

〈技術論文〉

비디오 데크 메카니즘의 로딩블럭 해석 및 설계

박태원* 김광배**
(1993년 4월 13일 접수)

Design and Analysis of Loading Block of VCR Deck Mechanism

Tae Won Park and Kwang Bae Kim

Key Words : Linkage(링크장치), CAE(컴퓨터 지원해석), Dead Point(사점), Timing Chart(시
간선도), Path Follower Joint(경로이동 조인트)

Abstract

A video deck mechanism is composed of various cams, links, and gears, and it requires precise movement. So kinematic motion between parts should be considered to get desired movement depending on the timing chart which defines movement of each part to get desired mode. Also dynamic effects should be considered to get right tape tension and to estimate motor force required to obtain accurate motion. The design process of the deck mechanism of VCR is explained briefly. The loading block of the deck mechanism is divided into a tape translational group and a brake control group. Each group is modeled for kinematic and dynamic analysis. Finally, two groups are combined together to analyze the loading block of the deck mechanism. Results are used to understand and modify an existing design.

1. 서 론

전자제품은 상품의 다양화와 짧은 주기 때문에 설계기간의 단축과 원가절감의 노력이 절실히 요구되므로 경험적 설계방식을 지양하고 전산해석을 통한 컴퓨터 이용 설계의 중요성이 절실히 요구된다. 특히 VCR 데크기구는 모터와 캠에 의하여 움직이는 구동부의 운동이 정확해야 하고 좋은 화질을 보장하기 위하여 테이프 장착시나 이송시 테이프에 부과되는 힘이 일정해야 한다. VCR 데크에 관련된 논문으로 국내에서는 VCR 주행계의 진동문제 연구⁽¹⁾나 회전헤드의 부상특성에 관한 연구,⁽²⁾ 그

리고 기구적 측면에서의 기구학적 해석과 동력학적 해석의 연구⁽³⁾가 진행되었으며 이 논문에서는 주행계의 기구 및 동력학적 해석을 실제 설계에 응용할 수 있는 방향에 대하여 연구하였다.

VCR의 화면재생은 회전헤드에 테이프가 접촉하여 이동할 때 드럼내에 있는 헤드가 회전하여 헬리칼 스캐닝에 의해 테이프에 기록된 신호를 전자적으로 재생함으로써 일어나는데 테이프를 회전헤드까지 이동시킬 때 테이프의 풀림이 과다하지 않아야 하고 또한 테이프가 드럼의 헤드 부분에 정확히 위치하기 위하여 테이프의 이송시 중요한 역할을 하는 폴베이스(pole base)의 이동경로 및 드럼베이스에 안착시 힘의 해석이 중요하다. 또한 플레이, 역회전(rewind) 등의 테이프 이송시 속도를 조절하는 브레이크류에 가해지는 힘을 알아야 테이프가 풀려나가는 장력을 예측할 수 있다.

*정회원, 아주대학교 생산자동화공학과

**삼성전자 비디오 사업부

본 연구에서는 테이프를 헤드에 장착시키는 장차 부분과 풀베이스 부분 및 브레이크 부분에 대한 운동 및 힘의 해석을 기구 동력학해석 전용프로그램인 DADS⁽⁴⁾ 프로그램을 이용하여 수행하였고, 해석 결과를 실험치와 비교하여 전산해석에 의한 기구의 검증 및 설계가 가능하도록 하였다.

2. 테이프 이송부분 설계시 고려사항

VCR 테크기구에 대한 전산해석 결과를 실제 설계에 응용하기 위하여 테이프를 이송하는데 필요한 테크기구의 설계시 문제점들을 나열하고 그 문제점을 해결하기 위한 기구동력학적 문제를 도출하고자 한다. 기구 설계시의 문제점을 기구학적인 측면과 동력학적인 측면으로 구분하여 설명하면 다음과 같다.

2.1 기구 설계상의 문제점

초기에 풀베이스가 테이프를 끌고 드럼헤드에 안착되기까지의 테이프 풀림 및 안착시 충격을 피하기 위하여 경로부분인 캠의 구성이 적절히 이루어져야 하며 캠에 연결된 각 링크기구의 동작시 부품에 무리한 힘이 가해지지 않아야 한다. 또한 플레이, 역회전 등의 각 모드별 브레이크의 제어시간을 맞추기 위한 주 슬라이더(main slider)의 병진캠 및 원판캠의 선도가 부품에 무리한 힘이 가해지지 않도록 설계되어야 한다.

2.2 기구 설계상의 동력학적 문제점

풀베이스가 드럼베이스에 안착시 균일한 압착력과 지속성을 주기 위한 로딩기어(loading gear)에 있는 스프링의 토크 및 최종 압착력이 계산되어야 하며 주 슬라이더의 이동시 일어나는 각 모드별 기구의 움직임시 각 부품에 연결된 스프링과 브레이크의 힘 및 기구연결부의 반력을 고려할 때 어느 구간에서도 과부하가 없어야 하며 전 구간에서 기구를 움직이는데 필요한 힘이 결정되어야 전체기구를 움직이는데 가장 이상적인 모터를 선정할 수 있다.

이러한 문제점들을 해결하기 위해 로딩블럭의 기구학 및 동력학적 해석을 한 후 설계에 반영한 예제를 다음에 설명한다.

