

마이크로 밀링 머신의 저진동·경량화를 위한 구조 최적설계

장성현*, 권봉철⁺, 최영휴⁺⁺, 박종권⁺⁺⁺
(논문접수일 2008. 10. 16, 심사완료일 2009. 1. 16)

Structural Design Optimization of a Micro Milling Machine for Minimum Weight and Vibrations

Sung-Hyun Jang*, Bong-Chul Kwon⁺, Young-Hyu Choi⁺⁺, Jong-Kweon Park⁺⁺⁺

Abstract

This paper presents structural design optimization of a micro milling machine for minimum weight and compliance using a genetic algorithm with dynamic penalty function. The optimization procedure consists of two design stages, which are the static and dynamic design optimization stages. The design problem, in this study, is to find out thickness of structural members which minimize the weight, the static compliance and the dynamic compliance of the micro milling machine under several constraints such as dimensional constraints, maximum compliance limit, and safety factor criterion. Optimization results showed a great reduction in the static and dynamic compliances at the spindle nose of the micro milling machine in spite of a little decrease in the machine weight.

Key Words : Micro milling machine(마이크로 밀링머신), Static design optimization(정적 최적설계), Dynamic design optimization(동적 최적설계), Genetic algorithm(유전 알고리즘), Compliance(컴플라이언스)

1. 서론

최근 Micro/Meso 크기의 핵심 기계부품을 생산하기 위한 초소형 생산시스템인 마이크로 팩토리(u-Factory)에 대한 관심이 고조되고 있다. 1990년대에 연구를 시작한 일본과 유럽,

미국 등에서는 마이크로 제조 시스템(Micro-manufacturing system)에 대한 연구 개발을 꾸준히 진행하고 있다. 특히 미세 부품의 기계가공을 위한 마이크로 공작기계의 개발이 진행되고 있다. 이미 일본에서는 재구성 가능한 공작기계의 설계방법⁽¹⁾과 더불어 초소형 선반 및 밀링 머신 등을 개발하였

* 창원대학교 기계설계공학과
+ 창원대학교 기계설계공학과
++ 교신저자, 창원대학교 메카트로닉스공학부 (yhchoi@changwon.ac.kr)
주소: 641-773 경남 창원시 사림동 9
+++ 한국기계연구원

으며, 마이크로 생산기계의 상용화가 진행 중이다. 독일을 비롯한 유럽에서도 다양한 초소형 공작기계가 개발되고 있으며, 미국에서도 이러한 마이크로 가공시스템 기술의 중요성을 인식하여 수 년 전부터 초소형 밀링 머신 등의 연구가 이루어지고 있다^(2,3).

국내에서도 최근 마이크로 팩토리에 관한 활발한 연구와 더불어, 마이크로 밀링머신, 마이크로 선반과 같은 마이크로 팩토리를 구성하기 위한 마이크로 공작기계의 연구개발이 진행되고 있다⁽⁴⁻⁶⁾.

본 논문에서는 3축 마이크로 밀링머신 구조물의 경량, 고강성화 및 저진동화를 위한 최적설계를 수행하였다. 최적설계방법으로는 유전알고리즘 기반의 다단계 최적설계 방법⁽⁷⁻¹⁰⁾을 적용하였으며, 중량과 정적 컴플라이언스(static compliance)를 최소화하는 정적최적화단계와 중량과 동적컴플라이언스(dynamic compliance)를 최소화하는 동적최적화단계를 거쳐 밀링머신의 베드와 칼럼 형상치수를 최적설계 하였다.

2. 설계 문제 정의

2.1 설계 변수 정의

Fig. 1은 마이크로 펌프 모듈 가공용 3축 마이크로 밀링머신(350×250×400mm³)으로서 마이크로 펌프 모듈을 생산하는 마이크로 팩토리의 가공기계이다. 본 3축 마이크로 밀링머신은 베드, 칼럼, 스핀들, 에어 베어링 XY 스테이지와 스핀들 하우징으로 구성이 되어있다.

