

## 6 축 구동 Stage 응용

강흥석\* , 박노선\*\* , 이우영\*\*\* , 정준영\*\*\*

\*오에프티㈜, \*\*우리마이크론㈜, 한국기술교육대학교\*\*\*

### 초록

6자유도계를 실시간 해를 풀 수 있는 이론을 배경으로 실제 여러 형태로 제작이 시도 되고 있다. 기구적인 간단함은 있지만, 비선형적인 6개의 축을 실시간 수식적으로 풀어낸다는 것은 쉽지 않다. 실제 현장에서 설계에 적용시키기 위해서는 시뮬레이터를 개발하여 대면적, 고 하중용 등 다양한 스테이지 계를 쉽게 적용할 수 있어야 한다. 본 논문은 대면적용 스테이지 계를 적용하면서 문제점들을 고찰해 보고자 한다.

### 1. 서론

일반적으로 직선과 회전 운동 개념을 갖는 구동 스테이지의 단일 동작의 구동은 복층의 구조적인 복잡함과 쉽게 접근하던 수평보정방법으로 3 축 자유계를 사용하고 있으나, 수평유지, X, Y,  $\theta$ , 회전 등 자유 자재로 구동을 가능한 6 자유도 개념의 운동의 고찰과 실제 활용에 대해 적용해 보고자 한다. 각 축을 다단으로 구성하는 경우 구성품이 많아지고, 그로 인하여 무게가 무거워지는 단점이 있다. 그래서 최근 병렬구조의 6 자유계의 활용은 점점 폭 넓게 사용될 것으로 보여진다. Stewart 플랫폼은 병렬구조를 가지고 있어서 간단한 구조로 6 자유도 운동을 만들어낼 수가 있으며, 하중대 자중의 비가 높은 효율적 구조를 가지고 있다. 그러나 병렬구조를 가지고 있어서 기구학 해석과 제어가 복잡하다는 단점을 가지고 있다. 병렬구조 플랫폼은 순 기구학과 역기구학 해석이 한쪽이 간단하면 다른 한쪽이 복잡한 특징을 가지고 있다. Stewart 6 자유도 플랫폼의 기구학에 대해서는 많은 연구자들이 연구를 하였다. 역기구학(Inverse Kinematics)은 플랫폼의 운동변위를 주고 각 실린더의 길이를 구하는 것으로 닫힌 형태의 해가 쉽게 구해진다. 그러나 순 기구학(Forward Kinematics)은 각 실린더의 길이를 주고 운동변위를 구하는 것으로 닫힌 형태의 해를 아직 구하지 못하고 있으며 비선형 방정식을 풀어야 해가 나오게 된다. 따라서 여러 연구자들에 의해서 이해를 구하는 방법이 연구가 되었는데, 여러 운동을 동시에 만들어 낼 때나 부하가 한쪽방향으로 치우쳐져 있을 때 신뢰성 있는 동작을 하지 못한다. 예를 들어 무게 중심이 상부 plate 의 중심에서 많이 벗어나 있을 때, Heave 운동을 만들어 내면 무게 부하가 많이 걸리는 실린더는 움직임이 느리기 때문에 원하지 않는 Surge, Sway, Roll, Pitch 변위가 발생하게 된다.

아직 상당히 많은 변수를 가지고 상당히 많은 연립 비선형 방정식을 풀어야 하는 것으로 보고되고 있다. 미지수를 최소한으로 하는 순 기구학의 비선형 방정식을 유도하고, 이것의 반복법에 의한 해가 실시간으로 구해질 수 있다는 것을 보였다. 여기에서 유도한 비선형 방정식은 6 개의 미지수만을 가지고 있고, 또한 삼각함수나 초월함수가 사용되지 아니하고 순수하게 더하기 빼기 곱하기 나누기와 제곱근함수만으로 이루어진 방정식으로 계산 시간이 작게 소요되어 실시간으로 해를 구할 수가 있게 되었다. 이러한 해답을 실제 설계에 적용하고자 한다.

본 논문에서는 이러한 문제들이 실제 설계 제작 시 이상의 한계치들에 대한 예측의 필요성이 요구 되는바 각기 다른 구조, SIZE 를 대응하기 위한 Stewart 플랫폼의 고찰과 시뮬레이터용 프로그램을 개발과 검증이 필요하다는 점에서 이야기 하고자 한다.

## 2. 이론적 배경

Stewart 플랫폼은 fig 1.에 보이는 바와 같이 상부 plate, 하부 plate, 또 그사이를 연결하는 6 개의 실린더로 이루어져 있어 6 자유도 운동변위를 가질 수 있다. Stewart 플랫폼의 기본적인 수는 다음의 6 개이다.

