韓國精密工學會 2001年度 秋季學術大會論文集 pp.23~27 KSPE 01F015

# 가중치방법과 유전알고리즘을 이용한 금형가공센터 고속이송체의 다단계 최적설계

최영휴*(창원대 기계설계공학과), 배병태**, 강영진**(창원대 대학원 기계설계공학과),
이재윤***, 김태형***, 박보선***(대우종합기계(주))

# Multi-step Optimization of the Moving Body for the High Speed Machining Center using Weighted Method and G.A.

Y. H. Choi(Dept. of Mech. Design & Manufacturing, CNU), B. T. Bae, , Y. J. Kang(Grad. Students, CNU),
J. Y. Lee, T. H. Kim, and B. S. Park(DAEWOO H. I. & M. Ltd.)

## ABSTRACT

This paper introduces the structural design optimization of a high speed machining center using multi-step optimization combined with G.A.(Genetic Algorithm) and Weighted Method. In this case, the design problem is to find out the best design variables which minimize the static compliance, the dynamic compliance, and the weight of the machine structure simultaneously. Dimensional thicknesses of the thirteen structural members of the machine structure are adopted as design variables. The first step is the cross-section configuration optimization, in which the area moment of inertia of the cross-section for each structural member is maximized while its area is kept constant. The second step is a static design optimization, in which the static compliance and the weight of the machine structure are minimized under some dimensional and safety constraints. The third step is a dynamic design optimization, where the dynamic compliance and the structure weight are minimized under the same constraints.

After optimization, static and dynamic compliances were reduced to 62.3% and 95.7% from the initial design, while the weight of the moving bodies are also in the feasible range.

**Key Words** :Static compliance (정적 컴플라이언스), Dynamic compliance (동적 컴플라이언스), Genetic algorithm (유전알고리즘), Optimum design (최적설계), Multi-step Optimization (다단계 최적화), High Speed Machining Center (고속금형센터)

## 1. 서론

최근의 공작기계는 생산성과 품질을 향상시키기 위해 고속· 고정밀화가 요구되고 있다. 공작기계가 고속· 고정밀화 되기 위해서는 구조물의 정강성과 동강성을 높이고 중량은 줄여야 하는데, 이는 구조설계의 관점에서 보면 서로 상충되는 설계 목표이므로 매우 어렵고 복잡한 설계과정을 거쳐야 가능하다. 이 때문에 지금까지 효율적이고 경제적인 공작기계 구조 최적설계방법에 대한 많은 연구가 이루어 졌다[1~3]. 또한 공작기계 구조설계 분야에서는 Yoshimura[4] 등이 생산공정과 재료 선정까지 고려한 다단계 최적설계 방법을, Weck[5]이 컴퓨터를 이용한 최적화와 강성거동을 연구하였고, Park[6]은 유전알고리즘을 공작기계 구조 토폴로지 설계 최적화에 적용하였다. 본 연구에서는 금형가공센터 구조물을 고강성 경량 구조로 최적설계하기 위하여 가중치 방법과 유전알고리즘이 결합된 다목적 다단계 최적설계 방법을 제안한다.

## 2. 최적설계 방법

본 연구의 최적설계 문제는 고속 이송이 가능하도록 하기 위하여 구조물 중량을 최소화시키면서 진동과 변형은 최소화 되도록 구조강성을 극대화시키는 것이다. 즉, 중량과 강성이라는 두 가지 종류의 목적함수를 갖는 다목적함수 최적화 문제이다. 본 연구에서는 강성의 역수 개념인 컴플라이언스

(compliance)를 도입하여 여러 개의 목적함수가 가중된(weighted) 단일 목적함수 최적화 문제로 변환시킨다. 최적화 알고리즘은 최근 광범위하게 활용되고 있는 유전알고리즘을 이용한다.

