

압입공정에서 기어의 이끌 및 이뿌리 변형량 예측

A Prediction of the Amount of Dimensional Deformation of Addendum and Dedendum after Shrink Fitting Process

김자산¹, 황범철², 배원병³, 김철^{2✉}
Ji San Kim¹, Beom Cheol Hwang², Won Byong Bae³ and Chul Kim^{2✉}

1 부산대학교 첨단정밀협동과정 (Interdisciplinary Department for Innovative Manufactory Engineering, Pusan National Univ.)

2 부산대학교 기계기술연구원 (Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National Univ.)

3 부산대학교 기계공학부 기계기술연구원 (School of Mechanical Engineering & RIMT, Pusan National Univ.)

✉ Corresponding author: chulki@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2489

Manuscript received: 2010.8.4 / Revised: 2010.10.27 / Accepted: 2010.12.20

The warm shrink fitting process is generally used to assemble automobile transmission parts (shaft/gear). But the fitting process can cause the dimensions of addendum and dedendum of the gear to change with respect to the fitting interference and the profile of the gear. As a result, there may be additional noise and vibration between gears. To address these problems, we analyzed the warm shrink fitting process according to process parameters; the fitting interference between the outer diameter of the shaft and the inner diameter of the gear, the inner diameter of the gear, addendum and dedendum of the gear, the heating temperature. In this study, a closed form equation for predicting the amount of deformation of addendum and dedendum in the R-direction was proposed. And the FEA method to analyze the cooling process was proposed for thermal-structural-thermal coupled field analysis of the warm shrink fitting process (heating-fitting-cooling process).

Key Words: Warm Shrink Fitting Process (열간 압입), Fitting Interference (압입공차), Addendum (이끌), Dedendum (이뿌리), Thermal-Structural-Thermal Coupled Field Analysis (열-구조-열 연성해석)

기호설명

E_a, E_b = Young's modulus

k = radial coefficient, r_3/r_2

$P_{\text{interference}}$ = contact pressure

p_i = internal pressure

p_o = external pressure

r_1 = inner radius of shaft

r_2 = outer radius of the shaft or inner radius of the gear

r_3 = outer radius of gear

r_4 = radius of dedendum

δ_{fitting} = amount of shrink fitting

v_a, v_b = Poisson's ratio

1. 서론

축과 기어의 조립방식 중 압입공법은 자동차 및 선박뿐만 아니라 산업 전반에 걸쳐 널리 사용되는 방식으로 축과 기어 사이에 공차(interference)를 설계하여 얹지끼움 방식으로 축과 기어를 체결하는 공법이다.

축과 기어의 압입공정에서 공차량으로 인한 기어의 팽창이 발생하며, 열간압입공정의 경우, 기어를 가열함으로써 발생하는 팽창과 압입 후 냉각에

의한 수축이 발생한다. 이러한 과정을 통해 기어의 형상은 최종 조립 후 다소 변하게 되며, 이는 기어의 소음과 진동을 증가시키고 마모에 의한 결함을 발생시킨다. 또한 현장에서는 자동차 변속기 기어의 기어가공정밀도를 $5\mu\text{m}$ 으로 유지하고 있으며, 압입공정에서의 최종 반경방향 변위량 허용한 계치를 $14\mu\text{m}$ 로 제안하고 있다.

지금까지 압입공법에 대한 연구는 대부분 기어 자체의 성능 향상이나 메커니즘에 관한 것^{1,2}이고, 최근에 들어서 압입공정의 최적화 및 압입공정에 따른 기어의 치수 변화량에 대한 연구가 진행^{3,4}되고 있지만, 압입공정에서 발생하는 기어의 이끌 및 이뿌리 치수 변화량 예측에 관한 연구는 거의 없는 실정이다.⁵ 따라서 현장에서는 경험과 실험적 방법에 의존하여 기어 변형량을 관리하고 있다.

본 연구에서는 압입공정에서 발생하는 기어의 이끌 및 이뿌리의 변화량 예측을 위한 이론식을 도출하고 가열-압입-냉각 공정에 대한 연성해석기법을 제시하고자 한다. 이를 위하여 표준 평기어의 상온 및 열간압입공정에서 주요변수에 대한 2 차원 압입이론식과 3 차원 유한요소해석을 비교하여 3 차원 압입이론식 도출을 위한 보정계수를 제안하였다. 기어의 형상은 준 축대칭 형상이므로 보정계수는 반경방향에 대해서만 고려하였다. 압입공정 후 냉각공정에 대한 유한요소해석을 위하여 2 차원 형상을 이용한 압입공정 후 냉각공정에 대한 이론해석과 유한요소해석의 비교를 통하여 유한요소해석 기법을 제시하였다. 제시된 해석기법을 헬리컬기어의 열간압입공정에 적용하여 차량용 변속기에 사용되는 헬리컬기어에 대한 적용가능성을 검증하였다.

2. 2 차원 형상의 압입공정 이론식

압입공정에서의 접촉면압과 공차량의 관계는 식(1)과 같다.³

$$\delta_{Fitting} = \frac{P_o r}{E_a} (1 - \nu_a) + \frac{r_2^2 p_i r}{E_b (r_3^2 - r_2^2)} [(1 - \nu_b) + (1 + \nu_b) \frac{r_3^2}{r^2}] \quad (1)$$

기어와 축의 소재가 상이할 경우에는 식(1)을, 동일할 경우에는 식(2)를 적용하여, 압입공정에서

압입공차와 접촉면압을 계산할 수 있다.

$$\delta_{Fitting} = \frac{2r_2 k^2}{E(k^2 - 1)} P_{Interference} \quad (2)$$

여기서, 열간압입의 경우 기어의 가열로 인한에 기어 내경팽창을 고려하기 위하여 식(3)을 계산한다.

$$\delta_{Fitting} = \delta_{Interference} - \delta_{Expansion} \quad (3)$$

식(3)의 결과를 식(2)에 적용하여 열간압입공정에서의 접촉면압을 계산한다.

