

# Index Machine의 Jig Body 강도 및 변위해석

한근조\*, 오세욱\*, 김광영\*\*, 안성찬\*, 전형용\*

## Analysis of Strength and Displacement of Jig Body in Index Machine

Geun Jo Han\*, Sae Wook Oh\*, Kwang Young Kim\*\*, Seung Chan Ann\*, Hyung Yong Jeon\*

### ABSTRACT

Strength and displacement of jig body in index machine utilized for multiprocess machining such as drilling, boring and tapping, etc, at the same time were analyzed by the use of finite element analysis software ANSYS 5.2A. The whole geometry was constructed by 4048 elements and 7016 nodes employing 8 node brick element. The analyses were carried out on five loading cases combining vertical and horizontal machining to simulate the case occurring large displacement and the one occurring small displacement one and provided following conclusions.

- (1) Jig body had sufficient strength because its safety factor was 6.95 even in the most severe loading case.
- (2) The largest displacement in Z direction was 549  $\mu$ m and that in radial direction was 43.7  $\mu$ m.
- (3) In order to reduce the displacement, vertical machining rather than horizontal or two or three processes should be adopted in the same station.
- (4) Alternate change of horizontal machining direction at consecutive stations can reduce the displacement.
- (5) The dimension of the slider should be increased to reduce the displacement by the tolerance in the sliding part.
- (6) A bypass idle piston head needs to be installed to give a counterpart supporting load from opposite direction for a single horizontal machining case.

**Key Words** : Index machine(인덱스머신), Jig holder body(지그홀더바디), Bypass Idle piston head(우회아이들 피스톤헤드), Station(가공역), Node(절점), Brick element(육면체요소).

### 1. 서론

산업이 고도로 발달함에 따라서 최근 산업계에서는 생산성의 향상, 가공의 고속화 및 높은 가공정밀도가 점점

강하게 요구되고 있다. 이러한 요구에 부응하기 위한 생산의 합리화와 생산성 향상을 위한 공작물의 가공공정시간의 단축과 정밀가공을 위한 머시닝 센터(machining center)를 비롯한 각종 CNC공작 및 산업기계가 사용자

\* 동아대학교 기계공학과  
\*\* 한국 기계 연구원 (KIMM)

의 다양한 요구에 의해 장시간 무인 및 자동운전되는 경우가 많다.<sup>(1,2)</sup> 위와 같은 생산의 자동화, 고능률화의 발전에 맞는 목적에 대응하기 위해서는 종래와 같이 공작기계 자체를 고성능화할뿐만 아니라 보다 미세한 관점에서 공작기계, 공구, 공작물 등으로 구성되는 일련의 계 전체의 성능 향상을 추구하는 것이 필요하다.<sup>(2)</sup> 공작기계는 공구와 공작물간의 주어지는 상대 운동으로 이루어지며 그 요소로는 회전운동과 안내 요소, 구동요소 및 그것들의 접속으로 구성되어진다.

이러한 구성요소에는 각각의 오차를 가지고 있으며 그 요소의 오차가 누적되어 기계 자체의 정밀도 및 공작물의 치수 정밀도를 결정하게 된다. 이들의 구성요소 가운데에서도 특히 공작물과 공작기계를 연결하는 기능을 수행하는 공작물 설치 기구의 성능향상을 도모하는 것이 중요한 과제라 생각할 수 있다.

고능률, 고정밀가공의 실현을 위한 연구로는 이송계의 강성, 백래쉬(backlash), 안내면의 습동저항 등의 위치 결정정밀도 영향에 대한 요소<sup>(3,4)</sup>와 각 부품의 탄성변형을 통하여 오차를 최소화시켜 정밀도를 유지시키는 방법<sup>(5)</sup> 등의 이송계통의 연구가 있고, 또한 공구와 공작물의 착탈의 자동화도 급격히 진행되고 있으며<sup>(6)</sup>, 주축 회전의 고속화<sup>(7)</sup>가 진행되는 가운데 이들에 견딜수 있는 공구와 공작물의 파괴특성이<sup>(8,9)</sup> 가공계의 성능을 좌우하는 중대한 인자의 하나로 되어 있다.

