT 는 현재온도와 기준온도의 차를 의미한다.

3. 해 법

2장에서 유도한 문제는 Coulomb 마찰법칙을 만족시킴과 동시에 변위장과 역학적 접촉경계 Γ_c 를 구해야 한다. 따라서 비교적 복잡한 문제이다. 본 논문에서는 가변벌칙상수기법(slack penalty method)과 이에 바탕을 둔 축차적 방법을 제안하여 해결하였다. 구체적인 계산과정은 다음과 같다.

단계 1 : 기하학적으로 접촉하고 있는 절점을 계산하여

초기접촉경계 Γ_c 를 설정한다.

단계 2 : 목표벌칙상수를 접촉절점에 절점벌칙상수로 할당한다.

단계 3 : 유한요소해석을 수행한다.

단계 4 : Γ_c 의 모든 절점에서 법선응력을 검토한다.

만약 절점법선응력이 인장이면 절점벌칙상수를 적당한 크기의 상수로 나누어 감소시킨다. 반대로 법선응력이 압축이면 절점벌칙상수에 적당한 상수를 곱하여 그 값을 증가시킨다. 새로 계산된 벌칙상수가 목표치를 초과하면 목표치로 조정한다.

단계 5 : Γ_c 의 모든 절점들에서 절점벌칙상수가 목표값과 같거나 크기가 매우 작은 양의 상수보다 작고, 마찰응력과 법선응력이 식(3)과 식(4)를 만족하면 단계 7로 진행한다. 그렇지 않으면 다음 단계로 간다.

단계 6 : 마찰응력 계산에 필요한 수치들을 계산하고, 단계 3으로 간다.

단계 7 : 수렴해로부터 접촉조건과 접촉하중을 계산한다.

4. 해석결과와 검증

프로그램 검증을 위해 Takshashi와 Brebbia⁽⁹⁾의 논문에 수록된 문제를 동일한 조건에서 접촉탄성유한요소해석

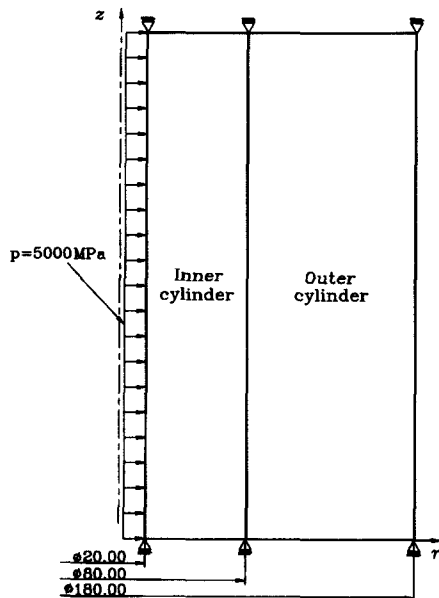


Fig. 2 Analysis information for the test example

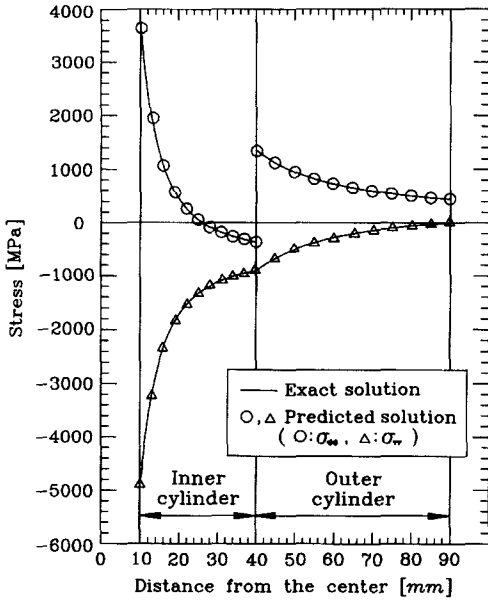


Fig. 3 Comparison of predicted results with the analytical ones

을 실시하였다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 동일한 소재의 두 실린더가 열수축체결되어 있고, 내부 실린더에는 내압이 5000 MPa로 작용하고 있다. 두 실린더의 열박음 간섭량은 $\delta = 0.3$ mm이다. 접촉면에서의 마찰계수는 $\mu = 0.0$ 이고, 소재의 포아송 비 ν , 탄성계수 E , 열팽창계수 α 는 각각 $\nu = 0.3$, $E = 210$ GPa, $\alpha = 12 \times 10^{-6}$ / $^{\circ}$ C이다.