식(4)는 반경에 따른 기어의 변위를 계산할 수 있다.

$$u = \frac{r_2^2 P_{interference} r}{E_b (r_3^2 - r_2^2)} [(1 - \nu_b) + (1 + \nu_b) \frac{r_3^2}{r^2}] \quad (4)$$

기어와 축의 압입공정을 2 차원 형상으로 간략히 모델링 하면 Fig. 1(a)와 같이 표현할 수 있고, Fig. 1(a)로부터 Fig. 1(b)와 같이 축과 기어^{6,7}의 두 부분으로 분할할 수 있다.

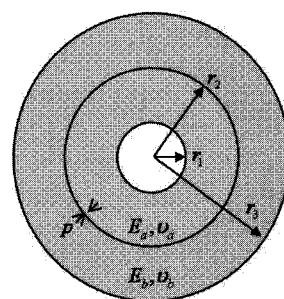


Fig. 1(a) Contact pressure acting equally on both the gear and the shaft by shrink fitting process

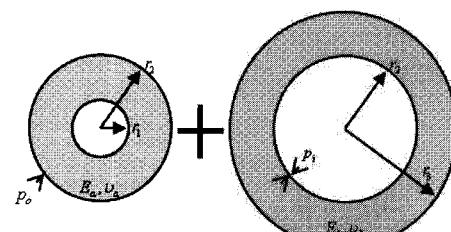


Fig. 1(b) Free body diagram for the shaft and the gear

3. 압입공정에서 변형량 예측을 위한 주요 공정 변수 설정

3.1 기어 형상 인자

압입공정에서 기어의 이끌 및 이뿌리의 변형을 예측하는 이론식을 정의하기 위하여 표준 평기어를 사용하여 연구를 수행하였으며, Fig. 2에 기어형상을 결정하는 주요 형상 인자들을 나타내었다.

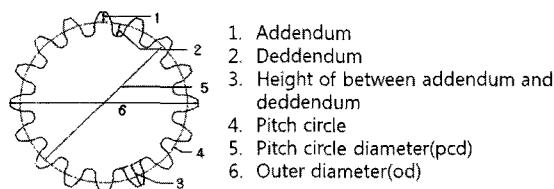


Fig. 2 Shape factor of spur gear

평기어의 형상을 결정하기 위하여 피치원지름(pcd)과 모듈(M)을 결정하면 나머지 형상 인자들은 식(5)~(7)으로부터 계산되어진다. 압력각(PA), 이틈새(C)와 모서리 부분의 라운드 등은 이끌, 이뿌리의 반경방향 변위량에 영향을 미치지 않는다.

이끌 높이(addendum)

$$\text{addendum} = M \times 1 \quad (5)$$

이뿌리 높이(dedendum)

$$\text{dedendum} = M \times 1.25 \quad (6)$$

기어잇수(Z)

$$Z = \frac{pcd}{M} \quad (7)$$

따라서, 본 연구에서는 기어설계를 위한 형상 인자로 피치원지름(pcd)과 모듈(M)을 선정하였다.

3.2 압입공정변수

압입 시 이끌 및 이뿌리의 반경방향 변위량에 영향을 미치는 변수로는 식(4)에서 기어내경, 기어 외경, 끌아송 비, 탄성계수, 접촉면압이 있다. 이중 기어내경과 기어외경은 앞의 기어 설계과정에서 결정되며, 접촉면압은 식(2)에 의해서 계산되어 진

다. 또한, 기어내경과 반경상수는 기어 설계 시 결정되므로 압입 시 이끌, 이뿌리의 반경방향 변위량에 영향을 미치는 주요변수는 이끌 및 이뿌리 높이, 기어 내경, 공차량이 된다.

4. 상온 압입공정의 유한요소해석

4.1 해석 조건

유한요소해석 조건은 Fig. 3과 같이 축의 아랫부분에 모든 방향에 대한 변위를 구속하였으며, 기어를 Z 축방향으로 변위조건을 부여하여 축에 강제로 압입시켰다.

기어와 축 사이에 접촉 조건을 부여하였고 접촉 알고리즘으로는 Augmented Lagrange Method를 사용하여 실제 물리적인 접촉현상과 가까운 조건으로 해석을 진행하였다. 해석 모델의 메쉬 방법은 Fig. 4와 같이 Face Sizing과 Mapped Face Meshing을 사용하였으며, 이때 메쉬 타입은 사면체 요소(Tet dominant)로 하였고, 마찰계수는 0.05이다.³

압입공정은 소성변형이 발생하지 않는 응력범위 내에서 수행하였다.

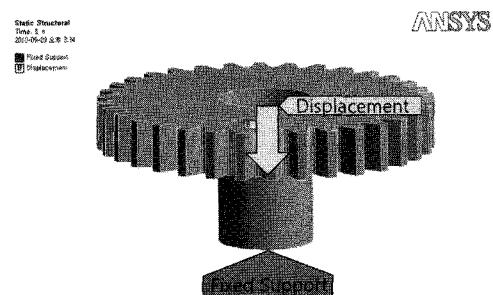


Fig. 3 Boundary conditions for analyzing the fitting process

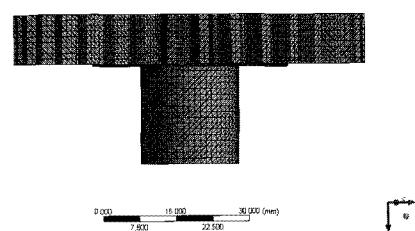


Fig. 4 Meshing for analyzing the fitting process

재료의 기계적 물성치 및 공차량은 실제 자동차 변속기 기어 압입 시 사용되는 재료의 물성치 및 허용공차량을 적용하였으며 Table 1~2 와 같다.

