

접촉을 이용한 2차원 조인트들의 모델링에 관한 연구

한형석*, 박태원**

Modeling of 2D Joints Using Contact

Hyung Suk Han* , Tae Won Park**

ABSTRACT

In this paper, modeling methods for 2D joints are proposed. Earlier methods for modeling 2D joints that use geometric relationships may not consider irregularities or dynamic effects of joints. In any case, it is important to consider irregularities or dynamic effects. To consider those, methods that use dynamic contacts are proposed. With the method, 2D joints that have irregularities or dynamic effects may be modeled and analyzed. 2D joints that are developed are revolute, translational, gear and point-follower joint.

Key Words: 2D Joints(2차원 조인트), Irregularities(불규칙성), Dynamic Contact(동적 접촉), 2D Joint Modeling(2차원 조인트 모델링), Revolute Joint(회전 조인트), Translational Joint(병진 조인트), Gear Joint(기어 조인트), Point-Follower Joint(점-종동자 조인트)

1. 서론

기구를 구성하는 조인트들은 실제적으로 여러 오차들을 가지며 이 오차가 기구의 운동에 중요한 역할을 할 때가 있다. 이 오차의 한계를 공차로써 제한하며 공차의 크기에 따른 운동 특성을 해석함으로써 공차의 크기를 결정할 수 있다. 그런데 기존의 조인트 모델링 법인 기하학적인 조건으로 조인트를 모델링하면 이러한 요소들을 고려할 수 없다. 기하학적인 조인트들은 대수방정식으로 표현되

는 다수의 구속 조건으로 표현하기 때문에 이상적인 운동만을 해석할 수 있다. 또한 기하학적 조인트는 동적 특성을 표현하지 못할 때가 있다. 예를 들어 점-종동자에 있어서 기하학적 조인트는 점과 종동자가 항상 이상적인 홈에서 움직여야 하는 대수식을 만족해야 하기 때문에 홈에서의 틈새로 인한 점 종동자의 동적 효과를 표현할 수 없다. 이미 널리 이용되는 기구 해석 프로그램들은 기하학적 조인트에 기초를 두고 있다.

불규칙성을 가지는 조인트를 해석하기 위하여 기하학적

* 아주대학교 대학원
 ** 아주대학교 기계산업공학부

접촉을 이용한 연구가 있다.⁽¹⁻³⁾ 조인트를 기하학적 접촉으로 대체하기 때문에 복잡한 형상의 조인트를 해석할 수 있는 장점을 가진다. 그러나 기하학적 접촉 조인트에서는 두 물체가 분리되는 현상을 표현하기 위해서는 해석 중에 구속 조건을 추가하거나 삭제하는 기술이 필요하기 때문에 이용하기 어렵다고 할 수 있다.⁽⁴⁾ 또한 기하학적 조인트에서는 접촉점을 구하기 위하여 비선형 구속 방정식의 해를 구해야 하기 때문에 해를 구하지 못하는 경우도 생길 수 있다.

이와 같은 기하학적 접촉 대신에 동적 접촉을 이용한 연구가 여러 연구자들에 의하여 이루어졌는데 불연속 (piecewise analysis) 해석 법⁽⁴⁻⁶⁾과 연속 (continuous) 해석 법⁽⁷⁻⁹⁾으로 구분할 수 있다. 불연속 해석 법에서는 접촉이 순간적으로 일어난다고 가정하고 접촉 전과 후를 구분하여 해석한다. 접촉 순간을 판별한 후 접촉 전과 후의 에너지 전달을 반발계수 (coefficient of restitution)를 이용하여 해석하게 된다. 이 해석법은 상대적으로 효율적이나 접촉의 지속을 알 수 없기 때문에 저속 접촉의 응용에 한계가 있다.⁽⁶⁾ 반면에 연속 해석 법은 접촉이 연속적이라고 가정한다. 때문에 접촉의 해석에 특별한 수치해석적 기술을 요하지 않고 단지 운동방정식에 접촉 힘을 더해줌으로써 해석을 한다. 접촉 힘의 계산은 단순히 스프링-감쇠기 모델이나⁽⁷⁾ 좀더 발전된 Hertz force 모델⁽¹⁰⁾을 이용할 수 있다. 본 논문에서는 기존의 2차원 조인트를 동적 접촉 모델로 대체하여 해석하는 방법을 제안하기 때문에 연속 해석 법을 선택하였다. 조인트에서의 접촉은 순간이라기보다는 지속적이기 때문이다. 접촉 순간의 반력이나 에너지 손실은 물체의 물성치, 형상 및 반발계수를 이용하였다.

이 논문에서 제시한 조인트는 회전 조인트, 병진 조인트, 기어 조인트, 점-중동자 조인트들이다. 접촉을 이용하여 조인트를 모델링하면 동적 조인트가 되기 때문에 조인트가 가지는 불규칙성이나 동적 효과 등을 해석할 수 있다. 특히 기구를 구성하는 기계요소의 공차를 고려한 운동 해석에 적용이 가능하다.

2. 접촉 이론

접촉을 이용한 동적 해석 과정은 크게 두 부분으로 나눌 수 있다. 첫째로는 접촉을 판별하는 것이고 다음으로 는 접촉 힘을 계산하는 것이다. 이 논문에서는 접촉 판별이 쉬운 점-선, 점-호 접촉을 이용하였고 다음과 같다.

