

본봉용 재봉기의 이송조절기구의 기구 해석에 관한 연구

신대영***, 전경진*, 송창섭**

A Study on Kinematic Analysis of Feeding Control Mechanism of a Lock Stitch Sewing Machine

Dae Young Shin***, Keyoung Jin Chun*, Chang Seop Song**

ABSTRACT

In sewing, fabrics is fed by an elliptic motion of the feed dog. The feeding control mechanism controls an elliptic motion of the feed dog, finally, controls stitch spacings and feeding directions of fabrics. This study discusses the feeding control mechanism of an industrial lock stitch sewing machine, which is a good example to study a machine kinematics. This study makes mathematical expressions of machine's motion in the feeding control mechanism. Thus, the motions of this mechanism are characterized, which will be used for kinematic analysis of the feed dog later. Also, the above mathematical expressions may be a basis for the new design of the feeding control mechanism and may be applied to development of the similar feeding control mechanism of other type sewing machine.

Key Words : kinematic analysis(기구 해석), sewing machine(재봉기), feeding control mechanism(이송조절기구)

1. 서론

공업용 본봉용 재봉기는 전기 모터로부터 동력을 전달 받아 천을 재봉질하는^(1,2,3) 기계이다. 재봉기의 천의 이송은 톱니(Feed dog)의 타원 운동에 의하여 이루어지고 있는데 이 타원 운동의 회전 방향에 의하여 천의 이송 방향이 결정되고 타원 운동의 폭에 의하여 천의 이송량이 결정되고 있다. 본 연구는 다양한 공업용 재봉기 가운데 범용 재봉기인 본봉용 재봉기를 연구하였다. 본봉용 재봉기의 여러 기구⁽⁴⁾ 가운데에서 톱니의 타원 운동은 이송조절

기구(Feeding control mechanism)에 의하여 제어되는 톱니이송기구(Feed dog feeding mechanism)⁽⁵⁾에 의하여 이루어지고 있다. 본 연구는 톱니의 타원 운동을 해석하기 위한 첫 단계로서 이송조절기구를 해석하였으며 차후에 톱니이송기구를 해석하고자 한다. 본봉용 재봉기의 이송조절기구는 대부분 다른 기종⁽⁶⁾의 재봉기에서도 이와 유사한 방식의 이송조절기구를 채택하고 있다.

이송조절기구는 미끄럼 접촉 기구(sliding contact mechanism)와 4절 기구(four bar linkage)로 구성된다. 이송조절기구는 이송조절다이얼축(Feed regulator

* 한국생산기술연구원
 ** 한양대학교 정밀기계공학과
 *** 한양대학교 정밀기계공학과(한국생산기술연구원)

dial shaft)의 이송운동과 이송조절기(Feed regulator)에 적용된 힘을 입력으로 이송조절링크(Feed regulator link)의 회전운동을 출력시키는 기구이다. 여기에서 이송조절다이얼축의 이송운동은 천의 이송량을 결정하며 이송조절기에 적용된 힘의 방향은 천의 이송방향을 결정한다. 본 연구에서는 이송조절기구를 구성하는 기계 요소(machine element)의 운동을 수식화하여 공차와 틈새의 할당과 기구 최적설계에 적용될 수 있게 하였으며 다른 기종의 재봉기의 이송조절기구의 해석과 개발에도 유용하게 이용될 수 있게 하였다. 또한 이송조절기구의 미끄럼 접촉기구와 4절 기구의 운동 특성을 해석하고 그 기능을 정의하여 차후에 다른 이송조절기구를 개발할 때에 도움이 될 수 있게 하였다.

