

저압 회로차단기 코어 지지부의 피로해석

손정호*·박진수*·윤일성**

Fatigue Analysis of the Core Support of a Contactor Breaker

Jung-Ho Son, Jinsoo Park and Il-Sung Yoon

Key Words: Contactor Breaker (회로차단기), Fatigue Evaluation (피로평가), Residual Stress (잔류 응력), Impact Force Measurement (충격하중 계측), Fatigue Limit (피로한계), Mean Stress (평균응력)

Abstract

Fatigue strength evaluation was carried out for the core support structure of a low voltage circuit breaker. The impact load acting on the core support was calculated based on the strains measured during operation. A three-dimensional finite element analysis was performed to determine local peak stresses for fatigue evaluation. Fatigue safety factors were calculated using the modified Goodman, Gerber, Soderberg, and modified Findley lines, considering the magnitude of the residual stress and impact load.

1. 서론

원격조작식 저압 회로차단기(contactor breaker)는 각종 제어 시스템에 사용되는 기기로써 일반 산업용뿐만 아니라 고도의 신뢰성 및 내구성이 요구되는 선박용 전장품 및 산업 자동화에 사용되고 있다. 이 제품은 모터 제어반에 사용되는 배선용 차단기, 전자 접촉기, 모타보호계전기, 영상변류기, 변류기 등의 모든 기능을 하나로 집적한 것으로 기존 모터제어반에 비해 크기는 1/4, 기능은 4배로 향상시켰으며, 각종 펌프, 밸브, 아파트 공사, 하수 처리장, 정수장과 같은 수처리 시설이나 각종 화학 플랜트에 적용할 수 있다.

회로차단기는 Fig. 1처럼 프레임에 해당하는 코어 지지부와 그 안에 여러 가지 부품으로 구성된다. 압축 스프링(return spring)은 초기 압축상태로 조립되며, 솔레노이드에 전원을 넣으면, 구동 코어(moving core)를 당겨 압축 스프링이 추가 압축된다. 솔레노이드로의 전원을 차단하면 구동 코어는 스프링 압축력에 의해 접촉 레버(contact lever)를 가압하고 이어 주 접촉 브리지(main contact bridge)를 눌러 회로를 차단하게 된다.

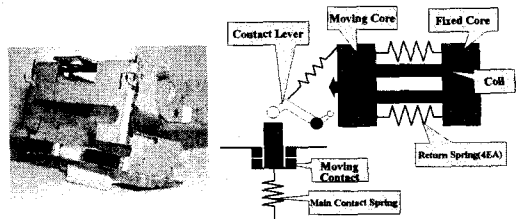


Fig. 1 Overview of the core support

회로차단기는 일반적으로 5×10^6 사이클 이상의 기계적 피로수명이 요구되며, 개발단계에서 내구

* 현대중공업 구조연구실
 ** 현대중공업 중저압차단기부

성 시험 등을 통하여 그 성능을 검증하게 된다. 따라서 구조강도상 응력집중현상이 발생하는 국부적인 구동 코어 지지부는 작동중 발생하는 반복 충격하중에 대한 피로강도가 충분히 확보되어야 한다.

본 논문에서는 개발중인 64A~150A용 저압 회로 차단기의 코어 지지부 초기 구조모델에 대한 피로해석 내용 및 기술적 논의점들을 기술하였다. 응력해석을 위하여 CAD 모델로부터 만들어진 유한요소 모델을 사용하여 구조해석을 수행하였다. 코어 지지부에 작용하는 충격하중의 크기는 회로차단기 작동시 스트레인 계측을 통하여 직접 산정하였다. 응력집중부인 곡률부의 피로강도 평가를 위해 modified Goodman, Gerber, modified Findley, Soderberg 선도를 사용하였으며 가공시 발생하는 잔류응력의 크기 및 작용하중의 크기가 피로안전계수 계산에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 유한요소해석

개발초기에 검토한 2가지 코어 지지구조에 대한 유한요소모델(이하 “모델 A”와 “모델 B”)은 Fig. 2와 같다.

