

< 논문 >

병진운동을 하는 XYZ 마이크로 병렬형 머니플레이터의 기구학적 특성 분석

김 은 석* · 양 현 익†

(2006년 8월 30일 접수, 2007년 3월 22일 심사완료)

Kinematic Analysis of the Characteristics of Translational XYZ Micro Parallel Manipulator

Eunseok Kim and Hyunik Yang

Key Words : Micro Parallel Manipulator(마이크로 병렬형 머니플레이터), Flexure Hinge(변형힌지), Metrix Method(행렬법), Compliance Mechanism(컴플라이언스 메커니즘)

Abstract

In this study, a 3-DOF XYZ micro parallel manipulator utilizing compliance mechanism is developed and analyzed. In so doing, a matrix method is used to rapidly solve displacements of the designed kinematic structure, and then kinematic characteristics of the developed manipulator are analyzed. Finally, the design analysis of the kinematic characteristics by changing hinge thickness and structure to improve workspace and translation motion is performed to show that the performance of the developed manipulator is relatively superior to the other similar kind of manipulators.

1. 서 론

최근 MEMS와 마이크로-나노 분야에 대한 연구가 활발히 진행되면서 마이크로-나노 크기의 매우 미세한 작업물을 조작하거나 가공하기 위한 마이크로-나노 로봇에 대한 연구도 활발해지고 있다. 그러나 마이크로-나노 크기의 작업물을 상기한 과정에서 요구되는 높은 정밀도의 구현은 일반 산업 로봇의 메커니즘으로는 불가능하다. 따라서 마이크로 로봇 메커니즘에서 고 정밀도를 얻기 위하여 기존 산업 로봇 메커니즘과는 상이하게 다른 메커니즘을 적용해야 한다.

이에 대한 대책으로 메커니즘의 링크들을 특수하게 서로 연결하거나 로봇 메커니즘을 베이스에 연결하여 관절역할을 수행하게 하는 컴플라이언스 메커니즘의 개발을 들 수 있다.

컴플라이언스 메커니즘의 주요 요소에는 Flexure hinge joint, Cross strip joint, Leaf spring 그리고 Flexure pin 등이 다양하게 적용되고 있으며, 특히 여기에 사용되는 힌지는 재료의 탄성을 이용하는 방식으로 설계된다. 이는 곧 힌지 재료의 형상과 물성에 따라 기구의 성능이 결정될 수 있음을 시사한다.

Paros 등⁽¹⁾은 최초로 단일 원형노치 힌지에 대한 분석을 공식화 하였으며, 굽힘 모멘트와 인장력에 의해 발생하는 병진변위 및 회전변위를 컴플라이언스(강성 행렬의 역행렬)로 풀었다. 최근에 들어 이를 이용하여 힌지 부분의 기하학적 모양 및 노치 형상에 따른 변형과 스트레스 대한 연구가 더욱 활발하게 진행되고 있다. Smith⁽²⁾는 Paros 등이 제시한

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계경영공학과

E-mail : skynet@hanyang.ac.kr

TEL : (031)400-5285 FAX : (031)419-3447

* 한양대학교 대학원 기계설계학과

방법을 이용하여 타원 형상의 대칭성 Flexure 힌지에 대한 컴플라이언스 요소를 근사적으로 구하였으며, Lobontiu 등⁽³⁾은 한 축 방향에 대한 대칭 노치모양의 변형 힌지에서 최대 스트레스(항복응력)를 넘지 않는 힌지 거동 한계를 제시하였으며, 힌지 형상 함수를 원형, 타원, 포물선, 쌍곡선에 대하여 제시하였다. 또한 Lobontiu 등⁽⁴⁾은 두 축 방향의 대칭을 갖는 노치 모양의 힌지에 대한 공식화를 수행하면서, 다양한 노치 형상을 갖는 힌지에 대한 스트레스 및 컴플라이언스 요소를 구할 수 있는 분석적 틀을 제공하였다.

위와 같이 힌지의 노치 형상에 관한 연구들은 활발히 연구되고 있으나 변형 힌지를 이용한 컴플라이언스 메커니즘 구조의 로봇에 대한 연구는 매우 적다. 이에 대한 연구는 Rong 등⁽⁵⁾이 마이크로 거동을 하는 스테이지의 에러 효과를 실험적 방법에 의하여 분석하였으며, Tanikawa 등⁽⁶⁾은 Revolute 조인트를 갖는 3자유도 마이크로 머니플레이터의 기구학적 해석을 통해 작업공간을 구하였다. 또한 Tanikawa 등⁽⁷⁾은 마이크로 머니플레이터를 위한 소형 3자유도 Finger Module을 개발하여 이에 대한 구조 메커니즘의 컴플라이언스 행렬 및 실제 작업공간을 구하였다. Koseki 등⁽⁸⁾은 행렬법을 사용하여 복잡한 과정을 거쳐야 하는 유한요소해석(FEA) 과정을 단순화하여 실제 마이크로 머니플레이터를 제작하고, 행렬법을 통한 매우 빠른 기구학적 분석 방법을 제시하였다. 그러나 요구되는 정밀도를 갖는 마이크로-나노 로봇의 설계나 특정 컴플라이언스 메커니즘 설계조건에 맞는 3자유도 마이크로 머니플레이터에 대한 개발은 여전히 미진한 상태이다.

따라서 본 연구에서는 새로운 컴플라이언스 구조를 갖는 3자유도 XYZ-마이크로 머니플레이터의 설계, 제작에 있어서 행렬법을 이용하여 전체 컴플라이언스 메커니즘 구조에 대한 기구학적 분석을 빠른 시간 안에 수행하도록 하였으며, 힌지의 변화와 구조변화에 따른 전체 작업 공간 및 원활한 병진운동을 위한 힌지 두께를 제시하였다. 또한 이를 이용하여 최대응력 변화에 따라 일정한 구조강성을 갖는 3자유도 XYZ-마이크로 머니플레이터를 설계하여 제작하였다.

본 연구에서 설계하여 제작된 3자유도 XYZ-마이크로 병렬형 머니플레이터의 구조는 Fig. 1과 같다.