2.1 접촉 판별

Fig.1은 점-선 접촉에 있어서 접촉이 일어났을 경우를 보여주고 있다.

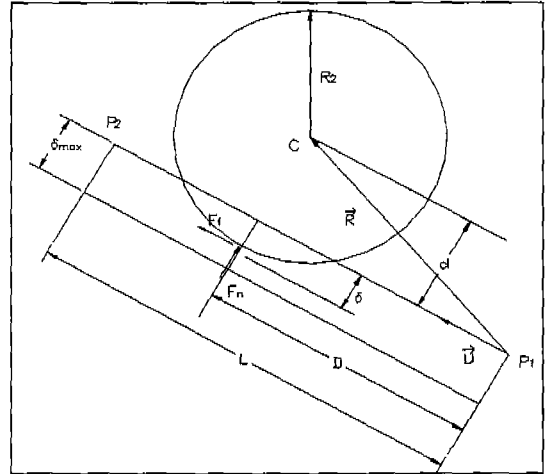


Fig.1 Point-line contact

Fig.1은 점이 선에 접촉한 경우로 식(1)을 만족하면 접촉했다고 판단하고 침투량 (penetration) δ 를 계산한다.

$$\begin{aligned} 0 < D < L \\ 0 < \delta < \delta_{\max} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서

$$\begin{aligned} D &= \vec{R} \cdot \vec{u} \\ d &= |\vec{R} \times \vec{u}| \\ \delta &= R_2 - d \\ \delta_{\max} &: \text{maximum penetration} \end{aligned}$$

점-선 접촉과 마찬가지로 점-호 접촉의 접촉 판별도 비슷한 방법으로 할 수 있는데 Fig.2(a)는 호가 convex인 경우를 보여주고 있으며 Fig.2(b)는 호가 concave인 경우에 대한 접촉을 보여주고 있는데 접촉 판별은 식(2)를 만족하면 된다. 그런데 실제 응용에 있어서는 하나의 조인트를 모델하기 위하여는 다수의 점과 선이나 호로써 구성하게 된다. 그런 경우에 있어서는 이상의 접촉 판별을

모든 점과 선이나 호와 1:1 대응을 시켜서 판단한다. 예를 들어 점이 10개이고 호가 3개라면 최대 10회의 계산을 수행해야 한다. 그러나 상황에 따라서 접촉이 일어날 수 없는 관계가 있을 경우에는 그보다 작은 횟수의 계산을 수행하도록 하는 알고리즘을 첨가할 수 있다. 결과적으로 다른 방법들에 반하여 접촉 위치의 판별에는 어려움이 없다고 할 수 있다.

$$\begin{aligned} \theta_1 < \theta < \theta_2 \\ 0 < \delta < \delta_{\max} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서

$$\delta = (R_1 + R_2) - |\vec{R}| \text{ (convex arc)}$$

$$\delta = (|\vec{R}| + R_2) - R_1 \text{ (concave arc)}$$

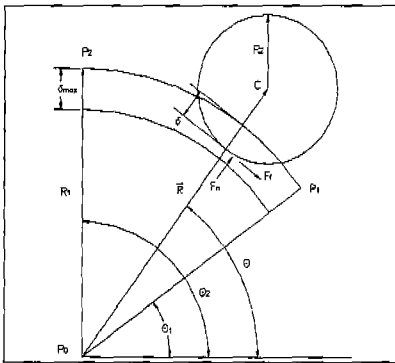


Fig.2(a) Point-convex arc contact

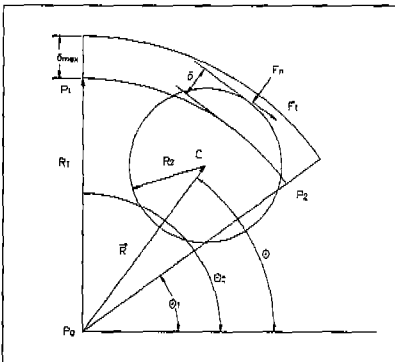


Fig.2(b) Point-concave arc contact

2. 2 접촉 힘 계산

2.1절에서와 같은 방법에 의하여 접촉이 판별되면 그에 따른 접촉 힘을 계산해야 한다. 접촉 힘은 접촉 점에서의 수직력(normal force)과 마찰력(frictional force)으로 나눌 수 있다.

2.2.1 수직력

접촉이 일어났다고 판별되면 수직력을 계산하는데 수직력은 세가지 방법 중의 하나를 선택할 수 있다.