공작 및 산업기계에서 인덱스테이블(index table)은 공구가 장착되는 공구대가 분할되는 방식, 공작물이 설치되는 테이블이 분할되는 방식, 두가지의 절충식등으로 구분되며 자동차부품, 밸브등 복잡한 다공정의 부품을 정밀가공, 생산할 때의 공작물 설치 테이블로서 사용되고 있다.

본 연구에 사용한 수직형 드럼타입 인덱스테이블은 8각형의 원주방향에 공작물을 부착하고, 인덱스머신의 다방향에 설치한 드릴링(drilling), 보링(boring), 태핑(tapping), 밀링(milling)등의 가공 기능을 가진 고정스핀들축에 공구를 부착하여 테이블이 45°씩 회전하면서 8등분 분할공정을 수행하는 형식으로 한번 공작물을 로딩(loading)에서 해당공정의 가공을 완성할 수 있도록 설계하였다. 이러한 복잡한 시스템은 공작물 가공스핀들과 공작물을 부착한 수직형 드럼타입 인덱스테이블 및 지그(jig)의 강성에 따라서 제품의 정밀도와 기계의 기능에 지대한 영향을 미치게 된다.<sup>(10)</sup> 이에 가공공정설계에 따라 스핀들축의 변위에 기인한 드럼타입 인덱스테이블에 발

생하는 변위와 응력을 해석하고 가공정도에 미치는 영향을 유한요소법으로 분석하여 유사테이블 및 기계의 설계시 현장의 자료로 활용할 수 있도록 하고자 하였다.

본 연구에서는 가공물이 인덱스머신(index machine)의 지그에 로딩된 후, 절삭공구가 드릴링이나 보링, 태핑등을 하기 위하여 가공물을 밀 때 발생하는 변위와 응력을 해석하여 가공 정도에 미치는 영향을 분석하고 지그홀더바디(jig holder body) 내의 안전율로 강도를 살펴보았다. 지그홀더바디에 사용된 재질은 SCM415 침탄 열처리 강으로 기계적 성질은 Table 1에 나타나 있다.

Table 1 Mechanical properties of SCM415 steel<sup>(11)</sup>

T.S.	El.	R.A	Charpy	HB	E	$\nu$
≥833.85	≥16	≥40	≥7	235/321	20.6×10 <sup>4</sup>	0.3

T.S. : tensile strength (N/mm<sup>2</sup>)

El : elongation (%)

R.A. : reduction of area (%)

HB : Brinell hardness

E : Young's modulus (N/mm<sup>2</sup>)

$\nu$  : Poisson's ratio

## 2. 해석 대상 설정 및 모델링

### 2.1 해석 대상

가공물은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 지그에 고정되고

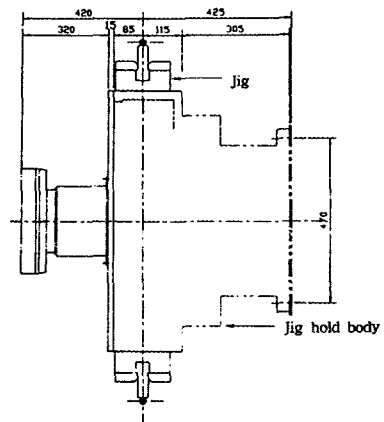


Fig. 1 Edge line of the jig body and housing assembly supporting jig body

지그는 다시 지그홀더바디에 부착되어 8개의 스테이션으로 45°씩 회전하게 된다. 지그홀더바디와 인텍스머신의 메인바디(main body) 사이에는 축과 하우징(housing), 새들(saddle), 커플링(coupling) 등으로 연결되어 있으나, 하우징의 외경은 430mm, 내경은 168mm로 두께가 131mm나 되므로 수직가공에 충분한 강성을 가지고 하우징축에 평행한 수평가공에는 거의 영향을 받지 않는다. 그래서 지그홀더바디가 하우징부분에 볼트로 부착된 양쪽 부분은 고정되어 변위가 없는 것으로 간주하여 지그홀더바디부분만 해석 대상으로 삼았다.