3. 해석결과 및 고찰

앞에서 설명한 기구 구동부 설계의 문제점을 해

결하기 위하여 기구를 테이프 이송부분, 브레이크 제어부분으로 나누어 각 부분의 문제점들을 전산해석을 통하여 고찰하였고 두 부분의 모델을 합쳐 로딩블럭 전체의 모델에서 기구를 움직이는데 필요한 힘을 구하였다.

3.1 테이프 이송부분

3.1.1. 기능 및 구성

(1) 기능

Fig. 1에서 보여주는 것이 테이프 이송부분이다. 이부분의 기능은 VCR에 카세트 테이프가 삽입되어 테이프가 드럼상에 안착이 된 후 드럼에 달려있는 헤드로부터 테이프의 자성신호가 감지됨으로써 화면재생 및 녹화가 가능하도록 카세트 장착상태에서 테이프를 좌, 우측 풀베이스가 드럼까지 이송시키는 부분이다.

(2) 모델구성

Fig. 1에서와 같이 모델을 위한 좌표계의 원점은 합성도면의 원점으로 하였고, 3차원상의 힘을 계산하기 위하여 모델은 3차원으로 하였으며 Z축은 X-Y 평면의 위쪽을 향하게 주어졌다. 그림에서와 같이 모터가 회전하며 로딩캠이 회전하고 로딩캠의 회전각도에 의해 기어로 연결된 풀베이스의 기구부분이 움직여 풀베이스가 경로를 따라 테이프를 드럼까지 이송하여 장착하게 된다.

이 부분의 모델구성은 14개의 물체와 4개의 기어 조인트, 12개의 회전 조인트, 1개의 원판 캠 조인트, 4개의 경로이동 조인트, 1개의 비틀림 스프링으로 구성된다.

3.1.2 설계시 발생하는 문제점

(1) 기구학적인 문제점

(a) 풀베이스가 테이프를 끌고 드럼에 안착되기까지의 속도 및 가속도에 의해서 일어나는 테이프의 풀림 및 충격 안착을 피하기 위한 캠의 선도구성과 풀베이스의 이동경로 좌표의 최적화.

(b) 캠부에 연결된 각 링크기구가 동작시 무리한 힘이 가해지는 지점이 없이 부드럽게 동작되도록 하는 캠의 선도구성.

(2) 동력학적인 문제점

(a) 풀베이스가 드럼에 안착시 안전율을 고려한 테이프 장력과의 정역학적 평형상태를 유지하는 압착력의 지속성 부여.

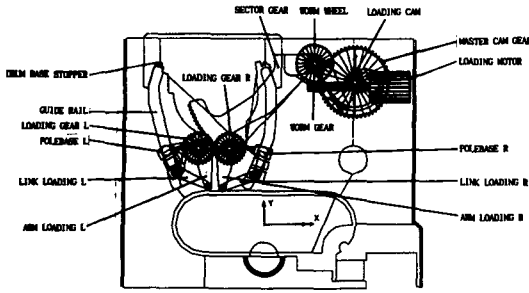


Fig. 1 Tape guide model

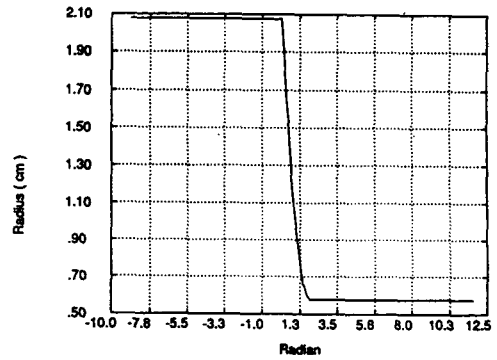


Fig. 2 Loading cam diagram

(b) 각 조인트들의 링크기구에 걸리는 힘의 적정배분.

(c) 폴베이스 이동을 위한 경로 캠 선도에 의한 과부하 요소 배제.

따라서 본 연구에서는 앞에서 설명한 것과 같은 문제점을 기구학과 동력학적인 해석을 통하여 해결하고자 한다.

3.1.3 기구학적 해석 및 고찰

모터의 회전각도에 따른 로딩캠의 선도가 Fig. 2에 주어졌다. 이 선도를 따라 섹터기어(sector gear)가 움직이면 로딩기어가 회전하여 폴베이스까지 연결된 링크기구를 작동시켜 폴베이스가 테이프를 끌고 드럼에 안착된다. 이 때 폴베이스의 이동경로가 Fig. 3에 주어져 있다. Table 1의 결과와 같이 초기에는 좌, 우측의 속도, 가속도 차이가 많으나, 경로의 적절한 설계를 통하여 드럼에 안착시에는 좌, 우측의 속도, 가속도가 거의 같음을 알 수 있다.

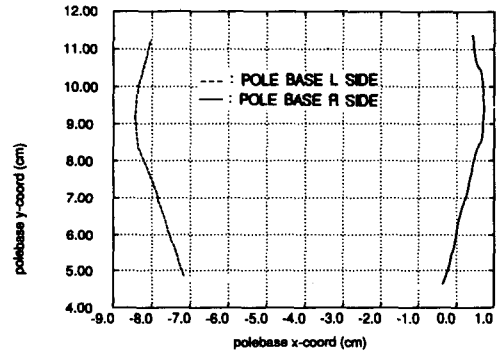


Fig. 3 Path of left and right pole bases

간 돌렸다가 그 반력으로 속도 및 가속도가 급격히 증가하여 테이프를 끌고 가고 있으나, 이 때는 기구적으로 좌, 우측 브레이크가 릴디스크를 제어하고 있으므로 현재 속도, 가속도상에서는 테이프의 파다한 풀림현상이 일어나지 않는다.

