

工學碩士 學位論文

선박용 디젤 주기관 스테드볼트의 피로파괴  
안전성에 관한 연구

A Study on the Safety of Fatigue Fracture of Stud Bolt for  
Marine Diesel Engine

指導教授 金 宗 鎬

2007年 2月

韓國海洋大學校 大學院  
機關시스템工學科

金 泰 亨

# 목 차

Abstract .....	3
Nomenclature .....	5
<b>1. 서론 .....</b>	<b>6</b>
1.1 연구의 배경 .....	6
1.2 연구의 목적 및 내용 .....	9
<b>2. 이론 해석 .....</b>	<b>10</b>
2.1 실린더커버 스테드볼트의 체결 및 구조 .....	10
2.2 피로파괴 .....	12
2.2.1 피로설계의 기본개념 .....	12
2.2.2 피로하중의 형태 .....	15
2.2.3 피로수명과 내구한도의 정의 .....	17
2.3 피로해석 방법 .....	19
2.3.1 선형누적손상계수의 정의 .....	19
2.4 피로균열발생수명에 영향을 미치는 요소 .....	20
2.4.1 평균응력의 영향 .....	20
2.4.2 응력 집중계수(Kt)의 영향 .....	22
2.4.3 스테드볼트의 응력해석 .....	24
<b>3. 스테드볼트의 피로파괴 안전성 평가 .....</b>	<b>27</b>
3.1 평가 모델 .....	27
3.2 재료의 화학적, 기계적 성질 .....	29
3.3 변동응력의 사이클 수 평가 .....	30
3.4 응력의 해석 .....	31
3.4.1 이론식에 의한 변동응력 .....	31
3.4.2 나사산부의 응력집중계수 .....	33
3.5 실린더커버 스테드볼트의 피로강도 .....	36
3.5.1 P-S-N곡선 .....	36
3.5.2 응력집중의 영향을 고려한 P-S-N 곡선의 수정 .....	40
3.5.3 응력비(평균응력)의 영향을 고려한 P-S-N 곡선의 수정 .....	43
3.6 피로강도설계의 평가 .....	45
<b>4. 결론 .....</b>	<b>48</b>

참고 문헌 .....	49
감사의 글 .....	51

## *1. Abstract*

Bolting is widely spreaded for its reliability, productivity, cost and easy-dismantling process for repair and exchange. Cylinder cover is fastened with cylinder block by the stud bolts placed at the upper part of cylinder liner.

Stud bolt for cylinder cover is repeatedly given axial forces from the initial fastening torque and explosion pressure as variable load from the combustion chamber. Because variable stress conditions cause stress concentration on the screw threads, factors such as allowable stress and limitation of the stress concentration should be decided at the stage of design for minimizing fatigue failure caused by stress concentration and for selecting proper bolt materials and sizes.

From the research, presumed the number of cycles for variable stress generated on stud bolt for the expecting design life by modeling MAN B&W 12K98MC-C engine. And collected and analyzed other fatigue test results of stud material, High Tensile Alloy Steel(SNCM439).

The statistical analysis of research results presents (10% failure probability) fatigue strength equation which can explain effects of what influence stress concentration factor and stress ratio have on fatigue strength.

Furthermore, theoretical calculation of FEM modeling program makes it possible to obtain each values of stress concentration.

The cumulative damage factor based on Miner-Palmgren hypothesis is used for the practical procedure of fatigue life prediction. Also, the quantitative safety analysis of fatigue failure of the stud bolt for cylinder cover can be done, and then results are reflected for the design optimization.

## 2. Nomenclature

$C_w$	Cumulative damage factor = $\sum \frac{n_i}{N_i}$
$n_i$	Number of cycles in stress block i with constant stress range
$\Delta\sigma_i$	
$N_i$	Number of cycles to failure at constant stress range
$S_a$	Stress amplitude, $\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$ , MPa
$S_{aN}$	Stress amplitude at stress ratio, R=0, MPa
$S_m$	Mean stress, $\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ , MPa
$S_r$	Stress ratio, $\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$
$S_u$	Tensile strength, MPa
$S_y$	Yield strength, MPa
$K_t$	Stress concentration factor
$\Delta\sigma_{\max}$	Maximum stress range for a total of $n_0$ cycles, MPa
$n_0$	Total number of stress cycle
$\Delta\sigma$	Stress range, $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ , MPa