그림에서와 같이 베이스(fixed base)와 무빙 플랫폼(moving platform)이 상하에 변형 힌지가 90° 방향으

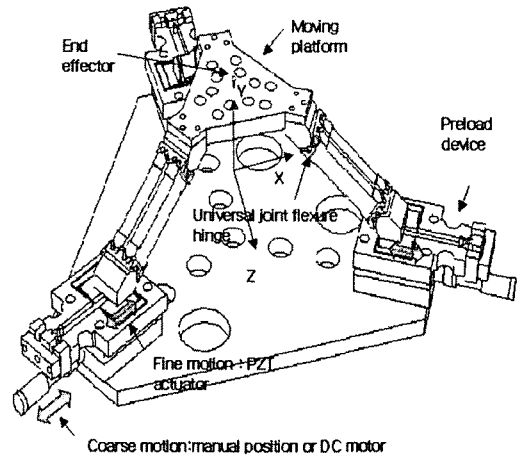


Fig. 1 Translational XYZ-micro parallel manipulator

로 교차하는 3개의 다리(link)로 연결되어 있다. 미소 변위 입력(60 μm 이하)은 압전액추에이터(piezo actuator)에 의하여 수행되며, 대 변위 입력(60 μm 이상)은 DC모터에 의해 수행된다. 각 베이스에 연결되어 있는 다리부분을 변하식킴으로써 무빙 플랫폼 중앙에 위치한 말단장치의 위치를 제어하게 된다. 이 구조의 특징은 힌지부의 미세한 탄성변형을 이용하기 때문에 마찰이나 백래시(back lash)에 의한 누적오차가 적어 정밀도가 매우 우수하다는 것이다. 또한 작업공간은 기구의 구조에 의해 결정되며 작업공간의 크기는 수mm 단위로 매우 작다.

2. 행렬법을 이용한 이론적 해석

2.1 컴플라이언스와 강성 행렬법

2.1.1 빔에서의 컴플라이언스 행렬 정의

식 (1)은 일반적인 빔에서 외력이 발생했을 때 작용점에서의 각 방향에 대한 변위의 관계를 나타내고 있다.

$$\begin{aligned}
 \delta_x &= c_1 f_x + c_3 M_y \\
 \delta_y &= c_2 f_y - c_4 M_x \\
 \delta_z &= c_5 f_z \\
 \Theta_x &= -c_6 f_y + c_8 M_x \\
 \Theta_y &= c_3 f_x + c_7 M_y \\
 \Theta_z &= c_8 M_y
 \end{aligned} \tag{1}$$

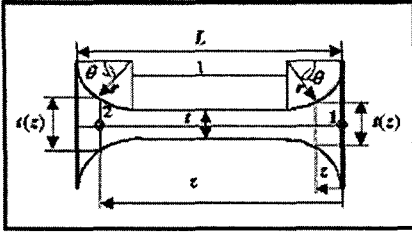


Fig. 2 Cross-section of flexure hinge

위의 방정식을 행렬로 표현하면 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} \delta_x \\ \delta_y \\ \delta_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 & c_3 & 0 \\ 0 & c_2 & 0 & -c_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_4 & 0 & c_6 & 0 & 0 \\ c_3 & 0 & 0 & 0 & c_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_8 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{pmatrix} \quad (2)$$

여기서, n 을 x,y,z 에 대한 첨자로 표기하면, δ_n 과 f_n 는 각 축에서의 변위(translational displacement) 및 힘(load, composite force)을 나타내며, M_n 과 θ_n 은 각 축에서의 모멘트(bending, torsional moment) 및 회전변위(rotational displacement)를 나타낸다.

2.1.2 힌지에서의 컴플라이언스 행렬

Fig. 2는 링크와 링크사이를 연결하는 힌지의 단면을 나타낸다. 그림에서 z 의 변화에 따른 힌지두께를 $t(z)$ 로 나타냈으며, 노치부의 반지름을 r 로 표기했다. 고정단에서 z 만큼 떨어진 1번 지점의 변위 u 는 식 (3)과 같다.

$$(u_1) = [C_1](F_1) \quad (3)$$

여기서 (u_1) 과 (F_1) 을 세부적으로 표현하면 $u_{1i} = x_1, y_1, z_1, \theta_{1x}, \theta_{1y}, \theta_{1z}$, $F_{1i} = F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}, M_{1i} = M_{1x}, M_{1y}, M_{1z}, i = x, y, z$ 등으로 각각 나타낼 수 있으며, $[C_1]$ (compliance factor)은 에너지법(energy method)을 사용하여 얻을 수 있다. 따라서 U 를 인장력, 굽힘 및 비틀림 모멘트에 의해 힌지에 발생하는 탄성 스트레인 에너지의 총합이라 하면, 이에 대한 u, θ 의 표현은 식 (4)와 같다.

$$u_i = \frac{\partial U}{\partial F_i} , \theta_i = \frac{\partial U}{\partial M_i} , i = x, y, z \quad (4)$$

여기서, $U = U_a + (U_{bx} + U_{by}) + U_t$ 이며, U_a 는

인장력(N), U_{bx}, U_{by} 는 각각 X, Y 축의 굽힘 모멘트에 의한 에너지이고, U_t 는 Z 축 중심의 비틀림 모멘트에 의해 발생하는 에너지로 정의 할 수 있다. 각각의 에너지는 식 (5)로 정의된다.

$$\begin{aligned} U_a &= \int_L N^2 / [2EA(z)] dz \\ U_{bx} &= \int_L M_x^2 / [2EI(z)] dz \\ U_{by} &= \int_L M_y^2 / [2EI(z)] dz \\ U_t &= \int_L M_z^2 / [2GI_p(z)] dz \end{aligned} \quad (5)$$

식 (1)에 의하여 각 지점의 C값은 식 (6)과 같이 정의 될 수 있다.