Fig. 4, 5, 6, 7에서 좌, 우측 폴베이스가 테이프를 끌고 드럼에 안착시킬 때의 속도 및 가속도를 보여 주고 있다. Fig. 4에서 2.5초 부근에서 초기에 약

Fig. 5에서 좌측은 기준축 Y 좌표값이 5 cm 부근에서 최고속도인 18 cm/sec의 속도이고, 우측은 기준축 Y 좌표값이 4.8 cm 부근에서 최고속도인

Table 1 Velocity, acceleration of pole base L, R and tape release

	Maximum velocity (cm/sec)	Maximum acceleration (cm/sec)	Acceleration at drum (cm/sec ²)	Tape release at drum (mm)	
Pole base L side	18.0	819.2	4.0	12.5	1.5
Pole base R side	16.0	1,586.4	3.8	12.6	1.5

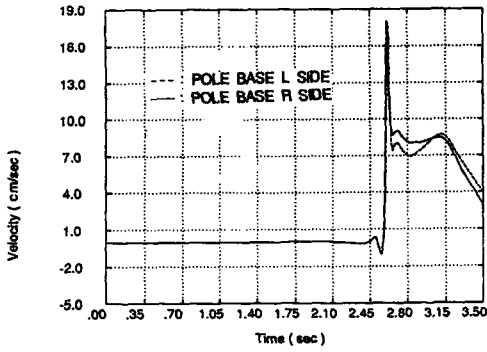


Fig. 4 Velocity of left and right pole bases

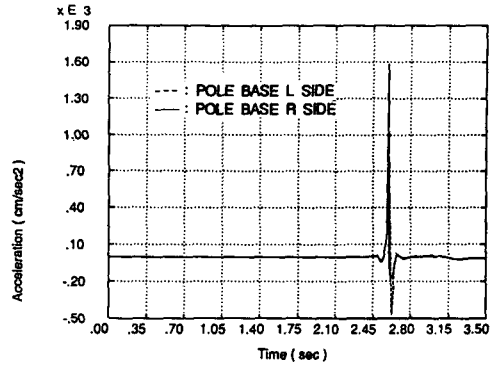


Fig. 6 Acceleration of left and right pole bases

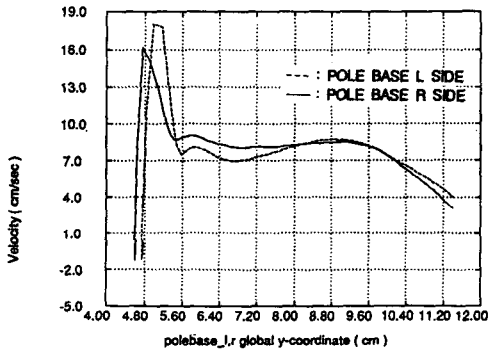


Fig. 5 Velocity v.s. Y coordinate of pole bases

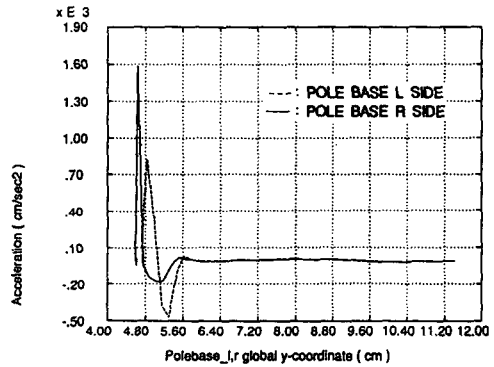


Fig. 7 Acceleration v.s. Y coordinate of pole bases

16 cm/sec의 속도임을 알 수 있고, 좌, 우측 공히 감속 후 다시 약간의 가속운동 후에 폴베이스가 드럼에 안착되는 순간에는 좌측은 4 cm/sec, 우측은 3.8 cm/sec의 속도를 보이고 있다. 좌측의 최고속도 부분이 5초 부분부터 둔하게 변하는 것은 초기 설계의 속도가 너무 높아 Fig. 3과 같이 경로의 모양을 변화시켜 완전한 변화를 얻었다. 이 때 테이프의 폴림량 실험치가 1.5 mm 이므로 테이프의 지나친 폴림에 의한 화면의 떨림에 악영향을 주지 않음을 알 수 있었다.

통상 테이프의 이송은 회로의 모드이동 시간에 맞추어 그 구간 안에서 안착이 완료되어야 하므로 테이프 안착시 이동경로의 길이 및 형상이 적절히 선정되어야 하고 각각의 구간별 속도 및 가속도, 테이프 장력이 적절히 선정되어야 한다.

해석결과에서 보듯이 초기에는 좌, 우측의 속도, 가속도의 차이가 많으나 경로의 적절한 설계를 통하여 드럼에 안착시에는 속도, 가속도가 거의 같음을 알 수 있다. Fig. 5에서와 같이 경로구간의 중

간위치인 5 cm부분에서 최대치의 속도인 16~18 cm/sec가 발생된 후 정지부에 안착시 속도는 그것의 1/5수준인 3.8~4.0 cm/sec로 감속되어야 하는 이유는 안착시 테이프의 폴림을 최소화 하기 위해서이다. 본 연구의 해석과정을 통하여 정해진 모드에 최적의 테이프의 이송조건을 만족 시키기 위하여 폴베이스를 이동시키는 원판 캠의 형상인 Fig. 2와 연결된 링크기구의 길이비 등의 조절과 폴베이스의 경로 이동궤적인 Fig. 3의 변화에 의해 좌, 우측 폴베이스의 속도, 가속도를 제어함으로써 좀 더 빠른 시간내에 폴베이스를 드럼에 안착시키면서 테이프 폴림량을 최소화 할 수 있는 설계를 전산해석을 통해 할 수 있었다.

