

# 규정된 동특성을 만족하기 위한 회로차단기의 최적설계

안길영\* · 조상순\* · 오일성\* · 김수현\*\*

## Optimal Design of a Circuit Breaker for Satisfying the Specified Dynamic Characteristics

K. Y. Ahn\*, S. S. Cho\*, I. S. Oh\* and S. H. Kim\*\*

**Key Words :** Circuit Breaker(회로차단기), Spring Design Parameter(스프링 설계변수), Least Square Error(최소자승오차), Multibody Dynamic Program(다물체 동역학 프로그램), Optimal Design(최적설계).

### Abstract

In a vacuum circuit breaker mechanism, a spring-actuated linkage system is used to satisfy the desired opening and closing characteristics of electric contacts. Because the opening and the closing dynamics of electric contacts is determined by such a linkage system, the stiffness, free length and attachment points of a spring become the important design parameters. In this paper, based on the dynamic model of the circuit breaker using a multibody dynamic program ADAMS, a optimal design procedure of determining the spring design parameters is presented. The proposed procedure is applied to the design of an opening spring for satisfying the specified opening characteristics.

### 1. 서론

고전압과 고전류가 흐르는 송배전 계통에서 과전류, 단락 등에 의한 사고 발생시에 그 파급효과를 최소화하기 위하여 고압 회로차단기(power circuit breaker)가 사용된다<sup>(1)</sup>. 현재 사용되는 고압 차단기는 여러 형태로 발전되어 왔으며, 회로 접점의 개폐시에 발생하는 아크(arc)의 소호매질에 의해 공기, 자기, 가스, 진공 차단기등으로 분류되고 있다<sup>(2)</sup>. 이들 중에 3.6 ~ 38 kV의 중전압급에서 급속히 보급되는 진공 회로차단기(vacuum circuit breaker: VCB)는 진공 인터럽터(vacuum interrupter: VI)내에서 아크를 소호시키는 것으로, 소형으로 고성능이며 보수 점검이 용이한 장점을 가지고 있다.

VCB는 VI 내의 전기 접점을 수십 ms 내에 투입(closing) 또는 차단(opening)시키기 위하여, 스프

링에 미리 충전된 탄성에너지가 캠 및 링크들로 이루어진 기구부에서 운동에너지로 변환시켜 접점을 개폐시키는 구동메커니즘을 사용한다. 따라서 스프링을 제외한 링크기구가 결정되어져 있다면, Fig. 1 과 같이 전기의 특성에 의해 규정된 접점의 차단 및 투입특성은 스프링의 강성(stiffness), 자유길이(free length)와 메커니즘에서 스프링의 연결 위치(attachment point)들에 의해 결정된다.

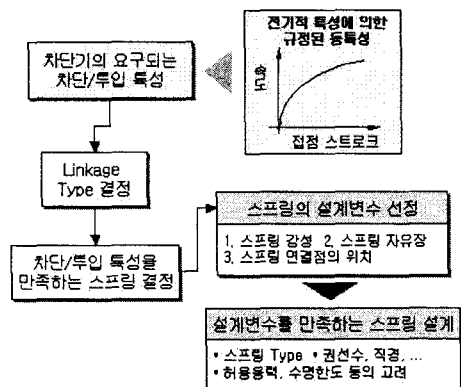


Fig. 1 Spring design process of circuit breaker

\* LG 산전주 전력연구소

\*\* 한국과학기술원 기계공학과

이러한 결정된 설계 변수들로부터 실제 스프링의 형상, 권선수, 직경 등이 설계되어 진다. 따라서 본 논문에서는 주어진 차단기에 대하여, 규정된 접점의 동특성을 만족시키는 스프링의 설계 변수들을 최적화(optimization)하고자 한다.