본 논문에서는 3축 마이크로 밀링머신의 중량을 감소시키고, 강성을 높이기 위한 최적설계를 수행하고자 하는데 최적화 문제를 성능함수의 최소화 형식으로 만들기 위하여, 성능함수 중에서 강성은 그 역수 개념인 컴플라이언스(compliance)로

변환하였다.

Fig. 2는 3축 마이크로 밀링머신의 FEM 모델로서 구조물의 최적설계를 위하여 스테이지를 제외한 베드, 칼럼, 스핀들이 결합된 구조물을 FEM 모델링 하였으며, 구조물의 재료는 알루미늄 합금(AA 7079)을 사용하였다. 그리고 실제 구조물의 베드와 칼럼, 칼럼과 스핀들 하우징은 서로 볼트로 체결되어 있다. 그러나 각 유닛간의 볼트결합 구조를 최적화 과정에서 구조물을 단순화시키기 위하여 모든 결합은 강제결합으로 가정하였다. 또한 베드와 칼럼은 쉘 요소와 빔 요소로 모델링하였으며, 스핀들은 실제 중량과 등가의 집중 질량으로 가정하여 모델링하였다.

3축 마이크로 밀링머신의 설계변수는 구조물의 총 무게와 구조강성에 관련된 변수로서 총 6개의 구조형상치수를 설정하였다.

Fig. 3에서처럼 설계변수 x_1 은 베드의 두께이고, x_2 에서 x_6 까지 5개의 설계변수는 빔 요소로 모델링된 칼럼 단면의 형상에 관한 치수이다.

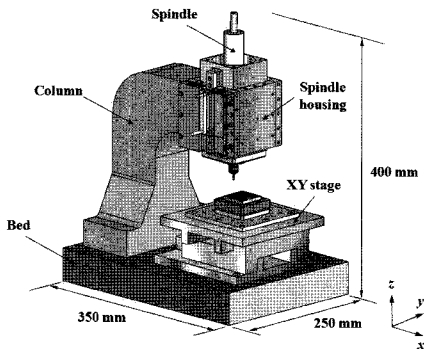


Fig. 1 3-axis micro milling machine

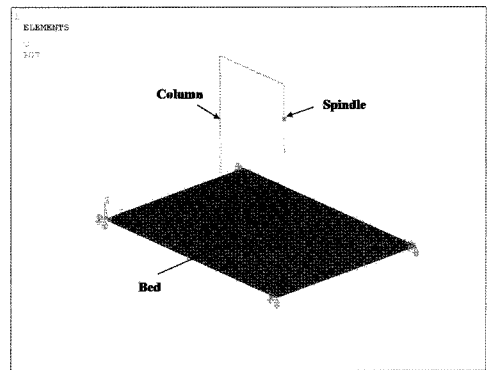


Fig. 2 FEM model of micro milling machine

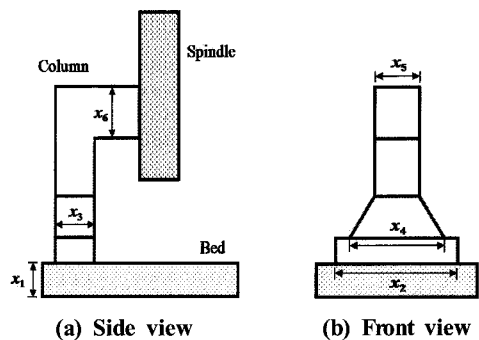


Fig. 3 Design variables of micro milling machine

2.2 목적함수

구조물의 치수최적화(sizing optimization)를 위한 목적함수 또는 성능함수는 다양한 비용 함수가 선택될 수 있다.

본 연구에서는 구조물의 중량, 구조물의 정강성과 동강성으로 정하였으며, 강성은 그 역수 개념인 컴플라이언스로 변환하였다.

구조강성의 역수인 컴플라이언스를 도입함으로써 본 설계문제는 모든 성능함수를 최소화시키는 문제로 단순화시키고, 또한 가중치 방법을 사용하여 다목적함수 최소화 문제를 다음 식과 같이 단일목적함수 최적화문제로 변환할 수 있다.

$$\text{Find: } \mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n)^T \quad (1-1)$$

$$\text{To minimize: } f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^p w_i \frac{f_i(\mathbf{x})}{f_i^*} \quad (1-2)$$

$$\text{Subject to: } g_j(\mathbf{x}) \leq 0, \quad j=1, 2, \dots, q \quad (1-3)$$

여기서, w_i 는 가중치이고, $\sum_{i=1}^p w_i = 1$ 이다. f_i^* 는 i -번째 목적함수에 대한 스케일링 인자이다.