Table 1 Properties of the gear of automobile transmission

Notation	Value	Unit	Designation
k	46.6	W/m ² ·°C	Conductivity
c	475	-	Specific heat
ρ	7,850	kg/m ³	Density
E	205e9	pa	Young's Modulus
v	0.29	-	Poisson's ratio
α	1.1e-5	W/m·°C	Secant coefficient of thermal expansion
σ _y	63.5	kgf/mm ²	Yield Stress
σ _u	83.4	kgf/mm ²	Ultimate Stress

Table 2 Allowable tolerances of inner diameter of the gear and outer diameter of the shaft

	Minimum	Maximum
Gear	+0.000mm	+0.025mm
Shaft	+0.083mm	+0.094mm

유한요소해석결과와 압입이론의 오차율은 다음과 같이 계산된다.

$$\text{Error}(\%) = \frac{\text{Theory} - \text{FEM}}{\text{FEM}} \times 100$$

4.2 주요 변수에 대한 유한요소해석 결과 및 고찰

4.2.1 내경크기의 영향도

주요 변수 중 이끌 및 이뿌리를 표준 평기어계산식으로 계산된 40mm 와 35.5mm 로 고정하고 공차량은 Table 2 의 중간 공차량인 0.038mm 로 고정하였다. 내경의 크기는 5, 10, 15mm 의 3 가지 경우를 선정하여 유한요소해석을 실시하였다.

Fig. 5 는 내경반지름이 5mm 인 경우의 압입공정해석결과를 나타낸 것이다.

Table 3 은 유한요소해석결과와 2 차원 압입이론식 계산결과를 비교한 것으로 이끌의 경우는 10.8~15.9, 이뿌리의 경우는 13.5~18.0%의 오차율을 보인다.

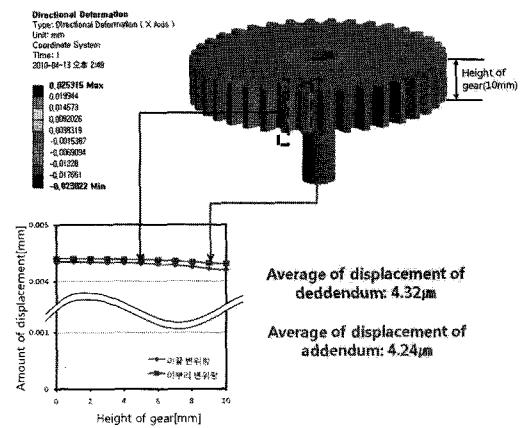


Fig. 5 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction when inner radius of the gear is 5mm

Table 3 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction according to the inner radius of gear

Inner radius (mm)	Addendum			Dedendum		
	Theory (μm)	FEM (μm)	Error (%)	Theory (μm)	FEM (μm)	Error (%)
5	4.75	4.24	12.0	4.95	4.32	14.6
10	9.5	8.20	15.9	9.9	8.39	18.0
15	14.25	12.86	10.8	14.85	13.08	13.5

4.2.2 압입 공차량의 영향도

공차량의 영향도 분석을 위해 이끌 및 이뿌리 반경은 40mm 와 35.5mm 로 고정하고 내경은 반경 방향으로 10mm 로 고정하였다. 공차량은 중간공차량에 0.005mm 오차를 두고 0.033mm, 0.038mm, 0.043mm 의 3 가지 경우에 대해서 유한요소해석을 실시하였다.

Fig. 6 은 공차량이 0.033mm 인 경우의 압입공정해석결과를 나타낸 것이다.

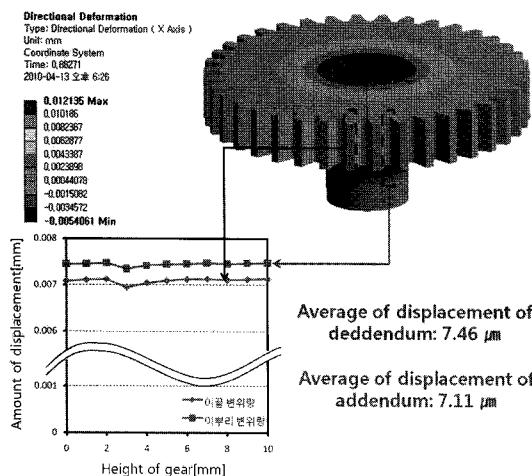
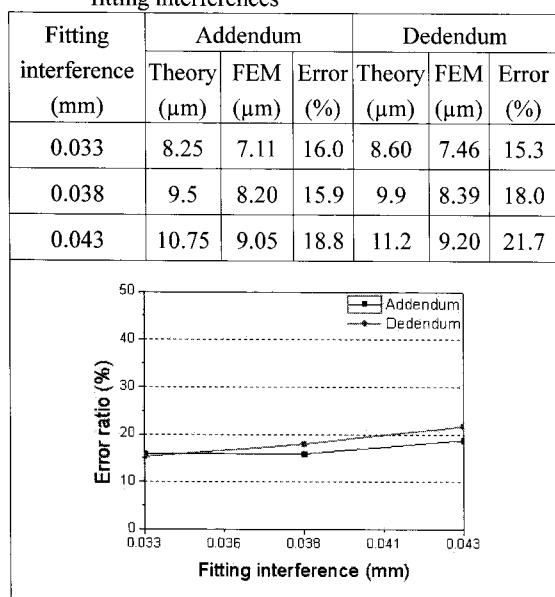


Fig. 6 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction when fitting interference is 0.033mm

Table 4는 유한요소해석결과와 2차원 압입이론식 계산결과를 비교한 것으로 이끌의 경우는 15.9~18.8, 이뿌리의 경우는 15.3~21.7%의 오차율을 보인다.

