

〈논 문〉

반응표면분석법을 이용한 VTR Deck 캠의 최적형상 설계

한형석* · 안형진** · 박태원***

(1994년 12월 30일 접수)

Optimum Cam Profile Design of VTR Deck Using the Response Surface Analysis

Hyung-Suk Han, Hyung-Jin An and Tae-Won Park

Key Words : VTR Deck, Optimum Cam Profile Design(최적 캠형상 설계), Response Surface Analysis(반응표면분석법)

Abstract

In this paper, an optimum profile of a cam being used in a VTR Deck mechanism is designed by the response surface analysis. The objective function of the design is to reduce driving torque of the pinch roller system that is used to compress video tape to the capstan motor axis. The pinch roller system that will be designed is modeled using the general purpose mechanism analysis program DADS. The computer model is compared with the physical system for reliability. A model function to represent relationship between design variables and the objective function is estimated by the response surface analysis. Once the model function is reliably estimated the optimal design is carried out using the model function and each design variable's boundaries. To verify improvement of the pinch roller system, a prototype for the pinch roller system is made and tested. From the test result, an optimum cam profile to reduce driving torque of the pinch roller system is verified.

1. 서 론

VTR Deck 기구는 좁은 공간에 많은 부품으로 구성된 복잡한 기구이다. 또한 가격경쟁이 치열하기 때문에 부품을 간소화 하면서도 정확한 운동을 해주는 기구설계가 절실히 요구된다. 이러한 목적을 달성하기 위하여는 체계적인 기구의 최적설계가 요구되고 있다. VTR Deck 기구의 구성은 주로 링크지(linkage), 기어(gear), 스프링(spring), 브레이크(brake), 모터(motor), 캠(cam) 등으로 구성된다. 특히 간단하면서도 정확한 운동을 만들어

내는 캠이 많이 이용된다. 일반적으로 캠의 종류는 여러 가지가 있으나 VTR Deck에서는 주로 병진캠과 원판캠이 많이 이용된다. 이미 이러한 캠의 최적설계에 대하여는 연구가 많이 진행되었다. 종동자의 운동이 결정되면 각 변위와 구속조건들을 만족하면서도 가속도를 최소화하는 설계는 이미 여러 연구자들에 의해 연구되었다.^(1,2,3) 이 때 이용되는 캠의 형상은 Fourier 급수나 다항식 등인데 VTR Deck 기구의 캠 중에는 이미 알려진 캠의 형상을 이용하지 않는 것이 많다. 구동캠과 종동자의 형상이 불규칙적인 것이 많기 때문에 이미 알려진 최적화기법을 이용할 수 없는 경우가 대부분이다. 설사 사용할 수 있더라도 현장에서 쉽게 이용하기에는 어려움이 있다. 현재까지는 VTR Deck 캠 설계시 초기설계후 시작품을 만들어 성능을 검토하고

*회원, 아주대학교 대학원

**회원, 삼성전자(주) 비디오 사업본부

***회원, 아주대학교 기계산업공학부

문제점이 발견되면 재설계를 실시함으로써 많은 시간과 경비가 소모되었다. 시작품 제작없이도 컴퓨터를 이용하여 성능을 평가하고 재설계를 한다면 보다 더 신뢰성 있는 설계를 얻고 또한 설계기간의 단축효과도 있을 것이다.