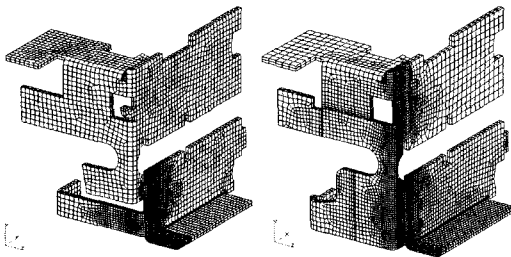


Fig. 2 FE models of the core support structure (Model A & B)

구조해석 모델은 SDRC/I-DEAS에서 만들어진 3차원 CAD 모델로부터 요소를 생성하였으며, 거의 모든 요소는 20-절점 3차원 입체 요소로 구성하여 탄성해석을 수행하였다. 고응력부로 생각되는 부분은 두께방향으로 4개의 요소를 갖도록 모델링하였다. 전·후처리기와 solver로서 MSC/PATRAN과 MSC/NASTRAN을 사용하였다.

코어 지지부의 재질은 열간 압연 연강판(hot-rolled mild steel plate)인 SPHD를 원판(base metal)으로 하는 전기 아연 도금 강판(electrolytic zinc-coated steel sheet)인 SEHD로 주용되는 드로잉용(drawing)이다. 일반적으로 전기 아연 도금 강판의 기계적 성질은 원판인 열간 압연 강판의 기계적 성질을 사용하는데 최소 인장강도는 270 MPa 이상이고 두께 2mm에 대한 신장률은 33% 이상으로 규정되어 있다⁽¹⁾. 본 연구에서 피로강도 평가를 위해 사용한 재질의 피로한도는 159 MPa이다⁽²⁾. 이 값은 상업용 열간 압연 강판인 SPHC에 대한 값이다⁽³⁾. SPHC에 대한 인장시험으로부터의 항복응력 및 인장강도는 각각 219 MPa와 339 MPa이다.

2.1 경계조건

코어 지지부가 볼트 체결로 몰딩부와 접하는 지점의 절점들의 모든 자유도를 구속하였다. 또한, 대칭으로 전체 모델의 반만을 모델링하였으며 대칭면의 절점에는 대칭조건을 주었다. 접촉 레버를 통해 전달되는 충격하중의 크기는 아래 2.2절에서 설명한 바와 같이 계측을 통해 구하였으며, 하중의 작용점에서는 핀 조인트가 연결되는 부분에 강체요소를 만들었다.

2.2 하중 계측

코어 지지부의 접촉 레버를 통해 전달되는 충격하중의 크기와 방향을 직접 측정하기 위하여 모델 A의 실제 작동시 스트레인 게이지를 사용하여 계측을 수행하였다. 게이지의 부착 위치는 Fig. 3과 같다. 게이지 길이는 1mm로서 2축과 1축 게이지를 사용하였다. 계측결과, 계측점 ①과 ②에서의 계측신호는 거의 동일하였다. 즉, 수평방향 굽힘은 일어나지 않았다. 그리고 길이방향으로는 외팔보 구조 특성대로 스트레인 값이 선형으로 감소하였다.

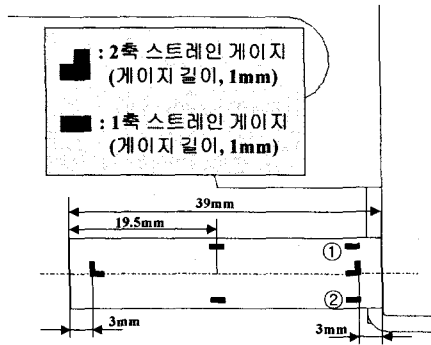


Fig. 3 Measuring point (Model A)

계측점 ①에서의 전형적인 계측 신호(sampling rate : 2000)를 Fig. 4에 나타내었는데 동적 하중은 정적 하중의 약 2배로 나타났다($F_{max} \approx 2 \times F$). 계측구조를 외팔보로 가정하고 계측 스트레인을 사용하여 계산된 하중의 크기도 Fig. 4에 같이 표기하였다. 하중의 크기와 위치는 계측된 응력의 계측 지점과 같은 지점에서의 구조해석 결과로부터 환산하여 구하였다.