Table 1. Stewart 플랫폼의 기본적인 규격

$R_D$	상부 plate의 반지름
$R_B$	하부 plate의 반지름
$P_D$	상부 plate에서의 실린더 부착위치 간격
$P_B$	하부 plate에서의 실린더 부착위치 간격
$L_{MIN}$	실린더의 최소 길이
$L_{MAX}$	실린더의 최대 길이

Table1 에 나와있는 6 개의 기본적인 치수만 알면 Stewart 플랫폼이 결정되고, 나머지 치수들은 기본적인 치수에 따라서 결정된다. 여기서  $P_D$ ,  $P_B$  는 실린더를 부착하기 위한 공간 때문에 약간의 간격을 둔 것으로 플랫폼의 특성에 큰 영향을 미치지 않는다. 작게 하는 것이 플랫폼의 안정성에 도움이 되므로 다른 언급이 없는 한 0 으로 처리하여 플랫폼을 해석하고 최종적인 설계 값에서는 가능한 한 작게 택한다. 또한 특별히 단위를 명시하지 않을 때는 모든 길이차원은 상부 plate 의 반지름으로 무 차원화 된 값을 사용한다.

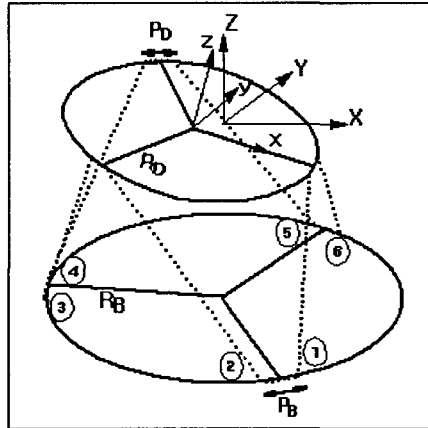


Fig 1. Geometry and Coordinate Systems

좌표 계는 Fig 1 같이 두 개를 사용한다. 하나는 공간고정 좌표 계로 플랫폼이 중립상태에 있을 때(보통 실린더가 최소 최대의 중간에 있을 때) 상부 plate 와 일치하게 택한다. 다른 하나는 이동 좌표 계로 항상 상부 plate 에 고정되어 있다. 중립상태에 있을 때는 두 좌표계가 일치한다 두 좌표계간의 변환은 잘 알려져 있는 Yaw, Pitch, Roll 의 순서로 이루어진 Euler 각을 사용하는 변환을 이용한다. 각 실린더가 상부 plate 에 연결되는 점과 하부 베이스에 연결되는 점을 각각  $X_{DI}, Y_{DI}, Z_{DI}$  와  $X_{BI}, Y_{BI}, Z_{BI}$  로 표기한다. 여기서 첨자 I 는 I 번째 실린더를 의미한다. 이동 좌표 계에서의 실린더와 상부 plate 가 연결되는 점은  $X_{DI}, Y_{DI}, Z_{DI}$  로 표기한다.[1]

플랫폼의 치수 결정에는 제약조건이 있다. 운동 재 현기로 사용되는 플랫폼은 기하학적으로 비가역적인 상태에 빠지면 안되고, 부분품들은 서로 닿지 않아야 하며, 실린더의 허용하중 이상의 하중이 나와서는 안 된다. 여기서 비가역적인 상태란 실린더 자체의 힘만으로는 빠져 나오지 못하는 상태를 말한다. 이런 특수한 상태에 대해서는 Advani 와 Liu 가 언급을 하였는데, Advani 는 plate 와 실린더와의 사이 각의 범위로서 이러한 상태에 빠지지 않을 조건을 주었다. 그러나 그 조건은 기본치수 결정시에는 사용할 수가 없고, 기본치수가 결정된 다음 확인할 수 있는 조건이다. 따라서 여기에서는 직접 기본 치수에 대한 조건을 유도하여 설계시 사용할 수 있게 하였다. 대표적인 비가역적 상태는 Flat, Stretch, Twist 상태가 있다. [3],[6]

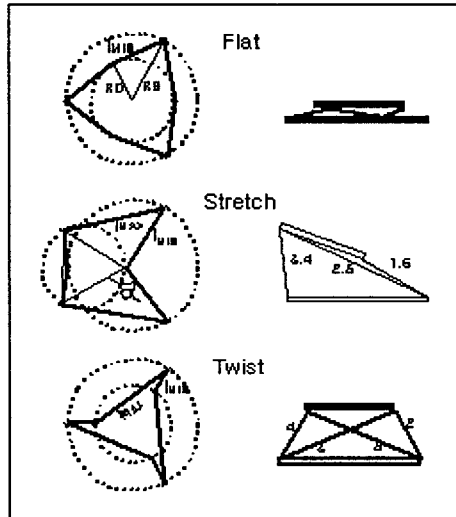


Fig 2. Critical Conditions

Fig 2 에서 보는 바와 같이 Flat 상태는 실린더가 전부 최소길이가 될 때 발생할 수 있는 상태로 상부 plate 와 실린더 들이 하부 plate 에 접하는 경우이다. 플랫폼이 Flat 상태에 빠지지 않으려면 실린더의 최소길이가 다음 조건을 만족 시켜야 한다.