본 논문에서는 이미 기구의 최적화에 유용하다고 입증된 반응표면분석법⁽⁴⁾을 이용하여 캠형상의 최적설계를 수행하였다. 반응표면분석법은 실험계획법을 이용하여 설계변수와 목적함수와의 관계를 표현하는 회귀모형함수를 추정하는 것이다.⁽⁵⁾ 기구에 있어서 설계변수와 목적함수와의 관계식을 정확하게 표현하기란 매우 어렵다. 때문에 실험적으로 구한 결과를 이용하여 설계변수와 목적함수와의 관계를 정의하는 함수가 추정되면 이미 알려진 최적화 알고리즘을 이용하여 최적설계를 수행할 수 있다. 이 기법은 품질관리분야에서 이미 널리 이용되며 효율성이 입증되고 있다. 본 논문에서는 반응표면 분석법을 이용하여 VTR Deck 캠중 테이프를 압착시키는 핀치롤러계(pinch roller system)의 캠형상을 설계하고자 한다. 테이프가 일정한 압착력을 유지해야 좋은 화질을 보장할 수 있기 때문에 테이프의 이동시 일정한 압착력을 유지하는 것이 중요하다. 그러면서도 제품의 고가부품인 구동모터를 작은 용량으로 사용하기 위하여 구동모터에 걸리는 구동력을 최소화하는 것이 또한 중요하다. 실제로 구동모터에 과부하가 걸리는 경우가 많이 발생하였다. 이를 위하여 쉽게 기구를 모델링하고 해석할 수 있는 기구동력학 해석 프로그램인 DADS⁽⁶⁾를 이용하여 캠계를 모델링하였다. 그 후 회귀모형함수를 추정하기에 적합한 실험계획을 한 후 현물없이 DADS를 이용하여 실험을 수행하고 모형함수를 추정하였다. 추정된 모형함수를 이용하여 최적형상을 구한 후 실물을 만들어 향상된 성능결과를 확인하였다.

2. 반응표면분석법을 이용한 최적설계

반응표면분석법(response surface analysis)이란 여러 개의 설계변수 $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ 가 복합적인 작용을 행함으로써 어떤 목적함수 η 에 영향을 주고 있을 때 이러한 설계변수의 변화가 이루는 반응표면에 대한 통계적인 분석방법을 말한다.⁽⁵⁾ 여기서 설계변수는 독립변수이고 목적함수는 종속변수이다. 실제의 문제, 특히 기구에서는 독립변수와 종

속변수와의 관계를 명확하게 수학적으로 표현하기 힘든 것이 대부분이다. 그러므로 실험에 의하여 독립변수와 종속변수와의 관계를 추정할 수 있다면 쉽게 최적화에 이용할 수 있기 때문에 반응표면분석법이 유용하다고 할 수 있다. 반응표면 모형의 설정에서 독립변수(설계변수) $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ 와 종속변수(목적함수) η 와의 관계는 식 (1)과 같이 정의된다.

$$\eta = f(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k) \quad (1)$$

이와 같은 반응함수로서 많이 이용되는 반응표면 모형은 k 개의 독립변수에 대한 중회귀모형(multiple regression model)이며 독립변수에 대하여 전 영역에서 만족할 필요는 없으며 관심 영역에서만 만족하면 된다. 독립변수 $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ 를 식 (2)와 같이 새로운 독립변수로 x_i 로 바꿀 수 있다.

$$x_i = \frac{\xi_i - \xi_{oi}}{c_i} \quad (2)$$

여기서, ξ_{oi} 는 보통 ξ_i 의 평균치로 취하고 c_i 는 x_i 가 +1, -1에 위치하도록 하게 하는 상수이다. 그러면 새로 정의된 독립변수 x_i 에 대한 회귀모형함수를 구할 수 있다. 회귀모형함수에는 1차, 2차, 3차의 회귀함수가 있는데, 1차는 선형으로 모형함수를 추정한다. 그러나 실제 현상들은 선형적이기 보다는 비선형인 경우가 많다. 때문에 2차 회귀모