일반적 구조설계에서는 정적설계 후에 동적설계를 최적화시키게 되는데, 이는 동적설계와 정적설계를 사실상 별개의 과정으로 수행하는 경우가 많기 때문에 정·동적설계 성능을 모두 충족시키는 최적설계를 찾는 데에 많은 시간이 소요된다. 따라서 본 연구에서는 정적설계 최적화 과정에서 적합도(fitness)가 높은 "좋은 설계개체 군(feasible good solution group)"을 선별하고, 그 선별된 개체군에 대하여 동적설계 최적화를 순차적으로 수행하여 컴플라이언스를 낮추는 Fig. 1과 같은 다단계 최적설계 방법을 제안한다. 먼저 Step 1에서는 "초기설계 모델"의 각 슬라이드별 단면형상을 개선하여 최적의 단면형상을 결정한다. Step 2에서는 구조물의 정적 절대 컴플라이언스와 중량을 최소화하는 정적 최적화를 수행한다. Step 3에서는 구조물의 동적 절대 컴플라이언스와 중량을 최적화하는 최종적인 최적설계를 마친다.

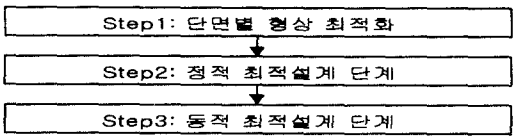
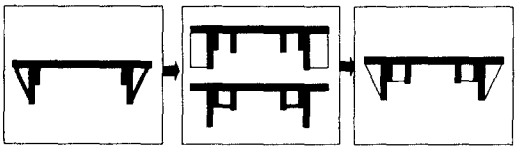



Fig. 1 The proposed multi-step optimization

## 2.1 슬라이드별 최적형상 개선

본 연구의 초기설계 모델은 정적 및 동적 구조해석 결과 만족할만한 성능을 갖추지 못하였으므로, 설계단계 Step 1에서 각각의 슬라이드별 최적 단면형상 설계를 수행한다. 즉, 각각의 슬라이드별로 공간적인 제한조건을 만족하되, 단면적이 동일하면서 단면계수 값이 최대가 되는 단면형상을 경험과 시행착오방법으로 Fig. 2와 같은 순서로 탐색을 수행하였다.



(a) initial shape (b) variations (c) optimized shape
Fig. 2 Member cross-section configuration optimization

이러한 형상설계 개선단계를 그쳐 Fig. 3과 같은 최종적인 이송체 형상설계가 결정되었다.

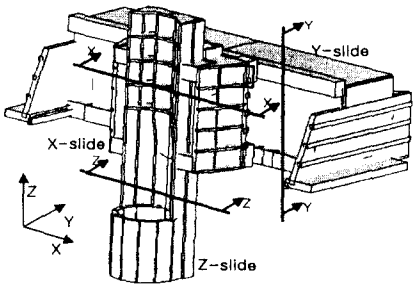



Fig. 3 Moving bodies of the machining center

## 2.2 최적설계문제의 정식화

### 가. 설계변수의 설정

Fig.4는 고속금형센터의 이송체인 X-, Y-, Z-슬라이드의 단면형상 및 설계변수들을 나타낸다.

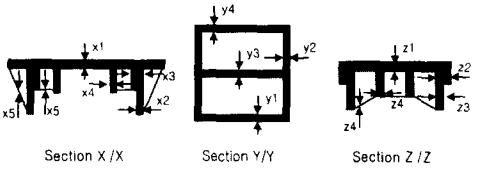



Fig. 4 Design variables of the crossections

이송체 구조물의 설계변수(design parameter)로는 Fig.4의 각각의 슬라이드 단면형상에 보인 바와 같이 X-슬라이드 부재단면의 두께인 x1~ x5, Y-슬라이드 부재단면의 두께인 y1~ y4 그리고 Z-슬라이드 부재단면의 두께인 z1~ z4로 설정하였다.