3.1.4 동력학적 해석 및 고찰

(1) 폴베이스의 압착력 계산을 위한 이론적 배경 폴베이스가 드럼베이스에 안착한 후, 테이프의 이송시 발생하는 반작용의 힘을 지탱하기 위한 압착력을 구하기 위해 실제 압착력을 내기 위한 스프링

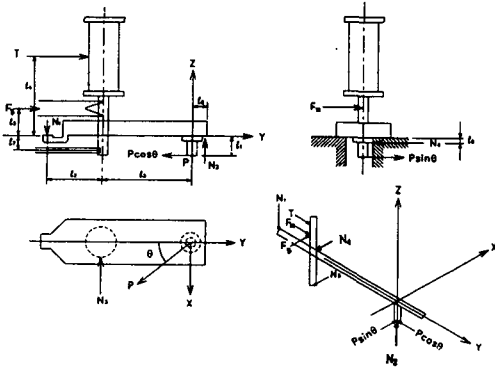


Fig. 8 Equilibrium of pole base and tape tension

힘과 마찰력을 고려한 정적 평형상태를 그려보면 Fig. 8과 같다.

공간에 고정된 X,Y,Z축의 원점에 대한 모멘트 평형조건에서

$$N_1(l_2 + l_3) - P \cdot \cos\theta \cdot l_1 - F_y \cdot l_5 - T \cdot l_4 + N_2 \cdot l_6 = 0 \quad (1)$$

$$F_x \cdot l_5 + N_3 \cdot l_7 + N_4 \cdot l_8 - P \cdot \sin\theta \cdot l_1 = 0 \quad (2)$$

$$F_x \cdot l_3 - N_3 \cdot l_3 - N_4 \cdot l_3 = 0 \quad (3)$$

또한 X,Y,Z축의 힘의 평형조건에서

$$F_x - N_3 - N_4 + P \cdot \sin\theta = 0 \quad (4)$$

$$T + F_y - P \cdot \cos\theta = 0 \quad (5)$$

$$N_1 - N_2 = 0 \quad (6)$$

여기서,

- T : 테이프 이송시 장력
- F_x : Pole base X방향 압착시 반력
- F_y : Pole base Y방향 압착시 반력
- N₁ : Pole base 선단부 접촉 수직력
- N₂ : Pole base 하단부 접촉 수직력
- N₃ : Pole base 좌측면 접촉 수직력
- N₄ : Pole base 하부 좌측면 접촉 수직력
- P : 한계 압착력
- θ : 최종 압착각

여기서 T 즉, 테이프 이송시 발생하는 장력에 의해 폴베이스의 선단부가 Y방향으로 되돌아 가려고 하면 드럼베이스 정지부와 선단부의 접촉부에는 마찰력 P가 작용하고 또한 FF(fast forward)모드로 테이프를 감다가 리와인드(rewind)모드로 테이프를 역방향으로 감게 되면 최대 T가 발생한다. 실제 세트를 갖고 최대 T를 측정하면 약 2,943 N

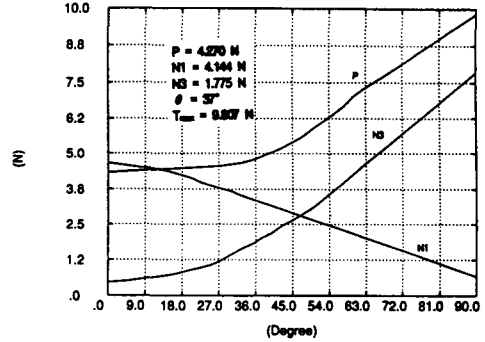


Fig. 9 Relationship between tape tension, friction and angle

이 발생하나 세트의 산포 및 안전율을 고려한 경험 값을 이용하여 최대 T는 9,807 N으로 하여 설계한다.⁽⁵⁾

현재 개발된 모델의 설계예를 들어 l₁=0.65 cm, l₂=0.75 cm, l₃=1.0 cm, l₄=1.6 cm, l₅=0.5 cm, l₆=0.5 cm, μ=0.3 (드럼베이스와 폴베이스 접촉부의 마찰계수) 으로 놓고, 최대 T가 발생할 때인 FF 모드에서 리와인드모드로 전환할 때의 T값 2,943N 에 의해 폴베이스 선단부가 드럼베이스 정지부 선단부와의 접촉이 잠시 떨어지므로 F_x=0, F_y=0으로 놓고 위의 조건들을 식 (1)~(6)에 대입하여 θ값을 변경해 가며 계산하면 Fig. 9와 같이 P, N₁, N₃값이 구해지며 최대장력 T에 대응하는 한계압착력 P가 구해진다. 이때의 접촉력 N₂와 N₄의 크기는 설계시 무시해도 좋을 만큼 작다. Fig. 9에서 보는 바와 같이 θ가 40°이상이면 압착력 P의 곡선이 급격히 증가하여 이 압착력을 내기 위해 로딩기어의 비틀림 스프링에 큰힘이 걸려야 하고 이때문에 로딩모터에 부하가 많이 걸리므로 θ=37°로 하면 P=4.270 N, N₁=4.144 N, N₃=1.775 N이며, 장력 T가 작용하는 방향으로 압착력 P를 다시 계산하면 Pcos 37°=3.41N이 되며 이 세 힘을 합하면 9.329N이 되므로 안전을 충분히 고려한 최대장력 T=9.807N과 예제에 사용된 모델의 이론치와는 약 0.478N의 차이는 있으나 경험에 의해 무시할 수 있는 양으로 계산치의 적합함을 알 수 있다.

