

〈논 문〉

## 캠구동 슬라이더기구의 기구동역학 해석에 관한 연구

신중호\* · 김종수\*\* · 하경훈\*\*\*

(1995년 9월 1일 접수)

### A Study on the Kinetodynamic Analysis for General Disk Cam Driving Slider Mechanisms

Joong-Ho Shin, Jong-Soo Kim and Kyong-Hoon Ha

**Key Words :** Kinetodynamics(기구동역학), Cam Mechanism(캠기구), Slider Mechanism(슬라이더기구), Close Loop Method(폐쇄루프법), Tangent Substitution Method(탄젠트 직접치환법), Cam(캠), Follower(종동체), Instant Velocity Center Method(순간속도중심법)

#### Abstract

Kinetodynamics of a cam driving slider mechanism consists of kinematic analysis and force analysis. The kinematic analysis is to determine the kinematic characteristics of a cam driving mechanism and a slider mechanism. The force analysis is to determine the joint forces of links, the contact forces of the cam and follower, and the driving torque of a main shaft. This paper proposes a close loop method and a tangent substitution method to formulate the relationships of kinematic chains and to calculate the displacement, velocity and acceleration of the cam driving slider mechanism. Also, an instant velocity center method is proposed to determine the cam shape from the geometric relationships of the cam and the roller follower. For dynamic analysis, the contact force and the driving torque of the cam driving slider mechanism are calculated from the required sliding forces, sliding motion and weight of the slider.

#### 1. 서 론

기술경쟁 사회에서 설계 및 해석 기술은 최적의 신제품 개발 및 경쟁력 확보에 있어 매우 중요한 요소이다. 기구의 해석 및 합성에 관한 대부분의 지식들은 지난 100년동안 꾸준히 축적되어 왔는데, 그 성격상 도해적인 경향을 갖는 기법으로 많은 사람들이 오랜 시간동안 수작업으로 해석해 오다가,

최근 컴퓨터의 고속발전에 의해 보다 보편적이고 빠르며 정밀도가 높은 기구해석용 컴퓨터 프로그램들을 연구 개발하게 되었다.

기계장치의 기구동역학 해석은 정확한 운동을 유지하는데 소요되는 각부의 힘을 분석하는 연구분야로서, 장치를 구성하는 각 링크(link)들의 정확한 위치, 속도 및 가속도를 규명하고 외력 및 관성력에 의한 동적 힘의 상태를 결정하는 것이다.

그러므로 기구학적 해석을 위해 폐쇄루프방법(closed-loop method)<sup>(1,2)</sup>과 탄젠트 직접치환법(tangent substitution method)<sup>(1,2)</sup>을 사용하여 공식들을 유도하였는데, 이는 기구해석을 위해 널리

\*회원, 창원대학교 기계설계공학과

\*\*회원, 한국기계연구원 산업기계그룹

\*\*\*삼성중공업(주)

이용되고 있는 매트릭스해석법(matrix method)<sup>(3-9)</sup>이나 벡터해석법(vector method)<sup>(3-9)</sup>보다 매우 편리하며 신속성과 정확성을 얻을 수 있고, 임의의 위치에서도 기구를 해석할 수 있는 장점을 보유하고 있다. 동역학적 해석에는 각 기구요소에 작용하는 힘들의 운동방정식으로부터 링크의 연결부의 작용력과 토크를 계산하는 공식들을 유도하였다.

본 연구에서는 강제요소 링크로 구성된 슬라이더 기구(sliding mechanism)와 캠 기구(cam follower mechanism)의 복합기구장치를 대상으로, 슬라이더의 운동을 유지하는 캠의 형상설계와 슬라이더에 작용하는 힘을 수용할 수 있는 캠구동 토크의 기구 동역학적 해석을 목적으로 하고 있다. 또한, 캠구동 슬라이더기구의 컴퓨터 원용 기구해석 프로그램을 개발하고 적용하여 그 유용성을 제시하고자 한다.

## 2. 캠구동 슬라이더기구의 기구학적 해석

### 2.1 캠구동 슬라이더기구의 형태

캠기구는 결합방식이 다양하여 여러가지 기하학적인 형태를 가지게 된다. Fig.1에서와 같이 캠구동 슬라이더기구는 캠과 종동체의 롤러의 접촉위치(롤러종동체가 캠의 위쪽 또는 아래쪽에서 접촉)에 따라 구분되며, 캠중심의 위치(캠의 중심이 지지점의 왼쪽 또는 오른쪽에 위치)에 따라, 그리고 슬라이더의 위치(슬라이더가 링크의 왼쪽 또는 오른쪽에 위치)에 따라 구성된 8가지의 조합된 형태가 발생된다.

Fig.1(a)의 결합은 지지점 중심에서 캠은 왼쪽에 위치하고 슬라이더는 우측에서 수평왕복운동을 하는 상태로서 롤러가 캠의 상부에 위치하고 있으며, Fig.1(b)는 슬라이더가 좌측에서 수평왕복운동을 하는 경우에 해당된다. Fig.1(c)의 결합은 지지점을 중심으로 캠이 오른쪽에 위치하고 슬라이더는 우측에서 수평왕복운동을 하는 상태로서 롤러가 캠의 상부에서 접촉하고 있는 형상이며, Fig.1(d)는 슬라이더가 좌측에서 수평왕복운동을 하는 형상을 나타내고 있다. 다음으로 Fig.1(e)의 결합은 지지점 중심에서 캠은 왼쪽에 위치하고, 슬라이더는 우측에서 수평왕복운동을 하는 상태로서 롤러가 캠의 하부에서 접촉하고 있으며, Fig.1(f)는 슬라이더가 좌측에서 수평왕복운동을 하는 경우에 해당된다. Fig.1(g)는 지지점을 중심으로 캠이 오른