스프링구동 링크기구에서 스프링 설계에 관한 연구로서, 먼저 스프링을 제외한 링크기구가 설계된 가정 하에서 규정된 운동과 에너지를 기준으로 스프링의 강성과 연결 위치를 결정하는 해석적인 방법을 제안하였다<sup>(3, 4)</sup>. 그러나 규정된 에너지 레벨(level)을 근사 시키기 위해 스프링의 자유길이를 영으로 제한하였고, 실제 설계자들이 이용하기에는 복잡하였다. 링크기구의 정적 균형(static balancing)을 위해 에너지방법을 이용하여 스프링의 설계 변수들을 결정하였다<sup>(5-7)</sup>. 이 연구들은 중력과 스프링에 의한 포텐셜 에너지(potential energy)들 사이에서 시스템의 전체 포텐셜 에너지가 일정하게 되도록 하였다. 그러나 스프링의 연결위치와 링크기구의 동특성에 대해서는 관심이 없었다. Huang 는 규정된 힘과 위치를 만족시키기 위해 스프링의 포텐셜 에너지를 이용하여 메커니즘의 스프링을 설계하였다<sup>(8)</sup>. Jenuwine 는 규정된 위치와 스프링의 포텐셜 에너지를 이용하여 링크의 길이, 스프링의 강성과 자유길이를 결정하였다<sup>(9)</sup>.

본 논문에서는 먼저 기본적으로 에너지방법을 이용하여 제안된 차단기 메커니즘의 규정된 차단 특성을 만족시키기 위한 스프링의 설계 변수들을 최적화하는 방법을 간략히 설명한다<sup>(10)</sup>. 그리고 이러한 방법이 실제 복잡한 링크와 스프링들로 이루어진 차단기의 설계에 이용될 수 있도록, 차단기의 동특성을 분석하기 위한 동적모델(dynamic model)의 개발에 사용된 다물체 동역학 프로그램(multibody dynamic program)인 ADAMS 의 환경에서 적용될 수 있는 방법을 제안한다. 마지막으로, 제안된 최적설계 방법은 실제 차단기 메커니즘의 차단스프링의 설계에 적용되어 진다.

## 2. 스프링 설계변수의 최적설계

보편적인 뉴턴(Newton) 방정식을 이용한 접근은 구속력(constrained force), 힘이나 모멘트의 방향 등을 필요로 한다. 그러나 에너지를 이용한 접근은 이들에 대한 정보가 필요하지 않으므로 해석과 설계방법을 아주 간단하게 만든다. 특히 차단기 메커니즘의 경우, 스프링과 링크로 메커니즘이 구성되므로 에너지 접근이 더욱 용이하게 된다. 따라서 차단기 메커니즘의 스프링 설계는 에너지의 접

근을 바탕으로 차단기의 규정된 동적 특성을 고려함으로써 이루어 진다.

주어진 메커니즘이 임의의 한 위치에서 다른 위치로 움직일 경우에 대한 일과 에너지(work-energy) 방정식은 식(1)과 같다.

$$W_{1 \rightarrow 2} = T_2 - T_1 = V_1 - V_2 + W_{1 \rightarrow 2}^{nc} \quad (1)$$

여기에서,  $T$  는 링크들의 운동 에너지(kinetic energy)를,  $V$  는 중력(gravitational)과 스프링(elastic)에 의한 포텐셜 에너지를,  $W_{1 \rightarrow 2}^{nc}$  는 비보존력(nonconservative force)에 의한 일을 나타낸다.

Fig. 2 는 간단한 1 자유도 스프링 구동 메커니즘을 나타낸다. 여기서 스프링의 한 끝은 링크의 한 점에 연결되어져 있고, 다른 한 점은 회전조인트(revolute joint)에 의해 지면(ground)에 연결되어져 있다. 따라서 링크의 회전은 스프링의 길이를 변화시킨다.

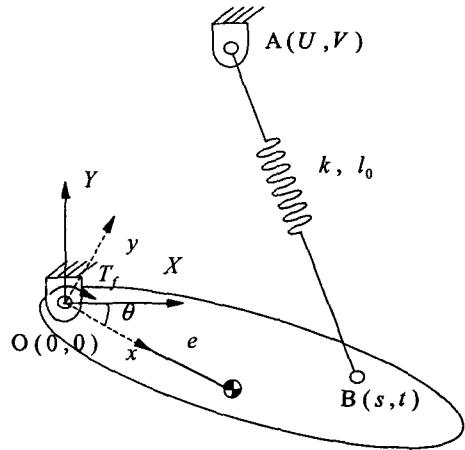


Fig. 2 Simple spring-actuated link mechanism with one degree-of-freedom

Fig. 2 에서 초기위치에서 임의의 한 위치까지 링크가 회전할 때의 회전각  $\theta_i$  에 대한 일과 에너지식은 다음과 같다.