## 1. 서 론

### 1.1 연구의 배경

구조물 및 기계부품의 결합방법으로서 체결용 나사나 볼트는 용접, 리벳, 접합, 집착방법등과 함께 가장 일반적인 체결방식이다. 볼트에 의한 체결방식은 다른 방법들에 비해 신뢰성이나 생산성, 그리고 가격적인 측면이 상대적으로 우월함은 물론 수리와 교환이 필요한 곳에서의 분해의 용이성 때문에 각종 기계구조의 부재 체결에 널리 사용되고 있다[1]. 엔진의 실린더커버는 일정시간 운전 후 정비, 수리 및 검사의 목적으로 개방을 해야 하기 때문에 체결 시 분해가 용이한 스테드볼트를 사용하고 있다. 실린더커버는 실린더 블록에 설치된 스테드볼트에 의해서 실린더 라이너의 상부에 조립되어 있다. 스테드볼트에 걸리는 하중은 초기체결 토크(torque)에 따른 축력 이외에 변동하중으로서 엔진운전 시 연소실 내의 폭발압력을 반복해서 받고 있다. 최근 디젤기관 제조자들은 선박의 대형화에 따른 고출력의 엔진을 요구하는 실정이어서 연소실의 폭발압력도 증가되고 있다. 따라서 실린더커버용 스테드볼트는 연소실을 형성하는데 있어 엔진의 신뢰성과 선박의 감항성(sea worthiness)에도 영향을 미치는 중요한 기관부품중의 하나로서 정확한 설계가 필요하다..

선박용 스테드볼트의 설계, 제작, 시험 및 검사 등에 관련된 여러 규정[2]에 의하면, 엔진의 실린더커버, 메인베어링, 크로스헤드 및 커넥팅로드의 체결용 스테드볼트는 엔진의 감항성에 관계되는 중요부품이다. 그중 실린더커버용 스테드볼트는 연소실의 일부를 형성하고 있어서 파손 시 연소실형성에 치명적인 영향을 주고 있다. 그동안 실제 대형컨테이너선을 보유하고 있는 선사들의 보고에 의하면, 운항 중 실린더커버 스테드볼트의 갑작스런 파손으로 인해 심각한 운항손실을 입게 되는 경우가 많았던 것으로 확인할 수 있다.

선급 규정에 의하면 선박의 감항성과 안전을 위하여 1/2 실린더분의 실린더커버용 스테드볼트와 너트를 법정 예비품으로 비치하도록 요구하고 있다<sup>[2]</sup>.

일반적으로 스테드볼트는 우선 금속재료제조자의 품질을 검증할 수 있게 선급기관의 제조법승인을 득한 곳에서 제작한다. 그리고 엔진제조자는 선급기관의 도면승인을 득한 후 스테드볼트의 시편으로 재료시험을 행하여 재료의 성질을 검증할 수 있게 한다. 이 시험이 끝나면, 스테드볼트의 나사산부분은 비파괴검사를 수행하며, 도면과의 비교로 치수계측을 하여 엔진에 탑재된다.

선박용 실린더커버의 스테드볼트는 정하중(볼트의 체결력)과 동하중(연소실의 폭발압력, 충격하중, 지지물의 반력, 엔진에 의한 가속력 등)에 의해서 발생하는 변동응력의 영향을 받게 된다. 즉, 실린더커버 스테드볼트는 정하중에 의한 최소응력(minimum stress,  $S_{min}$ )과 동하중에 의한 최대응력(maximum stress,  $S_{max}$ )이 반복적으로 발생하게 된다. 따라서 실린더커버용 스테드볼트의 설계단계에서 연소실에서 반복적으로 발생하는 최대응력에 의해서 스테드볼트가 파손되지 않도록 허용응력, 파손조건(Failure criterion) 또는 피로한도 등을 설정할 필요가 있다.

또한 실린더커버 스테드볼트는 일반적으로 고장력 합금강으로 제작되고 있다. 이러한 제작단계에서 나사산쪽의 구조적인 불연속부로 인해 응력집중 현상이 발생하여 문제가 발생하는 경우가 종종 있으며, 실제 파손의 대부분이 나사산쪽의 불연속적인 부분에서 일어났다. 따라서 이와 같은 응력집중으로 인한 정적강도와 피로강도의 감소를 최소화하기 위해서는 설계단계에서부터 규격화되어있는 볼트의 선정과 재료의 선정에 따른

타당성을 검증할 필요가 있다고 사료된다.

최근, 엔진제조사들은 엔진출력의 증가에 따라 스테드볼트의 나사산부 제작방식을 예전의 절삭가공에서 전조가공으로 전환을 하고 있다. 전조가공의 장점으로 나사산부의 응력집중을 막고, 제작시의 나사산부의 결함을 최소화하려는 의도이다. 본 논문에서 모델로 삼은 MAN B&W 12K98MC-C 엔진은 나사산부의 제작방법의 전환으로 지난 수년간 반복적인 조합응력이 발생하는 운전 조건에서 별다른 손상사고가 없이 사용되고 있으나, 항상 파손의 위험을 내포하고 있다고 할 수 있다. 하지만 이 스테드볼트의 정적강도와 피로강도에 대하여 정량적으로 안전도에 대해 평가한 실적은 없는 것이 현실이다.

최근 부품소재에 대한 신뢰성 평가 및 제조물 책임법 등에서는 기존의 규정에 따라 설계되고 제작된 제품이 사용상 별다른 하자가 없다면 문젯가 되지 않는다. 반면 최근에는 그 제품의 안전성에 대한 정량적인 평가결과를 요구하는 추세에 있다[3]. 또한 이와 같은 추세는 국제적인 경쟁력이 요구되는 조선기자재 산업분야에는 더욱더 강화될 것으로 전망된다.