2. 이송조절기구의 해석

이송조절기구는 그림 1과 같이 미끄럼 접촉기구와 4절 기구^(7,8)로 이루어져 있다. 미끄럼 접촉기구는 이송조절다이얼축(구동절)과 이송조절기(중동절)로 구성된다. 미끄럼 접촉기구의 입력은 이송조절기에 작용하는 힘(F)과 이송조절 다이얼축의 이송운동(d)이며 출력은 이송조절기의 회전운동(θ)이다. 여기에서 힘(F)는 천의 이송방향을 결정하며, 이송운동(d)는 천의 이송거리(땀폭, stitch

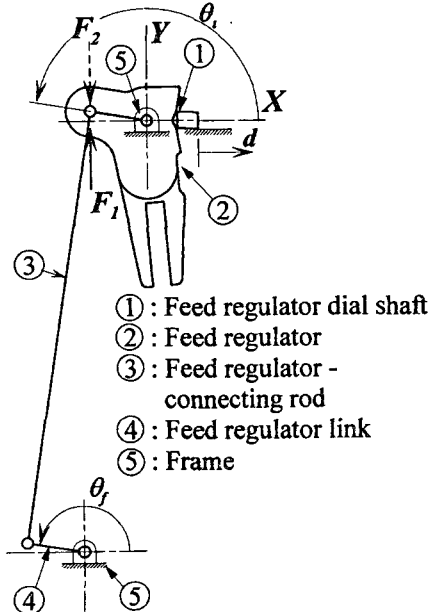


Fig. 1 Feeding control mechanism

spacing)를 조절하게 된다. 4절 기구는 이송조절기(구동절), 이송조절롯드(연결기)(Feed regulator connecting rod), 이송조절링크(중동절), 몸체(frame)로 구성된다. 4절 기구의 입력은 이송조절기의 회전운동(θ_s)이며 출력은 이송조절링크의 회전운동(θ_f)이다.

2.1. 미끄럼 접촉기구의 해석

미끄럼 접촉기구는 그림 2에 나타내고 있다. 미끄럼 접촉기구의 구조는 다음과 같다.

이송조절다이얼축의 접촉 단면은 호($C3_a, C3_b$)로 구성되고 이송조절기의 접촉 단면은 호($C1_a, C1_b$)와 직선($L1_a, L1_b$)으로 구성된다. 이송조절다이얼축과 이송조절기의 미끄럼 운동 사이에는 다음과 같이 2가지 운동 특성을 갖고 있다. 첫 번째는 이송조절기에 작용하는 힘(F)에 의하여 이송조절기와 이송조절다이얼축은 항상 점접촉 운동을 한다.

여기에서 힘(F)은 F_1 과 F_2 가운데 하나의 힘으로서 천의 이송 방향을 결정한다. 두 번째는 이송조절다이얼축의 이송운동(d)에 의하여 이송조절기와 이송조절다이얼축 사이의 접점은 변하는 특성이다.

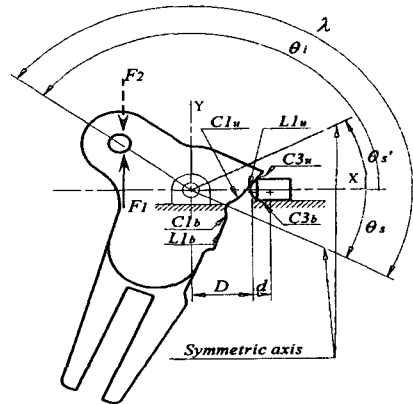


Fig. 2 Sliding contact mechanism

미끄럼 접촉기구의 작동은 다음과 같다. 이송조절기에 힘(F)이 작용한 상태에서 이송조절다이얼축의 이송거리(d)를 0.0에서 점차 증가시킬 때, 최초 이송조절다이얼축의 호($C3_a$ 또는 $C3_b$)는 이송조절기의 호($C1_a$ 또는 $C1_b$)와 서로 접하다가 임의 변위점을 통과하면 이송조절다이얼축의 호($C3_a$ 또는 $C3_b$)는 이송조절기의 직선($L1_a$ 또는 $L1_b$)와 서로 접하게된다. 그러므로 이송조절기에 작용하는 힘을 임의의 방향(F_1 또는 F_2)으로 고정시켰을 때, 미끄럼 접

촉기구를 해석는 접점이 호(C3_u)와 호(C1_u) 사이에 있을 때와 호(C3_u)와 직선(L1_u) 사이에 있을 때와 호(C3_b)와 호(C1_b) 사이에 있을 때와 호(C3_b)와 직선(L1_b) 사이에 있을 때의 4가지 경우로 나누어 실행되어야 한다.

