

금형가공센터 고속 이송체의 성능 안정화를 위한 설계개선 사례

최영휴*, 홍진현+, 최응영+, 이재윤 **, 김태형 **, 최원선 **

A Case Study on the Structural Design Improvement of a Mold M/C's Head Slides for Smooth Motion Regarding to Inertia and Moment Impact

Y. H Choi*, J. H. Hong+, E. Y. Choi+, J. Y. Lee**, T. G. Kim**, W. S. Choi**

Abstract

Heavy-weight head slides may cause excessive inertia impact & moment on the machine tool structure when they move or stop abruptly during operation. Consequently these inertia impact and unbalanced moment bring transient vibrations and rough sliding motions on the machine structure. Machine tool engineers have tried many kind of feed-slide designs in order to solve this problem; for example, the design optimization of the moving structure for minimum weight and maximum stiffness, box-in-box type slide design, and so on. In this article, force and moment equilibrium equations regarding to the inertia force & moment were derived for each one of a mold M/C's head slides. Furthermore, five different design configurations of head slide assembly were reviewed for its design improvement regarding to force & moment calculations and finite element structural analysis results.

Key Words : Machine Tool, Head Slides, Inertia Force, Moment Unbalance, Transient Vibration

1. 서론

산업 생산성과 품질 향상에 대한 요구가 점점하면서 공작기계도 점차 고속화, 정밀화되는 추세에 이따. 고속 고정밀 공작기계는 가공작업 중에 이송체가 저속에서 고속으로 또는 저속에서 고속으로 급속하게 가속하는 경우가 빈번하다. 이와 같이 이송체가 급작스런 가속을 하게 되면 관성력이 의한 충격과 모멘트 불균형이 심하게 발생되고, 이는 구조체의 진동을 유발하게 된다. 이 때문에 공작기계는 가공정밀도를 크게 떨어뜨리게 되므로 결국 고속가공이 불가능하게 된다.

이러한 고속 이송체의 관성충격과 모멘트 불균형에 의한 악영향을 줄이기 위해서 여러 가지 설계방법들이 시도되고 있다. 즉, 이송체의 중량을 줄이고 동시에 기계구조물의 강성을 증대시키며, 이송체의 무게 중심이 이송운동 축과 가능하면 일치되도록 하여 모멘트 아암(Moment arm)을 줄임으로써 모멘트 불균형을 최소화시키는 박스-인-박스(Box-in-box) 슬라이드 등이다.

본 연구에서는 최고 감가속도 2.5 g로 고속 이송하는 금형가공센터 이송체의 급속이송 중 관성충격력과 모멘트 불균

* 발표자, 창원대학교 기계설계공학과 (yhchoi@changwon.ac.kr)

주소: 641-773 경남 창원시 사림동 9번지

+ 창원대학교 기계설계공학과 대학원

++ 대우종합기계(주)

형을 최소화시키기 위한 설계개선 사례를 소개하고자 한다. 먼저 관성력을 등가의 정하중으로 가정하고, 헤드 슬라이드가 이동되는 방식에 따라 각각의 슬라이드에 작용하는 관성력과 모멘트 평형방정식을 유도하였다. 다음에 경험과 직관 및 해석결과를 바탕으로 5 가지의 서로 다른 헤드 슬라이드 형상설계 대안을 선정하고, 각각의 설계대안에 대한 작용력과 반력 및 모멘트를 계산하였으며, 유한요소 구조해석을 통한 구조물의 중량, 고유진동특성, 정적 컴플라이언스를 해석하였다. 이러한 계산 및 해석결과를 바탕으로 최선의 헤드 이송체 설계개선 방안을 선정하였다.

2. 헤드 이송체의 힘과 모멘트 해석

금형가공센터 헤드 이송체는 X-, Y-, 및 Z-축 방향의 3축 이송이 가능한 3 개의 슬라이드로 구성되어 있다. 본 연구에서는 X-Y 평면상에서의 이송운동의 경우로 한정하여 해석과 설계검토를 수행한다. 아래 Fig. 1은 금형가공센터 헤드 이송체가 X-Y 평면상에서 이송운동 하는 경우를 나타낸 개략도이다. 그림에서 ZX-슬라이드라고 표시한 것은 Z-슬라이드가 X-슬라이드에 고정된 상태로 Z-슬라이드와 X-슬라이드가 함께 X-축 방향으로 이송운동을 함을 나타낸다. Y-축 방향으로 이송될 때는 ZX-슬라이드가 Y-슬라이드의 특정 위치에 고정된 채로 함께 X-, Y-, Z-슬라이드가 모두 함께 Y-축 방향으로 이송된다.