따라서 실린더커버 스테드볼트의 피로파괴 안전성을 정량적으로 평가하는 것은 엔진설계에 대한 타당성 제고 및 최적설계를 위한 지침을 제시하는 것은 물론이고 제품에 대한 신뢰성 평가 및 제조물 책임법에 대한 대처, 품질경영 등의 관점에서 중요한 과제라고 사료된다.



## 1.2 연구의 목적 및 내용

본 연구의 목적은 디젤기관제조자의 설계에 따라 제작된 선박용 주기관 실린더커버용 스테드볼트의 피로파괴 안전성을 P-S-N 곡선을 사용하여 정량적으로 평가하고 그 결과를 설계의 최적화에 반영하는 데에 있다.

따라서 본 연구에서는 우선 선박용 디젤기관 중 최근의 대형컨테이너선의 주기관으로 가장 많이 탑재되는 MAN B&W 12K98MC-C 엔진을 모델로 선정하여 탑재한 선박의 20년 동안의 예상 실린더 폭발수를 조사하고 이 스테드볼트의 예상 설계수명 동안 발생하는 변동응력 사이클 수를 통계적으로 추정하였다.

다음으로 주기관 실린더커버 스테드볼트의 재료로 널리 사용되는 니켈, 크롬, 몰리브덴 합금강(SNCM439, JIS G 4103)의 피로강도에 대한 일본공업협회의 연구결과를 수집하고 이에 대한 분석을 실시하였다<sup>[4]</sup>. 이 결과의 통계적 처리를 통하여 응력집중계수, 응력비 등이 피로강도에 미치는 영향을 반영한 파손확률 10%의 피로 강도식을 제안하였다.

또한 선박용 실린더커버 스테드볼트의 운전 중에 발생하는 최대응력과 최소응력을 구하기 위하여 스테드볼트에 대한 이론적 해석 및 유한요소 해석을 함께 수행하였다.

끝으로 본 연구에서 제안한 파손확률 10%의 피로 강도식을 기준으로 선박용 실린더커버 스테드볼트의 피로안정성을 평가하고 그 결과를 고찰하였다.

## 2. 이론 해석

### 2.1 실린더커버 스테드볼트의 체결 및 구조

선박용 주기관의 실린더커버는 실린더 블록에 설치된 스테드볼트에 의해서 실린더라이너의 상부에 조립되어 있다. 이 실린더커버 상부의 강철링(steel ring)에는 커버 스테드볼트를 조이는 유압 조임장치가 내장되어 있다. Fig. 2.1은 유압조임장치(hydraulic tightening device)를 나타낸 것이다.

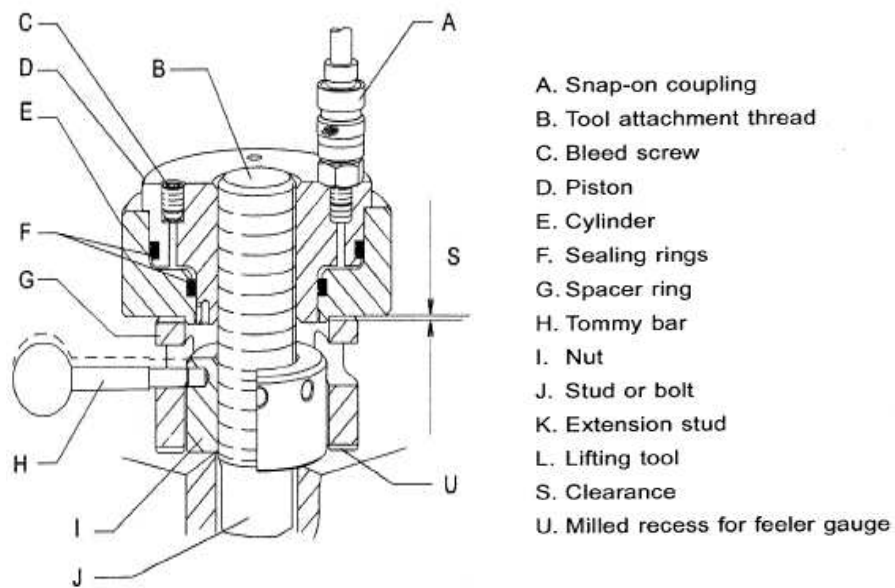


Fig. 2.1 The particulars of hydraulic tightening device

그림에서 유압조임장치 내의 실린더는 이 강철링 안에 원통형 보어 형태로 배치되어 있고, 오일 통로가 뚫려있어 서로 내부로 연결되어 있다. 각 실린더커버 너트는 유압 조임장치의 피스톤 상부와 커버 스테드볼트 나사산에 조립된 내부너트(inner nut)와 외부 나사산에 끼워진 외부너트(outer

nut)로 구성되어 있다. 커버를 조일 때는 내부 너트와 조임장치의 피스톤이 위쪽으로 압력을 받게 되어 스테드볼트가 늘어났을 때 너트를 잠구어 커버 스테드볼트가 초기 체결력을 받아 풀리지 않는 상태가 된다.