$$\begin{aligned}
 l_{\min}^2 &> R_B^2 + R_D^2 - 2R_B R_D \cos 60^\circ \\
 &= R_B^2 + R_D^2 - R_B R_D
 \end{aligned} \quad \text{-----(1)}$$

또한 Stretch 란 2 번과 5 번의 실린더가 최대길이가 되고 나머지 실린더는 최소길이가 될 때 발생할 수 있는 상태로 2,5 번 실린더가 이루는 면과 1,6 번 실린더가 이루는 면이 같은 평면 내에 존재하는 경우이다. 이 상태에 빠지지 않게 하려면 실린더의 최대길이가 다음의 조건을 만족 시켜야 한다.

$$\begin{aligned}
 l_{\max}^2 &> l_{\min}^2 + (\sqrt{3}R_D)^2 + l_{\min} \sqrt{3}R_D \cos \alpha^\circ \\
 &= l_{\min}^2 + 3R_D^2 - \frac{3}{4}R_D R_B + \frac{3}{2}R_D \sqrt{l_{\min}^2 - \frac{3}{4}R_B^2}
 \end{aligned} \quad \text{-----(2)}$$

Twist 에 대해서는 Lee, G.J 와 Liu 이 다른 해석을 하고 있다. 여기서는 Liu 의 해석을 따르는 것으로 한다. 최대로 Twist 된 상태는 1,3,5 번 실린더가 최소길이가 되고 2,4,6 번 실린더가 최대길이가 될 때이다. Advani 는 이때의 Yaw 각이 60 도를 넘지 말아야 할 것을 Twist 되지 않는 조건으로 주었다. 이때에 대해 실린더의 길이로 이것을 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 l_{\max}^2 &< l_{\min}^2 - (R_B - R_D)^2 + R_B^2 + R_D^2 + R_B R_D \\
 &= l_{\min}^2 + 3R_B R_D
 \end{aligned} \quad \text{-----(3)}$$

위의 세 식에서 볼 수 있듯이 상부 plate 와 하부 plate 의 반경이 결정되면 실린더의 최소, 최대 길이의 범위가 결정된다. 이것이 결정되면 최대 운동변위도 따라서 결정된다. [5],[6]

단일 운동모드의 최대 운동변위를 알아보자. 여기서의 최대 운동변위는 실린더 중 하나 이상의 실린더 길이가 최소가 되거나, 최대가 될 때까지의 운동변위를 뜻한다.  $R_B$  를 바꾸어가면서 단일 운동모드에서의 최대 운동변위를 구해야 된다.

이것으로부터 단일운동모드에서의 최대운동변위를 근사하면 다음과 같다. 여기서는 양수의 최대변위만을 계산한다.

$$a_i^{\max} \simeq (a_i^{\max} \Big|_{L_{MAX}=1.5}^{L_{MAX}=2.0}) \times h_i \times (L_{MAX} - L_{MIN}) \quad \text{-----(4)}$$

여기서  $a_i$ 는 운동변위로  $i$  값에 따라 Surge, Sway, Heave, Roll, Pitch, Yaw 변위를 의미한다. 또한  $h_i$ 는 다음과 같다.

$$h_i = \begin{cases} 0.8 \times (l_{min} + 1) & \text{for } i = 1, 2, 6 \\ 2 & \text{for } i = 3, 4 \\ 3/l_{min} & \text{for } i = 5 \end{cases} \quad \text{----- (5)}$$

또한  $(a_i^{\max} \Big|_{L_{MAX}=1.5}^{L_{MAX}=2.0})$ 는  $R_B$ 에 의해서 결정되는 값을 얻어낼 수 있다.

기본적인 제원이 결정되면 위의 식을 이용하여 최대운동 변위를 쉽게 알아낼 수 있고, 또한 최대 운동 변위를 가지고 기본적인 제원을 결정할 수도 있다. 물론 위의 값은 근사치이므로 제원이 결정되면 다시 자세한 계산을 하고 짐 별에서의 각도에 문제가 없는지 확인하고 또 복원력이 충분히 있는가를 확인하여야 한다. 그러나 위의 식은 초기설계단계에서는 아주 유용하게 사용되어 질 수 있다. PB, PD의 영향은 다른 항목에 비해서 작고 이것을 주는 이유는 짐 별 설치공간 의 확보 때문이므로 가능한 한 작게 한다.