미끄럼 접촉기구의 해석에서 절대 좌표계 XY의 원점은 이송조절기의 회전 중심축으로 하였다. 또한 이송조절다이알축을 좌표원점의 방향으로 최대한 접근시켰을 때, 좌표원점에서 호(C3_u 또는 C3_b)의 원점까지의 거리를 상수 D라고 정의하였으며 이송조절

다이알축의 이송운동에 따른 호(C3_u 또는 C3_b)의 중심의 움직임을 d라고 정의하였다.

본 연구에서는 미끄럼 접촉기구의 해석을 단순화를 위하여 다음과 같이 가정한다.

가정 1 : 이송조절기의 접촉면은 대칭의 구조를 갖는다. 즉 이송조절기의 접촉면에서 호(C1_u)와 호(C1_b)는 대칭이고, 직선(L1_u)과 직선(L1_b) 역시 대칭이다. 그리고 이송조절다이알축을 이송거리d = 0.0 일 때 좌표원점에서 호(C3_u 또는 C3_b)의 원점까지의 거리를 상수 D라고 정의한다.

가정 2 : 이송조절다이알축의 접촉단면은 대칭의 구조를 갖는다. 즉 호(C3_u)와 호(C3_b)는 X축대칭이다.

가정 1과 가정 2로부터 힘(F₁, F₂)와 이송거리(d)에 의하여 생성되는 이송조절기의 대칭축의 두 회전각(θ₃, θ₃')은 크기는 같고 방향은 반대이다. 여기에서 힘(F₁)은 천을 전진시키며 힘(F₂)는 천을 후진시킨다. 그리하여 본 연구는 이송조절기에 힘(F₁) 과 이송거리(d)가 작용할 때

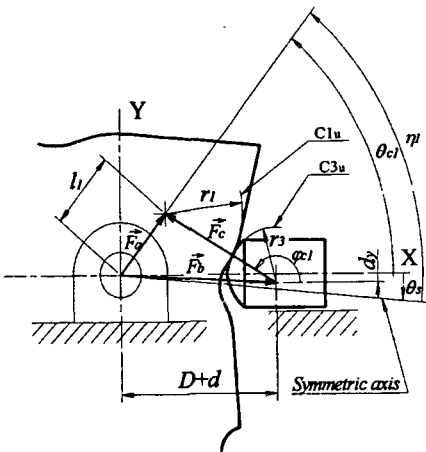


Fig. 3 Kinematic analysis when tangent point is between C3_u and C1_b

호(C3_u)와 호(C1_b)가 서로 접하여 생성되는 이송조절기의 대칭축의 회전각(θ₃)과 호(C3_b)와 직선(L1_b)이 서로 접하여 생성되는 이송조절기의 대칭축의 회전각(θ₃)을 기구 해석 하고자 한다.

2.1.1. 호(C3_u)와 호(C1_b)가 접할 때 회전각(θ₃) 해석

그림 3은 이송조절기에 힘(F₁) 이 작용할 때 이송조절다이알축의 호(C3_u)와 이송조절기의 호(C1_b)가 접하는 경우를 나타내고 있다. 호(C3_u)와 호(C1_b)가 접하는 경우에는 5개의 설계변수(η₁, l₁, r₁, r₃, d_y)와 1개의 독립변수(d) 그리고 2개의 종속변수(θ_{c1}, φ_{c1})로 구성된다. 그림 3을 보면 호(C3_u)와 호(C1_b)가 접할 때 하나의 벡터 폐루프(Loop1)가 생성되며 다음 식과 같다.