실린더커버 스테드볼트는 초기 체결력과 함께 주기관이 운전하면서 연소실에서 발생하는 최대폭발압력을 반복적으로 받게 된다.

실린더커버 스테드볼트는 나사체결의 형태로 실린더 커버와 실린더블록을 체결하고 있으므로 나사체결의 하중과 체결부에 대한 해석이 필요하다.

1978년, 일본 나사 연구협회가 주관하여 시행한 나사체결에 관한 실태조사 결과<sup>[5]</sup>를 보면 조사대상 118개 기업의 사고 중 나사 체결부의 파손으로 인한 것이 가장 많은 문제로 지적되었다. 사고의 원인 중 32%정도가 강도부족으로 인한 피로파괴와 이완으로 인한 것으로 밝혀졌다. 특히 강한 진동과 변동 하중을 받는 기계부품이나 구조물들을 결합한 체결부가 첫 번째 나사산에 과도한 하중이 걸리어 그곳에서부터 파괴가 발생된다고 하며, 실제 선박에서의 파손도 실린더블록과 체결부의 첫 번째 나사산에서 파괴가 가장 많이 일어난 사례들이 있다.

한편, 선박이 대형화됨에 따라 주기관의 고출력도 요구되고 있다. 하지만 요구되는 고출력을 내기 위해서는 주기관도 대형화가 필요하지만 선박의 중량과 공간부족 등으로 연소실의 평균유효압력(M.E.P., Mean Effective Pressure)을 늘이는 추세이다. 이로 인해 실린더커버 스테드볼트에는 연소실의 폭발로 인한 보다 증가된 반복하중이 발생하므로, 기존의 스테드볼트의 설계에 대한 연구가 필요하다.

## 2.2 피로파괴

사용 중인 구조물의 예상치 못한 붕괴는 경제적 손실 및 인명손실까지 초래할 수 있는 심각한 것이다. 이러한 구조물 붕괴의 70-80% 이상은 구조물을 지탱하는 구조재에 반복적으로 가해지는 힘에 의해 파손이 진행되는 피로파괴인 것으로 알려져 있다. 피로파괴를 이론적으로 설명하려는 노력은 수 세대에 걸쳐 수행되어 왔다<sup>[6]</sup>. '피로'라는 용어는 물질이 받고 있는 응력의 변동에 따라 피로해진다는 가정에서 붙여진 것이다. 재료가 이러한 조건에서 점진적으로 왜곡되어 표면이 깨지는 현상으로 이는 최초의 섬유 상태에서 결정화(crystallization)에 원인이 있는 것으로 보았다. 피로에 의한 손상은 구조재의 인장강도 또는 항복강도보다 낮은 반복된 응력에 의하여 서서히 진행되며, 균열이 임계크기 이상이 되면 급격한 구조물의 붕괴로 이어진다. 따라서 구조물의 안전 및 수명 연장을 위해서는 구조물의 설계 시에 구조재의 항복인장강도 뿐만 아니라 피로강도의 개념도 도입되어야 한다.

### 2.2.1 피로설계의 기본개념

피로강도 설계개념<sup>[7]</sup>은 대상이 되는 구조물의 사용목적 혹은 요구되는 안전도에 따라 다음과 같이 나뉘어 진다.

#### 1) 무한수명 설계(Infinite-life design)

무제한적 안전개념은 가장 오래 연구되어온 개념으로서 구조물의 영구적인 사용을 목표로 한다. 따라서 구조물에 발생하는 응력진폭 (Stress amplitude,  $S_a$ )이 피로한도(Fatigue limit,  $S_f$ )를 넘지 않도록 설계하는 방법으로서 영구적인 하중주기에 대해서도 안전한 설계응력을 요구한다. 선박의 배기밸브 스프링과 같이 거의 일정한 주기하중을 수백만 번 이상 받는 부분들에 대하여 적합한 설계조건이다.

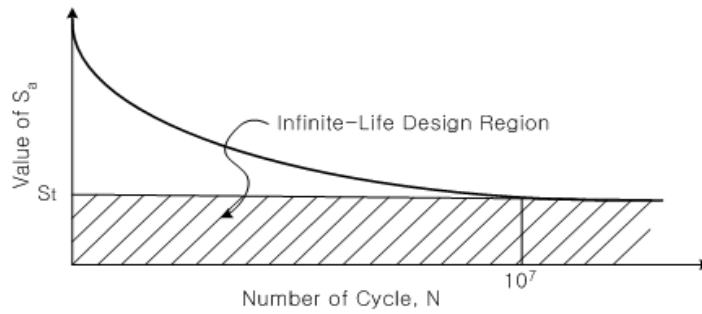


Fig. 2.2 An allowable limit of infinite-life design on S-N curve

2) 안전수명 설계(Safe-life design)

무한수명 설계는 자체중량의 증가로 인한 기능저하를 초래할 수 있고, 비용증가로 인한 많은 경제적 불이익을 수반하기도 한다. 전체 운전수명 동안 수만 번 또는 수십만 번 이내의 주기하중을 받는 구조물에 대해서도 무한수명 설계개념을 적용하는 것은 무의미한 일이다.