Table 4 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction according to the fitting interferences



4.2.3 이끌 및 이뿌리의 영향도

이끌 및 이뿌리의 영향도를 분석하기 위하여 공차량은 0.038mm로 고정하고 내경은 반경방향으로 10mm로 고정하였다. 이끌 및 이뿌리 반경방향 크기는 식(5)~(7)에 의하여 계산된 4가지 경우에 대해서 유한요소해석을 실시하였다.

Fig. 7은 이끌 반지름 27mm, 이뿌리 반지름 23.625mm인 기어의 압입공정해석결과를 나타낸 것이다.

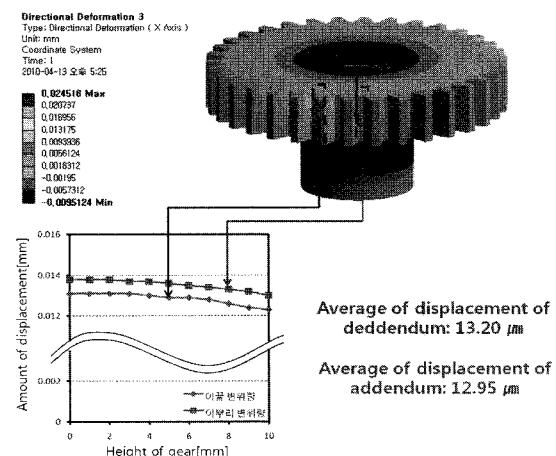


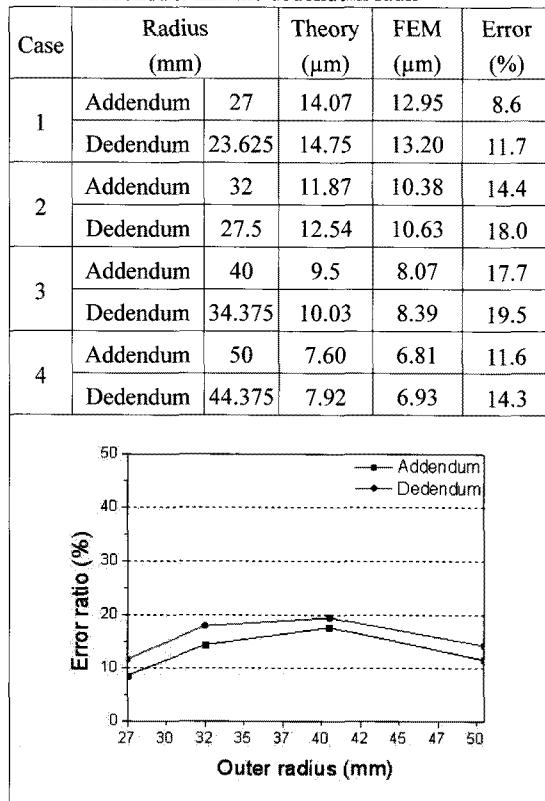
Fig. 7 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction when addendum radius is 27mm and dedendum radius is 23.625mm

Table 5는 유한요소해석결과와 2차원 압입이론식 계산결과를 비교한 것으로 이끌의 경우는 8.6~17.7, 이뿌리의 경우는 11.7~19.5%의 오차율을 보인다.

4.2.4 주요 변수의 영향도 분석에 대한 고찰

주요 변수들의 이끌 및 이뿌리의 반경방향 변형량에 대한 유한요소해석결과, 2차원 이론계산결과와 유한요소해석 결과의 차이가 모든 변수에 대해 이끌에서 8.6~18.8%, 이뿌리에서 11.7~21.7%로 유사한 오차를 보인다. 이는 식(4)를 유도하는 과정에서 Fig. 8과 같은 실제 형상이 아닌 원통형 단면을 가정하였기 때문에 단면적이 큰 이론적 해석결과가 유한요소해석결과에 비해 크게 된다.⁸ 따라서 단면적 차이를 고려할 수 있는 보정계수가 필요하다.

Table 5 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction according to the addendum and the dedendum radii



4.3 압입 이론식의 보정 및 검토

4.3.1 압입 이론식의 보정

2 차원 이론식의 계산결과가 유한요소해석의 결과보다 크게 나타나고 있는데, 이는 이론식에 적용된 기어 형상과 실제 기어 형상의 단면적 차이에 의한 것이다. Fig. 8에 이론식에 적용된 기어 형상과 실제 기어 형상의 단면적 차이를 나타내었다.

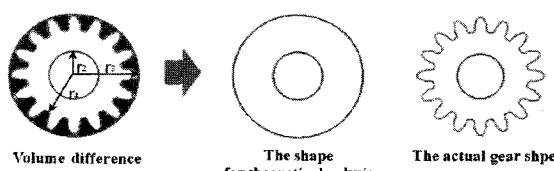


Fig. 8 Volume difference between the shape for theoretical analysis and the actual gear shape

따라서 3 차원 기어 형상에 대해 2 차원 이론식을 적용하기 위해 면적 차이에 대한 보정계수의 도입이 필요하다.