2.2.1 구조물 중량

최적설계 과정의 성능함수 해석과 계산은 대개 유한요소 모델을 이용하는 경우가 대부분이다. 또한 치수최적화를 위한 유한요소 모델링에서는 설계변수 설정의 편의상 대개 보 요소나 평판 요소로 모델링 하게 된다. 구조물이 총 m 개의 요소로 구성되고, 그 중 보 요소가 k 개, 평판 요소가 $(m-k)$ 개로 이루어진 경우의 구조물 총 중량은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$W = \sum_{i=1}^k \rho_i A_i L_i + \sum_{j=k+1}^m \rho_j S_j t_j \quad (2)$$

여기서, A_i, L_i, ρ_i 는 각각 i -번째 보 요소의 단면적과 길이와 밀도이고, S_j, t_j, ρ_j 는 각각 j -번째 평판 요소의 면적과 두께, 재료의 밀도이다.

2.2.2 동적 컴플라이언스

유한요소법으로 모델링된 n 자유도계 구조진동계의 운동방정식은 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + ([K] + j[H])\{X\} = \{F\} \quad (3)$$

여기서, $[M], [K], [H]$ 는 각각 질량행렬, 강성행렬, 구조감쇠행렬이며, $\{X\}, \{F\}$ 는 각각 자유도벡터와 외력벡터

이다. k -점에만 조화가진력이 작용하는 경우, j -점에서의 컴플라이언스 또는 리셉턴스 응답함수의 성분, $|R_{jk}(\omega)|$ 은 다음과 같다.

$$|R_{jk}(\omega)| = \left| \frac{X_j}{F_k}(\omega) \right| = \left| \sum_{r=1}^n \frac{r\phi_{jr}\phi_{kr}}{k_r \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_r} \right)^2 + i\eta_r \right)} \right| \quad (4)$$

여기서, ω_r 는 r -번째 고유진동수, $r\phi_{jr}$ 는 r -번째 모달벡터(modal vector)의 j -번째 요소이고, m_r 과 k_r 는 각각 모달질량과 모달강성이고, η_r 는 r -번째 모드 손실계수이다.

위 식 (4)의 $R_{jk}(\omega)$ 을 동적 컴플라이언스라 하며, 강성의 역수에 해당된다. $\omega = \omega_r$ 인 공진영역에서는 $R_{jk}(\omega)$ 의 r 차 공진응답 또는 피크응답의 크기는 다음과 같다.

$$R_p(r) = |R_{jk}(\omega_r)| \approx \left| \frac{-i_r \phi_{jr} \phi_{kr}}{k_r \eta_r} \right| \quad (5)$$

2.2.3 정적 컴플라이언스

식 (4)에서 $\omega = 0$ 인 경우를 정적 컴플라이언스, R_{jk}^* 라고 하며 다음과 같이 표현된다.

$$|R_{jk}^*| = \left| \frac{X_j}{F_k}(\omega=0) \right| = \left| \sum_{r=1}^n \frac{r\phi_{jr}\phi_{kr}}{k_r(1+i\eta_r)} \right| \quad (6)$$

2.3 구속조건

본 최적설계 문제에서는 3축 마이크로 밀링머신의 성능에 영향을 미치는 여러 구속조건을 두었다. 식 (1-3)은 구속함수를 표현하는 항으로서, 가공 정밀도에 영향을 미치는 구조물의 최대 처짐, 구조 안전율과 관계있는 허용응력, 구조물의 기하학적 치수나 형상의 제한조건들이 포함된다.