### Stiffness

Stiffness는 어떤 모드의 운동이 일어날 때 이것에 반대하는 복원력의 기울기를 의미한다. 외부의 힘을 주어 운동을 시키면 실린더의 길이가 변화하는데 길이변화가 큰 실린더는 반발력이 크고 길이변화가 작은 실린더는 반발력이 작게 된다. 이 반발력의 합력의 운동방향 성분이 바로 복원력이 된다. 여기서는 실린더 길이변화에 따른 반발력의 크기가 결정이 되지 않는 상태이므로 길이차원은 선형운동의 길이차원과 같게 하고 이때의 힘이 1이 되도록 무 차원화 하자. 즉 실린더에 단위길이의 변화가 있을 때 발생하는 반발력을 1이라고 한다. 만일 실린더가 처음상태에서 다 수직으로 서있다면 Heave의 경우 Stiffness가 6이 되고, Surge와 Sway운동의 경우 실린더 길이가 변화하지 않아 Restoring force가 나오지 않고 stiffness가 0이 된다. 이런 경우에는 그 상태를 유지하지 못한다는 것을 알려준다. 회전운동의 경우에는 복원모멘트를 힘과 상부 plate의 반경으로 무 차원화 한다. 각각 실린더의 길이 변화량은 다음과 같다.

$$\frac{\delta l_i}{\delta \alpha_1} = \frac{X_{Di} - X_{Bi}}{l_i}$$

$$\frac{\delta l_i}{\delta \alpha_2} = \frac{Y_{Di} - Y_{Bi}}{l_i}$$

$$\frac{\delta l_i}{\delta \alpha_3} = \frac{Z_{Di} - Z_{Bi}}{l_i}$$

$$\frac{\delta l_i}{R_D \delta \alpha_j} = \frac{1}{R_D} \left\{ \frac{X_{Di} - X_{Bi}}{l_i}, \frac{Y_{Di} - Y_{Bi}}{l_i}, \frac{Z_{Di} - Z_{Bi}}{l_i} \right\} \frac{\delta T^{-1}}{\delta \alpha_j} \begin{Bmatrix} x_{Di} \\ y_{Di} \\ z_{Di} \end{Bmatrix} \quad \text{for } j=4,5,6 \quad \text{-----}(6)$$

실린더는 축 방향으로만 힘을 발생하므로 방향성분을 고려하여 무 차원화된 Stiffness 를 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$S_j = \begin{cases} \sum_{i=1}^6 \left( \frac{\delta l_i}{\delta \alpha_j} \right)^2 & \text{for } j=1,2,3 \\ \sum_{i=1}^6 \left( \frac{\delta l_i}{R_D \delta \alpha_j} \right)^2 & \text{for } j=4,5,6 \end{cases} \quad \text{-----}(7)$$

각 실린더의 길이를 같게 하고 하부 plate 의 반경을 변화하면서 Stiffness 를 구해보면 하부 plate 반경이 커질수록 Heave, Roll, Pitch 의 Stiffness 는 작아지는 반면, Surge, Sway, Yaw 의 Stiffness 는 커진다는 것을 알 수가 있다. 또한 실린더 길이가 작을 때 하부 plate 반경이 어떤 값 이상으로 커지면 Heave, Roll, Pitch 의 Stiffness 가 없어져서 구조체가 붕괴된다는 것도 알 수 있고 이때의 현상은 Flat 상태이다. 앞서서도 언급을 하였지만, 운동 재현기로 사용되는 플랫폼이 빠져서는 안 되는 상태는 Twist, Stretch, Flat 상태가 있다. 이런 상태에 빠지게 되면 Stiffness 가 0 이 될 것이므로 가장 나쁜 상태에 대해서 Stiffness 가 유지되는가를 확인하면 된다. 따라서 다음과 같은 상태에서의 Stiffness 를 조사 하여야 한다.

- 조건 1. (Lowest)  $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = l_6 = L_{MIN}$
- 조건 2. (Highest)  $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = l_6 = L_{MAX}$
- 조건 3. (Most Twisted)  $l_1 = l_3 = l_5 = L_{MIN}, l_2 = l_4 = l_6 = L_{MAX}$
- 조건 4. (Most Tilted 1)  $l_1 = l_6 = L_{MIN}, l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = L_{MAX}$
- 조건 5. (Most Tilted 2)  $l_1 = l_6 = L_{MAX}, l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = L_{MIN}$
- 조건 6. (Most Stretch)  $l_2 = l_5 = L_{MAX}, l_1 = l_3 = l_4 = l_6 = L_{MIN}$

기본적이 치수가 결정되면 위의 조건에 대해서 Stiffness 를 계산하여 문제가 없는지를 확인한다 그러나 기본치수가 결정되지 않은 초기설계 단계에서는 너무나 많은 경우의 수가 있으므로 Stiffness 의 확인작업이 어렵고 어느 정도의 강성을 유지해야 하는지 알지 못한다.