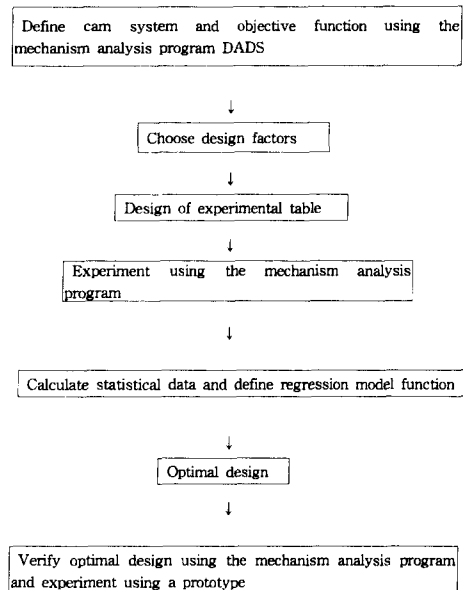


Fig. 1 Flow diagram of optimal cam profile design

형함수를 많이 이용한다. 3차는 복잡하기 때문에 잘 이용되지 않는다. 독립변수가 x_i 이고 종속변수 η 를 y 라 하면 2차 회귀모형함수는 식 (3)과 같이 표현된다.

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i < j}^k \beta_{ij} x_i x_j \quad (3)$$

식 (3)에서 미지수 β 의 결정은 실험계획법을 이용하며 β 는 각 변수가 목적함수에 미치는 영향의 척도이다. 그러면 독립변수와 종속변수와의 관계가 2차 다항식으로 식 (3)과 같이 명확히 구해진다. 그러므로 식 (3)이 최적화문제의 목적함수가 되고 각 독립변수에 대한 경계치가 주어지면 기존의 최적화 알고리즘을 이용하여 쉽게 최적설계 변수의 최적값을 구할 수 있게 된다. 자세한 이론은 참고문헌 (4)에 있다. 반응표면분석법을 기초로 한 VTR Deck 캠의 최적설계 과정은 Fig. 1과 같다.

3. VTR Deck 캠의 최적형상 설계

2장의 내용을 이용하여 VTR Deck의 핀치롤러계(pinch roller system)의 홀더 에스칼레이터(holder escalator) 접촉부를 최적설계하였다. 홀더 에스칼레이터 접촉부를 최적설계하게 된 동기는 VTR Deck 기구의 초기 동작중 테이프를 꺼낼 때 부하급등이 일어나 불량률이 일어난 바 부하를 최소로 하면서 성능에 문제가 없도록 하기 위해서이다.

3.1 범용 기구해석 프로그램을 이용한 모델링

동력전달계를 포함한 핀치롤러계의 구성은 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 모터가 구동되면 기어열과

캠에 의하여 동력이 전달되어 최종적으로 핀치롤러가 캡스탄모터에 압착하게 된다. 본 모델의 최적설계 목적은 핀치롤러 압착시 핀치롤러의 압착력은 설계사양을 유지하면서 구동모터의 구동력을 최소로 하기 위한 홀더 에스칼레이터의 접촉부를 설계하는 것이다. 단 구동계에서 핀치캠기어(pinch cam gear)까지의 구성은 변화시키지 않고 홀더 에스칼레이터의 설계변형만을 고려하였다. 설계하고자 하는 핀치롤러를 자세히 보면 Fig. 3과 같다. Fig. 3을 보면 모터에 의하여 핀치캠기어가 구동되면 캠 작용에 의하여 홀더 에스칼레이터가 회전하여 최종적으로 핀치롤러가 캡스탄모터(capstan motor)에 테이프를 압착하게 된다.

Fig. 3의 기구를 해석하기 위한 모델의 구성을 분석해 보면 4개의 강체(rigid body)로 구성되어 있다. 즉 핀치롤러, 캡스탄모터, 홀더 에스칼레이터, 핀치캠기어들이다. 조인트로는 3개의 회전조인트(revolute joint)가 있어서 핀치캠기어, 홀더 에스칼레이터, 핀치롤러의 회전운동이 가능하도록 되어 있다. 또한 핀치롤러의 압착력에 직접적으로 영향을 주는 1개의 스프링, 핀치캠기어와 홀더 에스칼레이터의 캠운동을 정의하는 접촉모델(contact model)로 구성되어 있다. 그 이외에 하나의 구동조건으로 핀치캠기어를 구동한다. 범용 기구해석프로그램들은 쉽게 기구를 정의할 수 있고 변수값을 바꾸어 실험하는데 실제 실험보다 유리하다고 할 수 있다. 본 논문에서는 DADS[®]를 이용하였다. 강체, 조인트, 스프링, 구동조건들은 DADS의 기본 요소들을 이용하였다. 그러나 핀치캠기어와 홀더 에스칼레이터의 접촉(contact) 모델은 DADS의