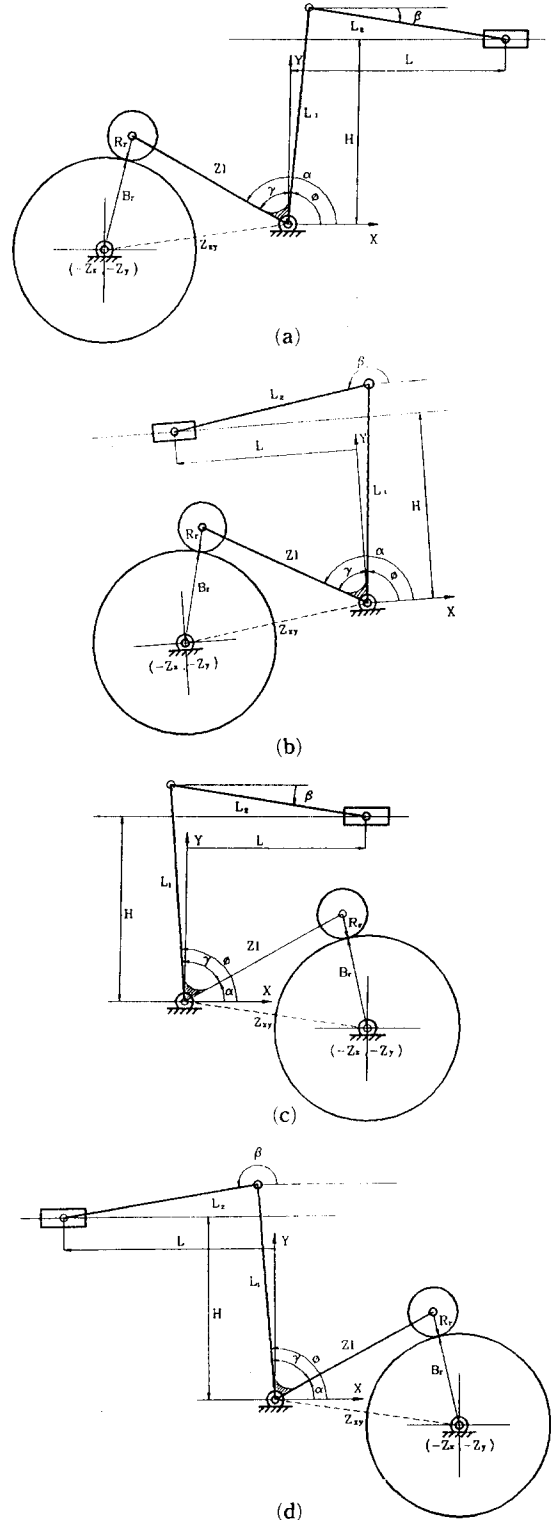


Fig. 1 Types of cam driving slide mechanisms

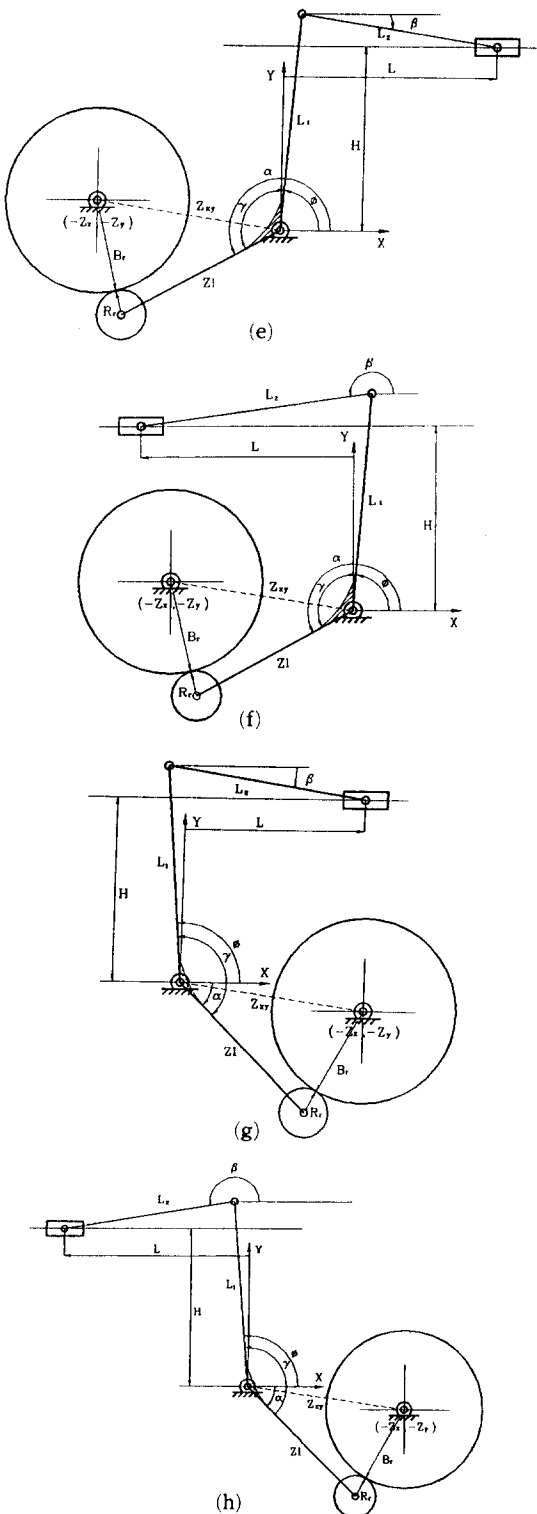


Fig. 1 Types of cam driving slide mechanisms

쪽에 위치하고, 슬라이더는 우측에서 수평왕복운동을 하는 상태로서 물러가 캠의 하부에 접촉하는 경우에 해당되며, Fig. 1(h)는 슬라이더가 좌측에서 수평왕복운동을 하는 경우의 형상을 나타내고 있다.

2.2 슬라이더기구의 기준위치 계산

캠구동 슬라이더기구장치의 기본구조는 Fig. 2와 같으며, 트랜스퍼장치의 슬라이더 변위가 원점인 기준위치는 캠의 기초원이 종동체의 물러와 접촉하는 형상에서 계산된다. 식 (1)에서 식 (5)는 기준 접촉상태를 유지하는 롤러 중심점의 기준접촉각과 슬라이더 링크의 기준각을 구하는 관계식들이다.

$$Z_{xy} = (Z_x^2 + Z_y^2)^{1/2} \tag{1}$$

$$\theta_b = \cos^{-1} \left[ \frac{Z_l^2 + Z_{xy}^2 - (B_r + R_r)^2}{2 \cdot Z_l \cdot Z_{xy}} \right] \tag{2}$$

$$\theta_z = \tan^{-1} \left( \frac{-Z_y}{-Z_x} \right) \tag{3}$$

$$\alpha_0 = \theta_z - \theta_b \tag{4}$$

$$\phi_0 = \alpha_0 - \gamma \tag{5}$$

기준각( $\phi_0$ )을 결정한 후, 기준위치( $L_0$ )를 결정하기 위해 임의의 위치에서 폐쇄루프방법을 이용하면 기준위치는 식 (6)과 같이 정리되고,  $L_2$  링크가 수평면과 이루는 각  $\beta_0$ 는 식 (7)과 같다. 이들 식의 ±결정은 캠구동 슬라이더기구의 초기상태에 의해 결정된다.