$$\vec{F}_a - \vec{F}_b - \vec{F}_c = 0 \quad (1)$$

여기에서 Loop1에서 \hat{i} 와 \hat{j} 성분이 각각 0과 동일하므로 식 (1)은 다음과 같은 구속조건이 생성한다.

$$f_1 \equiv l_1 \cos(\theta_{c1}) - (r_1 + r_3) \cos(\varphi_{c1}) - l_2 \cos(\theta_2) = 0 \quad (2)$$

$$f_2 \equiv l_1 \sin(\theta_{c1}) - (r_1 + r_3) \sin(\varphi_{c1}) - l_2 \sin(\theta_2) = 0$$

여기에서 l₁은 절대 좌표계의 원점과 호(C1_u)사이의 거리이고, r₁은 호(C1_u)의 반경이고, r₃는 호(C3_u)의 반경이고 d_y는 X축과 호(C3_u)의 원점사이의 수직거리이고 l₂ = √(D+d)² + d_y² 이고 θ₂ = tan⁻¹($\frac{d_y}{D+d}$)이며 d=0에서

θ_{c1} = η₁이므로 D = l₁ cos η₁ + √((r₁ + r₃)² - (l₁ sin η₁ - d_y)²) 이다.

식 (2)로부터 θ_{c1}, φ_{c1}의 관계식이 유도되며 식 (3)과 식 (4)와 같다.

$$\theta_{c1} = \theta_2 + \cos^{-1} \left(\frac{l_1^2 + l_2^2 - (r_1 + r_3)^2}{2l_1 l_2} \right) \quad (3)$$

$$\varphi_{c1} = \cos^{-1} \left(\frac{l_1 \cos(\theta_{c1}) - l_2 \cos(\theta_2)}{r_1 + r_3} \right) \quad (4)$$

이송조절기의 대칭축의 회전각(θ₃)의 유도식은 식 (5)와 같다.

$$\theta_3 = \theta_{c1} - \eta_1 \quad (5)$$

여기에서 η_1 은 이송조절기의 대칭축과 호($C1_u$)의 중심 사이의 회전각을 의미하는 설계변수이다.

2.1.2. 호($C3_u$)와 직선($L1_u$)가 접할 때 회전각(θ_s) 해석

그림 4는 이송조절기에 힘(F_i)이 작용할 때 이송조절 다이알축의 호($C3_u$)와 이송조절기의 직선($L1_u$)가 접하는 경우를 나타내고 있다. 여기에서 원($C2_u$)는 절대 좌표계의 원점에 중심을 두고 직선($L1_u$)에 접하는 원으로서 직선($L1_u$)을 정의하고 있다. 호($C3_u$)와 직선($L1_u$)가 접하는 경우에는 6개의 설계변수($\eta, l, r_1, r_2, r_3, d$)와 1개의 독립변수(d), 그리고 2개의 종속변수(θ_{c2}, t_1)로 구성된다. 그림 4를 보면 호($C3_u$)와 직선($L1_u$)가 접할 때 하나의 벡터 폐루프(Loop2)가 생성되며 다음 식과 같다.

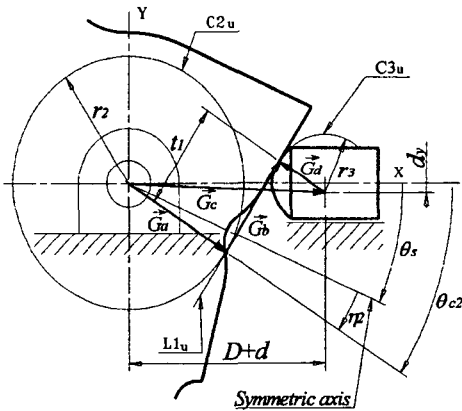


Fig. 4 Kinematic analysis when tangent point is between $C3_u$ and $L1_u$

$$\vec{G}_a + \vec{G}_b - \vec{G}_c - \vec{G}_d = 0 \tag{6}$$

여기에서 Loop2에서 \hat{i} 와 \hat{j} 성분이 각각 0과 동일하므로 식 (6)은 다음과 같은 구속조건이 생성한다.

$$g_1 \equiv (r_2 + r_3)\cos(\theta_{c2}) - t_1 \sin(\theta_{c2}) - l_2 \cos(\theta_2) = 0 \tag{7}$$

$$g_2 \equiv (r_2 + r_3)\sin(\theta_{c2}) + t_1 \cos(\theta_{c2}) - l_2 \sin(\theta_2) = 0$$

여기에서 r_2 는 호($C2_u$)의 반경이다.