3. 최적 설계 방법

3.1 유전 알고리즘 기반 다단계 최적설계 방법

Fig. 4는 유전 알고리즘을 이용한 최적값 탐색 프로그램의 흐름도이다. 본 논문에서는 유전 알고리즘을 기반으로 한 다단계 최적설계⁽⁷⁻¹⁰⁾를 수행하였으며, 정적 최적설계 단계와 동적 최적설계 단계로 나뉜다. 초기설계모델을 바탕으로 중량과 정강성을 최적화하는 정적 최적설계에서는 생성되는 개체들 중에서 구속조건을 만족하는 개체들인 “해가 존재할 수 있는 집단(feasible solution set; FSS)”이 저장된다. 그리고 동적 최적설계 단계에서는 “해가 존재할 수 있는 집단”에

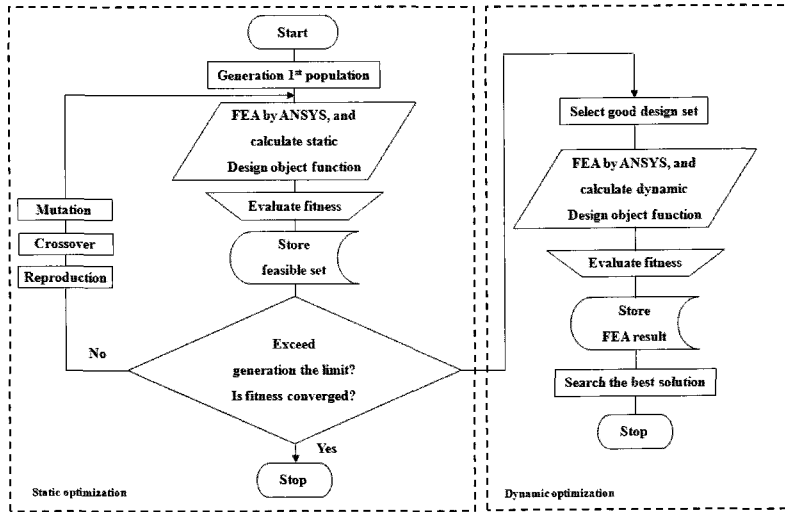


Fig. 4 Flowchart of the static and dynamic optimization method

대하여 “좋은 해집단(good solution set; GSS)”이라고 하는 만족수준(satisficing level)의 범위에 속하는 적합도가 높은 개체들에 대해서 최적화를 수행하여 최적해를 얻어낸다. 개체집단에 대한 구조물 중량과 절대 컴플라이언스 계산은 FEM 패키지인 ANSYS를 사용하였다⁽⁷⁻¹⁰⁾.

본 연구에서는 기존의 정적 벌점함수와 달리 구속조건 위반 횟수와 위반 수준을 모두 고려하는 식 (7)과 같은 가변 벌점함수를 도입하였다.

$$p(x) = \epsilon \cdot [c_1 \times \sum_{i=0}^n (\frac{g_i(x)}{g^*})^2 + c_2 \times \delta \cdot \frac{1}{\phi^*} \sum_{i=1}^n \phi_i(x)] \quad (7)$$

위의 식 (7)에서 ϕ_i 는 i -번째 구속조건에 대한 벌점이다. 즉, 몇 개의 구속함수가 구속조건을 초과하는지를 나타내는 값이며, $g_i(x)$ 는 각 구속조건이 얼마나 기준을 초과하는지를 나타내는 양이며, ϵ 은 최대화와 최소화를 구분하는 1과 -1을 나타내는 지시 값이다. 그리고 c_1 과 c_2 는 벌점함수에서 각 항의 비중을 나타내는 가중치이며, g^* 와 ϕ^* 는 각 항목들의 전체 벌점함수에 대한 민감도를 조정하기 위한 스케일 인자이다.

또한, 본 논문에서는 개체의 적합도를 평가하기 위하여 식 (8)과 같이 적합도를 정의하였다.

Table 1 Parameters for the genetic algorithm

Population size	No. of generation	Crossover		Mutation probability
		Probability	Operator	
150	100	0.8	2-point	0.01 %

$$Fitness = \frac{1}{f(x) + p(x)} \quad (8)$$

유전알고리즘의 유전자 조작 및 최적개체 탐색 조건은 Table 1과 같이 정하였다. 탐색 파라미터의 선택방법은 룰렛 휠(roulette wheel)을 사용했고, 교배는 2점 교배 연산자를 사용하였다.