### 나. 정적최적화의 목적함수와 구속조건

정적 절대 컴플라이언스($f_1(X)$)와 Z-슬라이드의 중량($f_2(X)$), Z-슬라이드와 X-슬라이드 중량의 합계($f_3(X)$), 그리고 Z-, X-, 및 Y-슬라이드 중량의 총합계($f_4(X)$)를 동시에 최소화함으로써 각각의 slide 중량과 전체 이송체 중량을 모두 최소화한다. 본 연구에서는 이러한 4가지의 목적함수에 가중치를 곱하여 가중된 단일 목적함수로 변환시킴으로써 다음과 같이 단일 목적함수 최적설계 문제로 정식화하였다.

Find X(x1,x2,x3,x4,x5,y1,y2,y3,y4,z1,z2,z3,z4)

to minimize:

$$f(X) = \sum_{i=0}^{4} W_i \, f_i^* f_i(X) \qquad (1)$$

Subject to: $0.01(\mu m/N) \le f_1(X) \le 0.056(\mu m/N)$
$140(kg) \le f_2(X) \le 260(kg)$
$300(kg) \le f_3(X) \le 470.8(kg)$
$800(kg) \le f_4(X) \le 1010.5(kg)$
safety factor $\ge$ 10,
and dimensional constraints.

여기서, X(x1~x5, y1~y4, z1~z4)는 설계변수이고, $f_1^*$~ $f_4^*$는 스케일 인자(scale factor)이며, $W_1$~ $W_4$는 총합이 1인 가중치이다. 각 슬라이드 구조물 중량을 구속하였고, 정적 컴플라이언스($f_1(X)$)의 탐색영역은 평균적인 수직형 밀링 공작기계의 정강성[7]에 따라 0.01㎛/N~0.056㎛/N으로 제한하였다. 안전율의 제한조건은 전 하중이 작용할 때 10보다 크게 했다. 설계변수들의 치수 제한조건은 설치공간, 가공 및 조립작업 공간, 부재간의 간섭회피 조건 등을 고려하여 다음의 Table 1과 같이 설정하였다.

Table 1. Dimensional Constraints(unit: mm)

| slide | x-slide | y-slide | z-side |
|---|---|---|---|
| constraint for each variable | 20.≤ x1≤ 38. | 20.≤ y1≤ 25. | 17.< z1< 40. |
| | 10.< x2≤ 35. | 12.≤ y2< 30. | 25.< z2≤ 50. |
| | 10.≤ x3≤ 45. | 15.< y3< 24. | 8.≤ z3≤ 20. |
| | 10.< x4≤ 20. | 15.≤ y4< 30. | 5.< z4< 15. |
| | 5.≤ x5< 20. | | |

### 다. 동적최적화의 목적함수와 구속조건

동적 최적설계 단계에서는 각 슬라이드별 중량의 함수($f_{d1}(X)$), 동적 절대 컴플라이언스의 합($f_{d2}(X)$), 공진점에서의 동적 절대 컴플라이언스($f_{d3}(X)$), 그리고 동적 절대 컴플라이언스의 면적($f_{d4}(X)$)의 함수를 최소화시킨다. 이로부터 동적설계 최적화 목적함수는 다음과 같이 정식화한다.

Find X(x1,x2,x3,x4,x5,y1,y2,y3,y4,z1,z2,z3,z4)
to minimize:

$$f_d(X) = \sum_{i=0}^{4} W_{di} \, f_{di}^* f_{di}(X) \qquad (2)$$

Subjected to: the same constraints as the static case.

여기서 $W_{d1}$ ~ $W_{d4}$는 총합이 1인 가중치이며, $f_{d1}^*$~ $f_{d4}^*$는 스케일 인자이다. 그리고 구속조건으로 동적 컴플라이언스($f_{d1}(X)$)의 탐색영역은 참고문헌[7]에 따라 0.05㎛/N~0.2㎛/N으로 제한하였다.