식 (7)으로부터 θ_{c2}, t_1 의 관계식이 유도되며 식 (8)과 식 (9)와 같다.

$$\theta_{c2} = \theta_2 - \cos^{-1}\left(\frac{r_2 + r_3}{l_2}\right) \tag{8}$$

$$t_1 = \frac{(r_2 + r_3)\cos(\theta_{c2}) - l_2 \cos(\theta_2)}{\sin(\theta_{c2})} \tag{9}$$

이송조절기의 대칭축의 회전각 (θ_s)의 유도식은 식 (10)과 같다.

$$\theta_s = \theta_{c2} - \eta_2 \tag{10}$$

여기에서 $\eta_2 = \eta_1 + \cos^{-1}\left(\frac{r_1 - r_2}{l_1}\right) - \pi$ 이며 η_2 은

그림 4와 같이 이송조절다이알축의 대칭축과 호($C2_u$)와 직선($L1_u$)의 접점 사이의 회전각을 의미하는 설계변수이다.

2.1.3. 이송조절기의 회전각 (θ_i)의 해석

그림 2를 보면 이송조절기의 회전각 (θ_i)은 식 (11)과 같다.

$$\theta_i = \lambda + \theta_s \tag{11}$$

여기에서 λ 은 대칭축과 힘 F_i 의 작용점 사이의 각이다.

2.2. 4절 기구의 해석

그림 5는 4절 기구의 초기상태를 나타내고 있다. 그림 5와 같이 4절 기구는 5개의 설계변수($k_1, k_2, k_3, k_4, \xi_2$)와 1개의 독립변수 (θ_i), 그리고 2개의 종속변수(θ_f, ξ_1)로 구성된다. 그림 5를 보면 하나의 벡터 폐루프(Loop3)가 생성되며 다음 식과 같다.

$$\vec{H}_a + \vec{H}_b - \vec{H}_c - \vec{H}_d = 0 \tag{12}$$

여기에서 Loop3에서 \hat{i} 와 \hat{j} 성분이 각각 0과 동일하므로 식 (12)는 다음과 같은 구속조건이 생성한다.

$$g_3 \equiv k_1 \cos(\theta_i) + k_2 \cos(\xi_1) - k_3 \cos(\xi_2) - k_4 \cos(\theta_f) = 0 \tag{13}$$

$$g_3 \equiv k_1 \sin(\theta_i) + k_2 \sin(\xi_1) - k_3 \sin(\xi_2) - k_4 \sin(\theta_f) = 0$$

3. 결과 및 고찰

본 연구는 임의의 공업용 본봉 재봉기(an example model)의 이송조절기구를 대상으로 해석하였으며 그림 2에서 그림 5에 걸쳐 나타나는 각 설계변수의 기준치수(nominal size)는 표 1과 같다.

Table 1 Nominal sizes of an example model

l_1	r_1	r_2	r_3	d_y	k_1
6.42	7.0	9.72	4.5	-0.74	20.0
mm	mm	mm	mm	mm	mm
k_2	k_3	k_4	φ_1	λ	ξ_2
152.8	152.76	20.0	0.972	2.976	4.561
mm	mm	mm	rad	rad	rad