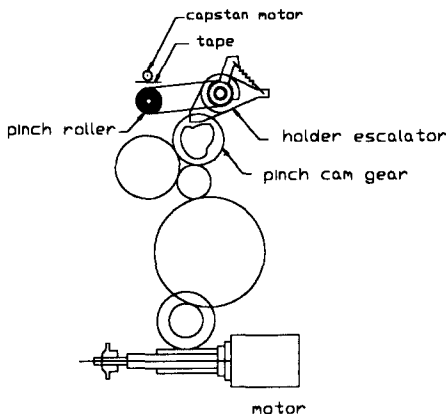


Fig. 2 Pinch roller system

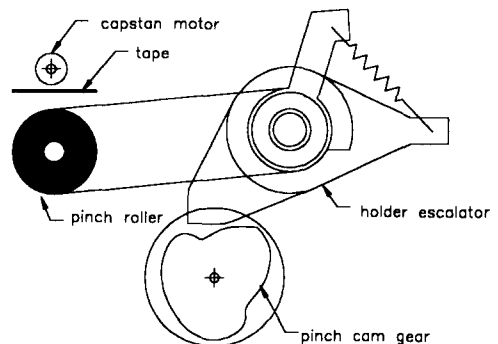


Fig. 3 Pinch roller

기본 접촉모델을 변형하여 적용하였다. DADS의 접촉모델에는 점-선분(point-segment)형을 이용하였다. 이 모델의 힘계산은 선형 스프링-감쇠기, 비선형 스프링-감쇠기, 영률(Young's modulus)-반발계수모델 등을 이용할 수 있는데 본 논문에서는 단지 캠의 운동을 해석하기 위하여 접촉모델을 이용하기 때문에 사용하기 쉽고 캠 운동을 정확히 묘사할 수 있는 선형 스프링-감쇠기 모델을 이용하였다. 점-선분형 접촉모델은 반지름을 가지는 한 원과 직선이나 호(arc)로 구성된 선분(segment)사이의 접촉현상을 나타내 주는 것이다. 접촉모델에 있어서 가장 중요한 것은 접촉현상의 발생에 대한 판별이라고 할 수 있다. 선분이 직선인 경우의 접촉판별은 Fig. 4와 같다.

Fig. 4에서 볼 수 있듯이 반지름이 R2인 작은 원이 선분에 접촉하면 식 (4)와 같은 조건을 만족하게 된다. 식 (4)에서 L은 선분의 길이, D는 접촉점까지의 거리 그리고 δ_{max} 는 최대 침투량(penetration)으로서 δ_{max} 이상의 침투량이 되면 접촉력은 없는 것으로 한다.

$$\begin{aligned} 0 < D < L \\ 0 < \delta < \delta_{max} \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)를 만족하면 원이 선분에 접촉한 것으로 인식하고 이 때 수직력 F_n 와 마찰력 F_f 은 선형 스프링-감쇠기 모델에서는 식 (5)를 이용하여 구한다.

$$\begin{aligned} F_n &= k\delta + c\dot{\delta} \\ F_f &= \mu F_n \end{aligned} \quad (5)$$

식 (5)에서 k는 선형 스프링상수, c는 감쇠계수, μ 는 마찰계수이다. 점과 호와의 관계는 Fig. 5와 같다.