초기설계단계에서의 Stiffness 에 대한 일반적인 고려사항을 알아보자. 상부 plate 위에 중량물이 없어지므로 가장 먼저 생각해야 할 것은 Heave 에 대한 Stiffness 이다. 실린더가 최대 수축했을 때의 Stiffness 가 가장 작을 것이므로 이때에 대해 생각을 하여보자. Heave 의 Stiffness 는  $L_{MIN}$  이 작을수록, 또 RB 가 클수록 작아진다. Stiffness 가 1 이라는 것은 상부 plate 를 단위 길이만큼 밀어서 누르는데 필요한 힘과 실린더 하나를 단위 길이만큼 수축시키는데 필요한 힘이 같다는 것이다. 따라서 실린더 하나가 수직으로 plate 를 받치고 있을 때와 Stiffness 가 같다. 그리고 Stiffness 가 작으면 각 실린더에 작용되는 힘이 커져 큰 규격의 실린더를 사용해야 한다. 정적 상태에서 중량물을 떠받치기 위해서는 Heave, Pitch Roll 방향의

힘이 있어야 한다. 다른 운동방향은 동적 상태에서의 운동을 만들어 내기 위해서 실린더가 작동을 하게 된다. 따라서 Heave, Pitch, Roll 의 Stiffness 는 어느 정도 이상을 유지해야만 하고, 효율성을 고려하여 생각 하면 Heave Stiffness 를 2 이상이 되게 하는 것이 바람직하다.

Stiffness 는 각 운동 방향으로 힘을 낼 수 있는 능력을 의미하기도 하므로, Surge 와 Sway 의 stiffness 가 같고 Heave 의 Stiffness 가 Surge 의 Stiffness 보다 1 이 크다면 동적인 면에서 각 운동방향의 가속도를 줄 수 있는 능력이 비슷하다는 것을 알 수가 있다. 따라서 고려하는 운동체가 내어야 하는 가속도가 특별히 한 방향으로 크다면 그 방향의 Stiffness 를 크게 하면 전체적인 효율성이 좋아진다.

### Static Load

실린더는 양단이 힌지(Hinge)로 연결되어 있으므로 축 방향으로만 힘의 전달이 일어나게 되어있고, 모멘트는 전달되지 못한다. 각 실린더에 걸리는 힘을  $f_i$  라고 하고 6 개의 실린더에 의해서 발생하는 합성력을 구해보자. 여기서 힘과 모멘트는 움직여진 좌표계의 원점을 원점으로 하고 회전되어 있지 않은 좌표계 즉 방향은 공간 고정 좌표계와 같고 원점만 Deck 의 원점과 일치시킨 좌표 계에서의 힘과 모멘트이다.

$$F_x = \sum_i f_i e_{x_i}$$

$$F_y = \sum_i f_i e_{y_i}$$

$$F_z = \sum_i f_i e_{z_i}$$

$$M_x = \sum_i f_i \{ (Y_{Di} - a_2) e_{z_i} - (Z_{Di} - a_3) e_{y_i} \}$$

$$M_y = \sum_i f_i \{ (Z_{Di} - a_3) e_{x_i} - (X_{Di} - a_1) e_{z_i} \}$$

$$M_z = \sum_i f_i \{ (X_{Di} - a_1) e_{y_i} - (Y_{Di} - a_2) e_{x_i} \} \quad \text{-----}(8)$$

부하중량에 의한 힘과 모멘트는 다음과 같다.

$$F_x = 0$$

$$F_y = 0$$

$$F_z = -mg$$

$$M_x = -(Y_G - a_2)mg$$

$$M_y = (X_G - a_1)mg$$

$$M_z = 0 \quad \text{-----}(9)$$

여기서  $X_G, Y_G$  는 무게중심의 공간 고정 좌표 계에서의 위치이다.

실린더에 의한 힘과 부하중량에 의한 힘이 같아야 한다는 조건으로 다음의 방정식을 세울 수 있다.

$$[a_{ij}]\{f_j\} = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}^T \quad \text{-----(10)}$$

$$a_{1j} = e_{xj}$$

$$a_{2j} = e_{yj}$$

$$a_{3j} = e_{zj}$$

$$a_{4j} = (Y_{Dj} - a_2)e_{zj} - (Z_{Dj} - a_3)e_{yj}$$

$$a_{5j} = (Z_{Dj} - a_3)e_{xj} - (X_{Dj} - a_1)e_{zj}$$

$$a_{6j} = (X_{Dj} - a_1)e_{yj} - (Y_{Dj} - a_2)e_{xj} \quad \text{-----(11)}$$

앞의 식을 풀면 각 실린더에 걸리는 힘  $f_j$  를 구할 수가 있다. 앞의 식은 정적 부하에 의한 실린더 부하를 계산한 식이지만 우변에 동적부하항을 첨가하면 실린더에 걸리는 동적 부하를 계산할 수도 있다. 무 차원화를 위하여 무게를 1 로 취하여 계산을 한다. 아래의 그림은 실린더 길이를 같게 하고 즉 Heave 변위만을 주고 실린더에 걸리는 힘을 계산한 것이다.