(2) 동력학적 해석결과 및 고찰

폴베이스가 드럼에 안착후 작용하는 압착력은 테이프 주행간 지속적으로 작용되어야 하고, 모드 이 동시 테이프에 의해 폴베이스가 뒤로 밀림이 없이

Table 2 Analytical and experimental results of tape tension

	Theomretical result	Analysis result		Experimental result	
		L side	R side	L side	R side
Tension(P) (N)	4.270	3.630	4.611	-	-
Friction force(N)	5.543	3.836	3.644	-	-
Tension max (N)	9.807	7.466	8.255	7.343	8.083

안착 완료 위치에 있어야 한다. 테크기구의 모드 수행시 작용되는 테이프 주행장력, 후방장력 (back tension), 급속/브레이크 → 작동(FF/REW → STOP)시 발생되어질 수 있는 테이프의 손상을 방지할 수 있도록 폴베이스와 드럼베이스 사이의 압착력이 발생되어야 한다. 따라서 설계시에는 일반적으로 4.904 N 이상의 압착력이 작용되면 VCR의 성능상 커다란 영향을 주지 않지만, 일반적인 사용조건을 고려한 안전을 측면에서 통상 9.807 N이 작용되도록 설계하고 있다. 이 압착력은 원판 캠의 캠 변위로부터 링크기구의 이동시 일차적으로 스프링력에 의해 발생되고, 이차적으로 폴베이스가 드럼베이스의 정지부에 진입시 마찰력에 의해 발생된다. 이 두 힘의 합성이 곧 압착력으로 작용된다. 설계적 측면을 고려한 해석을 통하여 얻은 압착력 결과는 Table 2와 같다.

폴베이스의 압착력을 모델에서 해석적으로 구하기 위하여 압착력의 근원인 로딩기어 스프링에 의해 작용되는 토크 9.807가 1초 동안 작용하는 것으로 하면, 스프링에 의한 폴베이스의 압착력은 좌측이 3.630 N이 발생하고 테이프 장력이 작용되면 반작용으로 마찰력이 발생되며, 이 때 발생하는 마

찰력은 3.836 N이 작용이 되어 그 합이 7.466 N이 작용되므로 테이프 압착력이 7.466 N까지는 좌측 폴베이스가 뒤로 밀리지 않는 평형상태가 유지됨을 알 수 있다. 또한, 우측 폴베이스의 압착력은 좌측 폴베이스에 비하여 큰 힘이 작용하므로 좌측 폴베이스가 뒤로 밀리기 전까지 평형상태가 유지됨을 알 수 있다.

결과에서 알 수 있듯이 실제 이론치의 최대 압착력은 9.807 N이나, 해석한 결과의 좌측부분의 최대 압착력은 7.466 N이고, 참고문헌(6)에서와 같이 실제 실험에 의해 구해진 좌측 폴베이스의 압착력값은 7.343 N이므로 해석결과의 신뢰성을 입증할 수 있고 또한 현재의 설계 상태에서는 좌, 우측 폴베이스가 뒤로 밀리지 않음을 알 수 있다. Fig. 10은 로딩기어 스프링 구동력에 의한 토크값을 나타내며, Fig. 11은 좌, 우측 폴베이스가 로딩기어 스프링 힘과 이송시 걸리는 압착력이 7.466 N일 때의 뒤로 밀리지 않는 평형상태를 보여 주고 있다.