Fig. 2는 무한히 긴 관의 일부이며, 길이방향의 변형이 구속된 조건하에서 해석을 실시하였다. 열박음으로 인한 간섭량 δ 를 이에 상응하는 내부 실린더와 외부 실린더의 온도차 ΔT 로 환산하면, $\Delta T = 480.77^{\circ}$ C가 된다. 이 값에는 등방성 열수축과 양단의 고정 경계조건으로부터 발생하는 외부 실린더의 변형이 고려되어 있다. Fig. 3은 본 연구에서 제시한 접촉탄성유한요소법에 의해 얻어진 반경방향과 원주방향의 응력분포를 나타내며, Lamé formula⁽¹³⁾를 이용하여 구해진 정해와 비교하고 있다. 그럼으로부터 해석결과가 정해와 잘 일치한다는 것을 확인할 수 있다.

5. 공정적용

자동차 부품 생산 공정을 예제로 발굴하여 적용연구를

실시하였다. 선택된 예제는 소재가 상부의 펀치에 의해 후방압출되는 냉간 단조 공정이며, 대표적인 축대칭 후방 압출 공정이다. 단조공정 해석에 사용된 공정조건은 다음과 같다.

- 유동응력 : $\bar{\sigma} = 35.0(1.0 + \frac{\bar{\epsilon}}{0.2})^{0.044}$
- 마찰계수 : $\mu = 0.05$

Fig. 4는 강소성유한요소법(14)을 이용하여 해석한 금속유동(metal flow)과 금형의 기하학적 형태를 나타내고 있다. Fig. 5에 단조 시뮬레이션을 통하여 구한 응력벡터의 분포를 나타내고 있으며, Fig. 6에 구조해석을 위한 요소망, 경계조건, 응력벡터를 나타내었다. 기타 금형해석 관련 정보들을 요약하면 다음과 같다.

- 마찰계수 : $\mu = 0.1$
- 포아송 비 : $\nu = 0.3$
- 탄성계수 : $E = 210$ GPa
- 열팽창율 : $\alpha = 0.000012$ / $^{\circ}$ C
- 금형인서트와 압축링의 온도차 : $\Delta T = 300^{\circ}$ C

Fig. 7~Fig. 12는 주요 해석결과를 나타내고 있다. Fig. 7은 금형의 탄성변형형상을 50배로 확대하여 도시

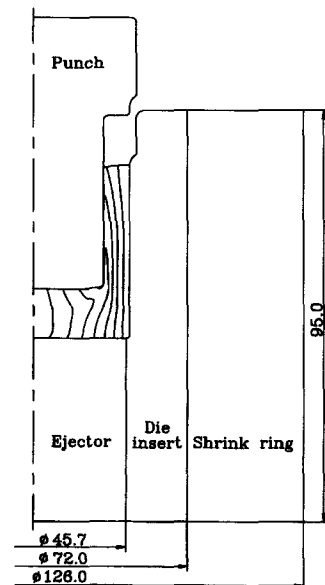


Fig. 4 Metal flow and geometry of a die block

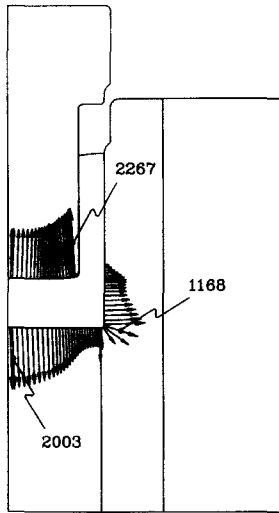


Fig. 5 Distribution of stress(MPa) vectors exerted on the die set

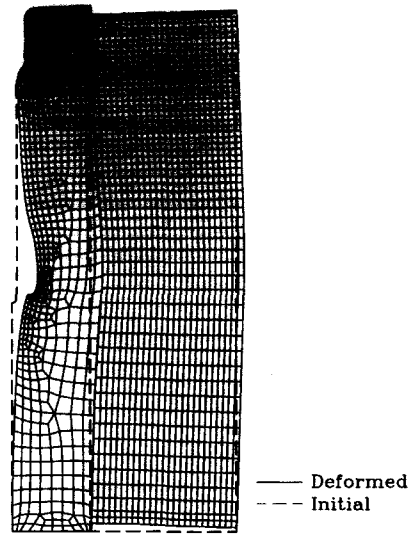


Fig. 7 Deformed shape(fifty times enlarged)