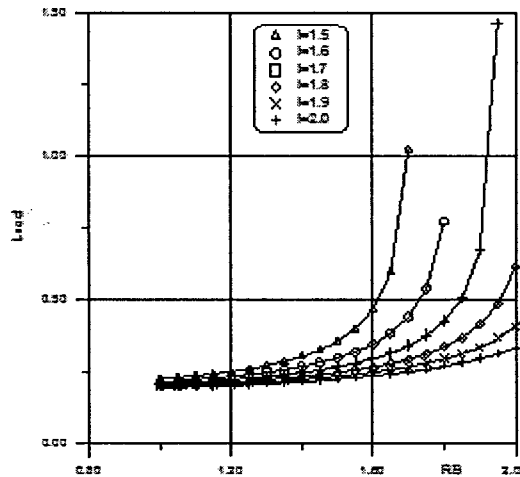


Fig 3. Forces of Cylinders

Fig 3 에서 보면 RB 가 작을 때는 실린더에 걸리는 힘이 약 0.2 정도이다. 즉 플랫폼 무게의 20%가 각 실린더에 작용한다. 그러나 RB 가 커지면서 각 실린더에 걸리는 힘이 커지는데 Flat 상태가 되는 조건 근처로 가면 힘이 상당히 커지는 것을 알 수가 있다. 따라서 식(1)에 보인 바와 같이 RB 를 크게 하려면 실린더의 최소길이도 같이 크게 하여야 실린더가 모두 수축하였을 때 과도한 힘이 발생하지 않게 된다는 것을 알 수가 있다.

만일 시스템에 고장이 발생하여 실린더가 힘을 내지 못하는 경우에 자중에 의해 실린더가 모두 수축되는 상태를 원한다면, 어떠한 운동변위에서도 정적 부하에 의해 실린더에 작용되는



힘이 모두 양수가 되도록 설계를 하여야 한다. 즉 모든 실린더 길이의 조합에 대해서도 실린더에 작용하는 힘이 양수가 되어야 한다. 이것은 실제 힘을 계산하지 않고도 알아낼 수가 있다. 실린더가 내는 힘은 하부 plate 에서 보았을 때 전부 안쪽으로 향하여야 하고, 홀수 번 실린더에 의한 힘은 상부 plate 를 반 시계 방향으로 돌리는 방향이어야 하고 짝수 번 실린더는 시계 방향으로 돌리는 힘을 내어야 양수의 힘들만으로 정적인 상태를 만들 수 있다. 이런 조건은  $Y_{Bi}$  가  $0^\circ$  와  $90^\circ$  사이에 있어야 한다는 조건으로 표현된다. 또한 무게중심의 위치가 위에서 보았을 때 하부 plate 의 3 개의 꼭지점이 이루는 삼각형밖에 존재한다면 그 반대편에 있는 실린더가 음의 힘을 내어야 정적인 상태를 유지할 수가 있다. 따라서 무게중심의 위치가 하부 plate 3 개의 꼭지점이 이루는 삼각형 내에 존재하여야 한다. 만일 설계되는 플랫폼의 무게중심의 위치가 중앙에서 벗어나 있거나 윗 방향으로 과도하게 올라가 있다면 실린더의 최대길이를 줄여서 설계하여야 하고 이때 설계된 플랫폼의 최대 운동변위는 줄어들 수 밖에 없다.. 최대 운동변위를 크게 하면서도 위의 조건을 만족 하려면은 하부 plate 의 반경을 줄여야한다.

### 3. 실험 방법

상기 플랫폼을 기구학을 근거로 시뮬레이터로 만들고 그것을 이용하여 실제 제작품을 제작하여 검증 토록 한다.