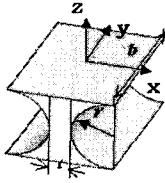
$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{12}{E} I_1 , C_2 = \frac{12}{E} I_2 , C_3 = \frac{12}{E} I_3 \\ C_4 &= \frac{12}{E} I_4 , C_5 = \frac{1}{E} I_5 , C_6 = \frac{12}{E} I_6 \\ C_7 &= \frac{12}{E} I_7 , C_8 = \frac{1}{G} I_8 \end{aligned} \quad (6)$$

이때, $I(I_1 \sim I_8)$ 는 힌지의 형상에 따라 식 (7)과 같이 정의 된다.

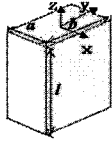
$$\begin{aligned} I_1 &= \frac{1}{b} \int_0^l \frac{z^2}{t(z)^3} dz , I_2 = \frac{1}{b^3} \int_0^l \frac{z^2}{t(z)} dz \\ I_3 &= \frac{1}{b} \int_0^l \frac{z}{t(z)^3} dz , I_4 = \frac{1}{b^3} \int_0^l \frac{z}{t(z)} dz \\ I_5 &= \frac{1}{b} \int_0^l \frac{1}{t(z)} dz , I_6 = \frac{1}{b^3} \int_0^l \frac{z}{t(z)} dz \\ I_7 &= \frac{1}{b} \int_0^l \frac{1}{t(z)^3} dz , I_8 = \int_0^l \frac{1}{I_t(z)} dz \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, $t(z)$ 는 힌지 노치 형상함수이며, 노치 형상(원형, 타원, 포물선 등)에 따라 각 구간에 대하여 식 (8)과 같이 정의 될 수 있다.

$$\begin{aligned} t(z) &= t + 2[r - \sqrt{r^2 - (r-z)^2}] , z \in [0, r] \\ t(z) &= t , z \in [r, r+l] \\ t(z) &= t + 2[r - \sqrt{r^2 - [z - (l+r)]^2}] , z \in [r+l, 2r+l] \end{aligned} \quad (8)$$



Circular notched hinge



Prismatic beam

Fig. 3 Types of Beam

2.1.3 힌지 모양에 따른 컴플라이언스 행렬요소
 Fig. 3은 원형 노치를 가진 힌지와 노치가 없는 빔을 나타내고 있으며, 각각의 경우에 따른 컴플라이언스 행렬요소는 Table 2에 기술하였다. Table 2의 컴플라이언스 행렬은 Paros,⁽¹⁾ Lobontiu,⁽³⁾ Rong⁽⁵⁾이 제시한 식을 사용하여 구하였다. k_2 는 사각 빔의 비틀림 모멘트의 일차관성 모멘트에 영향을 주는 두께(a)와 폭(b)의 세장비(b/a)에 따라 변형각이 선형적으로 변하지 않기 때문에 세장비에 따른 보정 값을 Table 1과 같이 제시하고 있다. 또한 원형 모따기 힌지의 경우 a의 길이가 z축에 따라 변하게 되며 b보다 작은 영역에서는 Table 2의 값으로 근사할 수 있다.

2.1.4 컴플라이언스 행렬의 좌표변환

Fig. 4는 작용점 $P(p_x, p_y, p_z)$ 에 외력 F 가 작용할 때 병진 및 회전운동에 따른 좌표변환을 나타내었다. 먼저 병진 좌표 변환에 대하여 정의하면, Fig. 4에서와 같이 좌표 변환되어진 새로운 F' 는 식 (9)로 표현된다.

$$F' = \begin{pmatrix} I & 0 \\ P & I \end{pmatrix} F \tag{9}$$

$$P = \begin{pmatrix} 0 & -p_z & p_y \\ p_z & 0 & -p_x \\ -p_y & p_x & 0 \end{pmatrix}, \quad I = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

여기서, P 는 벡터 p 의 외적으로 표현되며, I 는 단위행렬이다. 또한, 외력에 의해 이동한

Table 1 k_2 of prismatic beam under twisting

b/a	1.00	2.00	10.00	∞
k_2	0.141	0.229	0.312	0.333

Table 2 Compliance matrices of beams

	Prismatic Beam	Circular Notched Hinge
C_1	$\frac{4l^3}{Ea^3b}$	$\frac{9\pi r^{\frac{5}{2}}}{2Et^{\frac{5}{2}}} + \frac{3\pi r^{\frac{3}{2}}}{2Et^{\frac{3}{2}}}$
C_2	$\frac{4l^3}{Eab^3}$	$\frac{12\pi r^2}{Eb^3} \left\{ \left(\frac{r}{t} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{4} \right\}$
C_3	$\frac{6l^2}{Ea^3b}$	$\frac{9\pi r^{\frac{3}{2}}}{2Eb^{\frac{5}{2}}}$
C_4	$\frac{6l^2}{Eab^3}$	$\frac{12\pi r}{Eb^3} \left\{ \pi \left(\frac{r}{t} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{2+\pi}{2} \right\}$
C_5	$\frac{l}{Eab}$	$\frac{1}{Eb} \left\{ \pi \left(\frac{r}{t} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{\pi}{2} \right\}$
C_6	$\frac{12l}{Eab^3}$	$\frac{12}{Eb^3} \left\{ \pi \left(\frac{r}{t} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{2+\pi}{2} \right\}$
C_7	$\frac{12l}{Ea^3b}$	$\frac{9\pi r^{\frac{1}{2}}}{2Eb^{\frac{5}{2}}}$
C_8	$\frac{l}{Gk_2a^3b}$	$\frac{9\pi r^{\frac{1}{2}}}{4Gb^{\frac{5}{2}}}$

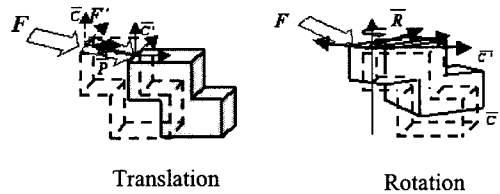


Fig. 4 Coordinate transformation of compliance matrix

변위 δP 는 이동된 지점 $P(p_x, p_y, p_z)$ 와 물체의 변형 δX 에 의해서 식 (10)과 같이 정의 할 수 있다.