Fig. 5에서 반지름이 R2인 원이 호와 접촉했을 때의 조건은 식 (6)과 같다.

$$\begin{aligned} \theta_1 < \theta < \theta_2 \\ 0 < \delta < \delta_{max} \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)에서 θ 가 θ_1 과 θ_2 사이에 위치하고 침투량 δ 이 δ_{max} 보다 작으면 접촉했다고 판별할 수 있는 것이다. 식 (6)을 만족하면 접촉이 된 것으로 판별하

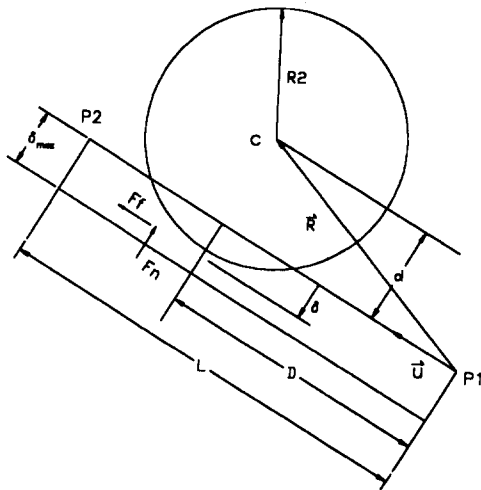


Fig. 4 Contact model between a point and a straight line

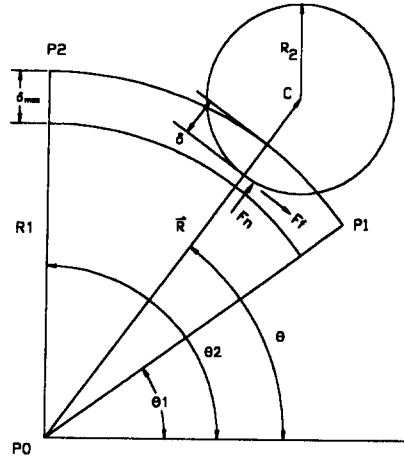


Fig. 5 Contact model between a point and an arc

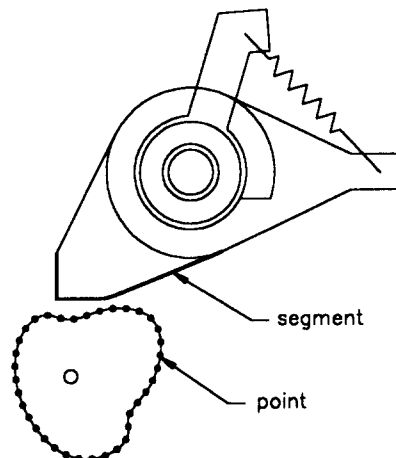


Fig. 6 Modified contact model

고 식 (5)를 이용하여 접촉력을 계산한다. 이 기본 접촉모델을 핀치롤러계에 적용하기 위하여 기본모델을 응용 적용하였다. Fig. 6은 핀치롤러계에 응용된 접촉모델을 보여주고 있다. Fig. 6에서와 같이 핀치캠기어의 캠형상은 360개의 점으로 가정하였고 홀더 에스칼레이터의 접촉부는 직선과 호들로 구성된 선분으로 가정하였다. 핀치캠기어의 캠형상을 정확히 표현하기 위하여 점의 수는 많을 수록 그리고 반지름은 작게 할수록 좋다. 응용된 접촉모델은 접촉력, 점핑(jumping), 마찰력을 포함한다. Fig. 3의 기구를 응용된 접촉모델과 기본 요소들을 이용하여 모델링한 후 모델의 신뢰성을 실제제품의 실험결과와 비교하여 확인하였다. 신뢰성이 검증되었기 때문에 설계변수를 변경하면서 실험을 하더라도 결과에 대하여 신뢰성을 둘 수 있다고 볼 수 있다.

3.2 설계변수의 설정

설계변수는 홀더 에스칼레이터의 구조상 3개의 변수 ξ_1, ξ_2, ξ_3 를 Fig. 7에서와 같이 택할 수 있었다. 최종설계의 목적은 핀치롤러의 압착력을 일정하게 유지하면서도 구동토크를 최소화하는 것이다. 구동토크는 모터를 일정한 각속도로 회전시키는 동력조건 식을 사용할 때 그 동력조건 식의 반력이 구동토크로 구해지며, 구동토크가 작으면 고가부품인 모터를 작은 용량으로 쓸 수 있어 제품가격에 유리한 영향을 준다. 때문에 목적함수는 구동토크의 최대치를 택하였다. 설계변수 ξ_1 는 접촉부가 중심축을 중심으로 기울어진 각도이며, ξ_2 는 중심으

로부터 접촉부 끝점까지의 거리, ξ_3 는 접촉부의 반지름이다.