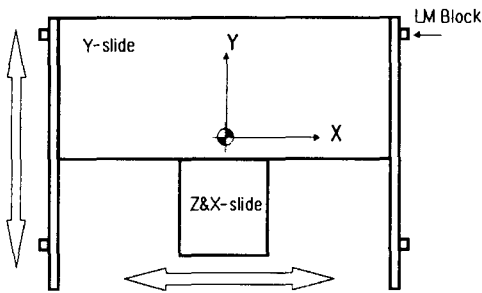


Fig. 1 Configuration of planar motion of a mold M/C's head slides in the X-Y plane

X-축 방향의 이송과 Y-축 방향의 이송운동에 대하여 이송체에 작용하는 유효 힘(Effective force)과 모멘트 평형식을 유도한 다음 반력들을 구하는 과정은 다음과 같다.

2-1. X-축 방향 이송운동의 경우

Fig. 2에서 보인 것처럼 X-축 방향으로의 헤드 이송운동은 Y-슬라이드는 고정된 구조물로 간주하고, ZX-슬라이드가 Y-슬라이드에 설치된 안내면을 따라 X-축 방향으로 이송운동 한다고 가정한다. 이 때에 ZX-슬라이드의 감속도에 의한 관성력이 발생하는데 이 관성력을 ZX-슬라이드의 질량중심에 작용하는 등가의 정적 유효외력(Equivalent static effective force)으로 간주하고, 그에 따른 반력은 ZX-슬라이드와 Y-슬라이드의 연결지점(LM 블록)에 발생된다고 가정하면 Fig. 3에 보인 바와 같이 자유물체도(Free-Body-Diagram)를 작성할 수 있다.

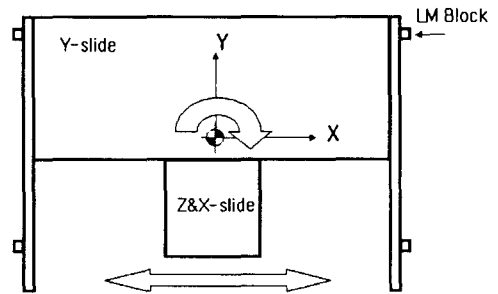


Fig. 2 Only ZX-slide moves along Y-slide in the X-direction

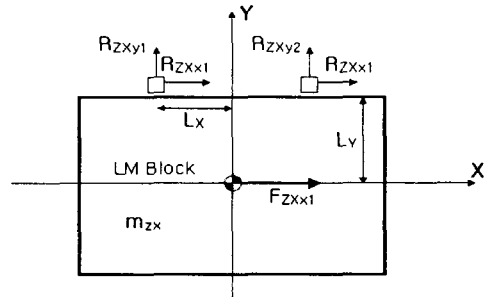


Fig. 3 Free-body-diagram of ZX-Slide acted on by the effective force in the x-direction

F_{Zx1} 는 ZX-슬라이드의 관성력, R_{Zx1} , R_{Zx2} , R_{Zy1} , R_{Zy2} 는 각각 ZX-슬라이드와 Y-슬라이드의 연결지점에 발생하는 X-축 방향 및 Y-축 방향의 반력이다.

위 Fig. 3의 자유물체도에서 ZX-슬라이드에 대한 유효 힘과 모멘트 평형조건과 X-축 방향의 반력들은 크기가 같고, Y-축 방향의 반력은 크기가 같고 방향이 반대라는 가정으로부터의 반력을 구하면 다음과 같다.

$$R_{ZXx1} = R_{ZXx2} = \frac{1}{2} m_{ZX} \cdot a_{ZXx} \quad (1)$$

$$R_{ZXy1} = -R_{ZXy2} = \frac{1}{2} \frac{L_Y}{L_X} m_{ZX} \cdot a_{ZXx} \quad (2)$$

위 식에서 L_X 와 L_Y 는 각각 LM 블록과 ZX-슬라이드의 무게중심 사이의 거리이며, m_{ZX} 는 ZX-슬라이드의 질량, a_{ZXx} 는 ZX-슬라이드의 X-축 방향 가속도이다.