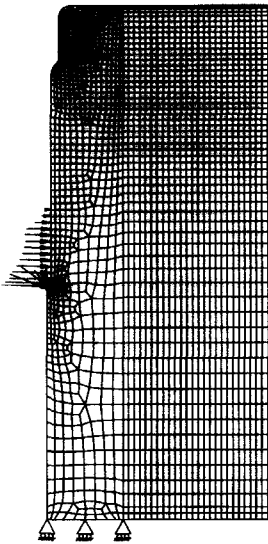


Fig. 6 Finite element mesh and boundary conditions

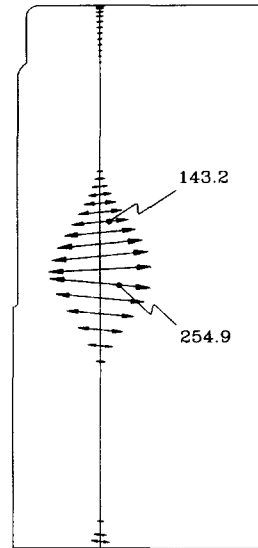


Fig. 8 Stress(MPa) vectors on the die insert-shrinkage ring interface

한 것이다. Fig. 8은 금형구조의 인서트와 보강링의 접촉경계에 작용하는 응력벡터를 나타내고 있다. 그림에서 접촉면의 일부는 기하학적으로 접촉하고 있으나 역학적으로는 분리되어 있음을 알 수 있다. Fig. 9는 접촉응력의 법선성분과 접선성분의 분포를 나타내고 있다. 높이가 약 46 mm되는 지점에서 마찰력의 방향이 바뀌며,

이 점을 전후한 일부의 영역은 접촉경계조건을 따른다. 그 이외의 영역에서는 접선응력과 법선응력의 비가 0.1을 만족하고 있으며, 이 결과로부터 식 (3)의 마찰조건이 잘 반영되었음을 알 수 있다. Fig. 10은 금형구조의 유효응력분포를 나타내고 있다. 이 분포는 금형의 일부 영역이 소성영역에 속할 수 있음을 암시하고 있으며, 탄