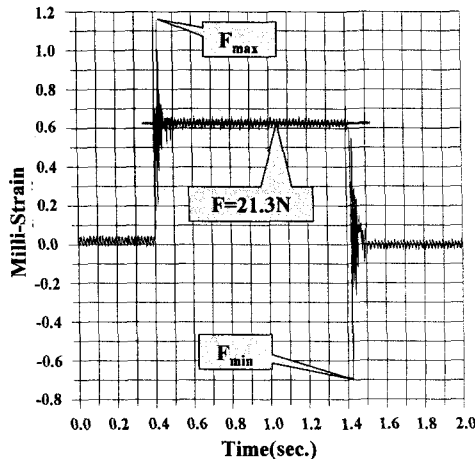


Fig. 4 Typical measured strain history

계측을 통해 구한 정적 하중에 대한 검증을 위해 압축 스프링의 초기 압축상태에 해당하는 정적 하중을 계산하였다. 압축 스프링의 자유길이는 70.9mm이며, 초기 압축량은 30.4mm이다. 압축 스프링의 스프링 상수는 약 $3.6368E-2$ kgf/mm이므로, 스프링 1개당 초기 압축에 의한 하중(F_{st})은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 F_{st} &= k \cdot \delta_{st} = 3.6368 \times 10^{-2} \times 30.4 \\
 &= 1.1056 \text{ kgf} = 10.85 \text{ N}
 \end{aligned}$$

이 힘을 4개의 압축 스프링과 2개의 핀 조인트를 고려하여 계산하면 21.69N이 된다. 계측된 정적 하중($F=21.3N$)과 비교했을 때 계측된 값이 약 2.0 % 정도 작으므로 계측값은 신뢰성이 있다고 판단된다. Fig. 4에서 동적 효과는 약 2배 정도이고 스프링 압축력이 제거되는 순간 반대방향 변위에 의해서 정적 하중 수준의 반대 응력이 발생하고 있음(F_{min})을 알 수 있다. 따라서 피로 응력 범위는 정적 상태의 약 3배로 증폭되고 있다.

2.3 해석 결과

해석결과와의 한 예로서 하중 F_{max} 가 작용할 때 모델 A와 B의 응력집중부에서의 주응력분포를 Fig. 5와 6에 나타내었다. 그림으로부터 알 수 있듯이 최대 주응력(σ_1)은 모델 A와 B에서 코너 연결부에서 발생하였다. 또한, 최소 주응력(σ_{II})은 곡률부에서 발생하고 있다. 코너 연결부가 초기 균열 발생 위치로 볼 수 있으나, 본 연구에서는 잔류응력부이자 응력집중부인 곡률부를 관심 영역으로 선정하였다. 곡률부에서의 응력집중계수(K_t)는 모델 A의 경우 2.56, 모델 B에서는 2.37로 얻어졌다. 여기서 K_t 는 곡률부($R=0.5mm$) 최대 주응력을 반대편 최대 주응력으로 나눈 값으로 정의하였다.