## 2.2 모델링

지그홀더바디 형상은 45°를 가지는 각 스테이션이 원주방향으로 8번 회전하여 형성된 풀이므로 하중만 축대칭이면 45°의 스테이션 하나만 모델링하면 되나 작용하중이 비대칭이라 3차원으로 형상 전체를 모델링하였다. 모델링은 해석 프로그램인 ANSYS의 8절점 육면체요소(8 node brick element)를 사용하기 위하여 육면체로 요소분할을 하였으나, 공구와 접촉하는 지그의 끝단부분은 집중하중이 직육면체요소의 절점에 작용하지 않고 가운데 작용하므로 4개의 작은 육면체요소로 분할하였다.

먼저 22.5°섹터(sector)요소를 솔리드 모델링(solid modeling)으로 형상을 구성하고 이 22.5°섹터를 x축을 중심축으로 대칭시켜 45°섹터를 생성시키고, 이것을 45°씩 8번 회전시켜 Fig. 2와 같은 전체 형상을 완성시킨다. 이때 지그홀더바디의 중심부분이 축의 플랜지와 볼트로 연결되고 축은 고정된 것으로 간주했기 때문에 변위가 0인 가운데 부분은 구멍을 뚫어 경계부분을 고정시켰다. 이렇게 하여 생성된 요소수는 4048개이고 절점수는 7016개이다.

이와 같은 모델링을 할 때 고려한 가정은 다음과 같다.

- (a) 절점수의 과다로 인하여 모든면이 만나는 모서리 마다의 라운딩(rounding)은 고려치 않음.
- (b) 볼트로 체결된 지그 홀더 바디와 지그의 슬라이드부 및 8각형 옆 판과 지그 홀더 바디 원주상 끝 평판부는 두 부분을 일체로 간주함.
- (c) 지그홀더바디와 지그는 지그볼트 끝에 구멍을 뚫어 끼워져 있으나 두 부분을 일체로 간주함.
- (d) 지그홀더바디끝의 치수와 지그길이는 양쪽에 5mm와 10mm 차이를 발생시켜 실제의 계단 형상으로 하면 요소 분할할 때 중심 가까운 부분은 아주 두께가 작은 요소가 생겨 큰 종횡비(aspect ratio)로 인해 오차가 많이

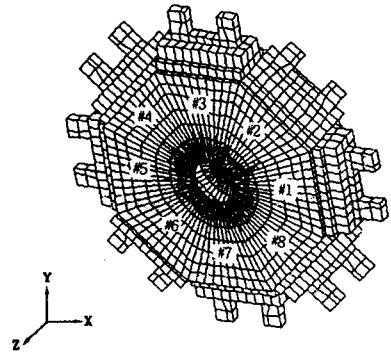


Fig. 2 Whole mesh generation of the jig and each station number

발생하고 요소수도 많이 증가하므로 두 치수는 같은 것으로 간주함.

(e) 열응력은 고려치 않음.

(d) 인텍스테이블을 조립한 상태에서 공구중심을 가공물과 조정하므로 자중은 무시하고 절삭시 작용하는 하중만을 고려함.

## 3 변위와 하중의 경계조건

### 3.1 변위 조건.

지그홀더바디가 축과 연결되는 부분은 고정된 것으로 간주하기 때문에, 축의 플랜지 직경에 해당하는 구멍을 양쪽에 각각 200mm, 150mm로 내고 구멍의 원주상에 있는 절점의 변위를 0으로 둔다.