2 차원 이론식에서 원통의 단면적 크기는 식(8)과 같다.

$$A_{Cylinder} = (\pi \times r_3^2) - (\pi \times r_2^2) \quad (8)$$

따라서, 2 차원 이론식에서 가정하는 원통과 실제 기어의 단면적 차이는 식(9)과 같다.

$$\delta_{Area} = \frac{\pi(r_3^2 - r_4^2)}{2} \quad (9)$$

식(8)~(9)을 이용하여 원통형 단면적에 대한 실제 기어의 단면적 비를 계산하는 식은 식(10)과 같이 되며, 이는 기어의 반경방향에 대한 이끌과 이뿌리 형상에 대한 체적 차이를 보정하는 식이 된다. 식(10)은 별도의 변수가 추가되지 않고 기어 설계 시의 변수를 사용하여 계산되어짐으로 기어 설계과정에서 계산할 수 있다.

$$C = 1 - \frac{\delta_{Area}}{A_{Cylinder}} \quad (10)$$

따라서, 3 차원 형상에 대한 접촉면압과 압입공차량 관계식은 식(11)과 같이 된다.

$$\delta_{Fitting} = C \times \frac{2r_2K^2}{E(k^2 - 1)} P_{Interference} \quad (11)$$

4.3.2 보정계수 검토

보정계수의 검증을 위하여 앞서 수행한 유한요소해석 결과와 식(11)에 의한 계산 결과를 Table 6~8에 나타내었다. 보정계수가 적용된 식 (11)에 의한 계산 결과와 유한요소해석결과의 오차율은 5% 정도를 나타낸다. 따라서, 본 연구에서 제시된 보정계수를 적용한 이론식이 이끌 및 이뿌리에 대한 반경방향 변형량을 예측하는데 적합함을 알 수 있다.

Table 6 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction according to the inner radii of gear when correction factors are applied

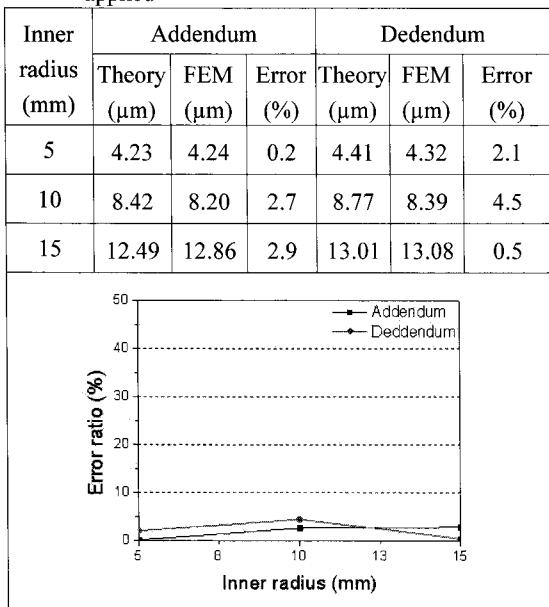


Table 7 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction according to the fitting interferences when correction factors are applied

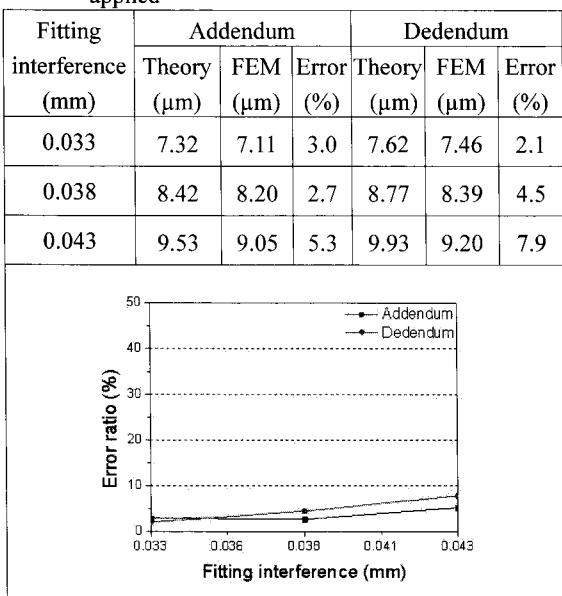
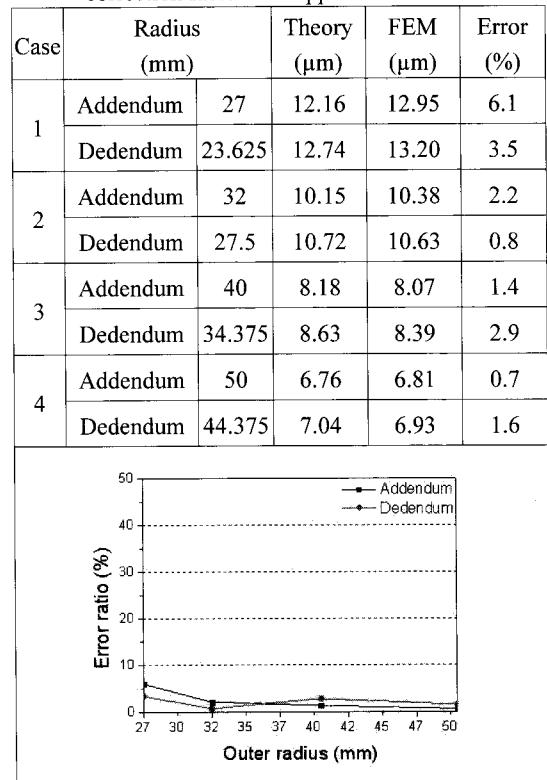


Table 8 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction according to the addendum and the dedendum radii when correction factors are applied



5 열간 압입공정의 유한요소해석

5.1 해석조건

열간 압입공정 순서는 크게 기어의 가열, 압입, 냉각 공정으로 구성되어 있으며, ANSYS Workbench 11.0의 열-구조 연성해석기법으로 해석하였다.