방법 1) 선형 스프링-감쇠기(Linear spring-damper) 가장 간단한 힘 계산법으로 선형 스프링-감쇠기의 힘 계산은 식(3)과 같이 계산한다.⁽⁷⁾

$$F_n = k\delta + c\dot{\delta} \quad (3)$$

여기서

k : linear spring constant

c : linear damping coefficient

방법 2) 비선형 스프링-감쇠기(Nonlinear spring-damper)

선형 스프링-감쇠기 힘 계산식의 변형으로 식(4)와 같이 $\delta, \dot{\delta}$ 에 따른 비선형 함수로써 수직력을 계산한다.

$$F_n = C_1(\delta) + C_2(\dot{\delta}) \quad (4)$$

여기서

$C_1(\delta)$: nonlinear spring force

$C_2(\dot{\delta})$: nonlinear damping force

방법 3) 탄성계수-반발계수(Elastic modulus-restitution coefficient)

이 계산법에서는 재료에 대한 탄성 계수와 접촉 시의 반발 계수를 이용하여 힘을 계산한다.⁽⁹⁾ 반발계수는 일반적으로 실험을 통해서 구할 수 있으며 여러 연구자들에 의하여 연구되었다.^(10,11) 먼저 접촉이 판별되면 조합곡률(combined curvature) c 를 식(5)와 같이 계산한다.

$$c = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (5)$$

만일 점-선 접촉이면 $R_2 = \infty$ 이므로 $c = 1/R_2$ 가 된다. 다음으로 공칭 강성상수(nominal stiffness constant) κ_{norm} 을 식(6)과 같이 계산한다.

$$\kappa_{norm} = 0.733E\sqrt{1/c} \quad (6)$$

식(6)에서 E는 탄성계수이고 실제 강성상수 (actual stiffness constant)는 공칭 강성상수의 함수로써 식(7)과 같다.

$$\kappa_{act} = \kappa_{norm} \left[1 + \left(\frac{1 - C_r^2}{1 + C_r^2} \right) \tanh \left(2.5 \frac{V_p}{V_\epsilon} \right) \right] \quad (7)$$

여기서

C_r : coefficient of restitution

V_p : penetration velocity

V_ϵ : transition velocity

결과적으로 수직력 F_n 은 침투량(penetration) δ 와 κ_{act} 의 함수로써 식(8)과 같이 계산한다.

$$F_n = \kappa_{act} \delta^{1.5} \quad (8)$$

2.2.2 마찰력

방법1), 방법2)의 경우에 있어서 마찰력 F_f 는 식(9)와 같이 단지 마찰계수와 수직력 F_n 으로 계산한다.⁽⁹⁾

$$F_f = \mu F_n \quad (9)$$

여기서

μ : 마찰계수

그리고 방법3)의 경우에 있어서는 식(10)과 같이 계산한다.

$$F_f = \mu_{act} F_n \quad (10)$$

여기서

$$\mu_{act} = \mu_{nom} \tanh \left(2.5 \frac{V_t}{V_\epsilon} \right)$$

V_t : tangential velocity between a point and a line

μ_{nom} : nominal friction coefficient

이상과 같이 접촉을 판별하고 접촉 힘을 계산하여 접촉하는 상황에 따라 세가지 중 하나를 택하여 물체에 반력을 적용할 수 있다. 이 논문에서는 방법 3)을 이용하였다.

3. 2D 조인트 모델링

2장에서 언급한 접촉을 이용하여 2차원 조인트인 회전 조인트, 병진 조인트, 기어 조인트, 점-충동자 조인트들을 모델링하였다.

3.1 회전 조인트(Revolute joint)

회전 조인트는 두 물체간에 한 점에서 상대적인 회전이 가능한 조인트로서 Fig.3(a)와 같다. 물체 i, j 를 연결하는 회전 조인트의 중심은 P이며 P는 물체 i 상에서의 P_i 와 물체 j 상의 P_j 가 일치해야 한다. 이 조건을 식(11)과 같이 표시함으로써 회전 조인트를 정의할 수 있다.

$$\vec{r}_i + \vec{s}_i^P - \vec{s}_j^P - \vec{r}_j = \vec{0} \quad (11)$$

Fig.3(a)와 같은 이상적인 회전 조인트를 접촉을 이용하여 Fig.3(b)와 같이 모델링하였다. Fig.3(b)에서 보듯이 point - concave contact를 이용하여 모델링할 수 있는데 구멍 물체(hole body)상의 구멍을 2개의 concave arc로 핀 물체(pin body)의 핀은 점으로 모델링할 수 있다. 점의 반지름을 조절 함으로써 회전 조인트의 간극을 고려할 수 있게 된다. 점의 반지름이 호의 반지름에 수렴할 수록 이상적인 조인트와 같게 된다. 결과적으로 회전 조인트의 간극을 고려함으로써 간극에 의한 효과를 해석할 수 있게 된다. 예제로서 4절 기구에 적용하였다. Fig.4는 4절 기구인데 물체(body) 1과 물체 2의 회전 조인트를 접촉 회전 조인트로 대체하였다. 회전 조인트의 간극 $c = 0.05\text{mm}$ 로 하였고 물체들의 재료는 강으로 가정하였다. 4절 기구에 대한 사양은 Table 1에 주어졌다.