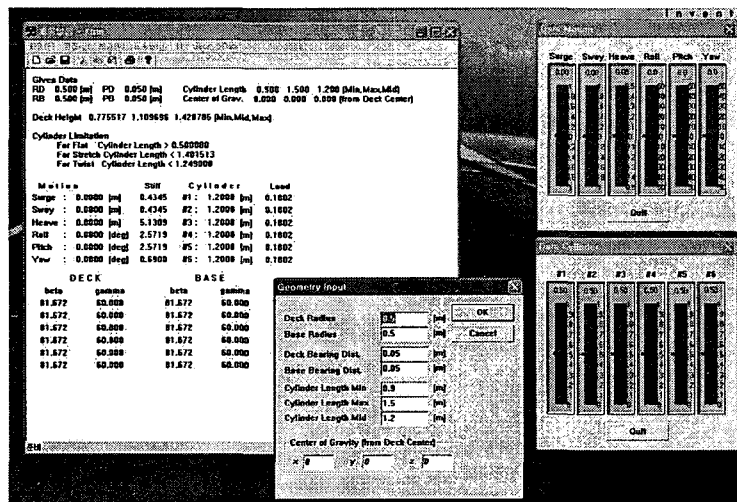


Fig 3. 시뮬레이터 실행 화면

본 시뮬레이터는 상기 이론적인 배경을 두고 제작 되었다. 기구 설계 시 병렬 6 자유도계를 각 위치 조건들을 일일이 계산하여 설계에 반영되는 것은 거의 불가능하다. 각각의 다른 조건상의 비가역적인 상태의 파악은 상당히 중요하다.

상기 시뮬레이터는 상부 plate 원둘레, 하부 plate 원둘레, 상부 지지 점 상의 거리, 하부 plate 상의 지지 점 간의 거리, 로드실린더 최대 길이, 로드실린더 최소 길이, Stetch 운동의 중심 위치의 중요 요소를 조건에 맞추어 원하는 조건을 충족시키면서 비 가역 상태를 확인 할 수 있다

Table 2. 제작조건

data	vaule	data	vaule
최대 하중	500kg	$R_D$	400mm
X 방향 이동거리	150mm	$R_B$	600mm
Y 방향 이동거리	150mm	$P_D$	100mm
Z 방향 이동거리	150mm	$P_B$	212mm
Stetch	15°	$L_{MIN}$	70mm
Twist	10°	$L_{MAX}$	300mm
Motor	400W (1EA)	하부 plate base	1200×1060
SCREW 리드	5mm	상부 plate base	1750×795
Motor 와 구동 감속 비	1:1		

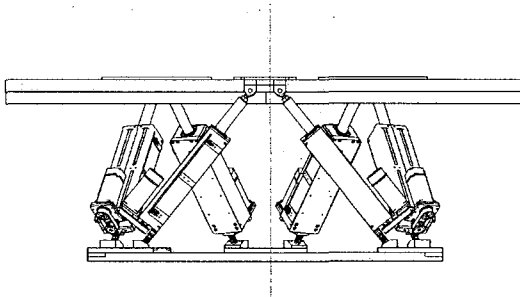


fig 스테이지 정면도

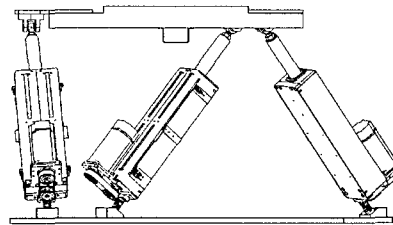


fig 스테이지 측면도

상기 그림은 상기 조건에 따라 설계된 6 축 자유도 설계도이다. 설계 당시 기본 하중과 비 가역 상태에 빠지지 않는 조건과 운동 구간 내 간섭이 없도록 하였다,

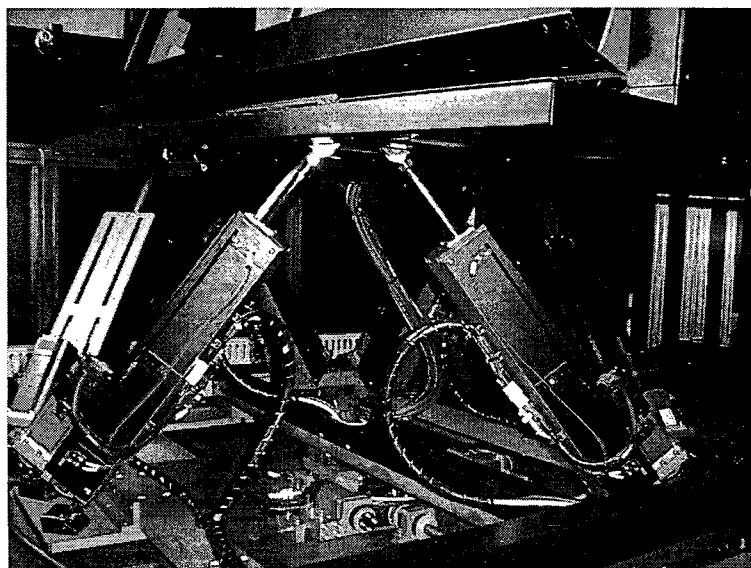


Fig 6 축 자유계 제작품

구동 시 각 지지 점은 운동 구간 내에서 자유롭게 구동하며, plate 를 지지하여야 하므로 Universal 조인트로 구성하고, 볼 스크류의 구동 너트에 로드를 연결 하였고, 모터와 축과 벨트로 연결, 모터 구동과 스크류 회전에 따라 연결된 로드의 직선 운동으로 상부 plate 를 구동 하게 된다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

시제품상의 테스트 결과 조건상에 구동에 무리가 없음을 알 수 있었다. 구동은 상기 이론의 근거를 둔 알고리즘을 그대로 사용했고, 병렬구조의 유기적인 동기제어가 가능 했으며, 움직임도 자연스러웠다.