안전수명 설계개념은 구조물에 발생하는 응력진폭에 의하여 구조물에 균열이 발생할 때까지의 수명, 즉 균열발생 수명(Crack initiation)이 실제 운전수명보다 크게 설계함으로써 운전기간 동안에 균열이 발생하지 않도록 설계하는 방법이다.

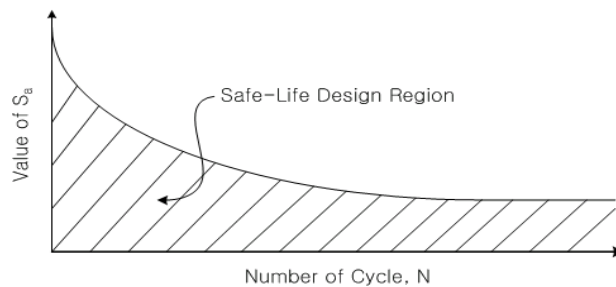


Fig. 2.3 An allowable limit of safe-life design on S-N curve

### 3) 파괴안전설계(Fail-safe design)

대부분의 구조물의 재료들은 연성(ductility)을 갖고 있으며 구조물에 피로균열이 발생하여 파괴에 이르기까지 상당한 시간이 소요된다. 또한 모든 구조물에는 재료자체의 결함이나 이음매 접합과정에서의 결함이 내재되어 있으며, 이러한 내부결함에 의한 균열이 성장하여 최종파단에 이르는지의 여부를 판단해야 한다.

따라서, 파괴안전 설계개념은 파괴역학(fracture mechanics)적 개념이 도입되어 일부분 피로손상 가능성을 인정한다. 주기하중에 의하여 발생된 피로균열이나 내재된 내부결함이 성장하여 최종파단에 이르기까지의 균열전파수명(crack propagation life)을 계산하고, 이를 구조물의 정기적인 검사주기(Inspection interval)보다 크게 설계함으로써 피로균열의 성장과정에서 균열이 발견되어 유지보수가 이루어져 구조물의 최종 파단을 방지할 수 있다.

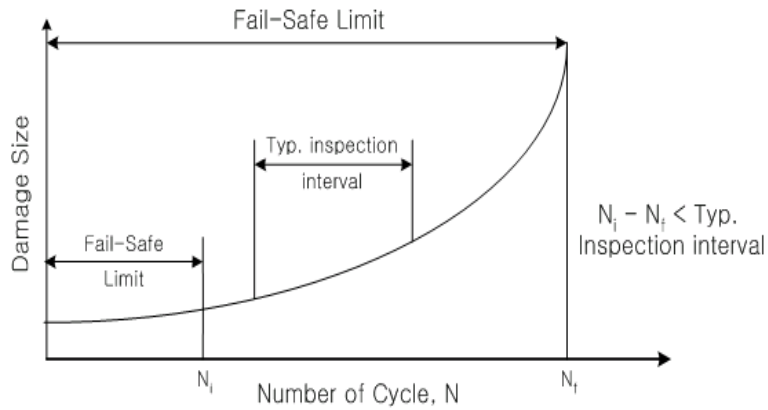


Fig. 2.4 An allowable limit of fail-safe design

### 2.2.2 피로하중의 형태

실제 구조물이나 실험실에서 시편에 작용하는 피로하중은 인장-압축, 굽힘 또는 비틀림의 단순하중 형태이거나 이런 하중들이 복합적으로 작용하는 복합하중 형태로 존재한다. 이렇게 주기적으로 작용하는 하중에 의해 발생하는 구조물 부재 내부의 응력은 Fig. 2.5와같이 시간에 따라 반응하게 된다.



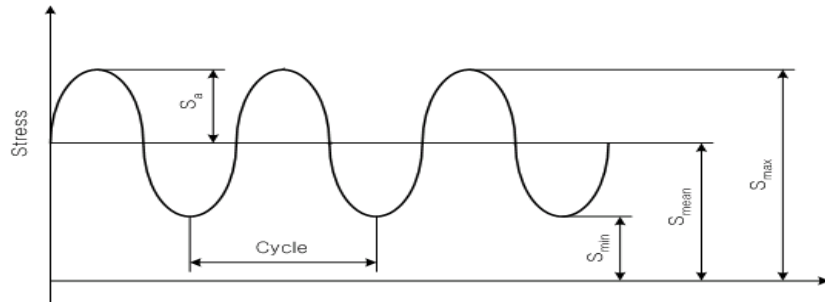
(a) Sine-wave of regular amplitude (b) Sine-wave of fluctuating loads



(c) Random loads

Fig 2.5 The forms of fatigue loads

이와 같이 주기적인 하중에 의하여 발생하는 응력 사이클은 다음 Fig. 2.5와 같이 교번응력(Alternating stress)과 평균응력(Mean stress)을 중첩하여 얻을 수 있다.