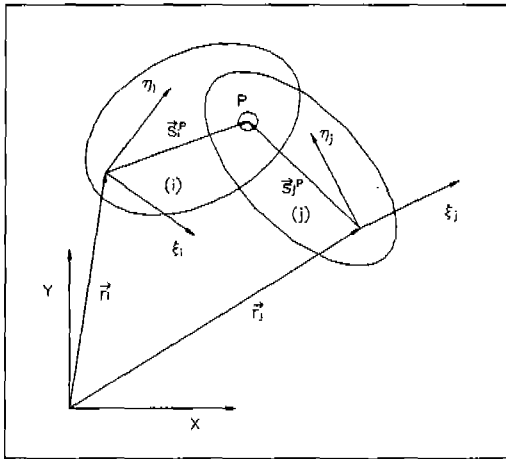


Fig.3(a) Geometric revolute joint

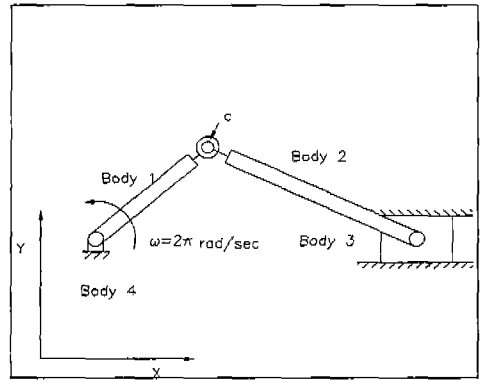


Fig.4 4 bar linkage

접촉 힘의 계산은 방법 3)을 이용하였다. 방법3)에 필요한 상수들이 Table 2에 주어져 있으며 이 상수들은 다음의 모든 조인트들에 공통적으로 이용하였다. Fig.4의 4절 기구에 대한 결과로서 물체 3의 속도가 Fig.5에 나타나 있다. Fig.5에서 보듯이 이상적인 회전 조인트의 모델링과 접촉을 이용한 회전 조인트와의 차이가 생기는 것을 확인할 수 있다. Fig.5에서 실선은 물체 1과 2사이의 회전 조인트를 이상적인 회전 조인트 즉 기하학적 조인트로 모델링한 경우의 결과이며 점선은 접촉을 이용한 회전 조인트의 결과이다. 결과에서 속도가 크게 변하는 부분에서 접촉을 이용한 조인트는 이상적 결과에서 간극에 의하여 약간의 변동이 생기는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 모델링하면 회전 조인트가 가지는 간극 효과를 해석할 수 있다.

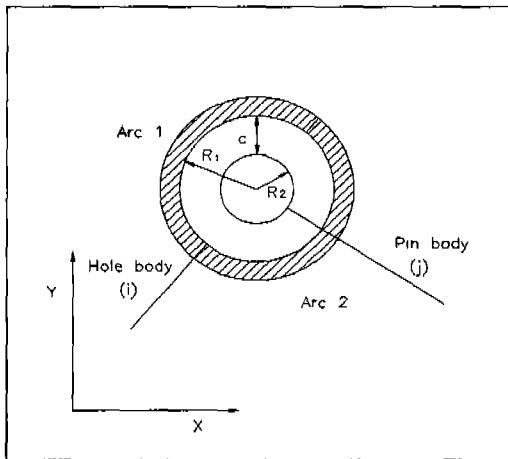


Fig.3(b) Contact revolute joint

Table 1 Specifications of the 4 bar linkage

Bodies	Properties	Values
Body 1	Link length(mm)	100
	Mass(kg)	0.1
	Inertia(kg·mm ²)	90
Body 2	Link length(mm)	200
	Mass(kg)	0.4
	Inertia(kg·mm ²)	300
Body 3	Mass(kg)	2

Table 2 Constants for contacts

Constants	Values
Young's modulus(Pa)	200G
Friction coefficient	0.2
Restitution coefficient	0.9

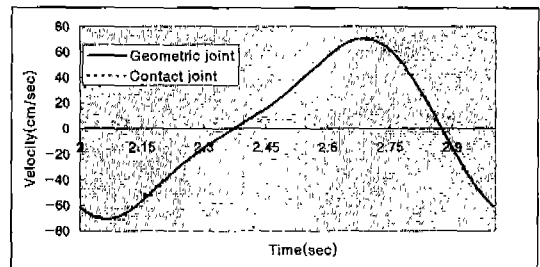


Fig.5 Velocity of body 3

3.2 병진 조인트(Translational joint)

병진 조인트는 두 물체간에 공통 선상에서 상대적으로 병진운동을 하는 조인트로 Fig.6(a)와 같으며 상대적인 회전이 없다는 조건과 병진 운동을 한다는 조건을 식으로 표현하면 식(12)와 같다. 이상적인 병진 조인트를 Fig.6(b)와 같이 점-선 접촉을 이용하여 모델링하였다.