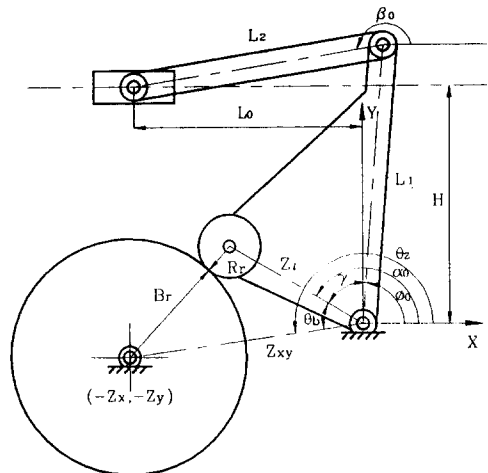


Fig. 2 Dimension at base position

$$\begin{aligned}
 A &= 1 \\
 B &= -L_1 \cos \phi_0 \\
 C &= L_1^2 + H^2 - L_2^2 - 2HL_1 \sin \phi_0 \\
 L_0 &= \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - AC}}{A} \tag{6}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D &= 2L_0L_2 \\
 E &= 2HL_2 \\
 F &= L_1^2 - L_2^2 - L_0^2 - H^2 \\
 \beta_0 &= 2 \tan^{-1} \left( \frac{-E \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}}{F - D} \right) \tag{7}
 \end{aligned}$$

2.3 슬라이더기구의 위치계산

기준위치가 계산된 상태에서 슬라이더는 임의의 순간에 캠의 회전각도에 해당하는 일정한 위치에 존재해야 하는데, 이 위치를 계산하기 위해서는 기준위치 ( $L_0$ )와 슬라이더의 변위값 ( $y$ )을 합한 식 (8)로 나타내어 진다.

$$L = L_0 + y \tag{8}$$

슬라이더기구는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 2개의 링크로 구성되어 있으며, 일정한 높이 ( $H$ )에서 미끄럼운동을 수행한다. 임의의 위치에서 각 링크가 이루는 각도 ( $\phi, \beta$ )들은 식 (9)와 식 (10)과 같이 표현된다. 이때의 ±부호의 결정은 초기상태에서 결정될 수 있다.

$$\begin{aligned}
 A &= 2LL_1 \\
 B &= 2HL_1 \\
 C &= L_2^2 - L^2 - L_1^2 - H^2
 \end{aligned}$$

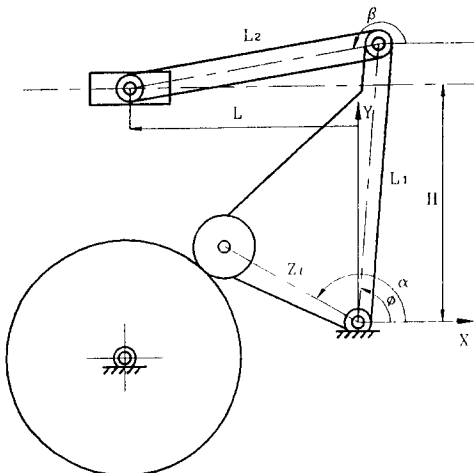


Fig. 3 Dimension of cam driving mechanism

$$\phi = 2 \tan^{-1} \left( \frac{-B \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{C - A} \right) \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
 D &= 2LL_2 \\
 E &= 2HL_2 \\
 F &= L_1^2 - L^2 - L_2^2 - H^2 \\
 \beta &= 2 \tan^{-1} \left( \frac{-E \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}}{F - D} \right) \tag{10}
 \end{aligned}$$

그리고 각 링크의 각속도는 식 (11)과 식 (12)로 제시되고, 각각속도는 식 (13) 및 식 (14)와 같다.

$$\dot{\beta} = \frac{\dot{L} \cdot \cos \phi}{L_2 \sin(\phi - \beta)} \tag{11}$$

$$\dot{\phi} = \frac{\dot{L} \cdot \cos \beta}{L_1 \sin(\beta - \phi)} \tag{12}$$

$$\ddot{\beta} = \frac{\ddot{L} \cdot \cos \phi + L_2 \dot{\beta}^2 \cos(\phi - \beta) + L_1 \cdot \dot{\phi}^2}{L_2 \cdot \sin(\phi - \beta)} \tag{13}$$

$$\ddot{\phi} = \frac{\ddot{L} \cdot \cos \beta + L_1 \dot{\phi}^2 \cos(\phi - \beta) + L_2 \cdot \dot{\beta}^2}{L_1 \cdot \sin(\beta - \phi)} \tag{14}$$

2.4 캠기구의 중동체 각변위

슬라이더기구의 링크각도 ( $\phi$ )를 계산하면, 캠의 중동체 변위각도를 계산할 수 있다. 중동체의 고정점을 중심으로 물러링크와 슬라이더링크 사이에 설정된 고정각을 이용하여 기초원과 접하는 각도에서 차이를 정리하면, 캠의 회전에 따른 물러 링크의 회전각도를 구할 수 있으며, 이것이 바로 캠회전에 대한 중동체의 각변위에 해당한다. 이 각변위는 캠의 형상설계를 위한 데이터가 된다.

3. 순간속도 중심점을 이용한 요동운동용 캠 형상설계

Fig. 4와 같이 임의의 순간에서 캠과 중동체의 물러는 접촉하고 있다. 접촉점 C에서 법선의 연장선은 캠의 중심과 고정점의 연결선과 교차하게 되며, 이 점 Q가 Kennedy 이론에 의하여 현재 위치에서의 순간속도 중심점에 해당된다. 순간속도 중심점에서의 속도  $V_Q$ 는 캠의 중심에서 점 Q까지의 거리에 캠의 회전속도의 곱으로 나타내며, 식 (15)와 같다.

$$V_Q = Q \cdot \frac{d\theta}{dt} \tag{15}$$

중동체 물러의 중심 R에서의 접선방향속도는 고정점에서의 거리  $Z_i$ 과 중동체의 회전속도의 곱과

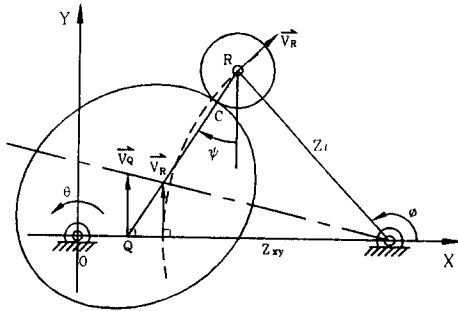


Fig. 4 Disk cam with oscillating roller follower

같으며, 식 (16)과 같이 정리할 수 있다.

$$V_R = Z_l \cdot \frac{d\phi}{dt} = Z_l \cdot \frac{d\phi}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (16)$$

기구장치에서 임의의 순간에 상관되는 링크의 속도들은 순간속도 중심점에서 같은 방향의 같은 크기를 유지해야 한다. 결국  $V_R$ 과  $V_Q$ 를 같은 축상에 위치할 때 식 (17)과 같이 고정점에서의 길이에 비례한다.

$$V_R = V_Q \cdot \frac{Z_l}{Z_{xy} - Q} \quad (17)$$

또한 캠의 중심점에서 고정점의 거리를  $Z_{xy}$ 라 하면, 다음과 같은 식 (18)의 표현으로 거리  $Q$ 가 정될 수 있다.

$$Q = \frac{Z_{xy} \cdot \frac{d\phi}{d\theta}}{1 + \frac{d\phi}{d\theta}} \quad (18)$$

점  $Q$ 의 위치가 결정되면 롤러와 캠의 접촉점  $C$ 를 구하기 위해 접촉각  $\psi$ 를 기하학적 관계에서 계산하게 되는데 식 (19)와 같다.

$$\psi = \tan^{-1} \left( \frac{Q - R_x}{R_y} \right) \quad (19)$$

여기서,  $R_x$ 와  $R_y$ 는 롤러 중심점의 좌표로서, 임의의 순간에 중동절 축의 위치각  $\phi$ 와 길이  $Z_l$ 에 의해 쉽게 결정된다. 접촉각이 결정되면 위치  $R$ 에서 접촉점  $C$ 의 좌표는 식 (20)에 의해 결정될 수 있으며, 이 점은 캠의 회전각  $\theta$ 만큼 회전방향의 반대각도만큼 회전시키면 캠의 형상을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} C_x &= R_x + R_r \cdot \sin \psi \\ C_y &= R_y - R_r \cdot \cos \psi \end{aligned} \quad (20)$$