폴베이스가 플레이 모드로 가기 위해 드럼베이스에 안착된 후 테이프의 이송시 작용하는 압착력에 의한 평형관계를 보았고, 이때의 로딩캠에 걸리는

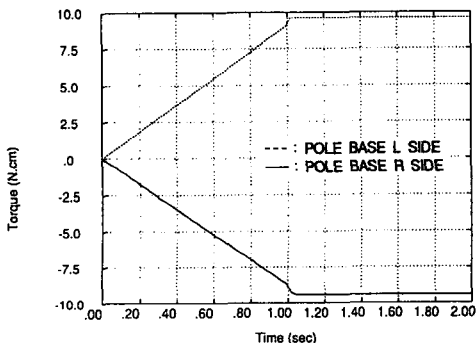


Fig. 10 Torque of left and right loading springs

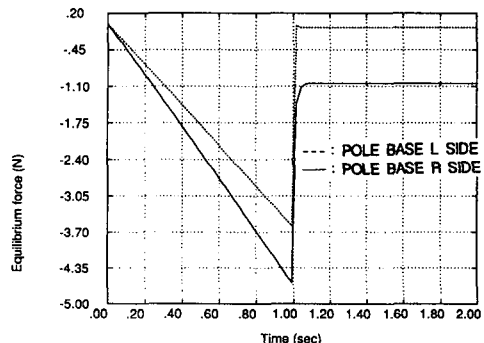


Fig. 11 Equilibrium force of left and right pole bases

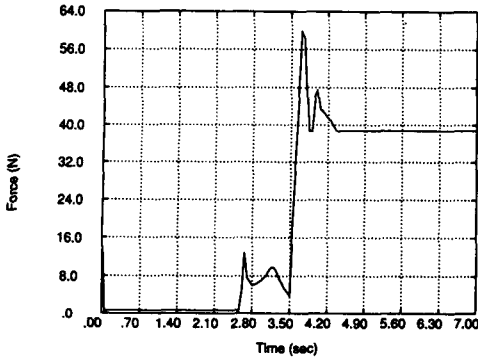


Fig. 12 Reaction force at loading cam

부하를 Fig. 12에 나타내었다. 이 때 폴베이스가 드럼베이스에 압착될 시 최대하중이 60,057 N의 상당히 큰 힘이 걸리는 것을 알 수 있었다. 초기 설계시 이러한 큰 힘이 작용하는지를 알지 못했으므로 시작 부품의 작동시 그 큰 힘이 캠 측벽에 작용하므로써 변형이 발생하는 문제점이 도출되었다. 변형으로 인한 주 캠기어의 동작불량을 개선하기 위하여 참고문헌(6)에서와 같이 유한요소해석을 통한 결과와 안전도를 보장하여 캠측면의 플라스틱 살두께를 초기 1mm에서 3.5mm로 변경하여 강도를 보강함으로써 문제를 해결하였다.

3.2 브레이크 제어부분

3.2.1. 기능 및 구성

(1) 기능

Fig. 13은 주 슬라이더(main slider)의 병진 캠에 의한 브레이크 제어부분을 보여주고 있다. 이 부분의 기능은 주 캠기어의 캠변위에 따라 각 모드별로 릴디스크의 회전을 제어하는 역할을 한다. 예를 들면 우측 브레이크는 역화면탐색(reverse picture search) 모드시 테이프가 역방향으로 행할 때 무부하 상태의 테이프 풀림을 적절하게 제어시키기 위하여 릴디스크에 브레이크력을 주어 풀려나가는 테이프에 적절한 장력을 부여하여 안정된 화면이 될 수 있도록 제어시키는 것이다.

(2) 모델구성

이 부분의 구성을 보면, 8개의 물체와 2개의 기어 조인트, 1개의 원판 캠 조인트, 1개의 병진 캠 조인트, 5개의 회전 조인트와 브레이크에 연결된 1개의 스프링으로 구성되어 있다.

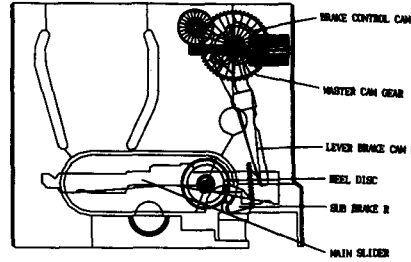


Fig. 13 Brake control part model

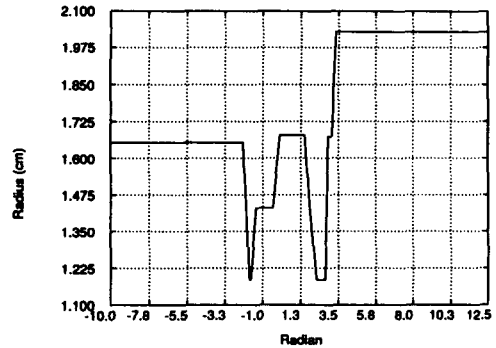


Fig. 14 Cam diagram of main slider

3.2.2 설계시 발생하는 문제점

(1) 기구학적인 문제점

(a) 주 슬라이더의 회전에 의해 각 모드별 브레이크 시간을 정확히 맞추기 위한 주 슬라이더의 병진 캠 형상 설계

(b) 주 슬라이더를 구동시키는 적절한 원판 캠 선도 구성

(2) 동력학적인 문제점

(a) 주 슬라이더에는 주 브레이크 스프링 및 부 브레이크 스프링, 레버시프트(lever shift) 스프링 등의 스프링력이 작용하여 동작간 발생하는 부하의 역학적 산출과 부하의 적정배분.

(b) 병진 캠인 주 슬라이더의 동작시 중동절인 각 브레이크들과의 압력각이 적절하지 못하여 움직이지 못하는 지점이 발생하지 않아야 한다.

따라서 본 연구에서는 앞에서 설명한 것과 같은 문제점중에서 부 브레이크와 주 슬라이더와의 상관관계에 대하여 해석하여 설계방향을 제시하고자 한다.