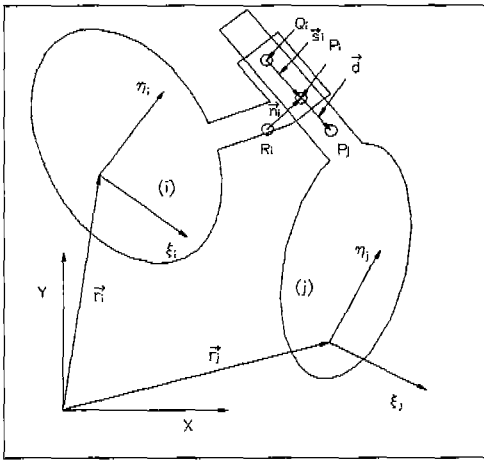


Fig.6(a) Translational joint

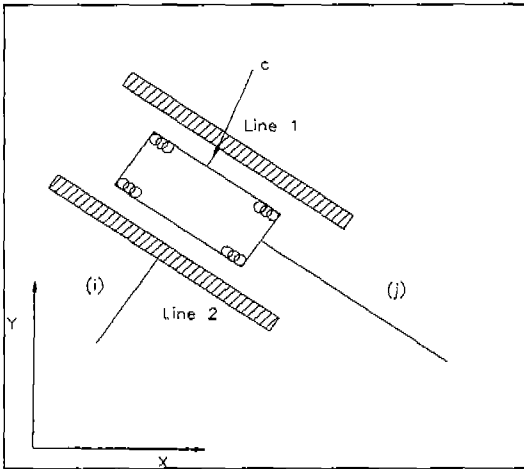


Fig.6(b) Contact translational joint

$$\begin{aligned} \phi_i - \phi_j - (\phi_i^0 - \phi_j^0) &= 0 \\ \vec{n}_i^T \vec{d} &= 0 \end{aligned} \quad (12)$$

여기서

ϕ_i^0 : initial rotation angle of body i

ϕ_j^0 : initial rotation angle of body j

Fig.6(b)에서 보듯이 물체 i 는 점-선 접촉의 선으로 물체 j 는 네 모서리에 다수의 점을 가지는 것으로 모델링할 수 있다. 물체 j 의 모서리를 점들로 가정하였기 때문에 오차가 생기게 되는데 점들의 반지름을 작게 하면 할수록 오차가 줄어들 것이다. 예제로서 Fig.4의 4절 링크의 물체 3과 물체 4 사이의 병진 조인트를 Fig.6(b)와 같은 접촉 병진 조인트로 대체하였다. 간극 $c = 1 \text{ mm}$ 로 하였고 물체 1과 물체 2의 회전 조인트는 이상적인 조인트로 하였다. 해석 결과 물체3의 속도에 있어서 기하학적 조인트의 결과와 접촉을 이용한 조인트의 차이가 적었기 때문에 가속도를 Fig.7에 나타내었다. Fig.7에서 볼 수 있듯이 물체3의 가속도는 접촉을 이용한 병진 조인트의 결과와 이상적인 조인트에서의 값과 차이가 나는 것을 볼 수 있다. 결과적으로 간극이 있는 병진 조인트를 해석할 수 있다.

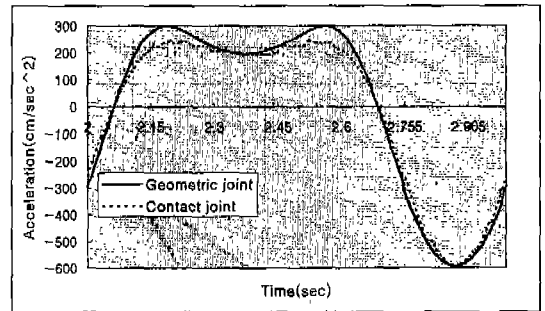


Fig.7 Acceleration of body 3

3.3 기어(Gear joint)

이상적인 스퍼 기어는 Fig.8(a)와 같이 표시할 수 있고 두 평행축상에서 운동을 전달하며 미끄럼은 일어나지 않는다. 시간 t 에서 접촉점 R_i 와 R_j 의 점은 동일속도를 가져야 한다. 이를 식으로 표현하면 식(13)와 같이 된다. 그러나 이 모델로서는 기어의 오차들에 의한 효과를 고려할 수 없다. 예를 들어 기어의 형상 오차, 기어 회전축의 틈새, 백래쉬(backlash)등은 고려할 수 없다.

$$(\phi_i - \phi_i^0)\rho_i + (\phi_j - \phi_j^0)\rho_j = 0 \quad (13)$$

여기서

ϕ_i^0 : initial rotation angle of body i

ϕ_j^0 : initial rotation angle of body j

Fig.8(b)는 점-호 접촉을 이용한 스퍼기어 물림 모델링을 보여주고 있다.

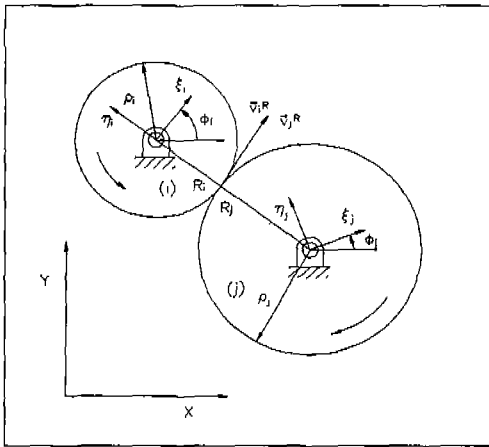


Fig.8(a) Geometric gear joint

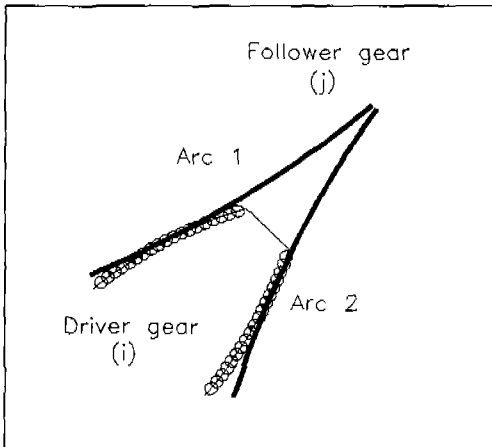


Fig.8(b) Contact gear joint

스퍼기어는 일반적으로 인벌루트(involute) 치형을 쓰고 있는데 작은 기어에 있어서는 인벌루트 치형을 호(arc) 치형으로 대체하여도 큰 오차를 가지지 않는다. 만일 이 호 치형으로의 대치가 목적에 부적합할 경우에는