$S_{\max}$  = Maximum stress

$S_{\min}$  = Minimum stress

$S_a$  = Alternating stress =  $(S_{\max} - S_{\min}) / 2$

$S_m$  = Mean stress =  $(S_{\max} + S_{\min}) / 2$

$R$  = Stress ratio =  $S_{\min} / S_{\max}$

Fig. 2.6 The various kinds of stress scopes in terms of periodic loads

또한 응력 사이클은 발생응력의 사이클에 따라 다음의 4가지 형태로 구분할 수 있다.

1) 순수 교번응력(Pure alternating stress cycle)

Fully reversed stress라고도 하며 양의 방향 최대응력과 음의 방향 최소응력이 같은 진폭을 갖는 응력 사이클이다. ( $S_m = 0, R = -1$ )

2) 교번 응력 사이클 (Alternating stress cycle)

양의 방향 최대응력과 음의 방향 최소응력이 존재하며 그 절대 값이



서로 다른 응력 사이클이다. ( $0 < S_m < S_a$  or  $-S_a < S_m < 0$ )

3) 반복응력 사이클(Repeated stress cycle)

최대응력 또는 최소응력 값이 zero인 사이클( $S_m = S_a, R = 0$  or  $\infty$ )

4) 변동 응력 사이클 (Fluctuating stress cycle)

최대응력과 최소응력이 같은 부호를 갖는 응력 사이클

( $S_m > S_a, 0 < R < 1$  : Tension,  $1 < R < \infty$  : Compression)

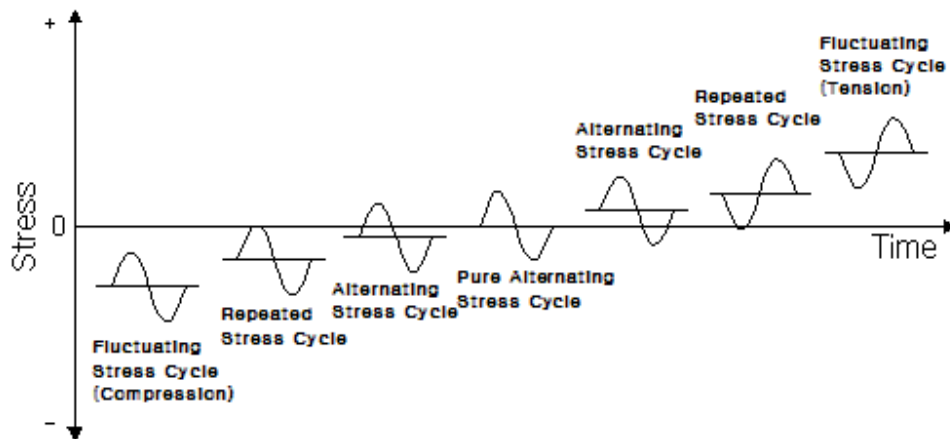


Fig. 2.7 Various kind of stress cycles

### 2.2.3 피로수명과 내구한도의 정의

재료의 기계적 특성 중에서 피로수명과 내구성을 나타내는 파라미터로 다음의 4가지 특성<sup>[9]</sup>이 있다.

1) 피로한도 (또는 피로강도) (Fatigue limit, Sf)

주어진 평균응력  $S_m$ 에 대하여 이론적으로 무한개의 반복하중이 작용하여도 파손이 발생하지 않는 최대 교변응력 값  $S_a$ 를 나타내며 실험적으로 탄소강의 경우 보통  $10^7$  Cycle 정도의 반복하중 수에 해당하는 값을 피로한도로 설정한다. 그러나 부식을 수반하는 탄소강이나 알루미늄 합금등과 같이 하중 사이클이 증가함에 따라 피로한도의 수렴값이 나타나지 않고 지속적으로 감소하는 경우에는 다음의 내구한도(Endurance limit)로써 피로강도(Fatigue strength)를 정의한다.

2) 내구한도 (Endurance limit, Sd)

주어진 평균응력  $S_m$ 에 대하여 N번의 반복하중이 작용할 때 50%의 파손을 가져오는 응력진폭 값( $S_a$ )을 나타낸다. 이 값은 통계적 처리로 얻어질 수 있으며 구조물의 부재 특성에 따라 필요수명에 맞추어 실험적으로 결정하게 된다.

3) 내구비(Ratio of endurance, Re)

재료의 기계적 특성을 비교하는 파라미터의 한가지로 내구한도와 인장강도의 비를 나타낸다.  $Re = S_d(N) / S_u$

4) 피로수명(또는 내구수명) (Fatigue life of endurance life)

주어진 응력 사이클 ( $S_m, S_a$ )에 대하여 해당 부재나 시편이 파손되는 응력 사이클 수  $N_f$ 를 말하며 통계적으로 결정하게 된다.

## 2.3 피로해석 방법

피로파괴 현상을 규명하고 또 피로설계를 위해서는 다음의 이론 개념을 적용할 필요가 있다.

### 2.3.1 선형누적손상계수의 정의

구조물이나 기계부품의 예상 설계수명동안 가해진 변동응력에 의한 누적손상을 선형적으로 합산하는 것을 선형누적손상계수(Cumulative damage factor, 이하 “  $C_w$  ”라 한다)라 하고 다음 식(2.1)과 같이 쓸 수 있다.

$$C_w = \sum \frac{n_i}{N_i} \dots\dots\dots (2.1)$$

여기서,  $N_i$  는 각각의 응력이 단독으로 부가되어 피로파괴가 발생했을 때까지의 사이클 수를 의미하며 S-N곡선에서 구한다.  $n_i$  는 예상 설계수명 동안 각각의 응력이 부가된 사이클 수이다.