3.2.3. 기구학적 해석 및 고찰

주 기어상의 원판 캠에 의해 레버브레이크 캠을

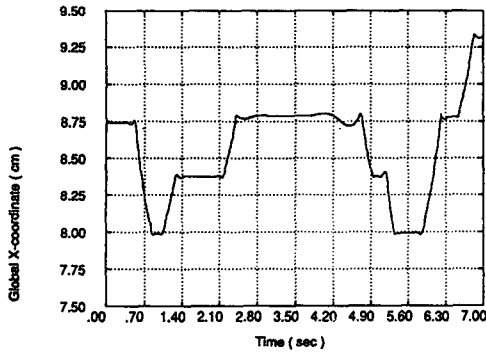


Fig. 15 Main slider translation between parts

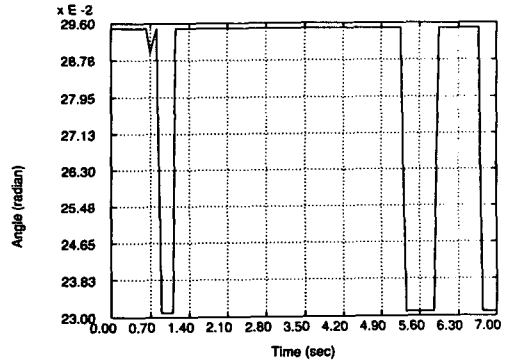


Fig. 16 Follower angle of sub-brake R

움직여 주 슬라이더가 이동하면서 주 슬라이더의 병진 캠에 의해 좌,우측 부 브레이크와 좌,우측 주 브레이크 등이 제어되나, 여기서는 우측 부 브레이크쪽만 고려하여 해석하였다. Fig. 14는 주 기어상의 주 브레이크를 이동시키기 위한 캠의 궤적을 나타낸 것이며, Fig. 15는 주 슬라이더가 캠에 의해 각 모드별 병진운동하는 궤적을 나타내며, Fig. 16은 이 주 슬라이더가 병진운동을 할 때 주 슬라이더의 병진 캠에 의해 우측 부 브레이크의 중동절각도의 움직임량을 보여 주고 있다.

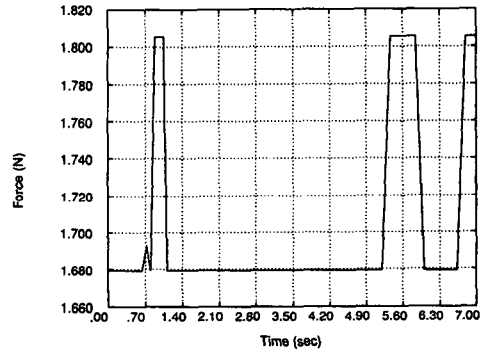


Fig. 17 Reaction force between main slider and right sub-brake

3.2.4. 동력학적 해석

Fig. 17은 우측 부 브레이크가 부 브레이크 스프링에 의해 주 슬라이더의 이동에 따라 주 슬라이더에 작용하는 반력을 보여 주고 있다. 이때, 작용하는 힘은 1.805 N의 힘이 작용함을 보여 준다. Fig. 18은 주 슬라이더가 각 모드로 이동시 부 브레이크 스프링과 병진 캠의 압력각과의 상관관계에 의해 주 슬라이더의 병진 캠에 작용하는 X축 방향의 반력을 보여주고 있다. 여기서 5.2초 부근인 플레에서 정지로 가는 모드 중에 가장 큰힘인 2.197 N이 작용함을 알 수 있다. 상기와 같은 해석 과정을 이용하여 기 보유중인 병진 캠 설계 및 해석 프로그램⁽³⁾을 이용하여 모드 이동간 시간을 맞추고 힘의 적정배분이 가능토록 병진캠 설계와 브레이크류의 설계를 하였다.

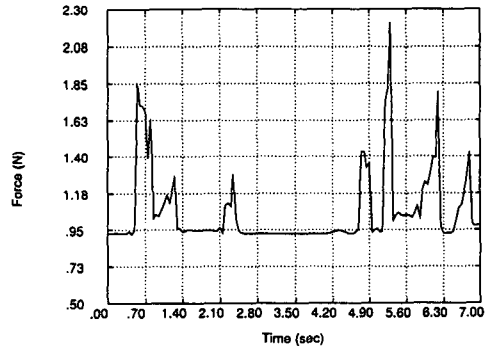


Fig. 18 X direction reaction force at main slider

3.3 로딩블럭의 해석 및 고찰

위에서 해석한 테이프 이송부분과 브레이크 제어부분을 조합시킨 것이 로딩블럭이며, Fig. 19에 나타내었다. 그리고 각 모드 이동시 각 부품의 위치

변화를 연속적으로 나타낸 것이 Fig. 20~22이다. 그래픽을 통해 각 모드 이동시 부품의 움직임을 점검할 수 있다.

지금까지 해석한 동력학적 해석결과를 토대로 역동력학 해석법⁽⁷⁾에 의해 로딩모터에 걸리는 토크값을 해석한 결과 Fig. 23과 같이 각 모드이동간 로

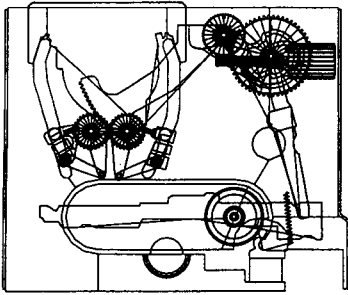


Fig. 19 Loading block model

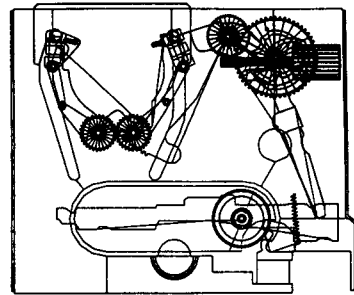


Fig. 22 Animation 3 (FF/REW mode)

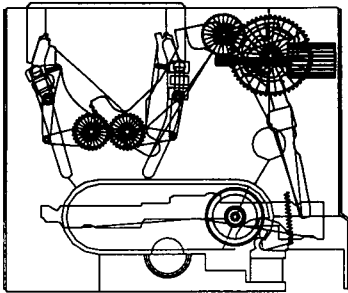


Fig. 20 Animation 1 (Unloading model)