$$\delta P = \begin{pmatrix} I & P^T \\ 0 & I \end{pmatrix} \delta X \tag{10}$$

식 (9)를 이용해서 외력에 의하여 병진 좌표 변환된 새로운 컴플라이언스 행렬은 식 (11)과 같다.

$$\bar{C} = \begin{pmatrix} IP^T & \\ 0 & I \end{pmatrix} \bar{C} \begin{pmatrix} IO \\ PI \end{pmatrix} \quad (11)$$

위와 같은 방법으로 회전에 대한 좌표변환을 정의하면 식 (12)와 같이 힘과 변위에 대하여 표현할 수 있다.

$$F = \begin{pmatrix} R^T & 0 \\ 0 & R^T \end{pmatrix} F, \quad \delta P = \begin{pmatrix} R & 0 \\ 0 & R \end{pmatrix} \delta X \quad (12)$$

여기서 R 은 회전 좌표변환 행렬이며, 좌표 변환된 힘은 $R^T (=R^{-1})$ 에 의해 회전이 표현되고, 변위는 R 에 의해 회전이 표현된다. 따라서 회전에 의하여 좌표 변환된 새로운 컴플라이언스 행렬은 식 (13)과 같이 정리된다.

$$\bar{C} = \begin{pmatrix} R & 0 \\ 0 & R \end{pmatrix} \bar{C} \begin{pmatrix} R^T & 0 \\ 0 & R^T \end{pmatrix} \quad (13)$$

전체 기구시스템에서 컴플라이언스 행렬을 각 지점에 따라 매번 좌표변환을 수행하기 때문에 식 (13)의 컴플라이언스 행렬은 식 (14)와 같이 좌표변환 행렬로서 표현되고, 이를 전체 컴플라이언스 행렬을 구하기 위한 좌표변환 계산에 이용하게 된다.

$$\bar{A} \otimes \bar{C} = \bar{A} \bar{C} \bar{A}^T \quad (14)$$

또한, 병진 및 회전 좌표변환 행렬은 식 (15), 식 (16)과 같이 병진 및 회전에 의한 이동변위 좌표 변환 행렬을 기준으로 설정한다.

$$\overline{R_{x,y,z}}(\theta) = \begin{pmatrix} \overline{R_{x,y,z}}(\theta) & 0 \\ 0 & \overline{R_{x,y,z}}(\theta) \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$\overline{P_{(p_x, p_y, p_z)}} = \begin{pmatrix} IP^T \\ 0 & I \end{pmatrix} \quad (16)$$

여기서 회전 좌표변환 행렬 $R_x(\theta)$, $R_y(\theta)$, $R_z(\theta)$ 는 각각 x, y, z 축에 대한 θ 만큼의 회전을 뜻한다.

2.2 XYZ 마이크로 병렬형 머니플레이터 매커니즘

본 기구는 원형 노치된 힌지가 링크의 상부 및 하부에 연결되어 있어 해당 링크의 입력에 따라

변형하게 되어 있으며, 다시 상부와 하부에는 원형 노치가 형성 되어 있고, 90°로 연결된 힌지는 서로 다른 두개의 링크의 입력에 따라 변형하게 되는 구조로 되어 있다. 입력은 미소변위(60 μm 이하)인 경우 Piezo 액추에이터에 의해 수행되며, 대 변위(60 μm 이상)인 경우에는 DC모터를 이용하여 수행된다. 또한 기구적 운동 구조가 힌지부의 노치로 인해 능동 순응성을 가지고 있어 무빙 플랫폼이 평형을 유지하고 원활한 병진운동을 하도록 되어 있다. 하지만 이러한 능동 순응성은 힌지부의 두께에 따라 달라질 수 있으며 무빙 플랫폼이 기울어지는 현상이 발생할 수 있기 때문에 설계 시 힌지 두께에 대한 분석이 이루어져야 하고 강성을 고려한 힌지 두께를 어떻게 설정 할 것인지를 고려해야 한다.

본 연구에서는 Fig. 5의 기구에 대한 기구학적 분석을 하기 위하여 구조 메커니즘을 Fig. 6과 같이 링크 부분에 대하여 힌지 및 강체로 구성된 라벨 구조로 가정하였다.

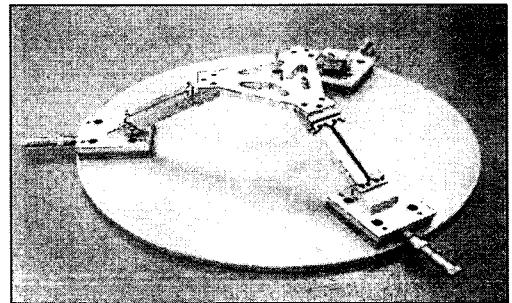


Fig. 5 The developed translational XYZ - micro parallel manipulator

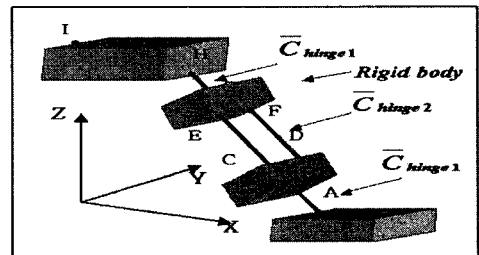
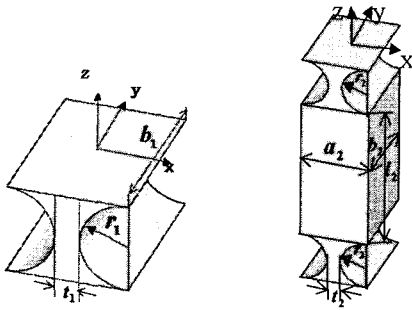


Fig. 6 Simplified link structure of XYZ micro parallel manipulator



(a) Hinge1 (b) Hinge2

Fig. 7 Two different hinges

2.2.1 XYZ 마이크로 병렬형 머니플레이터의 컴플라이언스 행렬

Fig. 7은 본 연구에서 사용한 힌지의 모양을 나타내고 있다. Fig. 7(a)는 양쪽으로 원형 노치된 힌지 하나만으로 구성되었으며, Fig. 7(b)는 사각 빔과 양쪽으로 원형 노치된 힌지가 각각 빔의 상단, 하단부에 부착된 형태이다. 힌지 부분의 컴플라이언스 행렬은 식 (17), 식 (18)과 같이 힌지의 형상 치수에 의하여 결정할 수 있다.