이 식은 통상 Miner-Palmgren의 가설이라고 알려져 있으며 피로파괴는  $C_w=1.0$ 이 되었을 때 발생한다고 가정하며 그 때까지 반복된 사이클 수를 피로균열의 발생수명으로 정의한다[8].

## 2.4 피로균열발생수명에 영향을 미치는 요소

### 2.4.1 평균응력의 영향

구조물이나 기계부품은 운전 중에 일정한 정하중과 동하중을 받게 된다. 선박의 경우 적재화물 중량 및 자중에 의한 정하중이 평균적으로 부가되고 속력, 해상상태, 선체의 응답특성 등에 따라 동하중이 부가된다고 할 수 있다.

한편, 실험실에서 S-N 곡선을 작성하기 위해서 수행하는 피로시험은 시험의 편리와 정확성을 위해서 평균응력을 부가하지 않고 시험하는 경우가 일반적이다. 즉,  $C_w$ 의 계산에 이용되는 S-N Data는 해당 부위의 실제 평균응력 하에서 시험하여 얻은 값을 이용하는 것이 아니라 평균응력을 0으로 하여 얻은 피로시험Data를 이용하여  $C_w$ 를 계산하므로  $C_w$ 의 계산결과가 실제보다 적게 계산되어 위험 쪽(non-conservative)으로 평가된다. 따라서 이러한 구조물의 피로균열 발생수명을 평가할 때 실험실에서 일정한 응력비 또는 평균응력으로 수행한 피로시험 결과를 기준으로 작성한 S-N곡선을 수정 없이 이용하면 실제 피로균열 발생수명을 위험 쪽(non-conservative)으로 평가하는 결과를 가져오게 된다. 즉, 일정한 응력진폭범위(stress range)를 부가하여 피로시험을 수행하더라도 응력비(stress ratio, R) 또는 평균응력에 따라 피로균열 발생수명이 다르게 된다. 이것은 임의의 응력진폭범위에서 응력비 또는 평균응력이 작아지면 피로균열 발생수명은 길어지게 된다. 따라서 실험실에 일정한 응력비 또는 평균응력으로 행한 피로시험의 결과를 피로균열 발생수명의 평가에 이용하기 위해서는 응력비 또는 평균응력의 영향을 고려하여

야 한다. 이러한 응력비 또는 평균응력의 영향을 고려하여 임의의 응력 진폭( $S_{ac}$ )을 계산하기 위해 다음과 같은 여러 가지의 모델이 제안되어 있다.

1) Modified Goodman relation :

$$S_{ac} = S_{aM} \left( 1 - \frac{S_m}{S_u} \right) \dots\dots\dots (2.2)$$

2) Gerber relation :

$$S_{ac} = S_{aM} \left[ 1 - \left( \frac{S_m}{S_u} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (2.3)$$

3) Soderberg relation :

$$S_{ac} = S_{aM} \left( 1 - \frac{S_m}{S_y} \right) \dots\dots\dots (2.4)$$

예를 들어 Fig. 2.6과 같이 일정한 응력진폭범위를 부가하여 피로시험을 수행하더라도 응력비 또는 평균응력에 따라 피로균열 발생수명이 다르게 된다. 즉, 임의의 응력진폭범위에서 응력비 또는 평균응력이 작아지면 피로균열 발생수명은 길어지게 된다. 또한, 평균응력  $S_m$  과 응력비  $R$ 은 다음과 같다.

$$S_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \dots\dots\dots (2.6)$$

식(2.6)을  $\sigma_{\min}$ 에 대해 정리하여 식(2.5)에 대입하면 평균응력  $S_m$ 과 응력비  $R$ 의 관계는 식(2.7)와 같다는 것을 알 수 있다.

$$R = \frac{2 S_m}{\sigma_{\max}} - 1 \dots\dots\dots (2.7)$$

#### 2.4.2 응력 집중계수(Kt)의 영향

구조물 설계 시 고려되어야 할 사항으로 구조물의 임의점에 대한 응력과 변형을 계산하는 응력해석문제와 구조물 각 부재에 사용되는 재료의 형식을 결정하여 파괴의 기준을 선택하는 것이다. 이때 부가적으로 고려해야 할 것은 작용응력이 재료의 항복강도 이하가 되도록 단면을 설계하는 것이다. 그러나 이러한 일반적인 설계방법은 부재내의 결함에 의해 큰 영향을 받지 않는 저,중강도의 재료를 사용하는 구조물에 대해서는 잘 적용되어 왔지만 필연적으로 존재하는 결함이나 흠의 존재에 대단히 민감한 고강도 재료에는 적합하지 않다.