가열공정은 열해석 환경에서 해석을 수행하였으며, 압입공정 및 냉각공정은 구조해석 환경에서 해석을 수행하였다. 구조해석 환경에서의 해석은 총 3 단계로 수행하였다. 1 단계에서는 열해석 결과를 불러와서 가열공정의 변위량을 확인하였고, 2 단계에서는 압입공정 해석 및 변위량을 확인하였으며, 3 단계는 냉각공정 해석 및 변위량을 확인하였다.

Fig. 9는 열간압입공정을 나타낸다.

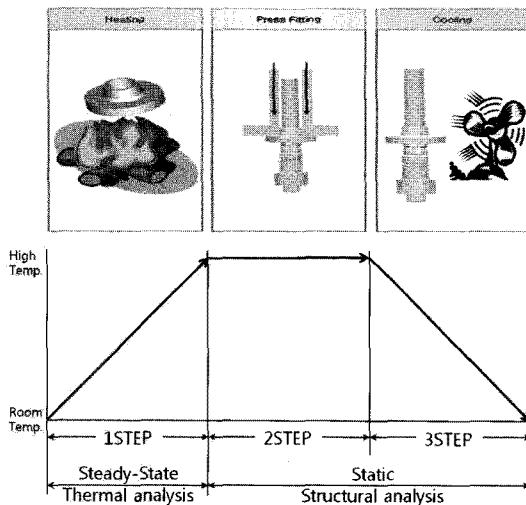


Fig. 9 The warm fitting process applied to the each process

5.2 구조·열 연성 해석기법 검토

일반적으로 열-구조 연성해석은 가능하지만 구조-열 연성 해석은 불가능하기 때문에 기어의 압입 후 냉각 공정을 해석할 수는 없습니다. 그리하여 본 연구에서는 Heating 된 기어를 구조해석환경에서 상온으로 냉각시키는 공정을 해석함으로써 가열-압입-냉각공정 해석을 연속적으로 수행하였다. 제시한 냉각공정에 대한 해석기법을 검증하기 위하여 내경 20mm, 외경 80mm, 높이 10mm 인 단순 원통형 모델을 이용하여 이론식 계산 및 유한요소해석을 수행하였다.

식(12)는 가열 및 냉각공정에 적용되는 열팽창이론식이다.

$$\delta_{Expansion} = \alpha \cdot \Delta T \cdot L \quad (12)$$

검증과정에서 사용된 물성치는 ANSYS Workbench 11.0 의 기본 물성치로 Table 9 와 같다.

Table 9 Thermal properties of the cylinder used to verify a FEA method for the cooling process

α	0.000012	/ °C	coefficient of thermal expansion
ΔT	120	°C	Difference of Temperature

Table 10 에 원통의 내경과 외경의 열팽창량을 계산한 결과와 유한요소해석결과를 비교하였다.

Table 10 The amount of thermal expansions in the r-direction

	Theory (mm)	FEM (mm)
Inner radius	0.0144	0.0144
Outer radius	0.0576	0.0576

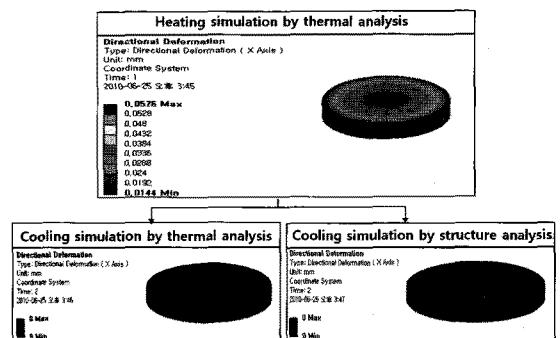


Fig. 10 Comparison of result between cooling simulations by thermal analysis and structure analysis

Fig. 10 은 열해석 환경에서 원통을 가열한 후, 열해석 환경에서 냉각한 원통과 구조해석에서 냉각한 원통의 변위량을 나타낸 그림이다.

Table 10 에서 가열 시의 이론식 계산결과와 유한요소해석결과가 일치한다. Fig. 9 는 서로 다른 환경에서 냉각해석을 하였지만 모두 냉각 후 변위량이 0mm 가 됨으로써 가열 전의 상태로 돌아온 것을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 제안한 냉각공정 해석기법이 타당함을 알 수 있다.

5.3 가열온도의 영향도

열간압입 공정에서 추가되는 공정변수로는 온도 변화량이 있다. 따라서 가열온도의 반경방향 변위량에 대한 영향도를 분석하기 위해 120°C, 140°C, 160°C로 가열하여 상온 20°C로 냉각하는 열간압입공정 해석을 수행하여 반경방향 변위값을 보정된 이론식 계산결과와 비교하였다. Table 11 은 유한요소해석에 사용된 모델의 주요 변수값이다.

Table 11 The specification of the spur gear

Interference (mm)	Inner radius (mm)	Addendum radius (mm)	Dedendum radius (mm)
0.029	10	40	35.5

Fig. 11 은 120°C로 가열한 기어의 가열, 압입, 냉각공정해석결과를 나타낸 것이다.