## 4. 캠구동기구의 동역학 해석

### 4.1 슬라이더기구의 작용력 및 토크

Fig. 5는 캠구동 슬라이더기구의 동역학 해석을 위한 물체도로서, 직선운동을 위한 축선상의 슬라이더에 작용하는 작용력으로는 식 (21)에 표시된 바와같이 슬라이더의 중량에 대해 마찰계수를 고려한 마찰력, 슬라이더의 질량과 가속도에 의해 결정되는 관성력, 슬라이더장치에 연결되어 캠의 회전시 일정한 복원력을 유지시키는 힘(스프링 또는 실린더에 의한 힘), 그리고 상하운동시에 작용하는 슬라이더의 중량에 의한 힘들의 합으로 표시되며, 다음식과 같다.

$$F_s = \mu W + m\ddot{L} + F + W_w \quad (21)$$

여기서,

$\mu W$  : 슬라이더에 발생하는 마찰력

$m\ddot{L}$  : 슬라이더에 발생하는 관성력

$F$  : 슬라이더의 복원을 유지하기 위한 외력

$W_w$  : 상하운동시에 슬라이더의 자중력

슬라이더의 작용력에 대해 Fig. 6과 같이 슬라이더에 연결되어 있는 링크에 대해 자유물체도를 그

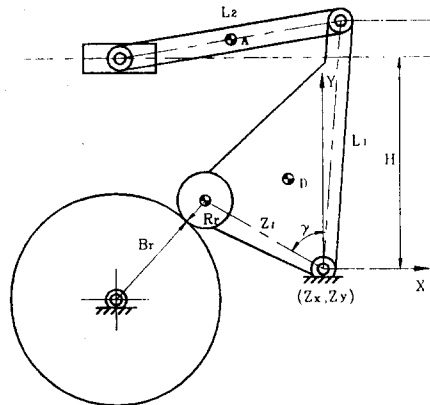


Fig. 5 Slider mechanism

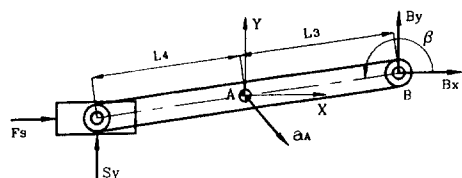


Fig. 6 Free body diagram of slider and link  $L_2$

러 링크  $L_2$ 의 무게중심에 대한 운동방정식을 세우면, 모멘트의 관련식은 식 (22)로 표현된다.

$$\begin{vmatrix} i & j & k \\ L_3 \cos \beta & L_3 \sin \beta & 0 \\ B_x & B_y & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ L_4 \cos(180 + \beta) & L_4 \sin(180 + \beta) & 0 \\ F_s & S_y & 0 \end{vmatrix} = I_A \cdot \ddot{\beta} \quad (22)$$

Fig. 6과 같이 슬라이더가 수평운동을 하는 경우에 링크  $L_2$ 와 슬라이더의 자중력은 가속도에 의한 관성력에 비해 매우 적은 값이므로 무시한다면,  $X$ 방향과  $Y$ 방향으로 작용하는 힘의 평형조건과 식 (22)에 의해 점  $B$ 에서 작용하는 힘의 성분들은 식 (23)과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} B_x &= m_A \cdot a_{Ax} - F_s \\ \beta_y &= B_x \sin \beta \cdot (L_3 + L_4) + m_A L_4 (a_{Ay} \cos \beta - a_{Ax} \sin \beta) \\ &\quad + I_A \ddot{\beta} / (L_3 + L_4) \cos \beta \end{aligned} \quad (23)$$

지지점에 연결되는 링크에 대해 Fig. 7과 같은 자유물체도로서 운동방정식을 세우면, 식 (24)로 표현되며, 이식을 정리하면 슬라이더 토크  $T_L$ 을 계산할 수 있다. 이 때의 질량관성모멘트는 지지점에 대한 값이어야 한다.

$$\begin{vmatrix} i & j & k \\ L_1 \cdot \cos \phi & L_1 \cdot \sin \phi & 0 \\ -B_x & -B_y & 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ L_D \cdot \cos \theta_D & L_D \cdot \sin \theta_D & 0 \\ -m_L \cdot a_{Dx} & -m_L \cdot a_{Dy} & 0 \end{vmatrix} +$$

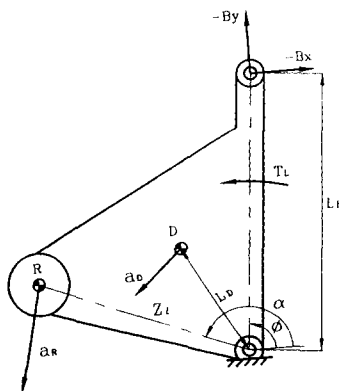


Fig. 7 Free body diagram of link  $L_1$ .

$$\begin{vmatrix} i & j & k \\ Z_i \cdot \cos \alpha & Z_i \cdot \sin \alpha & 0 \\ -m_R \cdot a_{Rx} & -m_R \cdot a_{Ry} & 0 \end{vmatrix} + T_L = (I_D \cdot \ddot{\phi}) + (I_R \cdot \ddot{\phi}) \quad (24)$$

4.2 캠의 접촉력과 구동토크

임의의 순간에 캠과 롤러의 접촉점에서 Fig. 8과 같이 캠과 롤러는 일정한 압력각을 유지한 상태로 접촉하고 있으며, 슬라이더 링크의 토크에 상당하는 접촉력은 압력각방향으로 롤러의 중심에서 작용되고 있다. 임의의 위치에서 롤러 중심점에서의 접촉력과 회전토크의 관계식은 식 (25)와 같고, 위식을 정리하면 접촉력은 식 (26)으로 표시되며, 이 접촉력은 롤러의 압력각에 의해 수평 및 수직성분으로 분해된다.

$$T_L = \begin{vmatrix} i & j & k \\ Z_i \cdot \cos \alpha & Z_i \cdot \sin \alpha & 0 \\ F_c \cdot \cos \theta_f & F_c \cdot \sin \theta_f & 0 \end{vmatrix} \quad (25)$$

$$F_c = \frac{T_L}{Z_i (\cos \alpha \cdot \sin \theta_f - \sin \alpha \cdot \cos \theta_f)} \quad (26)$$

슬라이더의 작용력을 유지할 수 있는 캠의 구동토크는 접촉력의 분력과 롤러의 중심좌표를 이용하여 식 (27)으로 표현된다.

$$T_c = \begin{vmatrix} i & j & k \\ R_x & R_y & 0 \\ F_{cx} & F_{cy} & 0 \end{vmatrix} = R_x \cdot F_{cy} - R_y \cdot F_{cx} \quad (27)$$