$$V_e(\theta_0) + V_g(\theta_0) - V_e(\theta_i) - V_g(\theta_i) + W^{nc}(\theta_i) - (T(\theta_i) - T(\theta_0)) = 0, \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (2)$$

여기에서

$$V_e(\theta_i) = \frac{1}{2} k \left( \sqrt{[U - (s \cos \theta_i - t \sin \theta_i)]^2 + [V - (s \sin \theta_i + t \cos \theta_i)]^2} - l_0 \right)^2$$

$$V_g(\theta_i) = m g e \sin \theta_i, \quad T(\theta_i) = \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}_i^2$$

$$W^{nc}(\theta_i) = T_f (\theta_i - \theta_0), \quad i = 0, 1, 2, 3, \dots$$

$k$  와  $l_0$  는 스프링의 강성(stiffness)과 자유길이(free

length)를 나타내고,  $I_0$ 는 링크의 회전축에 대한 관성모멘트를,  $T_f$ 는 회전축에 작용하는 마찰토크를 나타낸다.

위 식(2)에서 결정되어야 할 설계 변수는 스프링의 강성( $k$ )와 자유길이( $l_0$ ), 스프링의 한 끝이 연결될 링크 위의 점 B의 위치( $s, t$ ), 스프링의 다른 끝이 연결될 지면 위의 점 A의 위치( $U, V$ )로서 총 6개가 된다. 이러한 6개의 설계변수는 규정된 특성곡선인 링크의 회전각에 대한 회전속도의 곡선과 임의의 설계변수에 의한 특성곡선 사이의 에러(error) 자승이 최소화 되도록 함으로써 결정되어 진다. 즉 다음과 같은 최적화 방법에 의해 결정된다.

먼저  $j$  번째 위치에서 원하는 속도를  $\dot{\theta}_j$ 라 하고, 어떤 설계값들에 대한 식(2)을 이용하여 계산된  $j$  번째 위치에서 속도를  $\dot{\theta}_j$ 라 하면, 두 속도간의 자승오차(square error)는  $(\dot{\theta}_j - \dot{\theta}_j)^2$ 이 되며, 결정점을  $N$ 개 선택하였다고 하면 그 전체적인 오차는 다음 식과 같다.

$$\Psi_0 = \sum_{j=1}^N (\dot{\theta}_j - \dot{\theta}_j)^2 \quad (3)$$

위의 식(3)를 최소화 하도록 스프링의 강성이나 자유길이, 스프링이 연결되는 위치들을 정한다면 규정된 회전각과 속도 특성에 가장 근사하게 운동하는 스프링구동 메커니즘을 얻게 된다. 위의 설계 변수들을 최적화하기 위해 개량된 Simplex 방법을 사용하였다<sup>(11)</sup>.

## 2.1 규정된 링크의 운동곡선 설계

정격전압이 12kV, 차단전류가 40kA 인 진공회로 차단기에서 가동접점이 고정접점과 분리되어 차단될 때, Fig. 2와 같은 링크가 만족해야 할 동특성은 식(4)과 같다.

$$\begin{aligned} \theta(t_0) &= -2.0783 \times 10^{-3} \text{ rad,} \\ \dot{\theta}(t_0) &= 8.9226 \text{ rad/s at } t_0 = 15.85 \text{ msec} \\ \theta(t_k) &= 8.5575 \times 10^{-2} \text{ rad } (\because t_k = t_0 + \frac{0.9D}{V}) \\ &\text{at } t_0 = 24.85 \text{ msec} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\theta(t_s) = 9.5343 \times 10^{-2} \text{ rad at } t_0 = 25.80 \text{ msec}$$

여기에서  $t_0$  가동접점이 차단되기 시작하는 시간을,  $t_k$ 는 가동접점의 규정된 차단속도(average opening velocity)를 지키기 위한 시간을,  $t_s$  가동접점이 10mm의 접점간격을 움직였을 때의 시간을 나타낸다. 그리고  $V$ 는 1 m/s의 차단속도를,  $D$ 는

접점간격 10mm를 나타낸다.