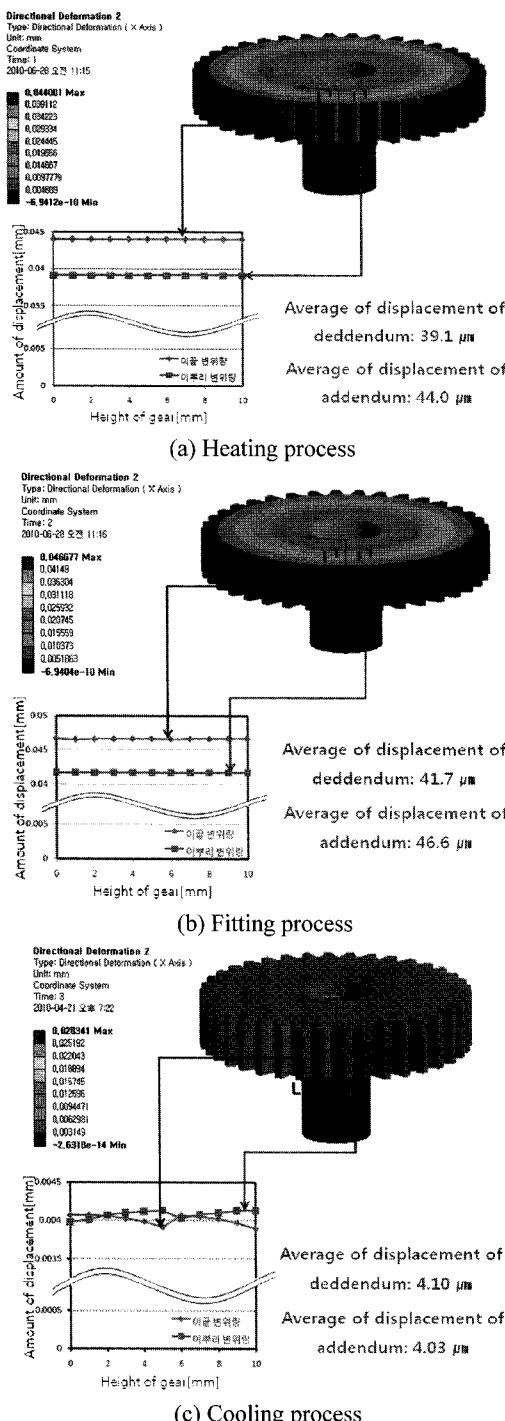
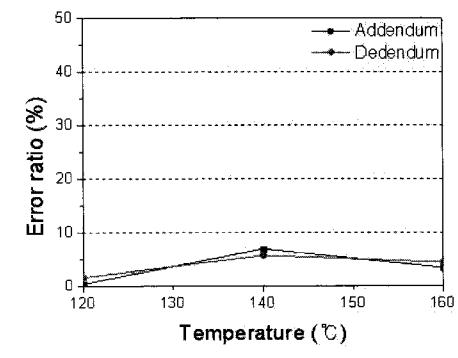


Fig. 11 FEA results when heating temperature is 120°C

Table 12 에서 식(11)에 의한 이론계산결과와 3 차원 유한요소해석결과의 차이가 약 5% 내외로 잘 일치한다. 따라서 가열 온도에 따른 반경방향 변위량을 제안한 보정 이론식을 통해 예측 가능함을 알 수 있다.

Table 12 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction according to the heating temperatures

Temp. (°C)	Addendum			Dedendum		
	Theory (μm)	FEM (μm)	Error (%)	Theory (μm)	FEM (μm)	Error (%)
120	4.01	4.03	0.5	4.17	4.10	1.7
140	3.52	3.29	7.0	3.66	3.46	5.8
160	3.02	3.13	3.5	3.15	3.30	4.5



6. 헬리컬기어의 열간압입 시 변형량

평기어에 대한 보정된 압입이론식이 헬리컬기어와 같이 치형의 형태가 변형된 형상에 대한 적용가능성을 검토하기 위하여 Table 13 의 3 가지 경우에 대해 해석 수행하였다.

Fig. 12 는 Case 2 의 가열, 압입, 냉각공정해석결과를 나타낸 것이며, Table 14 에 각 경우에 대한 해석결과를 나타내었다.

Table 13 The specification of the helical gear

Case	Fitting interference (mm)	Inner radius (mm)	Addendum radius (mm)	Dedendum radius (mm)
1	0.038	5	40	35.5
2	0.029	10	32	27.5
3	0.047	15	42.03	37.035