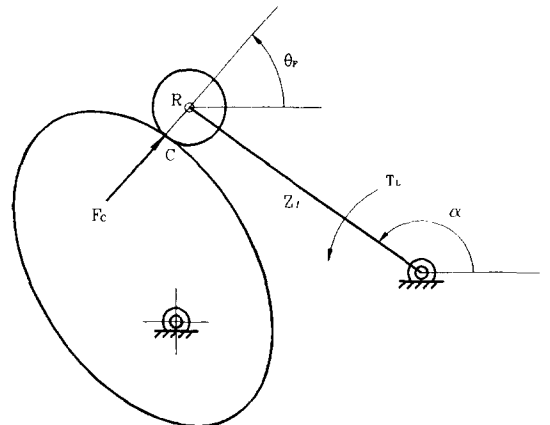


Fig. 8 Free body diagram of cam and follower

### 5. KINDYNA 프로그램의 구성

캠구동기구의 설계 및 해석을 위한 본 프로그램은 주프로그램을 비롯하여 9개의 프로그램으로 구성되어 있는데, 입력데이터는 해석하고자 하는 시

스템의 기하학적 제원, 즉 지지점(pivot point)의 좌표값, 링크의 길이, 캠의 기초원의 반경, 롤러의 반경, 그리고 각 링크의 질량과 질량관성모멘트로 구성되어 있다. 이들 데이터가 입력되면 시스템의 기구학 및 동역학적 해석이 가능하다.

Table 1은 KINDYNA 프로그램의 구성과 주요

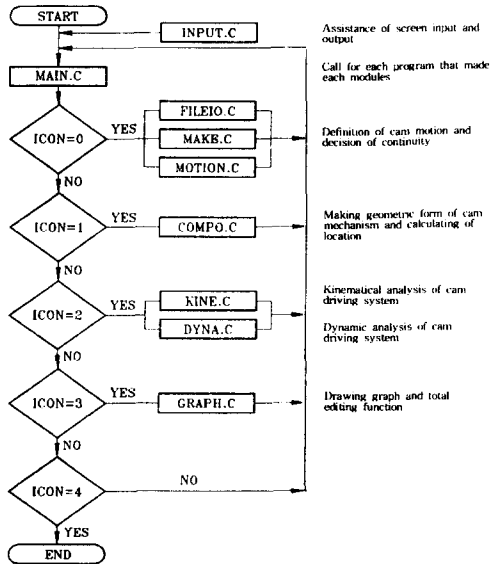


Fig. 9 Flowchart for main process

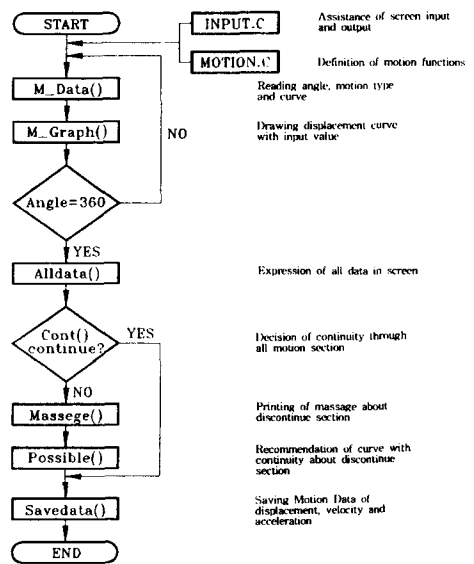


Fig. 10 Flowchart for MAKE.C

Table 1 Structure of program for cam driving mechanism

File name	Key-point
File MAIN. C	This file calls each program and makes pull-down menu.
File INPUT. C	This file consists of assistance functions for screen input and output.
File MOTION. C	This file defines motion of follower displacement, velocity and acceleration.
File MAKE. C	This file inputs forms for definition of follower motions, calls file MOTION.C to make displacement curve and decides continuity of selected motion.
File FILEIO. C	This file calles data file of displacement, velocity, acceleration.
File COMPO. C	This file makes geometric form of cam driving mechanism and calculates basic position of slider mechanism and position about rotation angle of main shaft.
File KINE. C	This file designs shape of cam to animate displacement, velocity, acceleration and pressure angle diagram.
File DYNA. C	This file calculats cam contact forces and torque with kinemetical character of designed cam mechanism.
File GRAPH. C	The file consists of funtions to draw graph conveniently, draw graph with input data file and total editing functions.

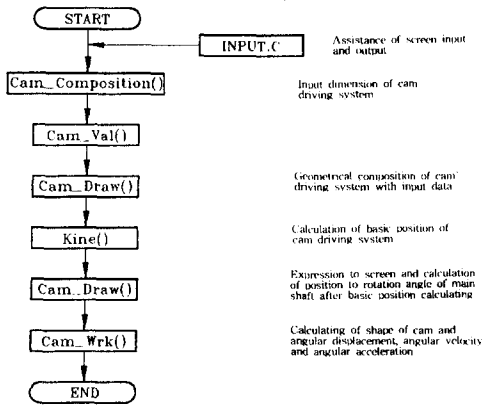


Fig. 11 Flowchart for COMPO. C

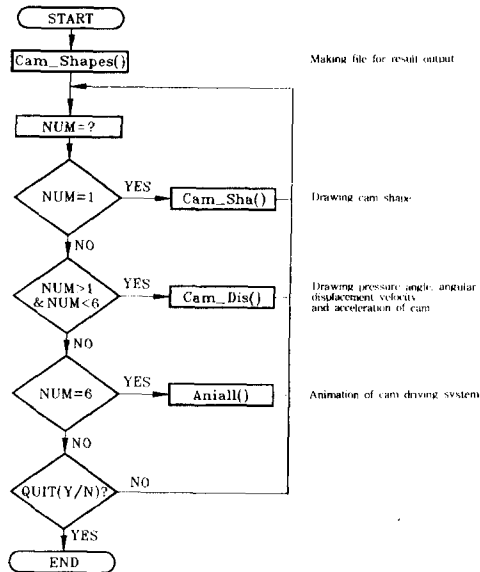


Fig. 12 Flowchart for KINE. C

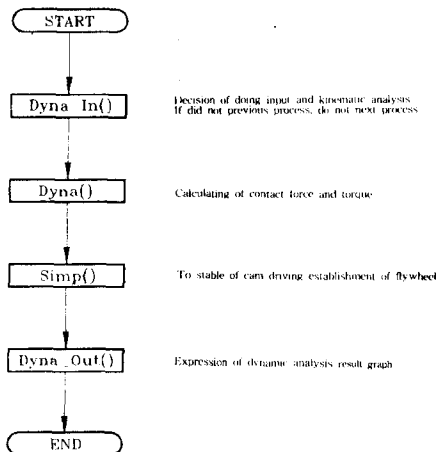


Fig. 13 Flowchart for DYNA. C

내용을 나타내며, Fig.9는 주과정을 보여주는 파일 MAIN. C의 순서도이다. Fig. 10은 종동철의 운동을 정의하는 파일 MAKE. C의 순서도이고, Fig. 11은 파일 COMPO. C를 위한 순서도이며, Fig. 12와 Fig. 13은 파일 KINE. C와 파일 DYNA. C의 순서도이다.