한편 위의 ZX-슬라이드의 LM 블록 위치에 발생된 반력은, 작용 반작용의 법칙에 의해, Y-슬라이드의 작용 외력이 된다.

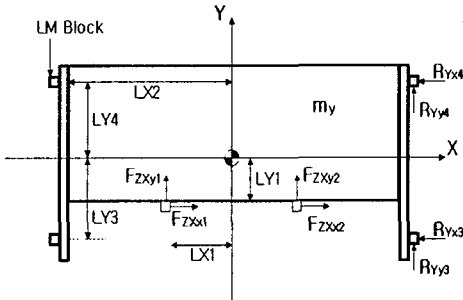


Fig. 4 Free-body-diagram of Y-Slide acted on by the effective force in the x-direction

또한 Fig. 4에서 보는 바와 같이 Y-슬라이드는 4 개의 LM 블록으로 지지되어 있는데, Y-슬라이드에 발생하는 X-축 방향의 반력은 그 중 어느 한쪽의 2 개 LM 블록에서만 발생된다고 가정하여(이 경우 우측에서 반력 R_{Yx3} , R_{Yx4} 만 발생) 유효 힘과 모멘트 평형 식을 유도한 다음 반력들을 구하게 된다. 이 때, R_{ZXx1} , R_{ZXx2} , R_{ZXy1} , R_{ZXy2} 는 앞에서 이미 구하였으므로 R_{Yx3} , R_{Yx4} , R_{Yy3} , R_{Yy4} 를 구하면 다음과 같다.

$$R_{Yx1} = R_{Yx2} = 0 \quad (3)$$

$$R_{Yy3} = -\frac{L_{Y1} + L_{Y4}}{L_{Y3} + L_{Y4}} (F_{ZXx1} + F_{ZXx2}) + \frac{L_{X1} + L_{X2}}{L_{Y3} + L_{Y4}} F_{ZXy1} - \frac{L_{X1} - L_{X2}}{L_{Y3} + L_{Y4}} F_{ZXy2} \quad (4)$$

$$R_{Yx4} = \frac{L_{Y1} - L_{Y3}}{L_{Y3} + L_{Y4}} (F_{ZXx1} + F_{ZXx2}) - \frac{L_{X1} + L_{X2}}{L_{Y3} + L_{Y4}} F_{ZXy1} + \frac{L_{X1} - L_{X2}}{L_{Y3} + L_{Y4}} F_{ZXy2} \quad (5)$$

위 식에서, F_{ZXx1} , F_{ZXx2} , F_{ZXy1} , F_{ZXy2} 는 ZX 슬라이드에서의 반력이 Y 슬라이드에 작용하는 힘으로 대응되는 값이다. L_{X1} , L_{Y1} 는 무게중심에서 ZX 슬라이드

LM 블록까지의 거리이고, L_{X2} , L_{Y2} 는 무게중심에서 Y 슬라이드 LM 블록까지의 거리를 나타낸다.

2-2. Y-축 방향 이송운동의 경우

Y-축 방향 이송운동의 경우 ZX-슬라이드의 위치에 따라 전체 헤드 슬라이드의 무게중심 위치가 변하게 되어 그에 다른 관성력의 작용점이 달라진다. 헤드 슬라이드가 Y-슬라이드의 중앙으로부터 L_X 만큼 치우쳐 위치한 경우의 해석 모델은 Fig. 5와 같다.

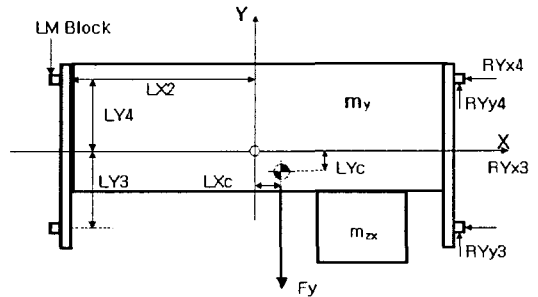


Fig.5 Free-body-diagram of head assembly acted on by the effective force in the y-direction

앞서와 마찬가지로 방법으로 힘과 모멘트 평형 방정식을 유도한 다음 $R_{Yy1} = R_{Yy2}$, $R_{Yy1} = R_{Yy2}$ 를 가정하면, 반력은 다음과 같다.