$$\overline{C}_{hinge1} = \overline{C}_{hinge}(r_1, t_1, b_1) \tag{17}$$

$$\begin{aligned} \overline{C}_{hinge2} &= \overline{P}(0,0,2r_2+l_2) \otimes \overline{C}_{hinge2}(r_2, t_2, b_2) \\ &+ \overline{P}(0,0,2r_2) \otimes \overline{C}_{prism}(a_2, b_2, l_2) \\ &+ \overline{C}_{hinge2}(r_2, t_2, b_2) \end{aligned} \tag{18}$$

힌지의 위치 및 자세의 변화에 의한 좌표변화에 따라 힌지에서의 새로운 컴플라이언스 행렬을 정의하여야 한다. 힌지1의 경우 Y 축을 기준으로 하여 $(-\pi/4)$ 만큼 회전하였으며, 이에 대한 힌지1의 컴플라이언스 행렬은 식 (19)와 같다.

$$\overline{C}_{hinge1} = \overline{R}_y(-7\pi/36) \otimes \overline{C}_{hinge1} \tag{19}$$

힌지 2번의 경우 Y축을 기준으로 하여 $(-\pi/4)$, Z축을 기준으로 하여 $(\pi/2)$ 만큼 회전하였으며, 이에 대한 힌지2의 컴플라이언스 행렬은 식 (20)과 같다.

$$\overline{C}_{hinge2} = \overline{R}_z(\pi/2) \otimes [\overline{R}_y(-7\pi/36) \otimes \overline{C}_{hinge2}] \tag{20}$$

Fig. 6에서와 같이 입력부분 A에서 B까지는 힌지1로 연결되어 있으며, A에서 B까지의 컴플라이언스 행렬은 식 (21)과 같다.

$$\overline{C}_{AB} = \overline{C}_{hinge1} \quad X_A = \overline{C}_{AB}(F_A) \tag{21}$$

또한, B, C, D는 강체로 가정하였기 때문에 이들 사이에서의 변위 및 힘의 평형식에 따라서 식 (22)와 식 (23)으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} X_C \\ X_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \overline{P}_{BC} \\ \overline{P}_{BD} \end{pmatrix} X_B = \overline{C} \begin{pmatrix} F_C \\ F_D \end{pmatrix} \tag{22}$$

$$\begin{pmatrix} \overline{P}_{BC}^T & \overline{P}_{BD}^T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_C \\ F_D \end{pmatrix} = F_B \tag{23}$$

위의 관계식을 이용하여 A, C, D에서의 컴플라이언스 행렬을 구하면 식 (24)와 같다.

$$\begin{aligned} \overline{C}_{ACD} &= \begin{pmatrix} \overline{P}_{BC} \\ \overline{P}_{BD} \end{pmatrix} \overline{C}_{AB} \begin{pmatrix} \overline{P}_{BC}^T & \overline{P}_{BD}^T \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} \overline{P}_{BC} \\ \overline{P}_{BD} \end{pmatrix} \otimes \overline{C}_{AB} \end{aligned} \tag{24}$$

위와 같은 방법으로 한 링크에 대하여 식 (25)에서 식 (28)과 같이 입력부 A 지점에서 출력부 I 까지 순차적으로 컴플라이언스 행렬 \overline{C}_{AI} 를 구하면 다음과 같다.

$$\overline{C}_{AEF} = \begin{pmatrix} \overline{P}_{CE} & 0 \\ 0 & \overline{P}_{DF} \end{pmatrix} \otimes \overline{C}_{ACD} + \begin{pmatrix} \overline{C}_{hinge2} & 0 \\ 0 & \overline{C}_{hinge2} \end{pmatrix} \tag{25}$$

$$\overline{C}_{AG} = \left(\begin{pmatrix} \overline{P}_{GE}^T & \overline{P}_{GF}^T \end{pmatrix} \otimes (\overline{C}_{AEF})^{-1} \right) \tag{26}$$

$$\overline{C}_{AH} = (\overline{P}_{GH} \otimes \overline{C}_{AG}) + (\overline{C}_{hinge1}) \tag{27}$$

$$\overline{C}_{AI} = (\overline{P}_{IH} \otimes \overline{C}_{AH}) \tag{28}$$

위 식들에서 \overline{C}_{AI} 는 하나의 링크에 대한 컴플라이언스 행렬이므로 식 (29)와 같이 표현된다.

$$\overline{C}_{AI} = \overline{C}_{AI} \tag{29}$$

따라서 $2\pi/3$ 각도로 연결된 다른 두개의 링크에 대한 컴플라이언스 행렬은 식 (30)과 식 (31)에서와 같이 구할 수 있다.

$$\overline{C_{A_2I_2}} = \begin{pmatrix} \overline{R_z}(2\pi/3) & 0 \\ 0 & \overline{R_z}(2\pi/3) \end{pmatrix} \otimes \overline{C_{A_1I_1}} \quad (30)$$

$$\overline{C_{A_3I_3}} = \begin{pmatrix} \overline{R_z}(-2\pi/3) & 0 \\ 0 & \overline{R_z}(-2\pi/3) \end{pmatrix} \otimes \overline{C_{A_1I_1}} \quad (31)$$

다음으로 전체 구조 시스템의 컴플라이언스 행렬은 3개의 링크가 복합적으로 상호 작용하여 서로의 컴플라이언스 행렬에 영향을 주기 때문에 각 방향에 따른 출력변위의 영향에 따라 식 (32)와 같이 3개의 링크를 조합하여 나타낼 수 있다.

$$\overline{C_{A_1A_2A_3P}} = \begin{pmatrix} I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & I & 0 & I & 0 & I \end{pmatrix} \otimes \begin{pmatrix} \overline{C_{A_1I_1}} & 0 & 0 \\ 0 & \overline{C_{A_2I_2}} & 0 \\ 0 & 0 & \overline{C_{A_3I_3}} \end{pmatrix} \quad (32)$$