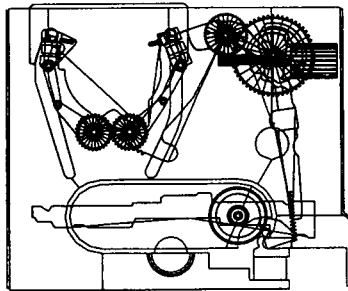


Fig. 21 Animation 2 (Play mode)

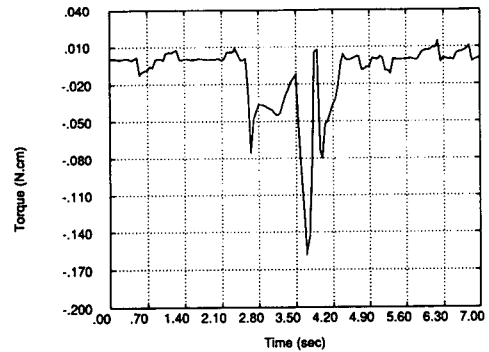


Fig. 23 Loading motor torque

딩모터에 걸리는 토크를 얻었다. 풀베이스가 드럼 베이스에 안착될시 0.157N·cm가 발생함을 알 수 있고 이것을 참고문헌(6)에서와 같이 실험에 의하여 검증한 결과 210 mA의 전류가 로딩모터에 인가 되므로 이 값을 VCR에 사용한 12볼트모터의 특성 곡선 선도에서 토크값으로 환산하면 0.167N·cm이

므로 해석치와 실험치가 거의 일치함을 알 수 있다. 이것을 표로 정리하면 Table 3과 같다. 이상의 해석에서 알 수 있듯이 좌, 우측 풀베이스의 압착시 작용되는 힘이나 주 슬라이더의 이동시 작용하는 힘등을 1차적으로 주 캠기어의 캠 상에서 지탱하여 주고 2차적으로 로딩모터의 토크값으로 힘이 분산되어짐을 알 수 있었다.

컴퓨터모델의 해석결과를 통하여 VCR의 각 모드 동작간 발생되는 최대 부하값, 모터구동토크를 각 구간별로 분석하여 로딩모터 작동간 성능의 문제가 없이 동작할 수 있는 특성을 갖는 모터선정이 가능하고, 이것은 곧 초기 설계시 부적합한 모터의 선정으로 인한 과부하, 토크값 미달이 되는 모터선정으로 인한 동작불능의 문제 발생을 배제시킴은 물론, 불필요하게 고가의 모터를 선정하는 잘못을

Table 3 Loading motor torque at pole base compression

	Analysis result	Eeperimental result
Loading motor Torque at pole base	0.157 N.cm	0.167 N.cm

배제시킬 수 있는 것이다.

정하여 사용할 수 있다.

4. 결 론

후 기

VCR 테크기구 중 로딩블럭을 해석하고 실험함으로써, 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 풀베이스가 테이프를 이송시키는 동작에서 이동간 관련된 풀베이스 각 링크 길이의 조정 및 이동경로의 변환등에 의해 풀베이스 이동을 지금보다 더 빨리 이동시키면서 테이프풀림을 적게 할 수 있는 구조 설계가 가능하고, VCR 에서 요구되는 각 모드 이동간의 부하, 속도, 가속도의 해석이 가능하여 실제 설계에 적용이 가능하게 되었다.

(2) 풀베이스 압착시 테이프 장력에 견디는 힘의 예측이 가능하므로 테이프 장력에 의해 풀베이스가 뒤로 밀리지 않도록 적절한 스프링을 선정할 수 있다.

(3) 풀베이스 압착시 주 캠기어에 걸리는 최대부하의 계산이 가능하므로 충분한 강도를 고려한 구조와 재료를 갖는 부품을 설계할 수 있다.

(4) 주 슬라이더가 모드 이동중 플레이에서 정지 모드로 가는 중의 부하를 계산할 수 있고 캠 해석 프로그램을 사용함으로써 병진 캠의 최적설계 및 기구 동작간 과부하 제거 및 적정 압력각의 선정으로 부드러운 동작이 되는 설계를 할 수 있다.

(5) 풀베이스 압착시 로딩모터에 작용하는 토크를 알 수 있고 현재 해석이 안된 부분들을 포함하여 해석하면, 각 모드별 모터에 걸리는 토크값의 정확한 해석이 가능하므로, 설계시 적정 모터를 선

이 논문에서 인용한 실험 데이터를 제공해 주시고 많은 조언을 해 주신 삼성전자 비디오사업부 김귀성씨께 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) 김중배, 박남수, 이상호, 박영필, 1990 "VCR 주행계 진동문제 고찰," '90 추계소음진동학술논문집, pp. 181~185.
- (2) 민옥기, 김수경, 1991 "회전헤드에 대한 주행 테이프의 부상특성(II)," 대한기계학회논문집, 제15권, 제1호, pp. 107~119.
- (3) 박태원, 범진환, 한형석, 김명규, 김광배, 1993 "CAE를 이용한 VTR Deck 기구의 해석 및 설계," 대한기계학회논문집, 제17권, 제1호, pp. 223~235.
- (4) DADS USER's Manual, 1992, CADSI, Iowa City, IA, U.S.A.
- (5) 삼성전자 Video 사업본부, 1990, "도시바 기술 세미나집 III."
- (6) 삼성전자 Video 사업본부, 1986, "VTR 기술 사례집."
- (7) Haug, E. J., 1989, *Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems*, Allyn and Bacon.