$$R_{Yy1} = R_{Yy2} = \frac{(L_{x2} - L_{xc})}{4L_{x2}} \cdot F_y \quad (7)$$

$$R_{Yy3} = R_{Yy4} = \frac{(L_{x2} + L_{xc})}{4L_{x2}} \cdot F_y \quad (8)$$

$$R_{Yx1} + R_{Yx3} = 0 \quad (9)$$

$$R_{Yx2} + R_{Yx4} = 0 \quad (10)$$

3. 헤드 이송체의 구조해석

헤드 이송체 조물의 설계변경에 따른 구조 강성과 동특성 변화 등을 분석하기 위하여 구조해석을 수행하였다. 구조해석에 사용된 유한요소 해석 소프트웨어는 ANSYS Rev. 5.6이다.

3.1 이송체의 유한요소 모델링

헤드 이송체 설계 대안별 구조해석을 위한 유한요소 모델링의 예를 Fig. 6에 나타내었다. 다음절에 기술한 5 가지의 설계대안들은 각기 형상치수가 서로 다르지만 유한요소 모델링 조건은 Table. 1과 같이 모두 동일하게 설정하였다.

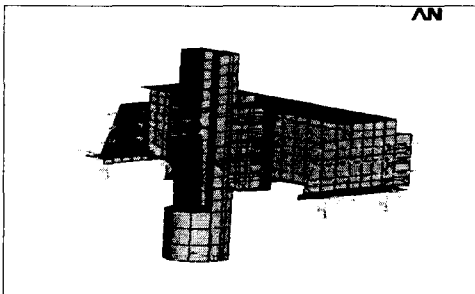


Fig. 6 Finite element model of the head slide assembly

Table. 1 F.E.M. Modeling description

No. of nodes	2098
Element type and No. of elements	SHELL 188 : 2193 COMBINE : 8 MASS 21 : 4
Constraints	1) UY=0 at nodes on both side end panels of Y-slide, 2) Fixed at all nodes supporting LM blocks
Applied load	Harmonic force of 500 N in the iso-axial direction at spindle (or tool) end

3.2 동적 구조해석

각각의 설계대안에 대하여 고유진동해석과 조화응답해석을 수행하였다. 조화가진력에 의한 주축단의 응답으로부터 주파수응답함수를 계산하고 그로부터 이송체 구조물의 정적 컴플라이언스와 동적 컴플라이언스를 구하였다.

모드해석 이론과 주파수응답함수인 컴플라이언스 해석이론은 이전의 연구논문(4)에 이미 발표하였다.

4. 설계대안별 해석결과 분석

4.1 설계대안 구분

기본설계를 포함하여 모두 5가지의 헤드 이송체 설계대안을 검토· 분석하였다. Table.2 에는 5가지 설계대안의 특징을 설명하였다.

Table.2 Description of design cases

Case1	초기 설계
Case2	Y슬라이드의 폭을 Y방향으로 100 mm 감소
Case3	LM 블록의 위치 Y방향 -100 mm 이동
Case4	Y슬라이드 폭 100 mm 감소 LM블록 위치 Y방향 -100 mm 이동
Case5	Y슬라이드 폭 150 mm 감소 LM블록 위치 Y방향 -50 mm 이동

위의 각각의 설계대안에 대한 헤드이송체의 치수변화는

Table.3 에 나타내었다.

Table.3 Important dimension changes

	#1	#2	#3	#4	#5
mass (m _{zx})	265	265	265	265	265
mass (m _y)	778.2	706.9	792.3	728.4	678.4
L _x	0.224	0.224	0.224	0.224	0.224
L _y	0.1065	0.1065	0.1065	0.1065	0.1065
L _{x1}	0.224	0.224	0.224	0.224	0.224
L _{x2}	0.731	0.731	0.731	0.731	0.731
L _{y1}	0.048	-0.052	0.048	-0.052	-0.102
L _{y3}	0.2085	0.2085	0.3085	0.3085	0.2585
L _{y4}	0.2085	0.2085	0.2085	0.2085	0.2085
L _x c	0.103	0.103	0.103	0.103	0.103
F _{ZXX}	5199.3	5199.3	5199.3	5199.3	5199.3
a _{zx} (a _{yy})	2g	2g	2g	2g	2g

유한요소해석 프로그램인 ANSY를 이용하여, 앞서 설명한 5 가지 설계대안별 이송체 구조물에 대한 조화응답해석을 수행한 결과를 Fig.7 과 Table.3 에 나타내었다.