3. 유한요소 해석을 이용한 변위 측정

Fig. 8은 유한요소 해석을 위한 마이크로 머니플레이터의 요소망을 보여주고 있다. 유한요소 해석에 사용한 상용 구조해석 프로그램은 ANSYS 5.6 버전을 사용하였으며, 마이크로 머니플레이터의 재료는 연성 재질인 AI-7075-T6(두랄루민)이다. 재료에 따른 물성치(material properties)는 종탄성계수(E)가 72Gpa이며, 횡탄성계수(G)는 27Gpa이다. 푸아송 비(ν)는 0.33이고, 항복응력은 480Mpa이다. 유한요소 해석을 위한 요소는 해석의 안정성을 위하여 10점을 가지고 있는 사변형 요소를 사용하였다. 요소의 수는 78624개이며, 각 링크의 입력 변위의 범위 $-1mm < \lambda_{1,2,3} < 1mm$ 로 적용하였다.

Fig. 9는 2번(λ_2)과 3번(λ_3) 링크를 고정 한 상태에서 1번(λ_1) 링크를 입력 범위 안에서 0.1mm씩 증분하면서 유한요소 해석을 수행했을 때 말단장치의 각 방향 변위를 나타내고 있다. 각 링크의 입력변위에 따른 출력변위의 선형적 관계를 이용하여 유한요소 해석을 통한 컴플라이언스 행렬을 식 (33)과 같이 구하였다.

$$\overline{C_{FEM}} = \begin{pmatrix} 0.559 & 0.0012 & -0.559 \\ -0.476 & -0.476 & -0.476 \\ 0.322 & -0.644 & 0.322 \end{pmatrix} \quad (33)$$

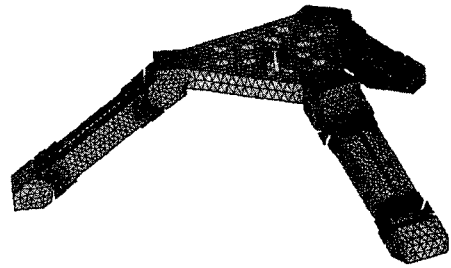


Fig. 8 Finite element model of the micro parallel manipulator

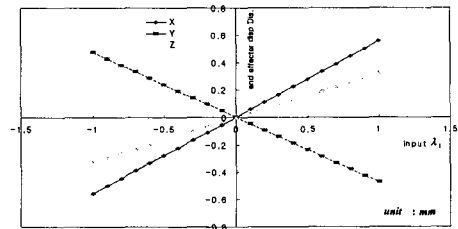


Fig. 9 Output displacements of end effector

4. 실험적 방법에 의한 변위 측정

본 연구에서는 사용한 PZT 변위 측정용 센서는 측정 범위가 $\pm 100\mu m$ 이고 분해능이 1nm 인 2805 probe와 4810 gage module을 사용하였으며, PZT는 이동 범위가 $30\mu m$ 이고, open-loop 분해능이 $60\mu m$, $K=27/\mu m$ 인 P-841.20과 Electronic Module을 사용하여 액추에이터 시스템의 미소 변위(fine motion) 입력을 수행하였다. 또한 대 변위(coarse motion)는 이동 범위 25mm와 분해능 0.1 μm 를 갖는 단일 축에 대한 수동 병진 스테이지[M-UMR8.25, DM17-25, M-PBN8(Base plate)]를 사용하여 변위 입력을 수행하였다. 말단 장치의 출력 변위 측정은 CMM 변위 측정 장비를 사용하였다. 실험을 수행하기 위하여 제작된 마이크로 머니플레이터의 수치는 $t_1=t_2=0.8mm$, $b_1=40mm$, $b_2=15mm$, $a_1=20mm$, $l_2=90mm$ 로 각각 설계되었다.

5. 이론적 해석 방법 검증 및 비교

이론적인 해석을 검증하기 위하여 유한요소 해석과

Table 3 Compliance matrix factor of each method

Analysis	$\begin{pmatrix} 0.546 & 0 & -0.546 \\ -0.462 & -0.462 & -0.462 \\ 0.322 & -0.624 & 0.312 \end{pmatrix}$
FEM	$\begin{pmatrix} 0.559 & 0.0012 & -0.559 \\ -0.476 & -0.476 & -0.476 \\ 0.322 & -0.6448 & 0.322 \end{pmatrix}$
Experiment	$\begin{pmatrix} 0.561 & -0.05 & -0.565 \\ -0.435 & -0.523 & -0.445 \\ 0.362 & -0.606 & 0.213 \end{pmatrix}$

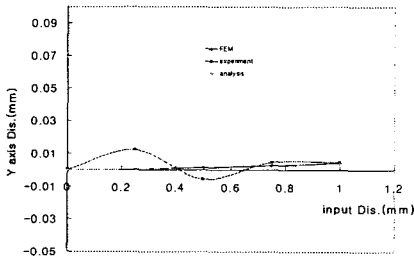


Fig. 10(a) Y— axis displacements

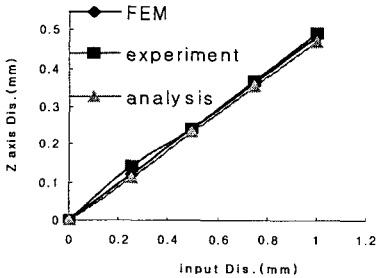


Fig. 10(b) Z— axis displacements

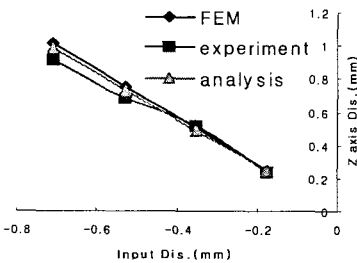


Fig. 10(c) Z— axis displacements with linear input of each link

실험적 방법에 의하여 구한 결과 값들을 비교 하였다. Table 3은 이론적 방법 및 유한요소 해석 방법, 실험적 방법으로 구한 컴플라이언스 행렬을 나타내