3.3 실험 및 회귀모형함수 추정

3.2절에서 설계변수가 정해졌으므로 실험계획법대로 실험을 수행하고 회귀모형함수를 추정한다. 설계변수는 3개이므로 $k=3$ 이고 각 변수의 범위는 식 (7)과 같이 선정하였다. 각 변수의 초기 설계값은 $\xi_1=133.6^\circ$, $\xi_2=3\text{ mm}$, $\xi_3=18.1\text{ mm}$ 이다.

$$\begin{aligned} 130^\circ \leq \xi_1 \leq 135^\circ \\ 2.5\text{ mm} \leq \xi_2 \leq 3.5\text{ mm} \\ 18\text{ mm} \leq \xi_3 \leq 18.5\text{ mm} \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)의 값을 이용하여 회귀모형함수를 추정하기 위하여 식 (2)를 이용하여 x_1, x_2, x_3 으로 치환하였다. 식 (7)과 같이 각 설계변수의 범위를 선정한 이유는 캠의 형상이 VTR Deck 기구 전체의 조립에 문제가 없고 핀치롤러의 압착력을 일정하게 유지하며, 조립간섭이 일어나지 않는 범위를 택한 것이다. x_1, x_2, x_3 를 이용하여 2차 회귀모형함수 추정에 적합한 중심합성계획법에 따른 실험조건과 결과는 Table 1에 나타나 있다. Table 1에서 +1, -1은 식 (7)의 경계치를 의미한다. Table 1에서 보는 바와 같이 실험회수는 총 15회이다.

Table 1의 결과를 이용하여 추정할 설계변수와 목적함수의 관계를 2차의 회귀모형함수로 나타내면 식 (8)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_{11} x_1^2 + \beta_{22} x_2^2 \\ + \beta_{33} x_3^2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{13} x_1 x_3 + \beta_{23} x_2 x_3 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서,

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{\xi_1 - 132.5}{2.5} \\ x_2 &= \frac{\xi_2 - 3.0}{0.5} \\ x_3 &= \frac{\xi_3 - 18.25}{0.25} \end{aligned}$$

그러면 식 (8)의 β 를 식 (9)와 같이 구할 수 있다.⁽⁴⁾

$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (9)$$

X 는 x_i 로 구성된 중심합성계획표에 따른 실험표로 식 (10)과 같다.⁽⁴⁾

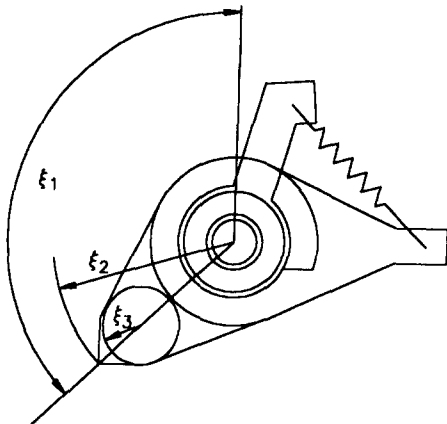


Fig. 7 Holder escalator

Table 1 Results of experiments

No.of Exp.	x ₁	x ₂	x ₃	Results (10 ³ dyne · cm)
1	-1	-1	-1	1110.58
2	-1	-1	1	1110.45
3	-1	1	-1	1384.44
4	1	1	1	1384.15
5	1	-1	-1	1110.58
6	1	-1	1	1110.56
7	1	1	-1	1384.18
8	1	1	1	1384.74
9	0	0	0	1264.29
10	-1.216	0	0	1265.25
11	1.216	0	0	1264.87
12	0	-1.216	0	1077.10
13	0	1.216	0	1408.52
14	0	0	-1.216	1264.99
15	0	0	1.216	1264.84

$$X = \begin{pmatrix} 1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1.216 & 0 & 0 & 1.479 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1.216 & 0 & 0 & 1.479 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1.216 & 0 & 0 & 1.479 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1.216 & 0 & 0 & 1.479 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1.216 & 0 & 0 & 1.479 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 1.216 & 0 & 0 & 1.479 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (10)$$