1차 고유진동수가 높고, 정· 동적 Compliance가 낮을 수록 강성이 높은 것으로 평가할 수 있다. Table. 3에서 1차 고유진동수는 #5를 제외하고는 1 [Hz]이내의 근소한 값의 차이를 보인다. 따라서, #1, #3이 구조해석 결과로서는 가장 유리한 설계대안으로 생각한다.

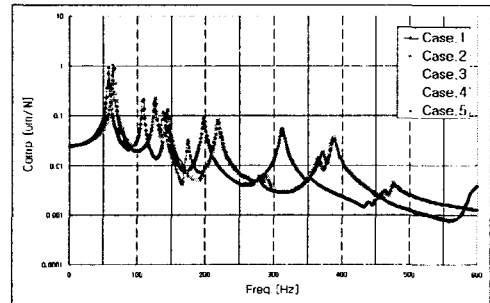


Fig. 7 Computed compliance for 5-design cases

4.2 설계대안별 반력해석 결과 분석

2절에서 유도한 식에의해 발생하는 관성력을 등가의 정적 유효힘(effentive force)으로 가정하여 이송체의 지지점에서 설계대안별 반력을 구하면 Table.4 와 같다. 반력의 최대값이 작고, 모든지지점에서의 반력이 균등한 설계대안이 구조변형이나 뒤틀림 현상을 줄이는데 보다 유리하다. 따라서, #2번 대안이 가장 유리한 설계대안으로 생각된다.

Table. 4 Computed reaction force

	#1	#2	#3	#4	#5
R _{ZXx1} (=R _{ZXx2})	2599.6	2599.6	2599.6	2599.6	2599.6
R _{ZYy1}	859.2	859.2	859.2	859.2	859.2
R _{ZYy2}	-859.2	-859.2	-859.2	-859.2	-859.2
R _{Yx3}	2522.1	1898.7	2034.3	1531.4	1757.1
R _{Yx4}	-1395.12	-1976.52	-1662.41	-2165.23	-2359.31
R _{Yy1} (R _{Yy2})	4531.7	4258.8	4632.9	4352.8	4133.8
R _{Yy3} (R _{Yy4})	6018.2	5655.8	6152.6	5780.6	5489.8

4.3 설계대안별 구조해석 결과 분석

Table. 4 Computed natural frequency and compliance

Design case	# 1	# 2	# 3	# 4	# 5
natural freq.[Hz]	58.1	56.9	58.1	56.9	54.7
compliance- static [um/N]	0.0246	0.0242	0.0250	0.0242	0.0250
compliance- dynamic [um/N]	1.076	1.085	1.078	1.094	1.011

5. 결론

헤드 이송체에서 반력과 모멘트를 해석한 결과 Case2가 반력의 분포와 총반력의 양으로 볼때 가장 유리한 설계 대안으로 나타났으며, 구조해석결과 Case5를 제외한 나머지 설계대안은 Table. 4에서 비슷한 결과를 나타내는 것을 알 수있다. 따라서, 두가지 해석결과를 종합해 볼때 Case2가 가장 이상적인 설계대안인 것을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) Weck, M., Teipel, K., "Handbook of machine tools," Wiley, New York, 1984.
- (2) Tobias, N. H., Tobias, S. A., "Machine Tool Vibration," Wiley, New York, 1965.
- (3) Weck, M., Ecdkstein, T., "An Examination Technique to Determine Static Weakpionts of Machine Tools." Annals of the CIRP Vol. 36, No. 1, pp. 257-261, 1987.
- (4) 강영진, 공작기계의 정 • 동강성 평가방법에 관한 연구, " 창원대학교 대학원 공학석사학위 논문, 2002.
- (5) Swanson Analysis, "Ansys User's Manual," Revision 5.5, 1996.
- (6) Robert, L., Norton, "Machine Design," Prentice-Hall, Inc., 1998.
- (7) Demeter G. Fertis, "Mechanical and Structural Vibrations," John Wiley & Sons, 1995.
- (9) D. Brown, G. Carbon and K. Ramesey, "Survey of Excitation Techneques Applicable to the Testing of Automotive Structures," Society of Automotive Engineers, Inc., February 28-March 4, 1977.
- (10) Donald, T., Greenwood, "Pricniples of Dynamics," Prentice-Hall, Inc, 1988.