### 2.5 유전자알고리즘의 적용 및 탐색조건

Fig. 5는 정적 최적화를 수행한 결과로 얻어진 해의 집단을 나타낸다. 최적화 과정에서 구조해석은 상용 유한요소코드인 ANSYS가 사용되고, 최적해의 탐색에는 유전자 알고리즘을 사용하였다. 동적 최적화는 Fig. 5에 나타난 정적 최적설계 해의 집단 중에서 적합도가 높은 개체군을 선택하고, 그 것을 대상으로 동적설계 최적화를 수행하여 최적해를 구하였다.

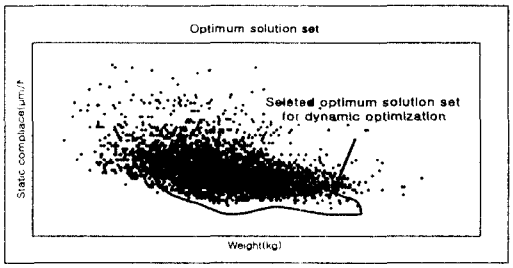



Fig. 5 Optimum solution set on the static optimization

유전자 알고리즘을 상용 유한요소 코드인 ANSYS와 결합하여 전역 최적해를 탐색하기 위하여 Fig. 6과 같이 유전 알고리즘을 이용한 탐색프로그램을 작성하였다. 유한요소해석에서는 개체집단의 평가에 필요한 이송체중량 및 컴플라이언스 등을 출력해준다.

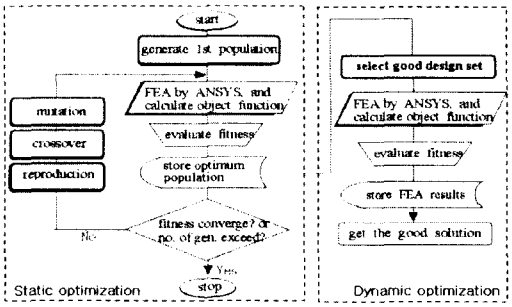



Fig. 6 Flow chart of the optimization program

최적설계를 위한 유전알고리즘의 파라메터들은 다음과 같이 정하였다. 염색체의 선택방법은 일반적으로 가장 많이 사용하는 룰렛휠(roulette wheel)을 사용하였으며, 교배는 2점 교배연산자(two-point crossover operator)를 사용하였다. 그리고 최적화 문

제의 수렴조건을 고려하여 개체수(population size)와 세대수(generation)는 각각 50과 100으로 하였으며, 교배(crossover)와 돌연변이(mutation) 확률은 0.85와 0.01로 정하였다.

### 2.6 적합도 평가 및 탐색조건

개체의 적합도를 평가하기 위하여 (3)식과 같이, 각 세대별로 개체 집단에 대하여 목적함수 $f$는 내림차순(descending order)으로 구속조건 위배 정도 $p$는 오름차순(ascending order)으로 순위를 매겨 그것을 합한 값으로 적합도를 정의하였다.

$$fitness = g_1 \times rank(f) + g_2 \times rank(p) \quad (3)$$

여기서 $g_1$과 $g_2$는 가중치이다.

Fig. 7은 100세대동안 (3)식에 의해 계산된 적합도 함수를 그래프로 나타낸 것이다.

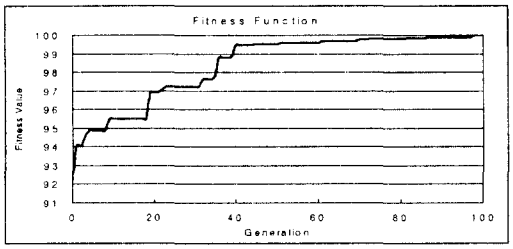


Fig. 7 Generation-history of fitness function

## 3. 최적설계 결과 및 검토

### 3.1 설계변수 비교

형상 최적설계모델과 최적설계후의 설계변수를 비교하면 Table 2과 같다.