3.2 정적설계 최적화

정적설계 최적화의 문제정의는 다음과 같다.

$$\text{Find: } \mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_6) \quad (9-1)$$

$$\text{Minimize: } f(x) = w \frac{f_1(x)}{f_1^*} + (1-w) \frac{f_2(x)}{f_2^*} \quad (9-2)$$

$$\text{Subject to: } \begin{aligned} f_1 &\leq 23.0 \text{ kg} \\ f_2 &\leq 0.001 \mu\text{m}/N \\ \text{safety factor} &\geq 3 \end{aligned} \quad (9-3)$$

정적설계 최적화 단계에서는 전체 구조물의 중량(f_1)과 구조물의 정적 절대 컴플라이언스(f_2)를 최소화시키는 것을 목

Table 2 Dimensional constraints(Unit : mm)

	Design variable parameter
1	$20 \leq x_1 \leq 55$
2	$140 \leq x_2 \leq 220$
3	$60 \leq x_3 \leq 120$
4	$40 \leq x_4 \leq 160$
5	$30 \leq x_5 \leq 120$
6	$50 \leq x_6 \leq 110$

적으로 한다. 가중치는 $w=0.4$ 로 설정하였으며. f_1^*, f_2^* 는 스케일 인자이다. $\mathbf{x}=(x_1, x_2, \dots, x_6)$ 는 Fig. 3에서처럼 마이크로 밀링머신의 베드와 칼럼의 기하형상에 대한 설계변수로서 베드의 두께(x_1)와 칼럼의 단면 치수(x_2, x_3, \dots, x_6)이다.

그리고 목적함수에 대한 구속조건으로 총 중량 제한 조건은 마이크로 공작기계의 휴대성을 고려하여 XY 스테이지와 공구를 제외한 마이크로 밀링머신의 총 중량이 23.0kg 이하가 되도록 제한하였다. 또한 진동에 의한 가공정밀도 오차를 고려하여 정적 절대 컴플라이언스가 $0.001\mu\text{m}/\text{N}$ 보다 작도록 제한하였으며, 구조물의 안전율은 최소 3보다 큰 값을 가지도록 제한하였다. 마이크로 밀링머신의 설계 구속조건 중에서 형상 치수에 대한 이산 값들의 제한조건(dimension constraints)은 Table 2에 나타내었다.

3.3 동적설계 최적화

동적설계 최적화 단계는 정적설계 구속조건을 만족하는 적합해 집단(FSS)중에서 동적 컴플라이언스와 구조중량을 최소화시키는 최적해를 구하는 과정이며, 설계문제는 다음과 같이 정의한다.

$$\text{Find: } \mathbf{x}=(x_1, x_2, \dots, x_6) \quad (10-1)$$

Minimize:

$$f(\mathbf{x}) = w_1 \frac{f_1(\mathbf{x})}{f_1^*} + w_2 \frac{f_2(\mathbf{x})}{f_2^*} + w_3 \frac{f_3(\mathbf{x})}{f_3^*} \quad (10-2)$$

$$\text{Subject to: } f_1 \leq 23.0 \text{ kg} \quad (10-3)$$

$$f_2 \leq 0.001 \mu\text{m}/\text{N}$$

$$f_3 \leq 0.012 \mu\text{m}/\text{N}$$

여기서, $f_1(\mathbf{x})$ 는 마이크로 밀링머신의 중량을 포함하는 목적함수이고 $f_2(\mathbf{x})$ 은 정적 절대 컴플라이언스에 관한 목

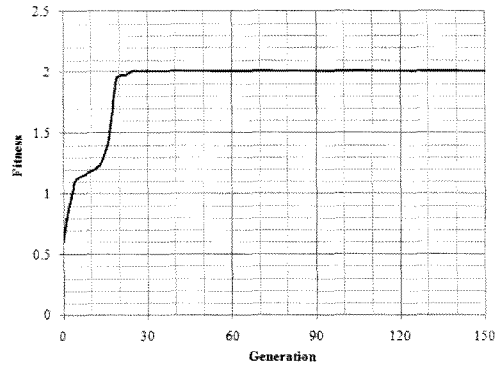


Fig. 5 Generation versus fitness history curve

적함수, $f_3(\mathbf{x})$ 는 동적 절대 컴플라이언스 중에서 최대 피크 값을 최소화하는 목적함수이다. f_1^*, f_2^*, f_3^* 는 각 목적함수에 대한 스케일 인자이며 w_1, w_2, w_3 는 총합이 1인 가중치이며, $w_1 = w_2 = 3, w_3 = 4$ 이다.