었다.

$$Y = \begin{pmatrix} 1110.58 \\ 1110.45 \\ 1384.44 \\ 1384.15 \\ 1110.58 \\ 1110.56 \\ 1384.18 \\ 1264.29 \\ 1265.25 \\ 1264.87 \\ 1077.10 \\ 1408.52 \\ 1264.99 \\ 1264.84 \end{pmatrix} \times 10^3 \quad (11)$$

그리고 결과값으로 구성된 Y행렬은 각 실험에 대한 목적함수 값으로 식 (11)과 같이 구할 수 있

그러면 X, Y행렬을 이용하여 β를 식 (9)로부터 구할 수 있으며 결과값은 식 (12)와 같다.

Table 2 ANOVA table of the model's results

Factors	S	ϕ	V	F ₀	F($\alpha=0.01$)
SSR	206037.93	3	68679.31	112421.32	7.59
SSE	6.72	11	0.61091		
SST	206044.65	14			

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \beta_{11} \\ \beta_{22} \\ \beta_{33} \\ \beta_{12} \\ \beta_{13} \\ \beta_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1266.078 \\ -0.002 \\ 136.744 \\ -0.005 \\ -1.086 \\ -16.130 \\ -1.184 \\ 0.027 \\ 0.119 \\ 0.052 \end{bmatrix} \quad (12)$$

식 (12)의 값을 식 (8)에 대입하면 본 모델에 대한 설계변수와 목적함수와의 2차 회귀모형함수는 식 (13)과 같이 구할 수 있다.

$$y = 1266.078 - 0.002x_1 + 136.744x_2 - 0.005x_3 - 1.086x_1^2 - 16.130x_2^2 - 1.184x_3^2 + 0.027x_1x_2 + 0.119x_1x_3 + 0.052x_2x_3 \quad (13)$$

식 (13)에서 회귀모형함수의 계수를 보면 설계변수 x_2 에 의한 영향이 가장 크다고 볼 수 있으며 설계변수 x_1 과 x_3 의 영향은 상대적으로 작은 것을 볼 수 있었다.

3.4 회귀모형함수의 신뢰성 확인

일단 모형함수인 식 (13)이 추정되면 식 (13)의 신뢰성을 확인해야 한다. 모형함수의 신뢰성 확인에 많이 이용되는 방법은 ANOVA(ANalysis Of VARIation) table이다.

F-분포표인 Table 2에서 $F(\alpha=0.01)$ 값보다 F_0 가 크기 때문에 식 (13)은 1% 미만의 오차를 가진다고 볼 수 있다. 그러므로 모형함수인 식 (13)이 설계변수와 목적함수와의 관계를 잘 나타내는 것을 확인할 수 있었다.

3.5 최적설계

식 (13)이 추정되면 식 (13)을 목적함수로 하고

각 설계변수에 대한 경계값 식 (7)를 이용하면 최적화 문제가 된다. 최적화 알고리즘은 이미 알려진 알고리즘을 이용하였다.⁽⁷⁾ 최적 알고리즘을 이용하여 구한 최적값은 $\xi_1=135^\circ$, $\xi_2=2.5$ mm, $\xi_3=18.5$ mm이었다. 최적설계 값 ξ_1 , ξ_2 , ξ_3 를 보면 경계값이 최적값으로 되는 것을 볼 수 있다. 그러므로 ξ_1 , ξ_3 값은 크게 할수록 좋고 ξ_2 는 작게 할수록 좋은 설계가 됨을 알 수 있다. 때문에 경계치 값을 변경하면 더 좋은 설계가 기대되나 기구의 구조상 그리고 설계변경 가능한 영역이 한정되어 있기 때문에, 여기에서 구한 최적값을 선택하였다. 그리고 이때의 목적함수 값은 1110.00×10^3 dyne·cm가 되었다. 최적설계값 ξ_1 , ξ_2 , ξ_3 를 다시 기구 해석 프로그램에 입력하여 해석한 결과 1110.56×10^3 dyne·cm을 얻을 수 있었다. 반응표면분석법을 이용한 목적함수값과 기구 해석프로그램에서 얻은 결과의 차이는 0.0396%로 차이가 거의 없는 것을 볼 수 있다. 그러므로 실험을 통하여 추정된 모형함수가 신뢰성 있는 것을 확인할 수 있다.