## 6. KINDYNA 프로그램 적용

### 6.1 적용예를 위한 트랜스퍼 장치

본 연구의 적용예인 트랜스퍼장치<sup>(13, 14)</sup>에는 주축에 설치된 원판형 캠에 이동운동을 하는 롤러 종동체가 접촉하고, 종동체에 슬라이더기구가 연결되어 있는 캠구동 슬라이더기구의 형태이다. 이 장치는 캠(cam)에 의한 3차원 구동방식의 자동이송기구로서, 4개의 캠들이 장착된 주축의 구동에 의해 트랜스퍼가 전후상하의 운동을 수행하는 장치이며, Fig. 14와 같다. 4개의 캠들은 각각 이동운동(feed), 장착운동(clamp), 상승운동(lift) 및 토크조정(torque)용 캠들로 구성되어 있고, 캠의 회전운동에 대해 슬라이더는 지정된 정지(dwell), 상승(rise) 및 하강(return)을 위한 직선운동을 하도록 요구된다. 캠구동 슬라이더기구는 기구동역학적 시스템이기 때문에, 캠기구와 슬라이더기구의 변위, 속도, 가속도는 관성과 충격 특성의 중요한 척도가 된다. 그러므로 적용예에는 캠구동 슬라이더기구의 운동이 주어질 때 캠의 형상을 설계하고, 기구학적 특성들을 해석하며, 기구요소의 동역학적 특성 및 구동토크 해석에 그 목적이 있다.

### 6.2 변위선도의 설정

트랜스퍼 장치의 상승구동부(lift mechanism)만을

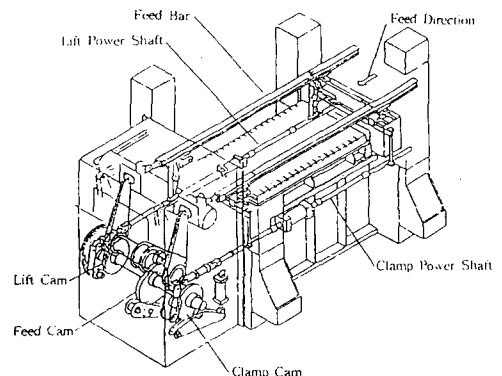


Fig. 14 Structure of transfer unit



적용예로 제시한다. 캠구동 슬라이더기구의 기구동역학적인 설계해석을 위한 첫 단계로서 주축의 회전각에 대한 각도분할과 변위조건을 설정하여야 한다. Fig. 15와 같이 35도에서 76.5도 사이에서 하강운동을 가지고, 283.5도에서 325도 사이에서 상승운동을 가지는 상태로 운동을 설정하며, 이 운동을 위한 총 변위량은 150 mm이다. 다음 단계로는 슬라이더의 변위형태를 선정하여야 한다. 현재 자동화 기구장치에 널리 이용되는 변형사인 운동(modified sine motion)<sup>(13, 14)</sup>을 적용예로 선택하며,

이 변위곡선은 가속도 성분이 2개의 서로 다른 주파수를 갖는 사인(sine)곡선의 조합으로 구성되어 있다.

6.3 상승구동부의 기하학적 제원

본 연구에 적용된 트랜스퍼장치중에 기구동역학 해석을 위한 상승구동부의 형상은 Fig. 16과 같으며, 기하학적 제원<sup>(13, 14)</sup>들은 Table 2와 Table 3과 같다.

6.4 실행결과

본 프로그램의 실행에 의해 캠의 기초원에 중동철의 롤러와 접촉하는 초기상태에서 슬라이더의 기준위치  $L_0$ 는 지지점을 기준으로  $-919.9947$  mm의 위치에 존재하게 되며, 기준각  $\phi_0=93.30$ 도,  $\omega_0=136.94$ 도, 및  $\beta_0=180$ 도를 나타내게 된다. Fig. 17은 상승구동부를 기하학적으로 구성하는 그림으로서 캠은 지지점을 기준으로 왼쪽에 위치해 있으며, 중동체의 위치는 캠에 대하여 상부에서 접촉하고 있고, 슬라이더는 좌측에 위치하여 수평왕복운동을 하는 형상을 나타내고 있으며, Fig. 17은 캠의 형상을 정의하기 위한 슬라이더의 운동선도로서 변형