여기서 주로 발생하게 되는 변위는 중심축에 평행한 Z축 방향의 변형에 의한 것이므로 수직가공을 할 경우 X, Y축 방향의 수직 변형은 무시할 정도로 작고 Z축 방향의 변형은 일으키지 않는다. 그러나 드릴링, 보링, 태핑 등의 수직 가공을 할 동안은 Z축 방향으로 고정된 것과 다름없으므로 지그 윗 부분의 변위를 0으로 두어 수평가공과 함께 작업조건을 형성한다. 이같은 경계 조건은 Fig.3에 나타나 있다.

### 3.2 가공상태에 따른 하중조건

현재 사용되고 있는 인텍스머신에서 가공시 공구를 미는 유압은 3.43N/mm<sup>2</sup>이고 피스톤의 직경은 140mm과 80mm 두가지가 사용되나, 여기서 해석하고자 하는 것은 하중의 크기에 따라 변위를 구하고자 하는 것이 아니라 최대 하중상태일 때 응력과 변위를 해석하고 각 스테이션의 가공종류(수직가공, 좌우 수평가공) 조합에 따른 최소

수평면위 상태를 구해 보고자 한다. 그래서 작용하중은 52800.44N이 지그의 끝 두점에 26400.22N씩 나뉘어 작용하도록 하였다.

스테이션 #1에서는 가공물의 로딩과 언로딩(unloading)이 이루어지고 스테이션 #7은 제일 아래에 위치하여 다텍스머신 본체에 절삭공구를 설치할 수 없도록 되어 있으므로 두 스테이션은 하중의 경계조건 조합에서 제외시켰다.

가공상태는 다음과 같이 다섯가지로 나누어 하중조건을 주었고 각 경우는 Table 2에 나타나 있다.

- (a) 스테이션 #1과 #7을 제외한 모든 스테이션에 동일 방향, 여기서는 +Z 방향의 힘을 가할 때.
- (b) 최대 변위가 예상되는 상태로 각각 3개의 +Z방향과 -Z방향의 힘을 양쪽으로 나눠 작용할 때.
- (c) 각각 3개의 +Z방향과 -Z방향의 힘을 하나씩 교대로 작용할 때.
- (d) 3개의 수직가공과 2개의 +Z방향, 1개의 -Z방향의 힘을 작용할 때.
- (e) 4개의 수직가공과 1개의 +Z방향, 1개의 -Z방향의 힘을 작용할 때.

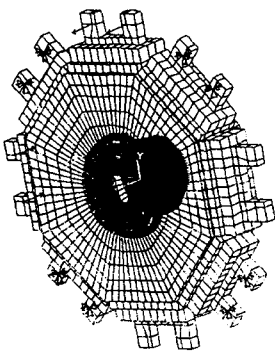


Fig. 3 Boundary condition and loading condition

Table 2 Direction and magnitude of Fz(N) in each station according to loading condition (a)~(e)

loading direction and magnitude of Fz(N) in each station condition						
	#2	#3	#4	#5	#6	#8
(a)	52800.44	52800.44	52800.44	52800.44	52800.44	52800.44
(b)	52800.44	52800.44	-52800.44	-52800.44	-52800.44	52800.44
(c)	52800.44	-52800.44	52800.44	-52800.44	52800.44	-52800.44
(d)	52800.44	수직가공	-52800.44	52800.44	수직가공	수직가공
(e)	수직가공	52800.44	수직가공	-52800.44	수직가공	수직가공

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 응력해석 결과

응력 해석 결과는 Mises 항복설에 의한 등가응력( $\sigma_e$ ) 곡선으로 나타내었는데 여기서 등가응력은

$$\sigma_e = [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} / \sqrt{2}$$