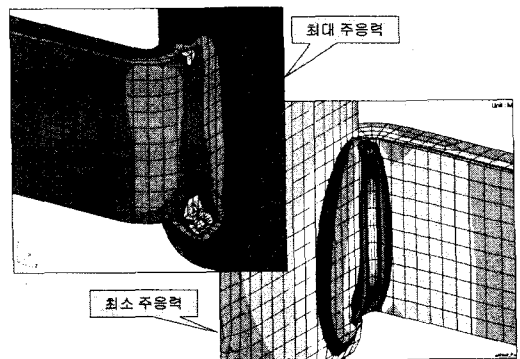


Fig. 5 Principal stress distribution (Model A)

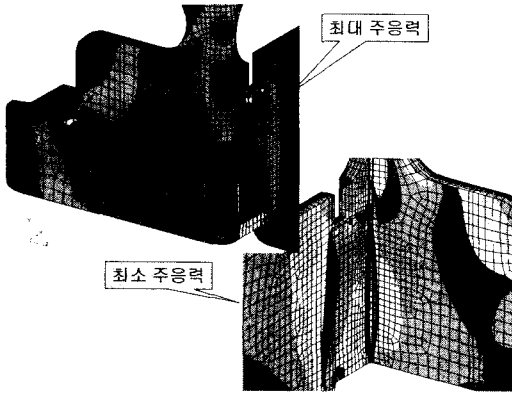


Fig. 6 Principal stress distribution (Model B)

3. 피로강도 평가

3.1 평균응력 효과

일반적으로 양(+)¹의 평균응력은 피로강도를 저하시킨다. 터빈날개, 압력용기, 엔진부품 등에서는 비교적 높은 평균응력이 작용하는 경우가 있는데 이 경우 피로평가는 더욱 어려운 과제가 된다. 평균응력 σ_m 이 존재할 때 피로한계 응력진폭 σ_a 는 경험적으로 구해진 modified Goodman, Gerber, Soderberg 식 등을 사용하여 예측할 수 있다. 최근의 연구에서는 Findley⁽⁴⁾의 임계 전단 응력(critical shear stress) 개념에 근거하여 피로한계 및 인장강도를 연관시켜 Wang 등⁽⁵⁾이 제안한 modified Findley 식이 있다. Findley 식은 알루미늄의 경우, 정도 높은 예측을 보여주었으며 일반강의 경우 다소 보수적인 결과를 나타냈다⁽⁵⁾.

$$\sigma_a = S_f \left[1 - \frac{\sigma_m}{S_u} \right] \quad (\text{modified Goodman}) \quad (1)$$

$$\sigma_a = S_f \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{S_u} \right)^2 \right] \quad (\text{Gerber}) \quad (2)$$

$$\sigma_a = S_f \left[1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right] \quad (\text{Soderberg}) \quad (3)$$

$$\sigma_a = \frac{S_f}{2(S_u - S_f)} \times \left[\sqrt{S_f^2 + 4(S_u - S_f)(S_u - \sigma_m)} - S_f \right] \quad (\text{modified Findley}) \quad (4)$$

여기서 S_f 는 $\sigma_m = 0$ 인 상태에서 피로한계이며 S_u 는 인장강도, S_y 는 항복강도이다. Fig. 7에 위의 식들을 표시하였는데 modified Findley 식은 Gerber 식보다 다소 보수적임을 알 수 있다.

3.2 노치 효과

3.1절에서 언급된 식들은 노치가 없는 시편(구조) 데이터에 대한 결과이다. 한편, 노치가 있는 시편(구조)의 평균응력 효과를 고려하기 위해서는 Gerber, Goodman, Soderberg의 경우 피로노치계수(fatigue notch factor) K_f 를 도입하여 S_f 대신 S_f/K_f 를 사용할 수 있다. 노치부에서는 일반적으로 응력집중으로 인해 국부 소성(local plasticity) 현상으로 인해서 평균응력이 감소하는 경향이 있는데 이에 대한 고려로써 Gunn⁽⁶⁾이나 Cook⁽⁷⁾의 제안식이 있다. 한편 이 모든 식들은 평균응력이 S_y 근처에서는 신뢰성이 매우 저하되는데 Burguete 등⁽⁸⁾은 볼트 시험 데이터를 근거로 하여 $\sigma_m > S_y$ 영역에서의 피로 평가식을 제안한 바 있다. Fig. 8에 이 식들을 도식적으로 표시하였다.