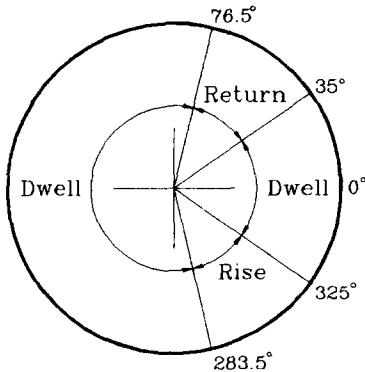


Fig. 15 Slider motion angle

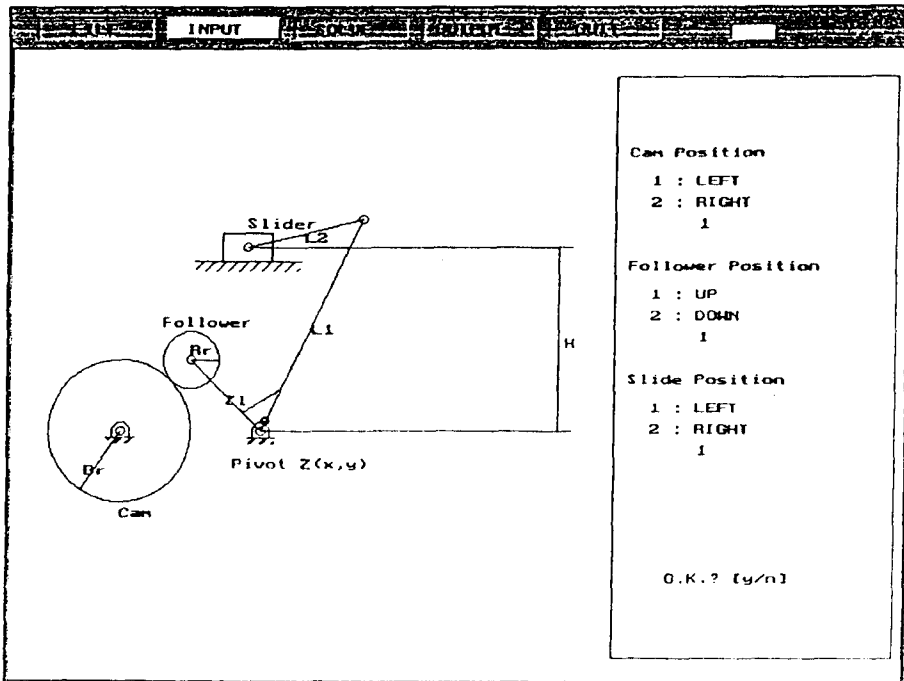


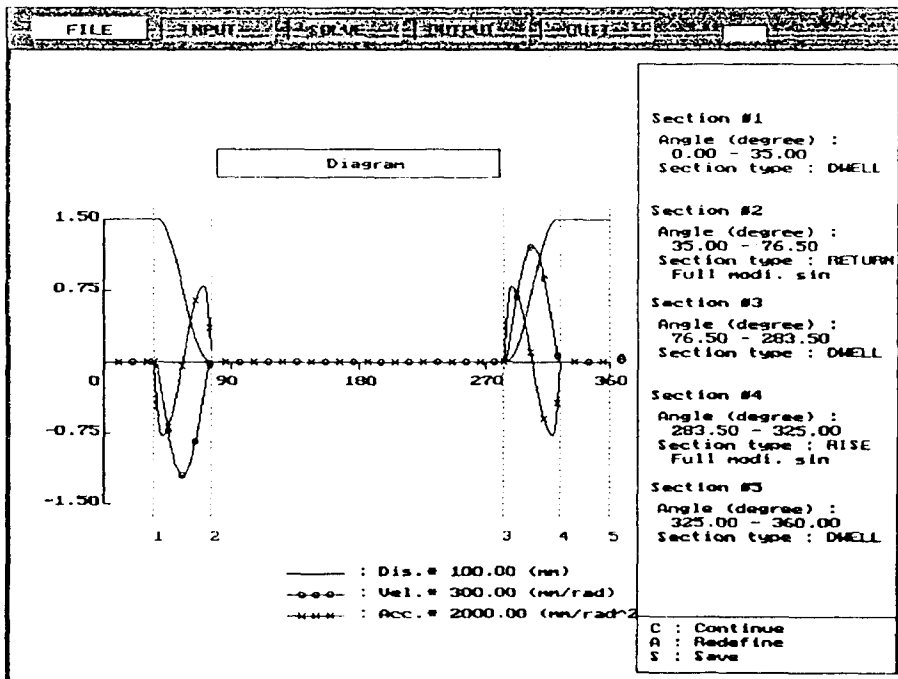
Fig. 16 Geometry for lift mechanism

**Table 2** Data for slider mechanism

Link 1	Length (L <sub>1</sub> )	1302.162 mm
	Mass (m <sub>L</sub> )	664 kg
	Mass moment of inertia (I <sub>L</sub> )	1691.509 kg·mm <sup>2</sup>
Link 2	Length (L <sub>2</sub> )	845 mm
	Mass (m <sub>A</sub> )	125 kg
	Mass moment of inertia (I <sub>A</sub> )	2274.544 kg·mm <sup>2</sup>
Position of slider (H)		1300 mm

**Table 3** Data for cam mechanism

Radius of basic circle (Br)		400 mm
Coordinate of pivot point (Z <sub>x</sub> , Z <sub>y</sub> )		873.746 mm, -65.0 mm
Length of follower (Z <sub>i</sub> )		651.081 mm
Roller	Radius (R <sub>r</sub> ), Mass (m <sub>R</sub> )	150 mm, 50 kg
	Mass moment of inertia (I <sub>R</sub> )	2110.577 kg·mm <sup>2</sup>
Angle of fixed link (γ)		43.637°
Direction of cam rotating		반시계 방향 (CCW)
Velocity of cam rotating		20 rpm