인벌루트 치형을 다수의 선으로 분리하여 해석할 수도 있겠으나 해석 시간이 길어지게 된다. Fig.8(b)에서와 같이 구동 기어는 접촉 모델에서의 다수의 점들로 중동기어는 2개의 호로 모델링할 수 있고 이것은 전 이에 대하여 모델링할 수 있다. 그런데 여기서 잇수가 많을 수록 계산 시간이 크게 증가하기 때문에 시간에 따라 맞물리는 잇수를 미리 결정하여 접촉 판별 및 접촉 힘 계산을 한정된 잇수에 대하여 수행하면 계산 시간을 절약할 수 있겠다. 또한 접촉 모델의 점 수와 반지름이 중요한데 점의 수는 많을 수록 반지름은 작을 수록 정확한 해석을 할 수 있다. 그러나 그에 따라서 계산 시간이 증가함으로 합리적인 점의 수와 반지름의 결정이 필요하다. 점의 수와 점의 반지름을 결정하기 위하여 점의 수와 반지름의 크기를 변경하면서 결과의 상대적인 차이를 비교하여 상대적인 차이가 작게 될 때의 반지름의 크기와 점의 수를 선택하였다. 다음 예제를 해석하기 위하여 선택한 점의 수는 한 이에 대하여 점 수는 120. 반지름은 0.005mm로 선택하였다. 예제로서 Fig.9와 같은 기어 열에 대하여 해석을 수행하였다. Fig.9의 기어열에 대한 사양이 Table 3에 주어져 있다.

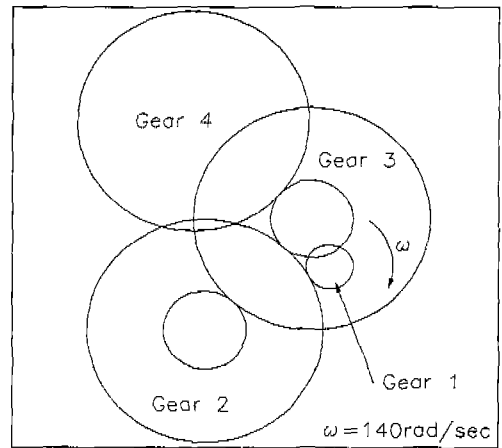


Fig.9 A gear train

Table 3 Specification of the gear train

Gears	Gear 1	Gear 2	Gear 3	Gear 4		
항목						
잇수	20	35	100	35	100	98
P.C.D	8	14	40	14	40	39.2
모듈	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4

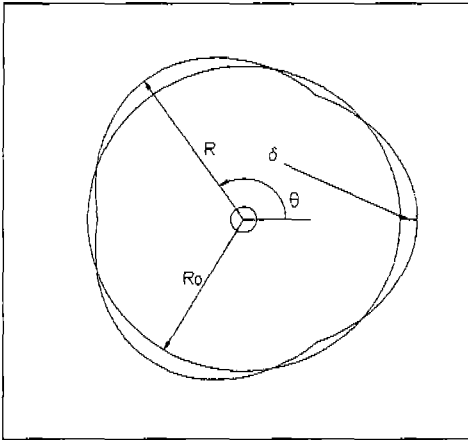


Fig.10 A gear with shape error

이 기어 열에서의 구동은 기어 1이 각속도 $\omega=140$ rad/sec로 회전한다. 운동의 전달은 기어 1→기어 2→기어 3→기어 4 순이다. 이 기어 열에 대한 해석 목적은 기어 4가 형상 오차를 가질 때 기어 4의 회전 오차를 분석하는 것이다. 이를 해석하기 위하여 기어 4의 형상이 Fig.10과 같이 진원이 아니고 새 방향으로 돌출되었다고 가정하였다. Fig.10에서 $\delta=0.018\text{mm}$ 일 경우에 해석하였다. 먼저 Fig.11(a)는 모든 기어가 이상적인 형상을 가지는 경우에 대한 오차를 보여주고 있다. 이상적인 형