위의 조건을 만족하는 링크의 회전변위를 다항식 함수(polynomial function)를 이용하여 구하면 식(5)과 같다<sup>(12)</sup>. 이러한 식으로부터 시간에 대한 변위과 속도는 얻을 수 있고, 최종적으로 차단시 링크가 만족해야 할 회전각과 속도에 대한 곡선인 Fig. 3가 얻어지게 된다.

$$\theta(t) = -0.105 + 3.42t + 2.34 \times 10^2 t^2 - 2.53 \times 10^3 t^3 \quad (5)$$

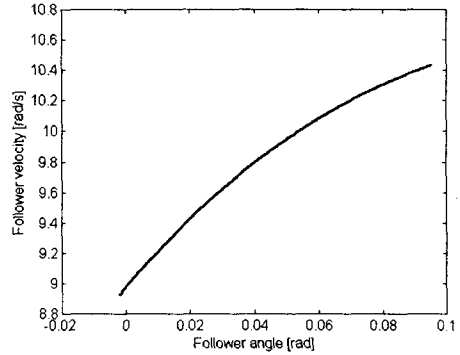


Fig. 3 Relation between desired angle and velocity

## 2.2 $k, l_0, U, V, s$ 의 결정

일반적으로 링크는 대칭성을 가지도록 설계되므로, 차단스프링의 한 연결점 B는 Fig. 2의 점 O와 질량중심점의 직선상에 위치하므로 일반적으로  $t$ 는  $xy$ -좌표계상에서 영(zero)이 된다. 따라서 결정될 스프링의 설계변수로는  $k, l_0, U, V, s$ 로 줄어들게 된다. 먼저 최소자승방법을 이용한 6개의 선택된 점으로부터 식(2)을 이용하여 계산된 속도를 구한다. 그리고 선택된 점의 규정 속도와 의 에러 자승을 개량된 Simplex 방법을 이용하여 최적화하면 Table. 1과 같은 값이 얻어진다. 이러한 얻어진 값을 이용하여 링크의 운동방정식을 풀면 Fig. 4와 같은 결과가 얻어진다. 이 결과로부터 설계된 차단스프링의 설계 변수들은 요구되는 링크의 동특성을 만족함을 알 수 있다.

Table. 1 Design results of spring

	Original value	Least square error
$k$ [N/mm]	14.59	25.82
$l_0$ [mm]	128	147
$U$ [mm]	83	71.3
$V$ [mm]	207	147
$s$ [mm]	135	146

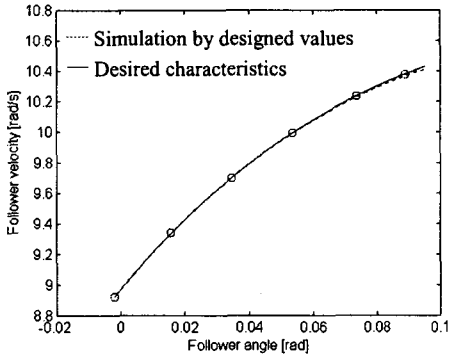


Fig. 4 Design results using least square error

### 3. ADAMS 환경에서의 스프링

#### 설계변수의 최적설계

앞 장에서 제안된 방법이 복잡한 링크와 스프링들로 이루어진 실제 차단기의 스프링 설계변수의 결정에 적용하기 위해서는 차단기에 구성되어 있는 모든 요소를 고려하여 수식화해야 한다. 그러나 이러한 과정에는 시간이 많이 요구되어지며, 차단기의 링크기구가 다를 때 마다 수식화가 전개되어야 하는 단점이 있다. 이런 문제점을 해결하기 위하여, 본 논문에서는 일반적으로 복잡한 기구의 동특성 분석을 위해 사용되는 다물체 동역학 프로그램인 ADAMS 와 이를 통하여 개발된 동적 모델을 이용하여, 앞 장에서 제시된 방법을 적용하고자 한다. 즉 ADAMS 환경에서 스프링 설계변수의 최적화 과정이 수행될 수 있는 방법을 제안하고 검증한다. 그리고 마지막으로 검증된 설계방법은 실제 차단기의 차단스프링 설계에 적용되어진다.