**Fig. 17** Displacement, velocity, and acceleration curves of slider

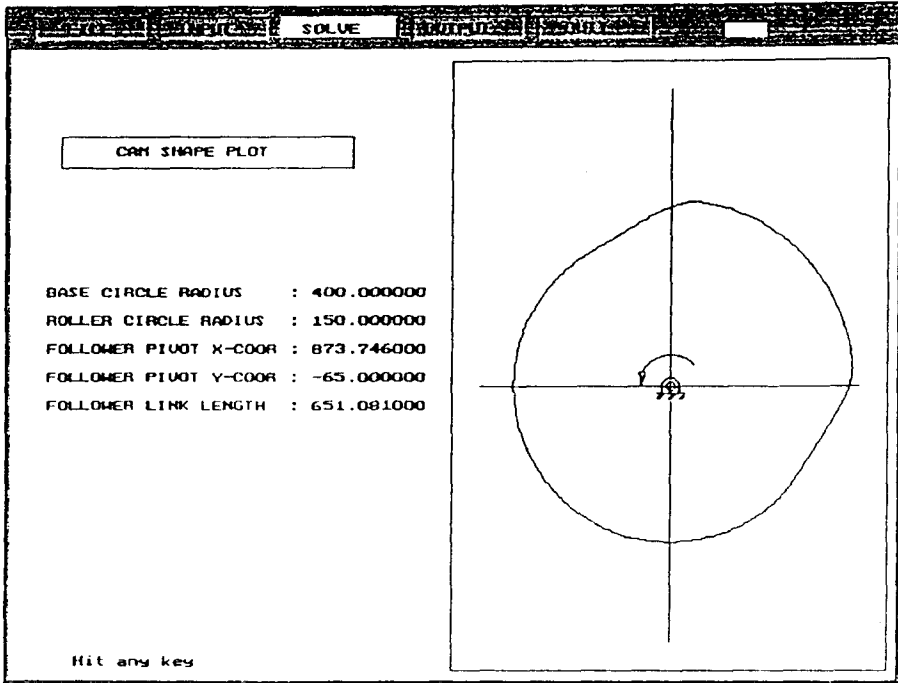


Fig. 18 Cam shape

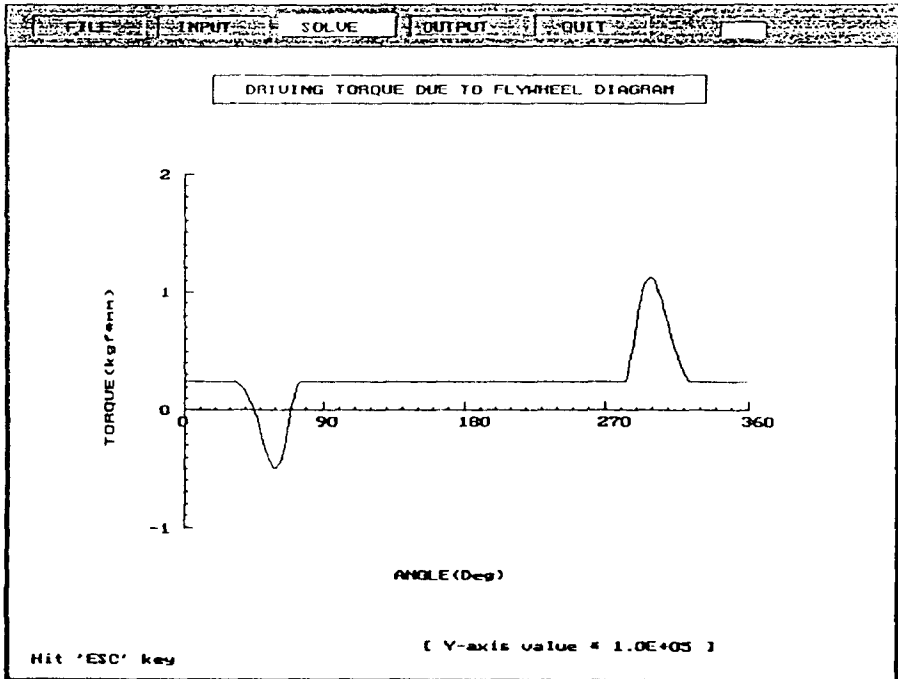


Fig. 19 Torque due to cam with flywheel

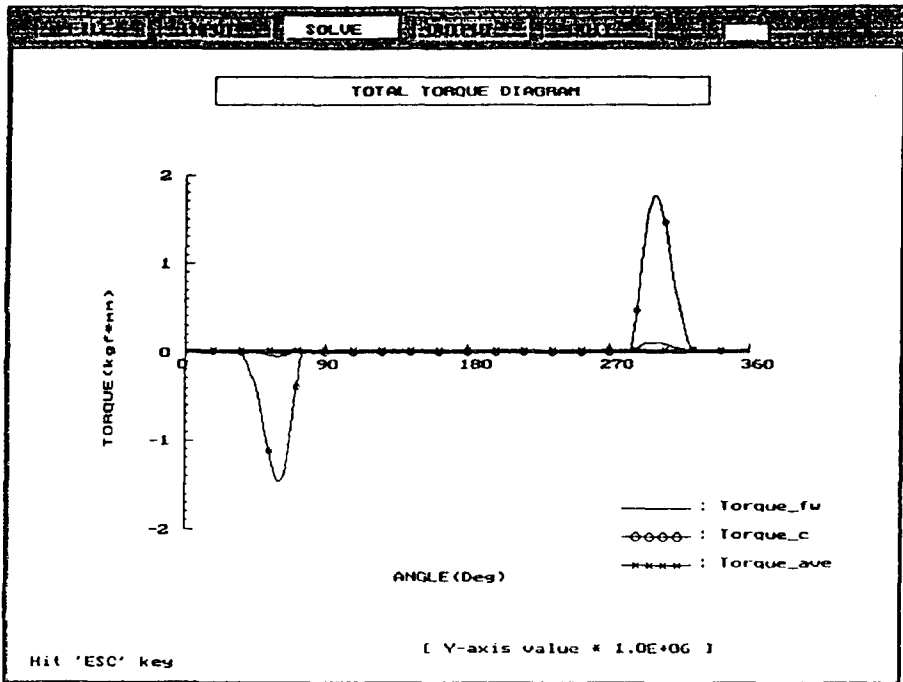


Fig. 20 Total torque curves due to cam

사인 운동을 나타내며, 전체 구간에 대해 속도와 가속도는 연속적이다.

Fig. 18은 설계된 캠의 형상을 보여주고 있다. Fig. 19은 캠에 작용하는 토크를 플라이휠 설치후 안정화된 작용토크를 나타내고 있으며, Fig. 20은 플라이휠을 설치했을 경우와 설치하지 않았을 경우의 작용토크 모두를 보여주는데, 플라이휠을 설치했을 경우가 훨씬 적은 구동토크가 요구된다는 것을 알 수 있다.

## 7. 결 론

본 연구에서 캠구동기구의 기구동역학 최적화 해석을 위해 캠구동 슬라이더기구를 정의하고, 기구학적 운동과 동역학적 해석을 위한 해석법을 정립하였다. 주축에 설치되어 있는 캠의 회전에 따라 접촉하고 있는 롤러가 종동체의 지지점을 중심으로 요동운동을 수행하며, 슬라이드운동으로 연결되면서 자동이송장치의 운동을 정확하게 유지한다. 즉, 캠기구가 구동부에 해당되고 슬라이더기구가 종동부에 속하는 복합기구장치로서, 캠구동 슬라이더기구의 설계해석을 위해, 본 논문에서는 폐쇄루프법과 탄젠트 직접치환법을 기구해석에 응용하였고,

순간속도중심법을 캠의 형상설계에 이용하였다. 또한 각 기구의 구성요소들의 작용력과 캠의 접촉력 및 주축의 구동토크를 계산하기 위해 관성력을 고려한 동적 평형조건을 이용하였다.

특히 본 연구에서 개발된 캠구동 기구의 기구동역학 최적화 설계해석용 CAD 프로그램인 KIN-DYNA는 전 과정이 메뉴식으로 구성되어 있어, 대화식 설계방법으로 사용자가 자료를 입력하므로서 문제를 해결하도록 되어있고, 잘못 입력된 자료에 대하여는 경고메시지를 보여줌으로써 설계해석을 보다 정확하게 할 수 있도록 유도되어 있다. 또한 컴퓨터 그래픽스를 이용한 기구의 애니메이션(Animation)으로 보다 쉽게 결과자료들을 분석할 수 있다.

결론적으로 본 연구의 설계해석 기술은 자동화 설비의 효율적인 설계에 적용할 수 있을 것이며, 산업기계의 신제품 개발에도 응용될 수 있으리라고 판단된다.

## 후 기

본 연구는 통상산업부(과제명 : 트랜스퍼장치의 설계 및 제조기술의 개발)의 지원과 기아중공업

(주)의 협력에 의하여 수행되었으며, 지원에 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) 신중호, 1993, "Component Modular Approach to Computer-aided Kinematic Analysis for General Planar Uncoupled-Connected Multiloop Mechanisms," 대한기계학회논문집, 제17권, 제8호, pp. 1883~1897.
- (2) Shin, J. H., 1986, "An Iterative Transfer Matrix Approach to the Kineto-Elasto Static and Dynamic Analyses of General Planar Flexible Mechanisms," Ph. D. Dissertation, The Ohio State University.
- (3) Shiegly, J. E. and Uicker, J. J., 1980, *Theory of Machine and Mechanisms*, McGraw-Hill Comp.
- (4) Spotts, M. F., 1982, *Design of Machine Elements*, Prentice-Hall Inc.
- (5) Johnson, R. C., 1987, *Optimal Design of Mechanical Elements*, John Wiley & Sons Book Inc.
- (6) Martin, G. G., 1982, *Kinematics and Dynamics of Machine*, McGraw-Hill Comp.
- (7) Marbie, H. H. and Reinholtz, F. F., 1987, *Mechanisms and Dynamics of Machinery*, Wiley Book, Inc.
- (8) Norton, R. L., 1992, *Design of Machinery*, McGraw-Hill Comp.
- (9) Erdman, A. R. and Sandor, G. N., 1984, *Mechanism Design*, Vol. 1, Prentice-Hall Inc.
- (10) Chen, F. Y., 1982, "Mechanics and Design of Cam Mechanisms," Pergamon Press.
- (11) 신중호, 김종수, 1990, "Reciprocating Flat-face Follower를 갖는 디스크 캠 기구의 설계와 해석용 CAD S/W개발," 대한기계학회 추계학술대회 논문집.
- (12) 신중호, 김종수, 1993, "순간속도 중심점을 이용한 디스크형 캠의 형상설계," 대한기계학회 학술논문집, pp. 452~455.
- (13) 하경훈, 1994, "캠구동 기구의 기구동역학 최적화 해석에 관한 연구," 공학석사학위논문, 창원대학교.
- (14) 신중호, 최영휴, 1994, "트랜스퍼 장치의 성능분석 기술에 관한 연구," 산업기술연구소 연구보고서 창원대학교.