이다. Rankine의 최대 주응력 항복설을 사용하기 위해서는 최대주응력  $\sigma_1$ 이 필요하다. 하중상태에 따라 나타난 최대 등가응력과 최대 주응력은 Table 3과 Fig. 6에서와 같고 그중에서  $\sigma_e$ 의 최대는 (a)경우에서 119.903N/mm<sup>2</sup>이고  $\sigma_1$ 의 최대는 (b)경우에서 117.865N/mm<sup>2</sup> 이고 지그 홀더 바디와 슬라이더 연결부에 발생하는 것을 알 수 있다. 이때 최대 강도가 833 N/mm<sup>2</sup>이므로 안전율은 각각 6.95, 7.07이다. 각 항복설에 따른 등가응력 곡선은 Fig. 4와 Fig. 5에 나타나 있다.

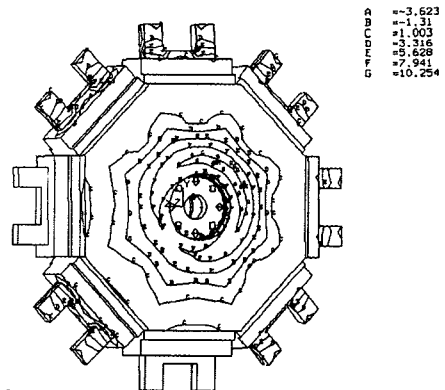


Fig. 4 (a)  $\sigma_1$  stress distribution contour for loading case (a)

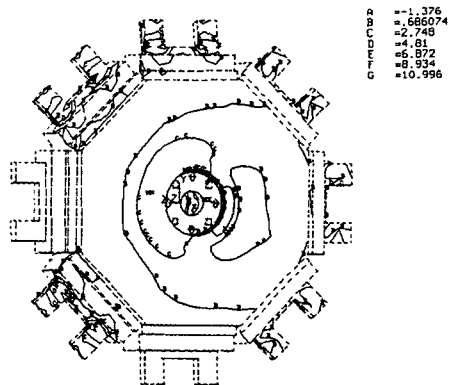


Fig. 4 (b)  $\sigma_1$  stress distribution contour for loading case (b)

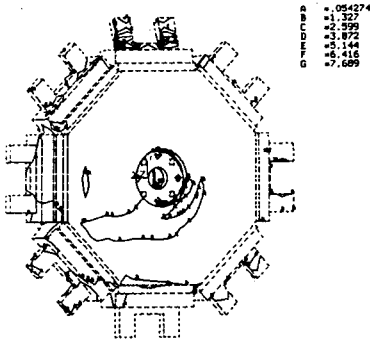


Fig. 4 (c)  $\sigma_1$  stress distribution contour for loading case (e)

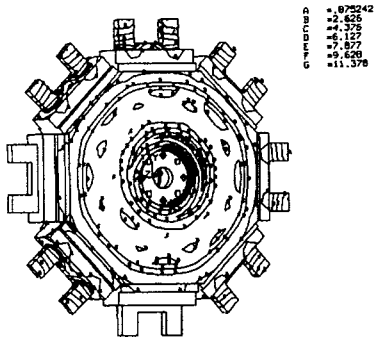


Fig. 5 (a)  $\sigma_e$  stress distribution contour for loading case (a)

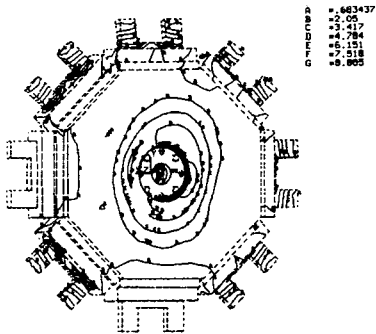


Fig. 5 (b)  $\sigma_e$  stress distribution contour for loading case (b)

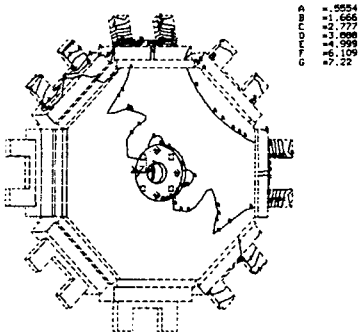


Fig. 5 (c)  $\sigma_e$  stress distribution contour for loading case (e)