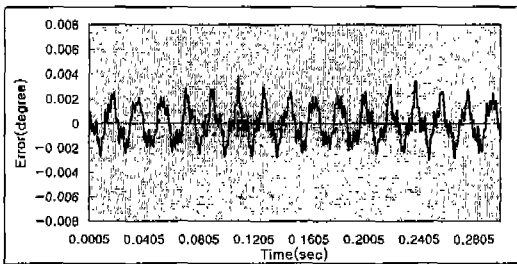


Fig.11(a) Errors of the gear train without shape error

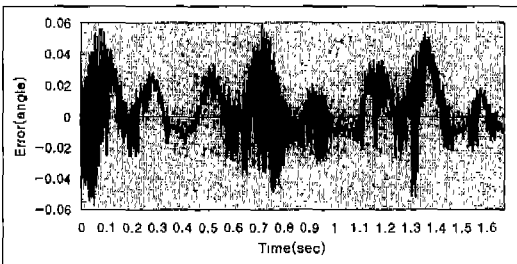


Fig.11(b) Errors of the gear train with shape error

상임에도 최대오차가 약 $\pm 0.0025^\circ$ 인 것을 볼 수 있는데 이 오차는 기어의 물림을 접촉을 이용하였고 특히 인벌루트 치형을 호로 대체하였기 때문이라고 생각된다. 만일 이 오차가 해석 목적에 너무 클 경우에는 접촉 모델의 점의 반지름을 더욱 작게 그리고 점의 수를 증가시키든가 아니면 인벌루트 치형을 그대로 이용하면 된다. Fig.11(b)는 기어 4가 형상 오차를 가진 경우로서 최대 오차가 약 $\pm 0.06^\circ$ 임을 볼 수 있다. 이와 같이 접촉을 이용하여 기어 열을 모델링하면 기어의 형상 오차, 기어 회전축의 틈새, 기어들의 회전 축간 거리 오차 등을 해석할 수 있다.

3.4 점-종동자 조인트(Point-follower joint)

점-종동자 조인트가 Fig.12(a)에 나타나 있다. 점-종동자 조인트는 Fig.12(a)에서와 같이 물체 i에 고정된 점이 물체 j 상의 홈(slot)을 따라 미끄러지는 운동을 하는 조인트이다. 이와 같이 정해진 홈을 따라 미끄러지는 운동을 구속식으로 표현하면 식 (14)와 같다.

$$\begin{aligned} x_i^p - (x_j - \xi_j^p \cos \phi_j - \eta_j^p \sin \phi_j) &= 0 \\ y_i^p - (y_j - \xi_j^p \sin \phi_j + \eta_j^p \cos \phi_j) &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

여기서

$$\begin{aligned} \xi_j^p &= s \cos \theta \\ \eta_j^p &= s \sin \theta \\ s &= |\vec{s}_j^p| \end{aligned}$$

물체 j 상의 홈은 일반적으로 θ 의 함수로 정의할 수 있다. 그런데 구속식 (14)로는 홈이 끝나는 위치를 정의할 수 없으며 홈과 점 사이의 틈새를 고려할 수 없다. 또한 홈의 형상이 복잡하거나 같은 물체에 점-종동자 조인트가 여러개 정의되면 해를 구하지 못하는 경우가 있다. 이 점-종동자 조인트에 대해서도 점-선, 점-호 접촉을 이용하여 모델링할 수 있다. 즉 물체 i의 점을 접촉모델의 점으로 가정하고 물체 j의 홈은 다수의 선이나 호로 구성하면 된다. Fig.12(b)에 접촉을 이용한 점-종동자 모델링을 보여주고 있다. 이 모델링을 이용하면 기하학적 조인트에서 고려할 수 없었던 홈의 틈새나, 홈의 끝남, 동적 효과 등을 고려할 수 있을 뿐만이 아니라 홈의 형상이 복잡하거나 여러 개 있더라도 해석이 가능하다. 예제로 Fig.13과 같이 VTR Deck에 많이 이용되는 기구를 해석

하였다. 물체 j 상의 홈과 물체 i 사이에는 틈새가 있어서 실제의 운동에 있어서 원활한 운동을 수행하게 된다. 이를 해석하기 위하여 점-호 접촉, 점-선 접촉을 이용할 수 있으며 홈의 형상을 다수의 선이나 호로 정의한다. 그리고 점과 홈 사이에는 틈새가 있다. 이 때의 결과가 Fig.14에 주어져 있다. Fig.14에서 실선은 기하학적 조인트로 해석한 경우의 해이다. 즉 Fig.13에서와 같이 점-종동자가 홈의 중앙선을 따라 운동할 때의 해이다. 반면에 Fig.14에서 점선은 접촉을 이용한 모델링의 결과로서 기하학적 조인트의 결과와는 차이가 생기며 특히 홈과 점 사이에 틈새가 있기 때문에 굴곡 부분에서 동적 효과 가 나타나는 것을 볼 수 있다.