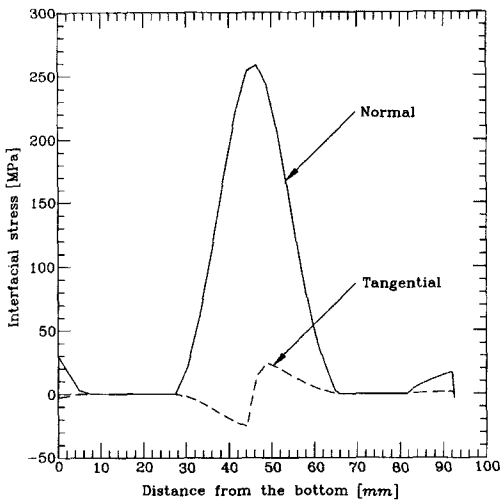


Fig. 9 Normal and tangential stresses on the interface

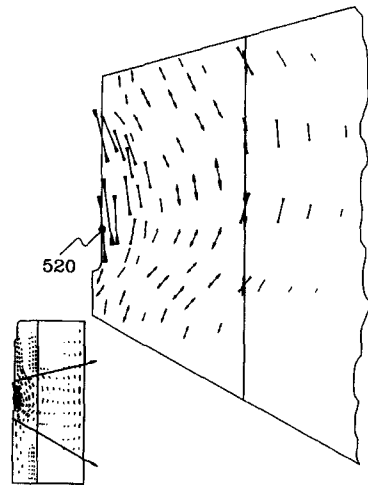


Fig. 11 Maximum principal stresses(MPa) in the r-z plane

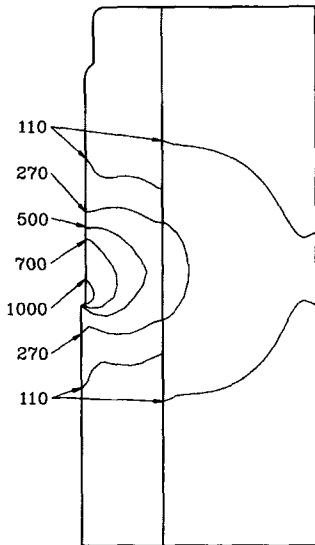


Fig. 10 Effective stress(MPa) distributions

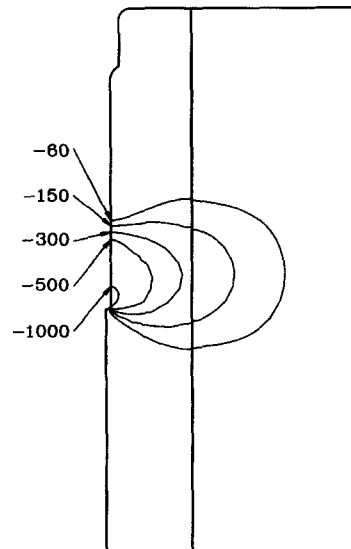


Fig. 12 Radial stress(MPa) distributions

소성해석의 필요성을 말해 주고 있다. Fig. 11은 r-z방향의 주응력중 최대값의 분포를 나타낸다. Fig. 12의 반경방향 응력성분 σ_r 의 분포로부터 σ_r 의 분포가 접촉면에서 연속임을 알 수 있다. 약간의 불일치는 요소치를 바탕으로 절점치를 구하였기 때문이다. 이 결과는 작용과 반작용법칙을 기인하는 것으로 Fig. 9와 함께 본 연구에서 제시한 방법의 타당성을 직간접적으로 암시하는 결과이다.

6. 결론

본 논문에서는 단조금형의 응력해석을 위한 탄성유한요소법이 제시되었다. 금형의 예압시 보강링과 인서트 사이의 접촉문제가 고려되었으며, 두 접촉물체간에 온도차이를 줌으로써 보강링의 열수축체결의 효과를 반영하였다. 제안된 방법은 정해와 비교되었으며, 예측결과가 정해와 동일함이 입증되었다. 그리고 공정적용을 통하여 접근방

법의 안정성을 확인하였다. 본 논문에서 제시된 기술은 단조시 소재의 유동에 대한 시뮬레이션 기술, 금형설계 기술, 탄소성 유한요소해석 기술 등과 접목됨으로써 단조금형제작 및 금형수명연장에 일조할 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) H. Kudo, 1992, "Academic-Industrial Cooperation to Improve and Expand Cold-Forging Technology in Japan", J. Mat. Proc. Tech., Vol. 35, pp. 259~274.
- (2) K. Lange, L. Cser, M. Geiger and J. A. G. Kals, 1992, "Tool Life and Tool Quality in Bulk Metal Forming", Annals of the CIRP, Vol. 41.2, pp. 667~676.
- (3) V. Vazquez, M. Knoerr, T. Altan and R. Shivpuri, 1996, "Determination of Fatigue Properties of Die Steels for Hot Forging", Trans. NAMRI of SME, Vol. XXIV, pp. 155~160.
- (4) U. Engel, M. Hänsel, 1990, "FEM-Simulation of Fatigue Crack Growth in Cold Forging Dies", Adv. Tech. Plast., Vol. 1, pp. 355~360.
- (5) Z. Xing-hua, 1990, "Finite Element Analysis of Container and Accuracy Control of Extrusion Products", Adv. Tech. Plast., Vol. 1, pp. 343~348.
- (6) J. B. Hawkyard, T. Hirai, T. Ishise and T. Katayama, 1984, "Optimisation of Shrink Ring Interference Configuration for Metal Forming Die", Adv. Tech. Plast., Vol. 2, pp. 912~917.
- (7) K. F. Hoffmann and K. Lange, 1989, "Computation of the Elastic Expansion and Stresses in Cold Extrusion Dies with Non-Axisymmetric Inner Shape", Trans. NAMRI of SME, Vol. XVII, pp. 71~78.
- (8) S. Takahashi and C. A. Brebbia, 1990, "Forging Die Stress Analysis Using Boundary Element Method", Adv. Tech. Plast., Vol. 1, pp. 203~210.
- (9) Y. Ochiai and R. Wadabayashi, 1987, "Application of Boundary Element Method to Cold Forging Die Design", Adv. Tech. Plast., Vol. 1, pp. 37~42.
- (10) M. Fu and B. Shang, 1995, "Stress Analysis of the Precision Forging Die for a Bevel Gear and its Optimal Design Using the Boundary-Element Method", J. Mat. Proc. Tech., Vol. 53, pp. 511~520.
- (11) K. Lange, A. Hettig and M. Knoerr, 1992, "Increasing Tool Life in Cold Forging through Advanced Design and Tool Manufacturing Techniques", J. Mat. Proc. Tech., Vol. 35, pp. 495~513.
- (12) Y. Nagao, M. Knoerr and T. Altan, 1994, "Improvement of Tool Life in Cold Forging of Complex Automotive Parts", J. Mat. Proc. Tech., Vol. 46, pp. 73~85.
- (13) P. S. Timoshenko and J. N. Goodier, 1982, Theory of Elasticity-Third Edition, Macgraw-Hill, London.
- (14) User's Manual for AFDEX/2D, 경상대학교 소성가공 CAE 연구실, 1997.