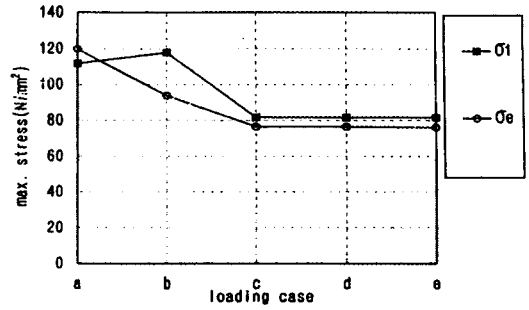


Fig. 6 Comparison of max.  $\sigma_1$  and  $\sigma_e$  in each loading condition

Table 3 Maximum equivalent stress(N/mm<sup>2</sup>) and safety factor in each loading condition

loading condition	$\sigma_1$	$n_1$	$\sigma_e$	$n_e$
(a)	111.82	7.45	119.95	6.95
(b)	117.89	7.07	93.79	8.88
(c)	81.73	10.19	76.54	10.88
(d)	81.63	10.21	76.54	10.88
(e)	81.63	10.21	76.24	10.93

$\sigma_1$  : maximum principal stress (N/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_e$  : equivalent stress (N/mm<sup>2</sup>)

$n_1$  : safety factor with respect to  $\sigma_1$

$n_e$  : safety factor with respect to  $\sigma_e$

#### 4.2 변위 해석 결과

Fig. 7은 Table 2의 하중상태 (b)에 대한 변형된 형상을 나타내고 있으며, 5가지 하중 상태에 대하여 각 스테이션에서의 공구 중심에 나타나는 축방향변위와 지그홀더바디의 반경방향변위는 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 그리고, 각 상태에 따른 Z방향과 반경방향 최대 변위

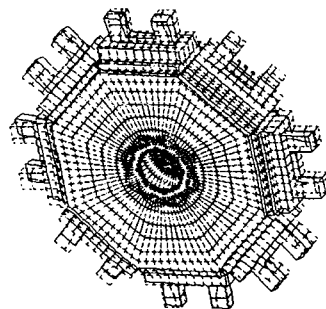


Fig. 7 Deformed shape of the jig body

를 Fig. 10에 나타내어 비교하였다. 전체 하중조건중에서 Z방향 변위의 절대값 최대는 Fig. 8에서와 같이 549  $\mu\text{m}$ 으로서 (a)상태에서 발생하고, 반경방향 변위의 절대값 최대는 Fig. 9에서와 같이 43.2  $\mu\text{m}$ 으로서 (b)상태에서 발생한다. 여기서 각 변위는 절대값으로 비교하였고 Z방향 변위의 절대값 최소는 117  $\mu\text{m}$ 로 (c)상태에서 발생하고, 반경방향 변위의 절대값 최소는 21.1  $\mu\text{m}$ 로 (d)경우에서 발생한다.

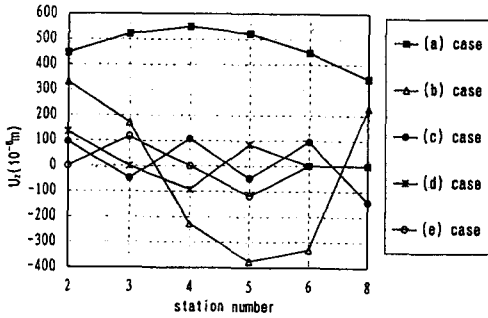


Fig. 8 Displacement in Z direction of six stations for loading conditions (a)-(e)