3.6 검증

이상에서 구한 최적설계 값을 검증하기 위하여 실제 제품을 제작하였다. 실제 제품을 제작하여 실험으로 구한 결과와 컴퓨터모형을 통한 성능의 결과가 Table 3에 나타나 있다. Table 3에서 볼 수 있듯이 컴퓨터모형을 통하여 실험한 결과에서 초기 캠과 최적설계된 캠의 최대토크는 1264.93×10^3 dyne·cm에서 1111.00×10^3 dyne·cm로 12.17%의 성능향상을 보였다. 또한 현물을 이용한 결과에서 구동토크가 전류로 표현되는데 최대전류는 341.6 mA에서 299.0 mA로 12.5%의 성능향상을 보였다. 컴퓨터에 의하여 구하여진 성능향상 값과 실제 실험을 통한 성능향상의 값이 비슷하게 나오는 것을 볼 수 있다. 이상의 결과를 통하여 반응표면분석법을 이용하여 설계한 캠형상이 기존의 캠보다 성능이 좋아진 것을 알 수 있었다.

Table 3 Comparison of original and modified cams

Values	Cams	Original cam	Modified cam
$\xi_1(^{\circ})$		133.63 $^{\circ}$	135.00 $^{\circ}$
$\xi_2(\text{mm})$		3.0	2.5
$\xi_3(\text{mm})$		18.1	18.5
Maximum driving torque(10^3 dyne · cm)		1264.93(100%)	1111.00(87.83%)
Maximum current(mA)		341.6(100%)	299.0(87.5%)

4. 결 론

실험적인 반응표면분석법을 이용하여 VTR Deck 캠의 형상을 최적설계하였다. VTR Deck에 이용되는 캠중에는 형상이 일반적이지 않는 것이 많기 때문에 기존의 최적설계법을 적용하기 어려운데 반하여 실험적 방법을 통하여 쉬운 방법을 제시하였다. 무엇보다 범용 기구 해석프로그램을 이용하여 설계하고자 하는 실제 모델이 없어도 컴퓨터 모델을 통하여 실험이 가능하기 때문에 쉽게 최적설계에 응용할 수 있었다. 결과적으로 비용면에서나 시간적인 면에서 기존의 설계법보다 효율적인 설계가 가능하였다. 더 나아가 반응표면분석법은 일반적인 기구의 최적설계에 이용이 가능하리라 기대된다.

참고문헌

(1) Chen, F. Y., 1982, *Mechanics and Design of*

Cam Mechanisms, Pergaman Press

- (2) Chen, F. Y., 1981, "Assessment of the Dynamic Quality of a Class of Dwell-Rise-Dwell Cam," *J. of Mechanical Design*, Vol. 103, pp. 793~802
- (3) 김도중, 1994, "캠형상 최적설계를 위한 벨브트레인 동특성해석 모델," *자동차공학회지*, Vol. 15, pp. 53~63
- (4) 김충용, 박태원, 1994, "최소실험계획법을 이용한 기구의 최적설계," *대한기계학회논문집*, 제 18권, 제10호, pp. 1990~2010
- (5) 박성현, 1992, *현대실험계획법*, 민영사
- (6) *DADS User's Manual*, 1994, Computer Aided Design, Corolville, IA, USA
- (7) *IMSL User's Manual*, 1989, Houston, Texas 77042~3020, USA