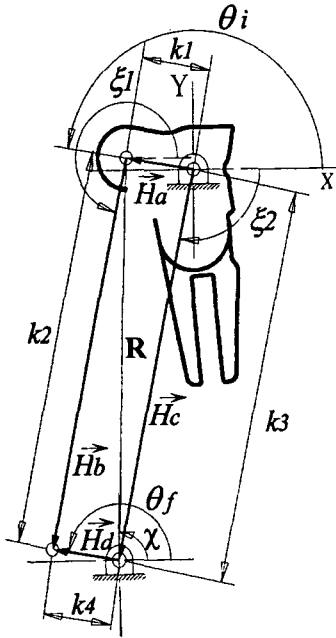


Fig. 5 Kinematic analysis of the four bar linkage

여기에서 k_1 은 구동절의 길이이고, k_2 는 연결기의 길이이고, k_3 는 종속절의 길이이고, ξ_1 은 연결기의 회전각이고, ξ_2 과 k_3 은 프레임 상의 두 조인트의 회전각과 길이이다.

식 (13)을 만족하는 θ_f, ξ_1 의 관계식은 식 (14)와 식 (15)와 같다.

$$\theta_f = \cos^{-1} \left(\frac{k_1^2 - k_2^2 + k_3^2 + k_4^2 - 2k_1 k_3 \cos(\theta_i - \xi_2)}{2k_2 \sqrt{k_1^2 + k_3^2 - 2k_1 k_3 \cos(\theta_i - \xi_2)}} \right) + \chi \quad (14)$$

$$\xi_f = \cos^{-1} \left(\frac{-k_1^2 - k_2^2 - k_3^2 + k_4^2 + 2k_1 k_3 \cos(\theta_i - \xi_2)}{2k_2 \sqrt{k_1^2 + k_3^2 - 2k_1 k_3 \cos(\theta_i - \xi_2)}} \right) + \chi \quad (15)$$

여기에서 χ 는 그림 5와 같이 대각선 R 의 회전각, 즉, $k_1 \cos(\theta_i) \geq k_3 \cos(\xi_2)$ 일 때에는

$$\chi = \tan^{-1} \left\{ \frac{k_1 \sin(\theta_i) - k_3 \sin(\xi_2)}{k_1 \cos(\theta_i) - k_3 \cos(\xi_2)} \right\} \text{ 이고, } k_3 \cos(\xi_2) > k_1$$

$\cos(\theta_i)$ 일 때에는 $\chi = \pi + \tan^{-1} \left\{ \frac{k_1 \sin(\theta_i) - k_3 \sin(\xi_2)}{k_1 \cos(\theta_i) - k_3 \cos(\xi_2)} \right\}$ 이다.

표 1을 보면 연구 대상의 4절 기구는 평행크랭크 4절 기구(parallel-crank four-bar linkage)이다. 이는 이송조절다이알축의 이송(d)에 의한 이송조절기의 회전(θ_i)와 이송조절링크의 회전(θ_f)이 항상 방향이 같고 회전량이 같다는 것을 의미한다.

이송조절다이알축과 이송조절기 사이의 접점이 천이되는 지점 즉 이송조절기의 호(CI_u)와 직선(LI_u)이 서로 접하는 지점을 식 (5)와 식 (10) 그리고 표 1을 이용하여 계산하면 $d=1.95 \text{ mm}$ 일 때 이송조절기구의 접점은 CI_u 에서 LI_u 으로 천이되고 있다.

그림 6와 그림 7과 그림 8은 이송조절다이알축의 이송(d)에 따른 6개의 종속변수($\theta_{c1}, \varphi_{c1}, \theta_{c2}, t_1, \theta_f, \xi_1$)의 움직임 나타내고 있다. 이들 종속변수($\theta_{c1}, \varphi_{c1}, \theta_{c2}, t_1, \theta_f, \xi_1$)는 이송조절다이알축의 이송(d)과 다음과 같은 선형관계를 유지하고 있다. θ_{c1} 의 기울기는 -0.14 (rad/mm) 정도이고 φ_{c1} 의 기울기는 약 0.06 (rad/mm) 정도이고 θ_{c2} 의 기울기는 약 -0.14 (rad/mm) 정도이고 t_1 의 기울기는 약 2.4 (mm/mm) 정도이고 θ_f 의 기울기는 약 -0.14 (rad/mm) 정도이고 ξ_1 의 기울기는 약 0.0 (rad/mm) 정도이다.