일반적으로 동적설계는 정적설계조건을 만족이 전제된 최적화이므로 본 연구에서는 정적 최적설계 단계에서 구한 적합해(FSS) 집단 중에서 적합도가 상대적으로 높은 우량해 집단(GSS)을 선택하고, 그 것을 대상으로 동적설계 최적화를 수행하여 최적해를 구하였다.

또한 150세대에 걸쳐 최적화를 수행하는 동안, 44세대 이후에 적합도 함수가 Fig. 5에서처럼 수렴된 것을 확인할 수 있다.

4. 최적설계 결과 및 검토

4.1 설계변수 비교

Table 3에는 치수 최적설계 전, 후의 구조 모델의 설계변

Table 3 Comparison of design variables before and after optimization

Design variable	Value(mm)	
	before optimization	after optimization
x_1	50	55
x_2	190	156
x_3	90	64
x_4	142	98
x_5	70	62
x_6	80	54

수를 비교하여 나타내었다.

4.2 성능함수 비교

마이크로 밀링머신 대하여 치수 최적설계 이전과 이후의 구조물의 대한 성능함수들을 비교하였다.

마이크로 밀링머신의 톨 끝단에 아이소메트릭 축(iso-axial) 방향으로 5 N의 등가절삭력이 작용하였을 때의 처짐을 Table 4에 나타내었다. 최적설계 전, 후를 비교하여 보면 치수 최적설계를 통해 스펀들 톨 끝단에서의 처짐이 약 17.2%정도 감소하였다.

Table 5에서 최적화 전, 후의 마이크로 밀링머신의 고유진동수를 비교하였다. 그 결과 최적설계 이후, 구조물의 고유진동수가 전체적으로 높아진 것을 알 수 있다.

또한 최적화 이전과 이후의 구조물의 중량 비교를 Table

Table 4 Comparison of deflection

	Maximum deflection [μm]	Deflection (at spindle nose) [μm]	Maximum stress [N/m ²]
Before optimization	2.931	2.914	0.44
After optimization	2.415	2.414	0.37

Table 5 Comparison of natural frequencies

Mode	Natural frequency [Hz]	
	before optimization	after optimization
1	60.3	71.4
2	177.9	189.7
3	321.0	365.0
4	501.0	466.9
5	852.2	877.5

Table 6 Comparison of weights and compliances

	Weight [kg]	Compliance [μm/N]	
		Static	Dynamic
Before optimization	25.27	0.00058	0.0141
After optimization	22.99	0.00048	0.0113

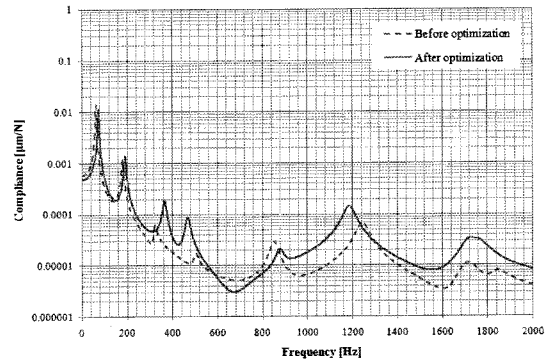


Fig. 6 Comparison of compliance function

6에 나타내었다. 최적설계 전, 후를 비교하여 보면 동적 치수 최적설계를 통해 전체 중량이 약 9.0%정도 감소하였다.

치수 최적화 전, 후 모델에 대하여 마이크로 밀링머신의 스펀들 끝단에서 아이소메트릭 축(iso-axial) 방향으로의 정·동적 절대 컴플라이언스 비교 결과를 Table 6과 Fig. 6에 나타내었다.