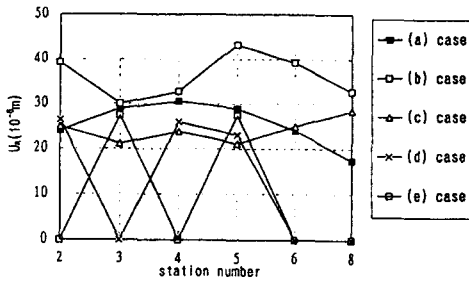


Fig. 9 Displacement in radial direction of six stations for loading conditions (a)-(e)

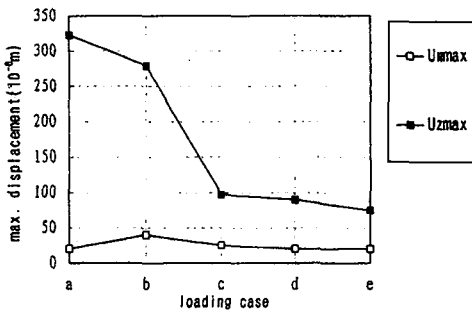


Fig. 10 Comparison of max. displacement in radial ( $U_{Rmax}$ ) and z direction ( $U_{zmax}$ ) for each loading condition

### 4.3 해석 결과에 대한 고찰 및 제언

응력 해석을 한 결과로 Von Mises의 항복설에 의한 안전율이 6.95이상이고, Rankine설에 의하면 7.07이상이다. 위와 같은 하중상태는 정하중에 해당되고 정하중일 때 철강재료의 안전율은 보통 5 정도이므로 강도는 충분하다고 생각된다.

변위결과로 직각도에 대한 영향을 살펴 보기 위하여 최대 변위가 발생하는 (b)경우 스테이션 #5에서의 반경방향에 따른 각 절점에서 Z방향 변위를 비교해 보면 R-Z평면에서 지그홀더바디의 평균 굽힘각

$$\theta_1 = \frac{0.276}{370} \times \frac{180}{\pi} = 0.043^\circ$$

이고, 지그부분의 굽힘각

$$\theta_2 = \frac{0.174}{115} \times \frac{180}{\pi} = 0.087^\circ$$

이고 여기서 0.276은 지그 홀더 바디 끝부분의 Z방향 최대변위이고 370은 지그 홀더 바디 중심축에서 지그 홀더 바디의 끝부분 까지의 길이이며 0.174는 공구 중심의 지그 홀더 바디 끝부분에 대한 Z방향 변위이고 115는 거기까지 길이를 나타낸다 그 결과로  $\theta_2$ 는  $\theta_1$ 에 비해 2.02 배정도로 크므로 지그부분의 폭을 더 증가시킬 필요가 있다.

또한 이 해석에서 고려하지는 않았지만 지그에서 가공물을 로딩과 언로딩시키기 위하여 가공물과 접촉하는 부분은 슬라이딩해야 하는데 그러기 위해서는 허용 공차가 기위 맞춤이나 볼트로 체결되는 경우보다 크므로 이 공차에 의한 변위가 상당하리라고 생각된다. 이처럼 수평가공을 할 때 좌우 방향에서 동시에 이루어져 힘의 평형이 만족되면 괜찮으나 좌우중 한쪽에서만 가공이 이루어진다면 반대편에 같은 힘으로 받쳐 주는 기구가 있어야 변위를 감소시켜 정밀한 가공을 할 수 있으리라 생각된다. 수평가공을 양쪽에서 동시에 할 수 없을 때는 수직가공이 가공물의 Z방향변위 발생을 억제시킬 수 있으므로 수직가공과 수평가공을 동시에 행하여도 변위가 많이 감소하고 이 때 응력도 또한 현저히 감소되리라 생각된다. 하중상태에 따른 변위 결과에서 나타난 바와 같이 수직가공은 지그부분의 변위 발생을 적게 일으키므로, 한쪽에서 만의 수평가공보다는 수직가공을 가능한 채택하도록 하고, 한쪽면 만의 수평가공을 할 때는 좌우를 교대로 채택하므로써 변위를 감소시킬 수 있다.