Fig. 5 는 차단기의 동적모델과 ADAMS 환경을 이용한 스프링 설계변수의 최적화 과정을 나타낸다. 여기에서 기본적인 방법은 앞 장에서 제시된 방법과 동일하다. 즉 먼저 주어진 차단용량에 적합한 접점의 차단 및 투입 곡선이 설계되어진다. 이는 ADAMS 환경이 아니라 수치계산 프로그램에서 설계되어진다. 다음 초기 설계변수에 의해 차단기의 동적모델에서 접점의 동특성이 계산되어진다. 그리고 계산된 동특성과 규정된 접점의 동특성의 에러 자승이 비교되어지고, 에러가 최소화되도록 ADAMS 환경에 구비된 최적화 프로그램을 이용한다. 여기에서 최적화는 ADAMS 의 DOT3 를 이용하였다<sup>(13)</sup>.

Fig. 6 은 Fig. 5 의 방법이 적용될 정격전압이

24kV, 차단전류가 40kA 인 차단기의 전체 구조와 구동메커니즘의 구조를 나타낸다. 여기에서 진공 인터럽터내의 접점 스트로크(stroke)는 17mm 이다. 차단기의 차단특성에서 가장 중요한 성능기준은 차단속도로서 전체 스트로크의 0 에서 75%까지의 평균속도를 말한다. Fig 6 의 차단기의 경우 차단속도를 1.8 m/sec 가 되도록 차단스프링을 최적설계하고자 한다. 일반적으로 스프링이 연결되는 위치는 차단기의 조립공정의 편이상 기준의 위치를 유지하는 것이 요구되므로 설계변수에서 연결점의 위치는 제외하였다. 그리고 현재 초기의 차단 스프링의 강성은 62.1 N/mm, 자유장은 100mm 이다. 이때 차단속도는 2.64 m/sec 로서 설계기준 값보다 훨씬 높다.

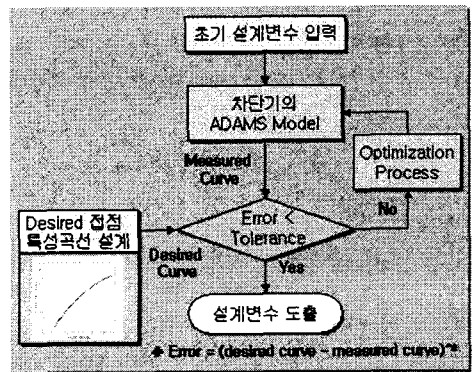


Fig. 5 Optimal design process of spring parameter using ADAMS

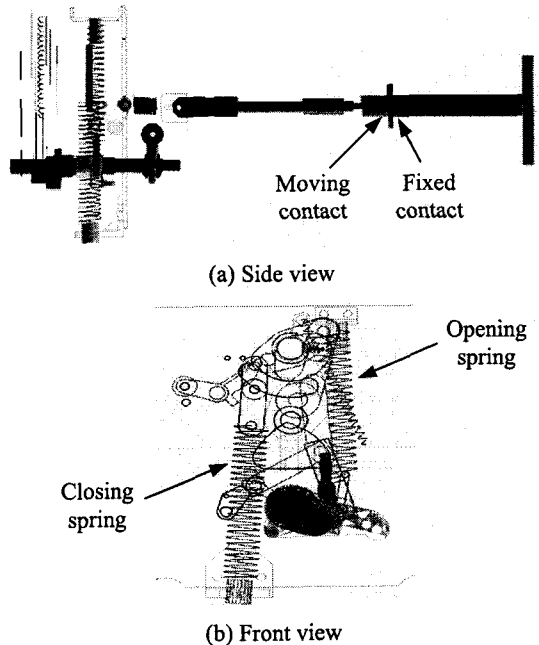


Fig. 6 vacuum circuit breaker mechanism

### 3.1 최적화 프로세서의 검증

먼저 Fig. 5 와 같은 프로세서를 검증하기 위하여, 초기의 차단스프링 강성과 자유장에 의한 접점의 차단특성을 임시로 규정된 동특성으로 간주하고 초기 강성을 80 N/mm 로 수정하여 최적화 과정을 수행하였다. 여기에서 예측될 수 있는 것은 최적화 후에 강성은 62.1 N/mm 로 수렴하여야 하고, 최적화된 강성에 의한 차단기의 차단특성은 임시로 규정된 동특성과 일치하여야 한다.