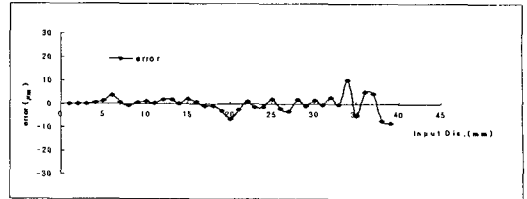


Fig. 11(a) Displacement error estimation between theoretical analysis and experiment

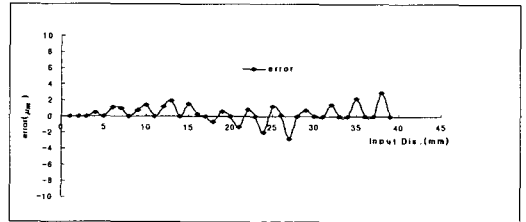


Fig. 11(b) Displacement error estimation between theoretical analysis and FEM

고 있다. 실험적 방법으로 구한 컴플라이언스 행렬은 결과 값들을 선형적으로 근사화하여 구하였다. Table 3에서 알 수 있듯이 컴플라이언스 행렬의 결과 값이 이론적 해석과 유한요소 해석에서는 거의 일치하는 반면에 실험에 의한 값에서는 조금 차이를 보이고 있다. 그 이유는 실험 오차에 의하여 분산된 결과 값들을 수치적으로 근사화하였기 때문이다.

Fig. 10(a)에서 Fig. 10(c)는 실험적 방법에서 적용한 입력 값에 대한 이론적 방법 및 유한요소 해석 방법, 실험적 방법으로 구한 결과 값에 대하여 일정 구간을 선택하여 나타내었다. Fig. 10(c)의 경우는 각 링크의 입력이 선형적으로 동일하게 가해졌을 때의 Z축에 대한 출력 변위를 나타내었다.

Fig. 11(a) 및 Fig. 11(b)는 이론적 결과 값을 기준으로 하여 유한요소 해석 방법과 실험적 방법을 통해 일정 구간에서 구한 변위 결과 값에 대한 오차 범위를 나타내었다. 실험적 방법에서는 평균 5 μm의 오차가 발생하고 있으며, 입력 값이 커질수록 오차는 크게 발생하고 있지만 실험 오차 범위 내에 있음을 알 수 있다. 또한 유한요소 해석 결과와의 오차는 3 μm로 입력 값에 따라 매우 일정한 오차를 보이고 있으며 대체로 일치하고 있음을 알 수 있다.⁽⁹⁾ 따라서 행렬식을 사용하여 구한 컴플라이언스 행렬이 본 연구에서 설계, 제작한 마이크로 머니플레이터의 기구학적 해석에 적합함을 알 수 있다.

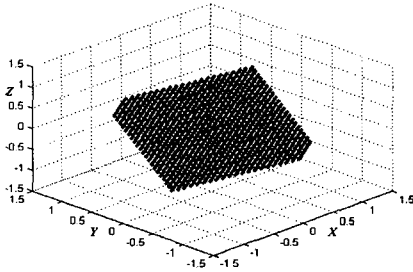


Fig. 12 3D work space of the developed micro manipulator.(t=0.1mm)

또한, 본 실험에서 발생한 오차에 대한 해석은 Lim 등⁽¹⁰⁾의 방법을 이용하여 별도의 연구 결과와 함께 추후 수행할 예정이다.

6. 마이크로 머니플레이터의 기구학적 해석

행렬법을 이용하여 본 연구에서 설계, 제작한 메커니즘의 힌지 두께 변화 및 기준에 연구되어진 마이크로 머니플레이터와의 작업 공간 특성을 비교하고 분석하였다.

6.1 XYZ 마이크로 머니플레이터의 작업공간

Fig. 12는 힌지 두께가 각각 0.1mm에서의 작업 공간을 나타내고 있다. XY평면과 XZ평면은 육각형의 모양을 하고 있으며, YZ평면에서는 기울어진 사각형 모양의 작업공간을 갖는다(부록 2 참조). 이러한 작업공간의 형태는 Tanikawa⁽⁶⁾가 연구한 Revolute 조인트를 갖는 3자유도 마이크로 머니플레이터(부록 1 참조)의 작업공간과 유사하게 나타나고 있으며, 본 연구에서 설계, 제작된 것이 기존 마이크로 머니플레이터보다 Z축 작업 공간을 많이 향상시켰음을 알 수 있다.

6.2 힌지 두께 변화에 따른 작업공간

Fig. 13(a), Fig. 13(b)는 힌지 두께 변화에 따른 말단장치의 각 방향 변위 변화를 나타내고 있다. Fig. 13(a)에서 알 수 있듯이 X축과 Z축에서는 힌지 두께(t)가 작을수록 비선형적으로 변위가 커지고 있는 반면에 Fig. 13(b)에서는 Y축 방향의 변위가 힌지 두께(t)가 커질수록 증가하지만 Z축에서의 변위 증가보다는 매우 작게 나타나고 있다. 이러한 이유는 힌지 두께(t)가 두꺼울수록 힌지 부위에서의

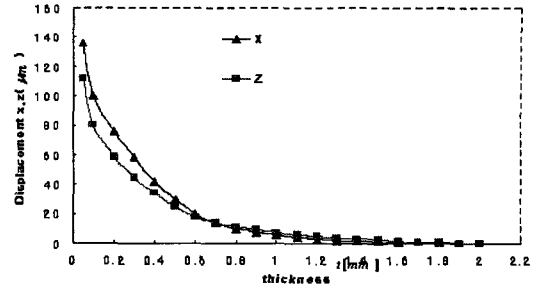


Fig. 13(a) X-axis and Z-axis displacement about hinge thickness(t)

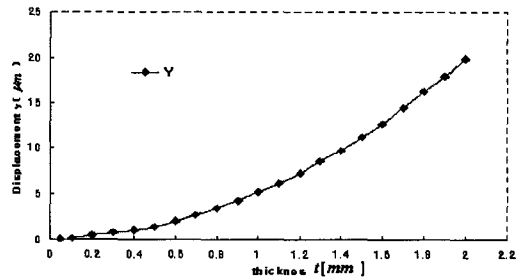


Fig. 13(b) Y-axis displacement about hinge thickness(t)

굽힘 모멘트가 커지게 되고 마이크로 머니플레이터 전체 시스템에서의 능동 순응성이 저하되어 무빙 플랫폼이 평형을 유지 못하고 한 쪽으로 기울는 현상이 발생하기 때문이다. 따라서 힌지 두께(t)에 따라서 말단장치의 자세 변화가 생길 수 있으며, 이는 작업공간에도 영향을 미친다. 이러한 변화는 마이크로 머니플레이터를 설계할 때 매우 중요한 설계변수임을 알 수 있다.