## 5. 결 론

드릴링, 보링, 태핑 등을 동시에 수행하여 효율적인 가공을 가능케 하는 인덱스머신의 지그홀더바디에 가공물이 로딩된 후, 절삭을 위해 가공물을 밀 때 발생하는 변위와 응력을, 수직가공과 수평가공을 조합한 다섯가지 가공 상태에 대하여 유한요소해석의 상용프로그램인 ANSYS 5.2를 이용하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 여러상태의 하중이 작용할 때 지그홀더바디내에 발생하는 상당응력의 최대값은 (a)하중상태에서 119.903 N/mm<sup>2</sup>이고 이 때 안전율은 6.95 이상이며, 최대 주응력은 (b)경우에서 최대치 117.865N/mm<sup>2</sup>로 7.07의 안전율을 나타내므로 충분한 강도를 가진다.

(2) 여러 상태의 하중이 작용할 때 공구 중심에서 발생하는 Z방향 최대변위는 (a)하중상태일 때 스테이션 #3에서 549 $\mu$ m이다. 가공정도에 큰 영향을 미칠 반경방향 최대변위는 (b)하중상태일 때 스테이션 #5에서 43.2  $\mu$ m이다

(3) 변위를 감소시키기 위해서는 수직가공을 많이 채택하고 수평가공을 행할 때는 양쪽에서 동시에 수행케 하거나 수직, 수평가공을 동시에 행한다. 즉 다공정일 경우 한 스테이션에서 두 공정 이상을 동시에 수행시킨다.

(4) 수평가공이 각 스테이션에서 하나씩 동시에 일어날 경우에는 가공방향을 교대로 바꿔 변위를 감소시킨다.

(5) 지그의 슬라이드부 허용공차에 의한 변위를 감소시키기 위하여 슬라이더의 폭을 가능한 크게 한다.

(6) 수평가공 하나만 할 경우, 발생하는 변위를 줄이기 위하여는 반대편에 같은 힘으로 받쳐 줄 수 있도록 유압 바이패스 아이들 피스톤 헤드(bypass idle piston head) 설치를 위한 설계변경이 필요하다.

## 참 고 문 헌

1. 김성용, "한국공작기계 산업의 현황과 전망", 한국정밀공학회지, 제9권, 제4호, pp. 7~12, 1992.
2. 이후상, "초정밀 가공시스템", 한국정밀공학회지, 제10권, 제1호, pp. 14~21, 1993.
3. 井澤實, "超精密位置決め の現況と將來", 機械の研究, 第40卷, 第10號, pp. 1069-1075, 1988.
4. 木材浩哉, "NC機 の位置決め精度の測定について", 日本機械學會誌, 第75卷, 第1號, pp.72, 1972.
5. 諸貫信行, "工作機械の送り駆動系の運動精度", 機械の研究, 第42卷, 第1號, pp. 181-182, 1990.
6. 김광영의 "머시닝센터 성능향상에 대한 연구", 한국기계연구소, pp. 1~99, 1991.
7. 최대봉의 "고속공작기계 주축개발에 관한 연구", 과학기술처, pp. 1~77, 1991.
8. 新野秀憲, 曾原敬, 伊東進, "切削中のテヤツワ把握力の經時變化", 日本機械學會論文集(C編), 第55卷, 第509號, pp. 182~187, 1989.
9. 土井雅博, 益子正巳, 竹内成樹, "テヤツワ加工に於ける工作物把持力の檢討", 日本機械學會論文集(C編), pp. 455~460, 第55卷, 第51號, 1989.
10. 김종원, 이진우, 한주현, "CNC회전형 분할 테이블개발사례", 대한기계학회지, 제31권, 제1호, pp. 10~25, 1991.
11. 오 세욱, "재료역학", 동명사, pp. 508, 1997.