미끄럼 접촉기구에서 이송조절다이알축의 이송운동(d)에 대한 이송조절기의 회전운동(θ_i)은 그림 9에 나타나 있으며 4절 기구에서 이송조절기의 회전운동(θ_i)에 대한 이송조절링크의 회전운동(θ_f)은 그림 10에 나타나 있다. 그림 9를 보면 이송운동(d)과 회전운동(θ_i)사이에는 선형운동특성이 있으며 식 (16)과 같은 일차 방정식으로 표현된다.

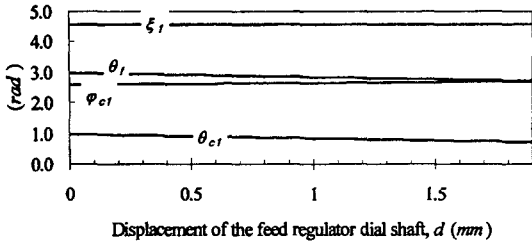


Fig. 6 Motion of dependent variables ($\theta_{c1}, \varphi_{c1}, \theta_r, \xi_1$) when tangent point is between C_{3u} and C_{1u}

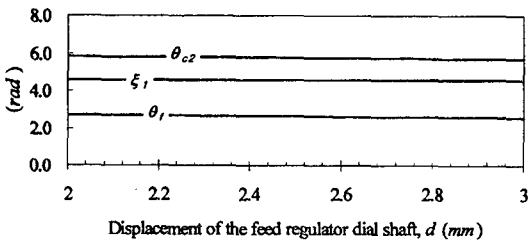


Fig. 7 Motion of dependent variables ($\theta_{c2}, \theta_r, \xi_1$) when tangent point is between C_{3u} and L_{1u}

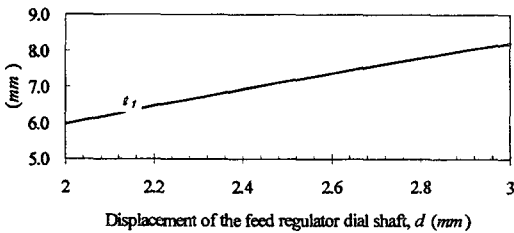


Fig. 8 Motion of dependent variable (t_f) when tangent point is between C_{3u} and L_{1u}

$$\theta_i = A d + \theta_{i,0} \quad (16)$$

여기에서 $A=-0.14[\text{rad/rad}]$ 이고 $\theta_{i,0}=2.98[\text{rad}]$ 이며 $\theta_{i,0}$ 는 $d=0.0[\text{mm}]$ 일 때 이송조절기의 회전각이다. 그림 10을 보면 회전운동(θ_i)과 회전운동(θ_f)사이에는 선형운동특성이 있으며 식 (17)과 같은 일차 방정식으로 표현된다.

$$\theta_f = B \theta_i \quad (17)$$

여기에서 $B=1[\text{rad/rad}]$ 으로 평행크랭크 4절 기구의 특성을 나타내고 있다.

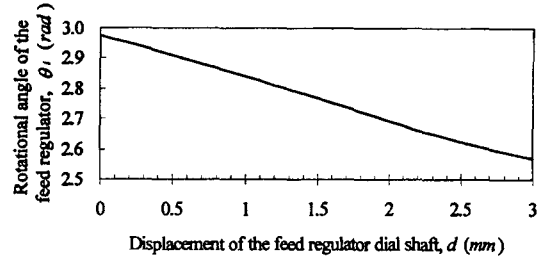


Fig. 9 Analysis of the sliding contact mechanism

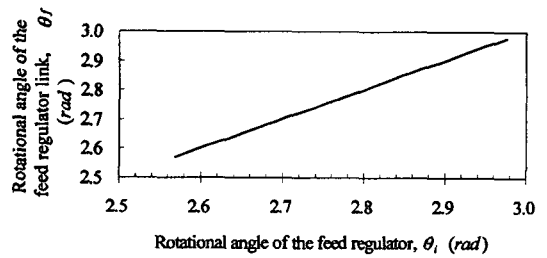


Fig. 10 Analysis of the four bar linkage

그러므로 이송조절기구에서 이송조절다이알축과 이송조절링크 사이의 운동특성은 식 (18)과 같다.