Table 2 Comparison of optimum design parameters

| design parameters (mm) | x1 | x2 | x3 | x4 | x5 | y1 | y2 | y3 | y4 | z1 | z2 | z3 | z4 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| after step1 | 25 | 20 | 35 | 15 | 10 | 20 | 15 | 20 | 20 | 19 | 32 | 12 | 10 |
| after step2 | 26 | 26 | 34 | 14 | 9 | 22 | 16 | 15 | 18 | 20 | 30 | 10 | 8 |
| after step3 | 24 | 28 | 39 | 16 | 8 | 21 | 14 | 18 | 15 | 21 | 28 | 10 | 8 |

위 표에서 정적설계 최적화 결과 대체로 x-슬라이드 부재는 두께가 증가하고, y-, z-슬라이드는 두께가 감소하였음을 알 수 있다.

### 3.2 정적구조해석 결과 비교

초기설계 모델과 최적설계 모델에 대한 정적 구조해석 결과를 다음의 Table 3에 나타내었다.

Table 3을 보면 동적설계 최적화가 수행된 후 금형가공센터의 최대처짐과 절삭점의 최대처짐은 각각 39.2%와 53.1% 감소되었다.

Table 3 Comparison of static analysis results

| | max. disp. [mm] | tool post disp. [MPa] | safety factor |
|---|---|---|---|
| original model | 0.102 | 0.049 | 22 |
| after step1 | 0.055 | 0.033 | 20 |
| after step2 | 0.040 | 0.011 | 27 |
| after step3 | 0.062 | 0.023 | 16 |

### 3.3 중량 및 절대 컴플라이언스 비교

최적화가 수행된 후 초기설계모델과 최적설계 모델의 각 슬라이드별 중량 비교는 Table 4와 같다. 최적설계 후의 전체 중량은 초기 설계모델에 비해 9.9% 감소되었다.

Table 4 Comparison of the computed weights[kg]

| | X-slide | Y-slide | Z-slide | Total |
|---|---|---|---|---|
| original model | 192 | 667 | 257 | 1116 |
| after step1 | 152 | 603 | 271 | 1026 |
| after step2 | 155 | 594 | 253 | 1002 |
| after step3 | 160 | 590 | 256 | 1006 |

아래의 Table 5와 Table 6은 각각 정적 및 동적설계 최적화 과정을 수행한 결과로 얻어진 최적설계 구조모델에 대한 정적 컴플라이언스와 동적 컴플라이언스 계산결과를 비교한 것이다.

Table 5 Comparison of static compliances

| | Absolute Static Compliance(㎛/N) | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | X-dir. | Y-dir. | Z-dir. | ISO-axis | Reference |
| original model | 0.008 | 0.120 | 0.006 | 0.069 | 0.01 ~ 0.056 |
| after step1 | 0.010 | 0.053 | 0.001 | 0.031 | |
| after step2 | 0.010 | 0.040 | 0.003 | 0.024 | |
| after step3 | 0.011 | 0.043 | 0.003 | 0.026 | |

Table 6 Comparison of dynamic compliances

| | Absolute Dynamic Compliance(㎛/N) | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | X-dir. | Y-dir. | Z-dir. | ISO-axis | Reference |
| original model | 1.193 | 4.010 | 6.089 | 4.210 | 0.05 ~ 0.2 |
| after step1 | 0.020 | 0.036 | 0.012 | 0.380 | |
| after step2 | 0.531 | 1.772 | 0.221 | 1.030 | |
| after step3 | 0.177 | 0.304 | 0.084 | 0.177 | |

Table 5와 Table 6에서 보듯이 정적 컴플라이언스와 동적 컴플라이언스는 ISO-axial 방향의 경우 최

적화된 구조모델이 초기설계모델에 비하여 각각 62.3% 와 95.8%정도 감소하였다.