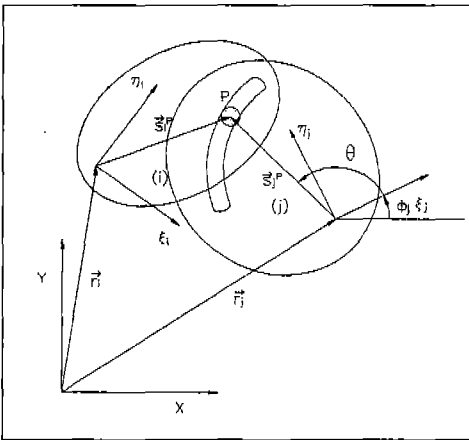


Fig.12(a) Geometric point-follower joint

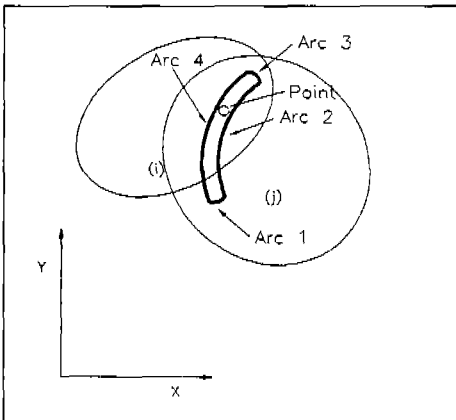


Fig.12(b) Contact point-follower joint

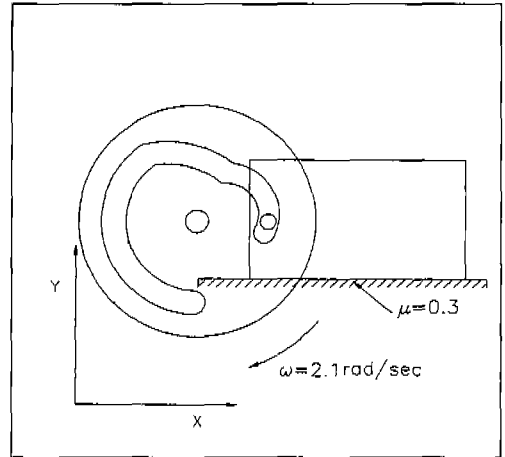


Fig.13 A VTR Deck mechanism

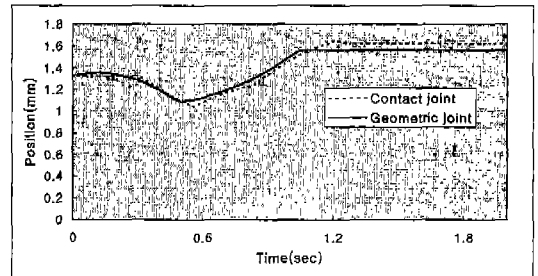


Fig.14 Position of the VTR Deck mechanism

4. 결론

이상 접촉을 이용하여 2차원 조인트인 회전 조인트, 병진 조인트, 기어 조인트, 점-종동자 조인트들을 모델링하는 방법을 제안하였다. 조인트를 점-선, 점-호 접촉을 이용하여 기하학적 구속식이 아닌 접촉을 이용하여 해석하는 방법을 제안하였다. 점-선, 점-호 접촉을 이용하기 때문에 기존의 해석법에 비하여 안정된 해석을 수행할 수 있다. 또한 각 경우에 있어서 예제 해석을 통하여 기하학적 조인트와 접촉을 이용한 조인트의 결과 차이를 확인하였다. 이 모델링 기법을 이용하면 이상적인 조인트 즉 기하학적 조인트에서 고려할 수 없었던 조인트들의 오차들에 의한 효과를 해석할 수 있다.

참 고 문 헌

1. C.Conti, P.Corrone, and D.Michotte, "A Computer-Aided Kinematic Analysis System for Mechanical Design and Computer Simulation," *Mechanisms and Machine Theory*, Vol.27, No.5, pp.563-574, 1992.
2. L.J. Gutkowski, G.L. Kinzel, "Kinematic Transformation Matrices for 3D surface Contact Joints," *Journal of Mechanical Design*, Vol.117, pp.278-285, 1995.
3. Edward J.Haug, Shih C.Wu and Shih M.Yang, "Dynamics of Mechanical Systems with Coulomb Friction, Stiction, Impact and Constraint Addition-Deletion-I,II,III," *Mechanisms and Machine Theory*, Vol.21, No.5, pp.401-425,1986.
4. R.A.Weilage, E.J.Haug, "Dynamic Analysis of Mechanical Systems with Intermittent Motion," *Journal of Mechanical Design*, Vol.104, pp.778-784, 1982.
5. K.Soong,B.S. Thompson, "A Theoretical and Experimental Investigation of the Dynamic Response of a Slider-Crank Mechanism with Radial Clearances in the Gudgeon-Pin Joint," *Journal of Mechanical Design*, Vol.112,pp.183-189,1990.
6. Inhwon Han and B.J. Gilmore, "Multi-Body Motion with Friction-Analysis, Simulation, and Experimental Validation," *Journal of Mechanical Design*, Vol.115, pp.412-422,1993.
7. Khulief, Y.A., and Shabana, A.A., "A Continues Force Model for the Impact Analysis of Flexible Multibody Systems," *Mechanisms and Machine Theory*, Vol.22, No.3, pp.213-224, 1987.
8. H.M. Lankaraw, P.E. Nikravesh, "A Contact Force Model with Hysteresis Damping for Impact Analysis of Multibody Systems," *Journal of Mechanical Design*, Vol.112, pp.369-376, 1990.
9. Goldsmith, W., "Impact, the Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids," Edward Arnold ltd., 1960.
10. Hunt, K.H. and Grossley, F.R.E., "Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact," *Journal of Applied Mechanics*, pp.440-445, 1975.
11. R.M.Brach, "Friction, Restitution, and Energy Loss in Planar Collisions," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 51, pp.164-170,1984.