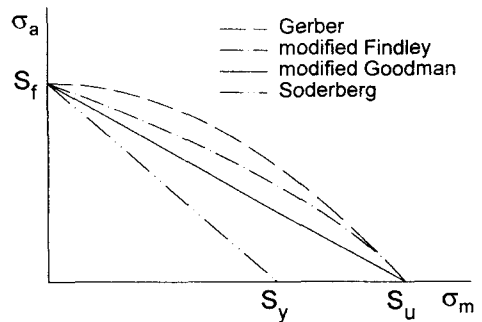


Fig. 7 Fatigue limit vs. mean stress (plain specimen)

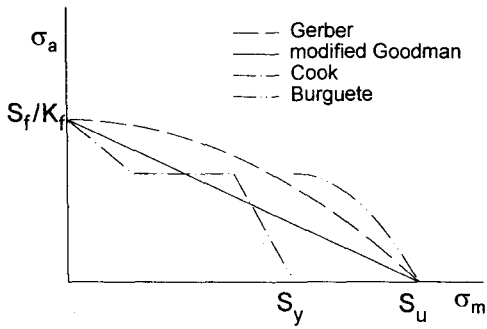


Fig. 8 Fatigue limit vs. mean stress
(notched specimen)

3.3 굽힘을 받는 보의 잔류응력

코어 지지구조중 굽힘 가공에 의해 만들어지는 곡률부는 스프링 백(spring back) 현상에 의해 인장 잔류응력이 생기게 된다. Fig. 9는 굽힘을 받는 보를 완전 탄소성(perfectly elastic-plastic) 재질로 가정했을 때 보에 생기는 응력 상태를 보여준다. 보의 단면이 완전 소성까지 굽힘을 가하여 제거하면 표면에서는 항복응력의 50% 수준의 잔류응력이 남게 된다. 이와 같은 잔류응력은 피로하중 하에서는 평균응력에 영향을 미치게 된다.

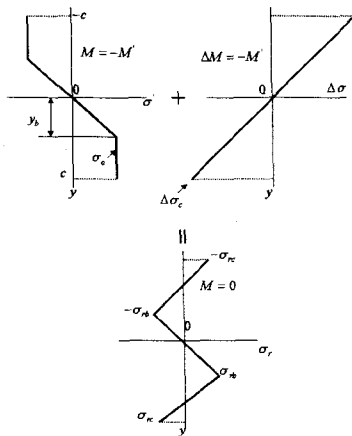


Fig. 9 Residual stress in beam

3.4 피로강도 평가

응력집중 곡률부의 피로강도를 정확히 평가하기 위해서는 우선 정확히 잔류응력의 크기를 추정해야 하며 강도조정을 위하여 충격하중이나 구조형상(예, 두께)을 변경시키게 된다. 본 연구에서는 초기 설계시 기초자료를 확보하기 위하여 곡률부에 존재하는 잔류응력의 크기와 회로 차단기 작동시 발생하는 충격하중의 크기가 피로강도에 미치는 영향을 검토하였다.

잔류응력 (σ_r)이 항복응력의 100%, 50% 0%인 경우에 대하여 하중을 100%에서 20%까지 줄여가며 피로 안전계수를 계산하였다. 평가식으로서는 3.1절에서 언급한 4개의 식을 사용하였다. 재질의 거동은 계산 편의상 완전 탄소성으로 가정하였다. 검토 결과, 얻어진 응력진폭 및 평균응력 값들을 Fig. 10에 나타내었다. 그림에서 $\sigma_r = 0$ 인 경우 σ_m 은 음(-)으로 계산되었으나 설계 목적상 $\sigma_m = 0$ 으로 처리하였다. 한 예로서 하중이 계축치의 60%일 경우, 피로안전계수를 Fig. 11의 막대 그래프로 표시하여 평가식 및 잔류응력에 따른 비교를 하였다.