Table. 2 는 최적화될 때의 목적함수와 강성의 변화를 나타내고, Fig. 7 은 규정된 접점의 속도(강성은 62.1 N/mm, 자유장은 100mm)와 최적화된 강성에 의한 접점의 속도를 나타낸다. 이 결과로부터 Fig. 5 의 최적화 과정은 2 장에 제안된 설계방법과 같은 역할을 수행함을 알 수 있다.

Table. 2 Verification results of optimal Design process

Iter.	Objective	강성(K)
0	5.20E+08	80
1	3.87E+06	63.169
2	1.35E+05	61.69
3	1.35E+05	61.687
4	1.35E+05	61.681
5	1.35E+05	61.687

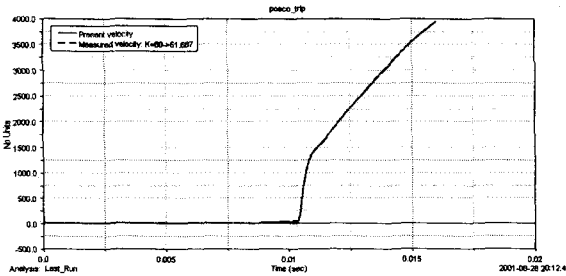


Fig. 7 Opening velocity of moving contact

### 3.2 차단스프링의 최적설계

초기의 차단 스프링의 강성은 62.1 N/mm, 자유장은 100mm 일 때 차단속도는 2.64 m/sec 로서 실제 설계기준인 1.8 m/sec 에 비하여 훨씬 높다. 따라서 Fig. 5 와 같은 최적화 과정을 통하여 설계기준의 차단속도를 만족하는 차단스프링의 강성과 자유장을 설계해야 한다. 먼저 접점의 차단속도가 1.8 m/sec 이 되도록, 2.1 절에서 제시한 설계방법을 통하여 Fig. 8 과 같은 접점의 스트로크에 대한 속도곡선을 설계하였다.

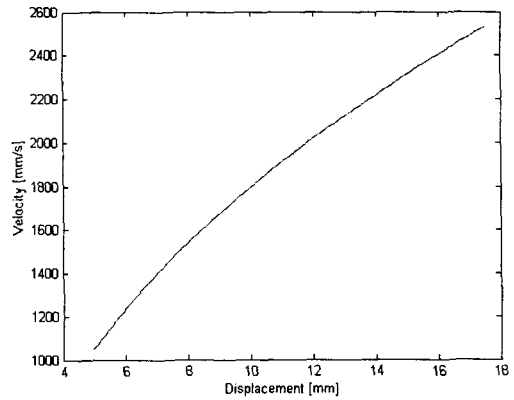


Fig. 8 Desired opening characteristics of electric contacts

설계된 차단특성 곡선을 Fig. 5 의 스프링 설계변수의 최적화과정에 적용하면 Table. 3 과 같은 스프링의 강성과 자유장을 얻을 수 있다. 그리고 Fig. 9 는 최적화된 스프링에 의한 접점의 속도와 요구되는 속도를 비교한 것이다. 이 때의 차단속도는 1.77 m/sec 이다. 이 결과로부터 최적설계된 스프링은 설계기준 속도와 근사한 값을 가지며, 차단특성도 유사함을 알 수 있다.