정적 절대 컴플라이언스와 동적 절대 컴플라이언스는 치수 최적화 이전 모델에 비하여 각각 17.2%, 19.9% 정도 줄어들었음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 가변벌점함수 유전자 알고리즘 다단계 최적설계 기법을 이용하여 3축 마이크로 밀링머신 구조물을 최적설계 하였다. 본 GA 기반 다단계 최적설계 방법은 정적설계 최적화 단계와 동적설계 최적화 단계로 구성되며, 전자는 구조물 중량과 정적 컴플라이언스 최소화 설계를 수행하고 후자는 구조물 중량과 동적 컴플라이언스 최소화 설계를 수행한다. 3축 마이크로 밀링머신의 최적설계 후, 구조 중량은 약 9.0%(2.3 kg) 정도가 감소되었고, 정적 컴플라이언스와 동적 컴플라이언스는 각각 17.2%, 19.9% 감소되었다. 이는 구조 중량이 감소되었음에도 불구하고 동일 하중 조건에서 정적 변형과 진동 진폭이 각각 17.2%, 19.9% 감소된 것을 의미하므로 상당한 구조 최적설계가 이루어진 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 차세대신기술개발사업인 “Micro/

Meso 부품 대응형 마이크로 기계가공 시스템 기술연구”과 제의 일환으로 KIMM의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.(Grant No. 10016620).

참고 문헌

- (1) Shinno, H., and Ito, Y., 1986, “Generating method for structural configuration of machine tools (3rd paper, Variant design using directed graph),” *Trans. of JSME*, Vol. 52, No. 474, pp. 788~793.
- (2) Koren, Y., Jovane, F., Moriwaki, T., Pitschow, G., Ulsoy, G., and Van Brussel, H., 1999, “Reconfigurable Manufacturing Systems,” *Annals of the CIRP*, Vol. 48, No. 2, pp. 527~540.
- (3) Moon, Y., and Kota, S., 2002, “Design of Reconfigurable Machine Tool,” *Transaction of the ASME, Journal of Manufacturing Systems*, Vol. 124, pp. 480~483.
- (4) Park, J. K., 2002, “Technical Trends of Micro Factory,” *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 19, No. 10, pp. 7~14.
- (5) Choi, H. Y., Jang, S. H., Park, H. M., Kim, I. S., and Park, J. K., 2006, “Creating Structural Configurations of Modular Reconfigurable Micro Machine Tools by Using Cryptographic Mapping and Function Proving,” *Proc. of 1st Int. Conference on MicroManufacturing*, pp. 115~119.
- (6) Park, J. K., Lee, N. K., Lee, S. J., Lee, D. W., and Song, J. Y., 2007, “Development of Microfactory Systems for the Nest Generation - 3rd Year Report,” *Proc. of the 3rd International Workshop on Microfactory Technology*, pp. 5~12.
- (7) Bae, B. T., 2001, “Structural Design Optimization of a High-speed Feeding Body by Using a Multi-step Design Process and a Genetic Algorithm,” M.S Dissertation, Changwon National University, Republic of Korea.
- (8) Choi, Y. H., Kim, S. T., Kim, T. H., and Park, J. K., 2004, “Structural Design Optimization of a High Speed & High Precision Mold Machining Center Using Genetic Algorithm,” *Machine Engineering*, Vol. 4, No. 1~2, pp. 139~149.
- (9) Choi, H. Y., Hong, J. H., and Park, J. K., 2005, “Structural Design Optimization of a High-Precision Grinding Machine for Minimum Compliance and Lightweight Using Genetic Algorithm,” *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 22, No. 3, pp. 146~153.
- (10) Choi, Y. H., Jang, S. H., Park, H. M., Jang, S. J., and Cho, Y. J., 2005, “A Genetic Algorithm Based Multi-step Design Optimization of a Machine Structure for Minimum Weight and Compliance,” *Proc. of SICE 2005*, pp. 476~481.
- (11) Choi, Y. H., Jang, S. H., Kim, S. M., Kim, S. G., and Park, J. K., 2007, “Structural Design Optimization of a Micro Milling Machine for Minimum Vibrations and Lightweight,” *Proc. of Korean Society of Machine Tool Engineer Conference*, pp. 222~227.