하지만 동기제어 상의 구동의 시작과 끝, 가속상에 약간의 소음이 발생했다. 6 자유계 특성상의 기동 속도, 가속등 변속 운동시 6 축에 원점을 작용하는 힘이 원점을 제외하고는 모두 틀리며, 서보 모터 사용시 gain 값을 설정에 어려움을 겪었다.

또한 하중 500kg 의 frame 을 지지하고 빠른 속도를 처리하기 위해 가속과 감속 시 발생하는 진동은 기존 단축을 하나씩 다층으로 쌓아 올리던 방식의 결과 보다 컸다.

이 건은 각각의 단일 운동시 각각의 운동방향으로 힘이 분산되고, 각각의 축 설계 시 기구를 보정하는 방식이 가능 했고, 6 자유계의 경우 비선형 방식의 운동에 대해 복합적으로 나타나는 것 같다. 또한 6 계의 로드로 순간 적으로 발생하는 모멘트의 고려가 부족했던 것으로 보인다. 실린더 자체 힘만으로 빠져 나올 수 없는 비가역적인 POINT 에 대한 테스트는 충분히 검증 할 수는 없었지만 한계점 동작 시 에러 위치를 퍼스 계산상에 오차가 다소 많았다. 이점은 가공상의 오차, 편 하중에 대한 오차 등으로 볼 수 있을 것 같다. 하지만 일반적인 기계 설계상의 안전율을 고려한다면 문제가 안될 것으로 보인다.

#### 5. 결론

본 연구 결과를 통해 6축 stage 가 적은 하중에 적용 되었을 때 나타나지 않았던 문제점 들을 볼 수 있었다. 그러나 6 축 stage 는 하중 대 자중비가 높은 효율적인 구조를 만들어 낼 수 있으며, 대면적 고하중의 STAGE 계를 만들어 낼 수 가 있다는 점에서 큰 merit 가 있다고 볼 수 있다. 각 운동의 범위를 적절히 고려하면 간단한 구조로 구성이 가능하다. 때에 따라 장 축의 구성과 하부에 함께 구성하여 사용도 가능함을 예측 할 수 있다.

이 실험을 통해 설계 시 고려할 점을 다음과 같이 정리 할 수 있겠다.

1. 각 실린더의 하중은 상부 plate 의 위치에 따라 틀리므로 한계치의 위치상에 하중이 고려 된 설계가 되어야 한다.
2. 플랫폼이 비 가역 상태에 빠지지 않는 점을 고려해야 한다.
3. 하중에 대한 가속능력에 대한 안전율이 고려 되어야 한다.
4. 고 하중 Stage 계 설계 시 가 감속에 의한 진동을 발생에 대한 처리 속도와 실린더 로드 강성 설계를 고려해야 한다.
5. 시스템 고장 시, 각각의 축의 원점을 잡는 방식과 달리 6 축이 동기 제어가 되어야 하므로 자중에 의해 초기 상태를 만들 수 있는 조건이 되어야 한다.

6. 장비의 공정상의 Stretch, Twist 시 상부 plate 에 다른 기구물이 올려지고 중심이 되는 구심점을 어디다 둘 것인가 하는 고려 되어야 한다.

이점 점들을 고려하여 설계가 자유로워 진다면 다방면에 사용이 가능 하다고 볼 수 있으며 정밀도 또한 뛰어나 고 정밀도 스테이지계 를 사용해야 되는 반도체, 디스플레이 장비분야에서도 다방면으로의 사용이 가능해 질것으로 보인다.

## 참고문헌

- [1] Stewart, D. 1965, A platform with six degrees of freedom, Proc. Inst. Mech. Engr. vol. 180, no. 15,
- [2] Lee, G.J., Lee, G.J., Cho, H.J., 1992, Design and Analysis of the Submarine Motion Simulator(I)(in Korean), ADD Report, NWS-513-92799.
- [3] Advani, S.K., Djavdan, P. 1996, Sensitivities in Simulator Motion Base Kinematic Design, AIAA-96-3477-CP
- [4] Jung, G.H. , Lee, K.I. 1994, Real-Time Estimation of Stewart Platform Forward Kinematic Solution(in Korean), J. of KSME, Vol.18, No.7, pp.1632-1642
- [5] Lee, G.J., 1998 Stewart Platform for Motion Simulator(II) -Kinematics and Control-, to be submitted to J. of ICASE
- [6] Liu, K. , Fitzgerald, J.M. , Lewis, F.L. 1993, Kinematic Analysis of a Stewart Platform Manipulator, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.40, No.2