본 연구에서 설계, 제작된 마이크로 머니플레이터는 3자유도 병진운동을 목적으로 하기 때문에 힌지의 두께를 0.1mm 이하로 설정함으로써 능동순응성을 향상시켜 원활한 병진운동을 하게 된다. 하지만 컴플라이언스 메커니즘의 설계조건에서 힌지부가 항복응력 내에 존재해야 하므로 스트레스 변화에 따른 힌지 두께를 적절히 조절하는 것이 무엇보다 중요하다.

7. 결론

본 연구에서는 변형 힌지를 갖는 컴플라이언스 메커니즘 구조의 기구학적 분석을 위해 전체 구조 메커니즘에 대한 컴플라이언스를 행렬법을 이용하여

구하였으며, 힌지 두께의 변화에 따른 변위 해석을 통해 원활한 병진운동을 할 수 있는 힌지 두께를 쉽고 빠르게 구하였다. 이를 기존에 연구되어진 기구 메커니즘과의 비교를 통해 각 축의 병진운동 변위가 상대적으로 큰 기구를 설계할 수 있었다. 또한, 상기한 결과에 상응하는 연구에서는 마이크로 머니플레이터를 직접 설계, 제작하여 실험적 방법 및 유한요소 해석을 수행하여 비교하였다. 그 결과를 바탕으로 이론적 해석을 검증하여 설계, 제작된 마이크로 머니플레이터의 기구학적 분석 기초 자료를 제공하였으며, 입력이 복잡적으로 가해졌을 때 전체 구조 시스템에서 발생하는 최대응력을 구하여 항복응력이 탄성 영역 안에 존재하도록 하였다.

향후 실제 가공 시 발생할 수 있는 외력에 의한 강성에 대한 이론식을 적용하여 힌지 모양의 변화(양방향 노치된 힌지, 원형 힌지 등)에 따른 최적설계를 수행하거나, 자유도를 향상시켜 복잡한 형상에 대한 가공물을 가공 할 수 있는 메커니즘의 설계가 이루어진다면 더욱더 향상된 마이크로 머니플레이터를 설계, 제작 할 수 있을 것이다.

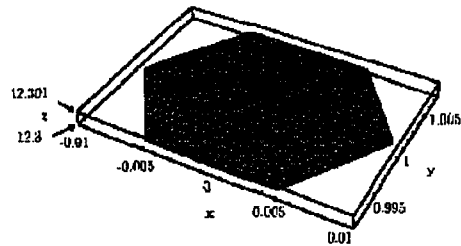
참고문헌

(1) Paros, J. M. and Weisbord, L., 1965, "How to design Flexure Hinge", *Machine Design*, 37, 151-156.
 (2) Smith, S., 2000, "Flexure: Element of Elastic Mechanism," Gordon and Breach Science Publishers, New York.
 (3) Lobontiu, N., Paine, J. S. N., Garcia, E. and Goldfarb, M., 2001, "Corner-Filletted Flexure Hinge", *ASME J. Mech.*, 123, 346-352.
 (4) Lobontiu, N., Paine, J. S. N. and Garcia, E., 2003, "Tow-axi flexure hinges with axially-located and symmetric notches", *Science*, 1329-1341.
 (5) Rong, Y., Zhu, Y., Lou, Z. and Liu, X., 1994, "Design and Analysis of Flexure-Hinge Mechanism Used in Micro-position Stage", *ASME, Manufacturing Science and Engineering*, PED-vol.68-2, 979-986.
 (6) Nielsen, J. and Tanikawa, T. and Arai, T., 1999, "Design and Analysis of a 3-DOF Micro Manipulator", *Proc.IEEE/RSJ IROS*, 2183-2188.
 (7) Tanikawa, T., Arai, T. and Koyachi, N., 1999, "Development of Small-sized 3 DOF Finger Module in Micro Hand for Micro Manipulation", *Proc. IEEE/RSJ IROS*, 876-881.

(8) Koseki, Y., Tanikawa, T., Koyachi, N. and Arai, T., 2000, "Kinematic Analysis of 3-DOF Micro Parallel Mechanism Using Matrix Method", *Proc. IEEE/RSJ IROS*, 786-792.
 (9) Kwon, K., Park, J., Lee, I., Cho, N. and Yang, H., 2004, "Precision Evaluation Method for the Positioning Error of Three-DOF Parallel Mechanism using Coordinate Measuring Machine (CMM)", *J. of KSPE*, Vol. 21, No. 11, 99-109.
 (10) Lim, S., Kang, K., Park, S., Choi, W., Song, J., Hong, D. and Shim, J., 2002, "Error Analysis of a parallel Mechanism Considering Link Stiffness and Joint Clearances", *KSME int'l J.*, Vol. 16, No. 6, 799-809.

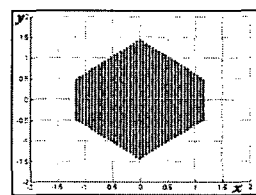
부 록

A1. Workspace of Tanikawa (unit:mm)

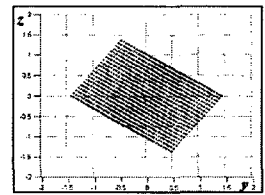


A2. XY, YZ, XZ plane workspace

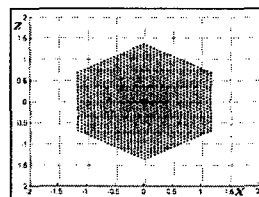
(unit:mm)



XY Plane



YZ Plane



XZ Plane