Table. 3 Optimal Design results of opening spring

Iter.	Objective	강성(K)	자유장(L)
0	1.72E+09	50	100
1	2.70E+07	57.07	151.8
2	1.55E+07	57.65	148.2
3	1.47E+07	57.52	148.9
4	1.48E+07	57.18	148.8
5	1.47E+07	57.39	148.9

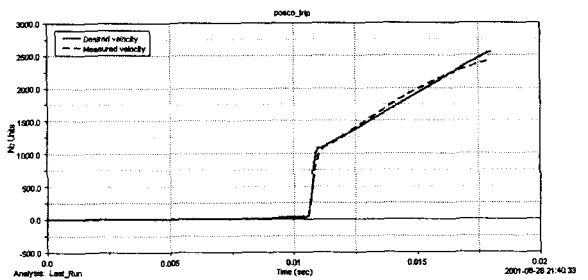


Fig. 9 Opening velocity of moving contact by optimal design of opening spring

## 4. 결론

주어진 차단기 메커니즘에 대하여 규정된 동특성을 만족시키도록 스프링의 설계 변수들인 강성, 자유길이와 스프링의 두 연결 위치들을 최적설계

하는 방법을 제안하였다. 그리고 제안된 기본적인 설계방법이 실제 차단기의 설계에 적용될 수 있도록 ADAMS 동적모델을 이용하는 최적화 과정으로 변환되었다. 제안된 설계방법은 실제 차단기의 차단특성을 만족시키기 위한 차단스프링의 설계에 적용되었고, 설계된 차단스프링에 의한 동특성은 요구되는 특성과 거의 일치하였다. 제안된 동적모델을 이용한 최적화 과정은 스프링뿐만 아니라 링크의 기구학적 및 동역학적 변수를 결정하는데 사용되어질 수 있다.

### 참고문헌

- (1) Willis, H. L., 1997, *Power Distribution Planning Reference Book*, Marcel Dekker, Inc.
- (2) Flurschein, C. H., 1975, *Power Circuit Breaker Theory and Design*, Short Run Press Ltd.
- (3) Matthew, G. K. and Tesar, D., 1977, "Synthesis of Spring Parameters to Satisfy Specified Energy Levels in Planar Mechanisms," *Transaction ASME-Journal of Engineering for Industry*, May, pp. 341-346.
- (4) Matthew, G. K. and Tesar, D., 1979, "Synthesis of Spring Parameters to Balance General Forcing Functions in Planar Mechanisms," *Transaction ASME-Journal of Engineering for Industry*, May, pp. 347-352.
- (5) Pracht, P., Minotti, P. and Dahan, M., 1987, "Synthesis and Balancing of Cam-Modulated Linkages," *Proceedings, 1987 ASME Design Automation Conference*, Boston, pp.221-226.
- (6) Streit, D. A. and Gilmore, B. J., 1989, "Perfect Spring Equilibrators for Rotatable Bodies," *Transaction ASME-Journal of Mechanisms, Transmission, and Automation in Design*, Vol. 111, pp. 451-458.
- (7) Walsh, G., Streit, D. A. and Gilmore, B. J., 1991, "Spatial Spring Equilibrator Theory," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 26, No. 2, pp. 155-170.
- (8) Huang, C. and Roth, B., 1993, "Dimensional Synthesis of Closed-Loop Linkages to Match Force and Position Specifications," *Transaction ASME-Journal of Mechanical Design*, Vol. 115, pp. 194-198.
- (9) Jenuwine, J. G. and Midha, A., 1994, "Synthesis of Single-Input and Multiple-Output Port Mechanisms with Springs for Specified Energy Absorption," *Transaction ASME-Journal of Mechanical Design*, Vol. 116, pp. 937-943.
- (10) 안길영, 조상순, 박우진, 김수현, 2001, "규정된 동적응답을 위한 스프링구동 링크기구의 설계," *대한기계학회 2001년도 춘계학술대회 논문집 Vol. C*, pp. 476-481.
- (11) Rao, S. S., 1978, *Optimization Theory and Application*, Wiley Eastern Limited, New York.
- (12) Erdman, A. G. and Sandor, G. N., 1984, *Mechanism Design, Analysis and Synthesis Vol. 1*, Prentice-Hall.
- (13) ADAMS(Automated Dynamic Analysis of Mechanical System) Reference Manual., Mechanical