$$\theta_f = A B d + \theta_{i,0} \quad (18)$$

식 (18)을 보면 이송조절기구의 선형운동특성은 미끄럼 접촉기구에 의하여 결정됨을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구의 대상인 이송조절기구는 본봉용 재봉기뿐만 아니라 다른 기종의 재봉기에 사용된 이송조절기구에서도 유사한 미끄럼 접촉기구와 4절 기구를 채택하고 있으므로 본 연구에서 수식화된 이송조절기의 회전운동이나 이송조절링크의 회전운동을 다른 기종의 재봉기의 이송조절기구에도 유용하게 이용될 수 있다.

이송조절기구에서 이송조절다이알축의 이송운동(d)과 이송조절링크의 회전운동(θ_f)에는 선형 관계가 존재하고 있다. 여기에서 이송조절기구의 선형 운동 특성은 이송조절다이알축과 이송조절기구로 구성되는 미끄럼 접촉기구에 의하여 좌우되고 있으며 4절 기구는 평행크랭크 4절 기구(parallel-crank four-bar linkage)로서 미끄럼 접촉기구의 운동을 이송조절링크에 전달하는 역할을 하고 있

다. 실제로 침송 재봉기의 이송조절기구에서도 미끄럼 접촉 기구의 운동특성이 이송조절기구의 운동특성을 결정하고 있다. 그러므로 이송조절기구의 설계의 Key point는 미끄럼 접촉기구를 구성하는 기계 요소의 접촉면의 형상 설계이다.

이송조절기구의 선형 특성은 최종적으로 이송조절다이 알축의 이송에 의하여 천의 이송량을 선형적으로 조절하는 선형 제어기의 역할을 나타내고 있다. 따라서 차후에 이송조절기구의 선형 특성이 톱니의 타원 운동에 어떻게 영향을 미치는 가를 해석할 것이다.

참 고 문 헌

1. Masayuki Onoue, Influences of The Sewing Conditions of The Lock-stitch Sewing Machine for Industrial Use on The Needle Thread Tension, Journal of The Society of Fiber Science and Technology Japan, Vol. 40, No. 10, T395-401, 1984.
2. F.B.N. Ferreira, S.C. Harlock, P. Grosberg, A Study of Thread Tensions on a Lock Stitch Sewing Machine, International Journal of Clothing Science and Technology, Vol. 6, No. 1, pp. 14-19, 1994.
3. J. Lewis Dorrity, New Developments for Seam Quality Monitoring in Sewing Applications, IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 31, No. 6, pp. 1371-1375, 1995.
4. K. J. Chun, D. Y. Shin, J. Y. Lee, Mechanism Design of An Industrial Lock Stitch Sewing Machine, Journal of Federation of Asian Professional Textile Associations, Vol. 2, No. 1, pp. 102-107, 1995.
5. K. J. Chun, D. Y. Shin, A Study on Feeding Control Mechanism Analysis of Industrial Lock Stitch Sewing Machine, Proc ASPE, pp. 300-305, 1996.
6. 이장용, 전경진, 공업용 침송 재봉기의 톱니와 바늘대 이송 메카니즘 해석 및 최적설계, 한국정밀공학회지, 제 14권, 제 10호, pp. 35-43, 1997.
7. George H. Martin, Kinematics and Dynamics of Machines, 2nd edition, Michigan State University, pp. 44-47, pp. 128-132, 1982.
8. Edward J. Haug, Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems, Volume I :Basic Methods, Allyn and Bacon, pp. 48-69, 1989.