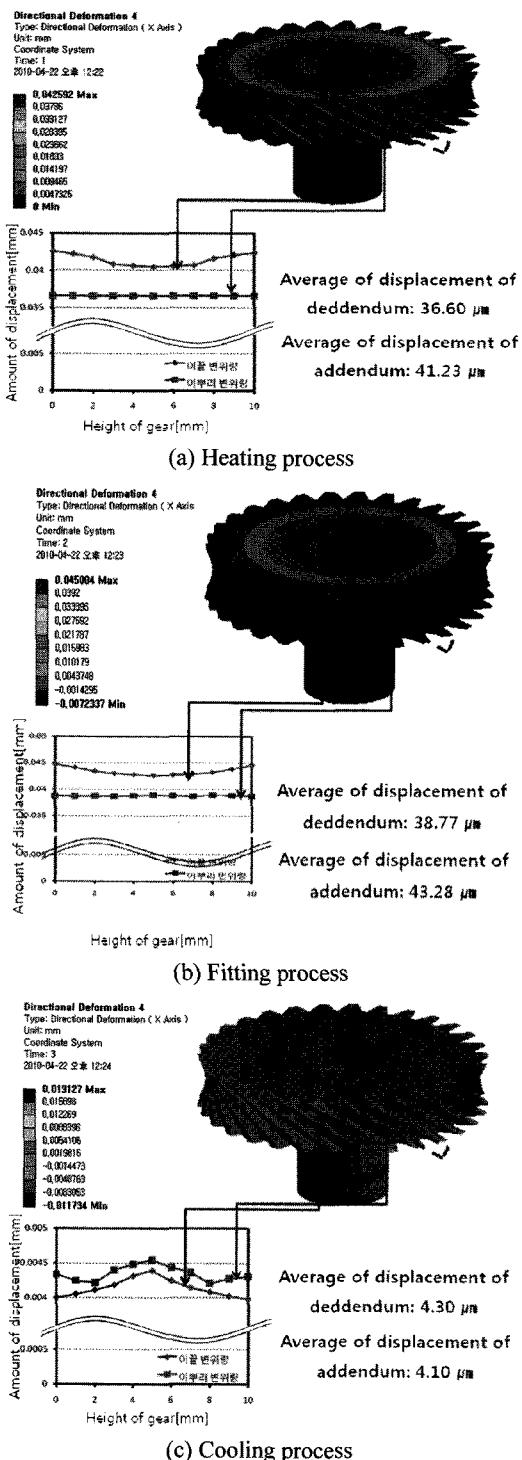


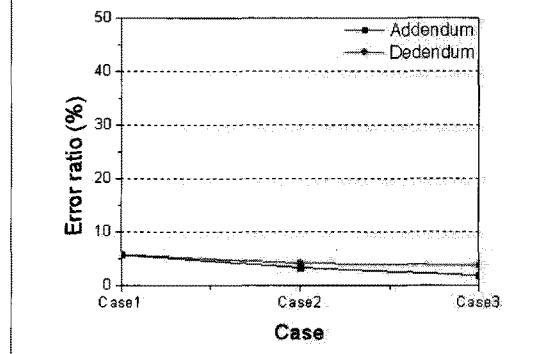
Fig. 12 FEA results on the case of the helical gear

헬리컬기어의 압입공정에서도 5%내외의 오차

율을 보이면서 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 이는 동일한 변수 조건에서는 본 연구에서 제안한 보정된 이론식이 평기어 뿐만 아니라 헬리컬기어의 압입공정 시 이끌 및 이뿌리 변위량을 예측하기에 적합함을 확인하였다.

Table 14 The amount of deformation of addendum and dedendum in the r-direction according to the specification of the helical gear

Case	Addendum			Dedendum		
	Theory (μm)	FEM (μm)	Error (%)	Theory (μm)	FEM (μm)	Error (%)
1	3.49	3.30	5.8	3.64	3.44	5.8
2	4.24	4.10	3.4	4.48	4.3	4.2
3	8.45	8.29	1.9	8.83	8.51	3.8



7. 결론

기어 압입 공정 시의 이끌 및 이뿌리 변형량 예측 이론식을 얻기 위하여 2 차원 압입이론식 계산 및 유한요소해석 수행결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 연구에서 제안한 보정된 이론식을 상온 압입공정의 유한요소해석과 비교한 결과, 이끌 및 이뿌리 변형량이 5% 정도의 오차를 보임으로써 제안한 보정된 이론식의 타당성을 확인하였다.

2) 상온압입공정에서 제안한 압입이론식을 열간 압입공정에 적용한 결과, 이끌 및 이뿌리 변형량이 5.5% 이하의 오차를 보임으로써 제안한 압입이론식의 열간압입공정에서 적용 가능함을 확인하였다.

3) 열간압입공정의 유한요소해석에서 압입 후 냉각공정을 구조해석환경에서 온도조건 제어를 통한 해석기법을 제안하였으며, 단순원통형의 모델

을 이용하여 이론식과 열해석공정 해석결과의 비교를 통해 타당성을 검증하였다.

4) 헬리컬기어에 대해 본 연구에서 제안한 이론식을 적용한 결과, 이끌 및 이뿌리의 변형량이 약 5%정도의 오차를 보임으로써 헬리컬기어의 압입공정에 적용 가능을 확인하였다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

참고문헌

1. Sung, D. H. and Kim, H. S., "A Study on 3 Shaft Hydromechanical Transmission Design Considering Power and Speed Characteristics," J. of KSME, Vol. 26, No. 12, pp. 2615-2623, 2002.
2. Choi, S. H. and Kim, Y. S., "Characteristics on the Output Coupled Type CVT combined Differential Gear Unit," J. of KSPE, Vol. 18, No. 3, pp. 205-215, 2001.
3. Kim, T. J., Kang, H. J., Kim, C., Chu, S. J. and Kim, H. Y., "Analysis of the Warm Shrink Fitting Process for Assembling the Part(Shaft and Output Gear)," J. of KSPE, Vol. 25, No. 6, pp. 47-54, 2008.
4. Kim, H. Y., Choi, C. J., Kim. C. and Bae, W. B., "A Study on the Prediction of Teeth Deformation of the Automobile Transmission Part(shift/Gear) in Warm shrink Fitting Process," J. of KSPE, Vol. 23, No. 9, pp. 54-60, 2006.
5. Yoh, E. G and Lee, Y. S., "Integrated Analysis for the Shrink-Fitted Die with Multi Stress-Ring of Dissimilar Materials," J. of KSPE, Vol. 18, No. 3, pp. 40-46, 2001.
6. Lange, K., "Handbook of Metal Forming," McGraw-Hill Book Company, pp. 13.1-16.66, 1985.
7. Laue, K. and Stenger, H., "Extrusion," American Society for Metals, pp. 356-363, 1981.
8. Kim, H. Y., Kim, C. and Bae, W. B., "Development of Optimization Technique of Warm Shrink Fitting Process for Automobile Transmission Part(Shaft/Gear)," J. of KSPE, Vol. 23, No. 5, pp. 37-43, 2006.