뿐만 아니라 다음의 Fig. 8에서 보듯이 초기설계 모델과 최적설계 모델의 컴플라이언스를 비교하여 보면 동적 최적설계 모델(after step 3)이 정적 최적설계(after step 2) 및 초기설계모델(original model)에 비하여 컴플라이언스가 대부분의 주파수 영에서 더 낮게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

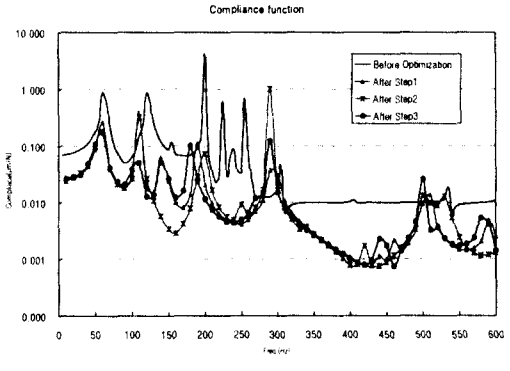



Fig. 8 Comparison of the compliance functions

## 4. 결론

본 연구에서는 고속 금형센터의 고속 이송체 구조물설계를 최적화하기 위해 유전알고리즘과 결합된 다단계 최적설계 방법을 제안하였다. 본 설계방법은 강성의 역수 개념인 컴플라이언스(compliance)를 도입하여 강성과 중량이라는 두 개의 목적함수를 가중된(weighted) 단일 목적함수 최적화 문제로 변환시켰으며, 1단계에서 형상을 개선하는 과정을 거친 후, 2단계의 정적설계 최적화 과정에서 적합도(fitness)가 높은 "좋은 설계개체 군(feasible good solution group)"을 선별하고, 그 선별된 개체군에 대하여 3단계 동적설계 최적화를 순차적으로 수행하는 다단계 최적설계 방법이다.

최적설계 후의 고속금형센터 구조물의 정· 동강성은 1995년부터 2000년까지 독일에서 생산된 동일 종류의 공작기계와 비교한 결과 그 평균값에 가까웠다. 또한 최적설계된 고속 금형센터 이송체 구조물의 정· 동적 컴플라이언스는 초기설계모델에 비하여 각각 62%와 95%이상 감소되었고, 중량도 9.9%정도 감소하였다. 그러므로 본 연구의 설계방법이 매우 타당하고 신뢰할 만 한 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 산업기반기술개발사업의 일환으로 (주)대우종합기계의 연구비 지원에 의하여 창원대학교 공작기계기술연구센터에서 수행한 위탁연구결과의 일부입니다.

## 참고문헌

1. 류연선, 임오강, 박경진,"최적설계입문,"반도출판사, 1994.
2. 김호룡,"시스템설계," 문운당, 1996.
3. F. Y. Cheng, DAN Li, "Multi-objective Optimization Design with Pareto Genetic Algorithm," J. of Structural Eng. Vol.123, No. 9, pp.1252～1261, 1997.
4. M. Yoshimura, "Design Optimization of Machine Tool Dynamics Based on an Explanation of Relationships between Characteristics," JSPE, Vol.53, No. 4, pp601～606, 1987.
5. M. Weck,"Computer-Aided Optimization and Metrological Recording of the Stiffness Behavior of Machine Tools," Proc. of 5th IMEC, pp.1～14, 1992.
6. J. K. Park,"유전자 알고리즘을 이용한 공작기계 구조물의 최적토폴로지 설계에 관한 연구," 창원대학교 대학원 공학박사 학위논문, 1996.12.
7. In-Ung Eun, "Development of Static and Dynamic Behavior of Machine Tools in the Period from 1980～1999," 창원대학교 공작기계기술연구센터 세미나자료, 2000.7.
8. Swanson Analysis, "ANSYS User's Manual," Revision 5.5, 1996.
9. David E. Goldberg. "Genetic Algorithm in Search, Optimization, and Machine Learning," Addison-Wesley, 1989.
10. Zbiniew Michalewicz, "Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution programs," Springer-Verlag, 1996.