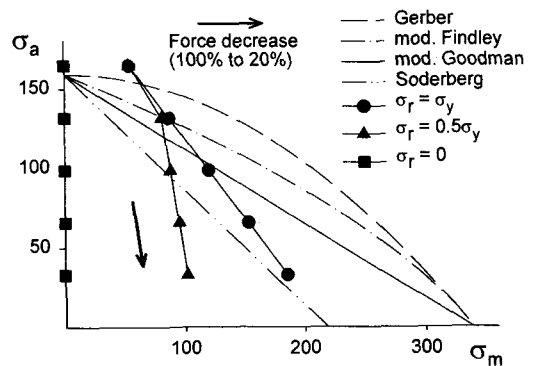


Fig. 10 stress states according to residual stress and applied force

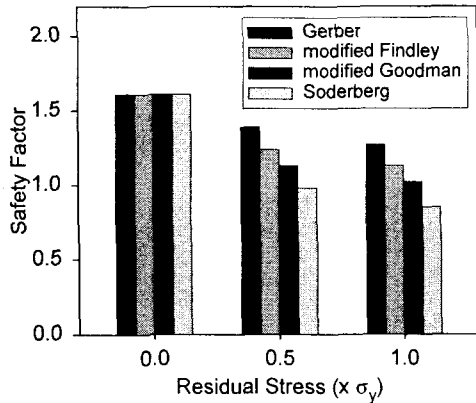


Fig. 11 Comparison of fatigue safety factors (60% measured force)

Fig. 10과 11에서 알 수 있듯이 잔류응력의 크기에 따라 특히 작동하중이 작아질수록 안전계수가 크게 차이가 나고 있다. 따라서 강도평가지 잔류응력의 추정을 정확히 해야함을 알 수 있다. 잔류응력이 없다고 가정했을 때는 각 식의 평가결과는 일정하나 잔류응력 존재시 Gerber 식이 다소 높은 안전계수를 나타내며 Soderberg 식은 상대적으로 낮은 안전계수를 주고 있다.

4. 결론

중저압 회로차단기의 코어 지지부의 곡률부에 대하여 초기 구조설계시 피로강도 평가를 위하여 잔류응력의 크기 및 작동시 충격하중의 크기의 영향을 검토하고 다음의 결론을 얻었다.

1) 잔류응력 크기에 따라 평가결과가 크게 달리 나타났으며(Fig. 10) 특히, 작동하중이 작을 경우 그 효과가 크게 나타났다.

2) Gerber의 식이 가장 큰 안전계수를 주었으며 Soderberg는 상대적으로 상당히 낮게 나타났다. modified Goodman과 modified Findley는 서로 유사하게 Gerber의 경우보다 다소 보수적인 안전계수를 주었다.

참고문헌

(1) 한국표준협회, "KS 핸드북 : 철강 I," 1997.

- (2) Japan Society of Materials Science, "Databook on Fatigue Strength of Metallic Materials," Vol. 1, Elsevier Science B.V., 1996.
- (3) 일본표준협회, "JIS Handbook : Ferrous Materials & Metallurgy II," 1996.
- (4) Findley, W. N., "A Theory for the Effect of Mean Stress on Fatigue of Metals under Combined Torsion and Axial Load or Bending," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 81, pp. 301-306, 1959.
- (5) Wang, S.-J. and Dixon, M. W., "A New Criterion for Positive Mean Stress Fatigue Design," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 119, pp. 135-137, 1997.
- (6) Gunn, K. "Effect of Yielding on the Fatigue Properties of Test Pieces Containing Stress Concentrations," Aeronaut. Q., Vol. 6, pp. 277-294, 1955.
- (7) Cook, N. H., *Mechanics and Materials for Design*, McGraw-Hill, New York, 1985.
- (8) Burguete, R. L. and Patterson, E. A., "The Effect of Mean Stress on the Fatigue Limit of High Tensile Stress," Proc. Instn. Mech. Engrs, Journal of Engineering Manufacture, Vol. 209, pp. 257-262, 1995.