부재내에 구멍, 노치, 용접결함과 같은 기하학적 불연속부가 존재하면 이 부위에서 응력집중현상이 생기고 여기서의 응력은 ‘응력집중계수 (Stress Concentration Factor ; Kt)’ 라고 하는 계수를 사용하여 계산하고 있지만, 그 자체가 재료의 파괴기준을 설명하는 것은 아니고 단지 아래의 식 2.8 과 같이 공칭응력과 응력집중부의 국부응력의 비를 의미한다.

$$K_t = \sigma_{\max} / \sigma_0 \quad \text{수직응력(인장, 휨)의 경우} \dots\dots\dots (2.8)$$

$$K_{ts} = \tau_{\max} / \tau_0 \quad \text{전단응력(비틀림)의 경우}$$

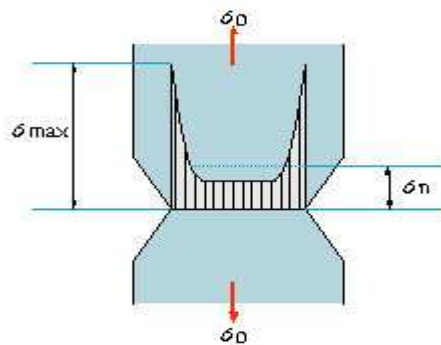


Fig. 2.8 The stress concentration of notched parts

이러한 응력집중계수는 최대응력이 탄성범위 내에 있으면 노치형상에 따라 결정될 수 있다. 이 응력집중계수는 구조물의 형상에 따라 결정이 되며, 본 논문에서 스테드볼트는 나사산부분이 구조적인 불연속부라 할 수 있다. 스테드볼트에 하중에 가해졌을 때 이 나사산부분에 응력집중이 생겨 다른 부위보다 상대적으로 더 높은 응력을 나타내며 높은 응력집중계수를 가진다.

### 2.4.3 볼트의 응력 해석

볼트는 인장력이나 미끄러짐이나 부품 상호간을 분리시키려는 힘에 반대하여 이들을 함께 체결하는 데 사용되어 왔다. 이들 볼트는 2개 또는 3개 이상의 부분을 함께 체결하며 너트를 죄면 볼트가 늘어나고 부품에 압축력을 일으킨다. 이와 같은 체결력을 초기인장력 또는 볼트 예하중 (bolt preload)이라고 한다. 이는 외부로부터의 인장하중  $P_e$ 의 발생여하에 관계없이 너트가 적절히 조임작용을 한 후에 연결부에 걸리는 하중이다. 클램프에 외력  $P_e$ 가 작용하고  $P_i$ 의 초기인장력을 받고있는 볼트에서 외력  $P_e$ 는 증가한 볼트력  $P_b$ (bolt force)과 감소한 체결력  $P_c$ (clamping force)의 합과 같다.

$$P_e = \Delta P_b + \Delta P_c \quad \dots\dots\dots(2.9)$$

정의에 의해서

$$\Delta P_b = k_b \delta \quad , \quad \Delta P_c = k_c \delta \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

여기서  $k_b$ ,  $k_c$ 는 각각 볼트와 체결된 요소의 스프링상수이고  $\delta$ 는 각각의 변형량이다. 식(2.10)을 식(2.9)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$P_e = (k_b + k_c)\delta \quad , \quad \delta = \frac{P_e}{k_b + k_c} \quad \dots\dots\dots(2.11)$$

여기서 구한  $\delta$ 값을 식(2.10)에 대입하면



$$\Delta P_b = \frac{k_b}{k_b + k_c} P_e, \quad \Delta P_c = \frac{k_c}{k_b + k_c} P_e \quad \dots\dots\dots(2.12)$$

위의 식(2.12)와 같이 된다.

그러므로  $P_i$ 를 고려하면  $P_b$ 와  $P_c$ 는 다음과 같이 된다.

$$P_b = P_i + \frac{k_b}{k_b + k_c} P_e, \quad P_c = P_i - \frac{k_c}{k_b + k_c} P_e \quad \dots\dots\dots(2.13)$$

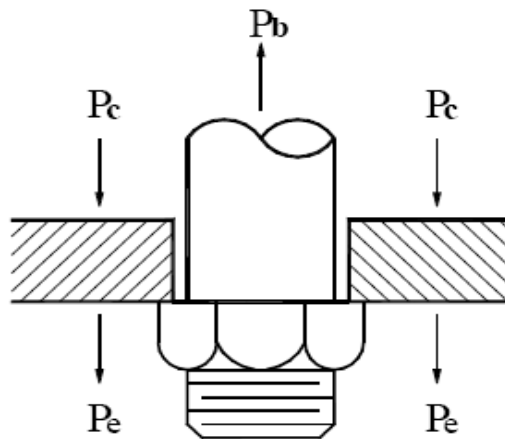


Fig. 2.9 Free-body study of tensile loading

스터드볼트의 작용응력은 초기 체결력과 엔진 운전시의 연소실 폭발로 인해 교변응력으로 나뉠 수 있다.

최근 선박의 대형화로 스테드볼트 체결 시 높은 체결력을 요구하기 때문에 토크렌치로 너트를 조이는 방법에서 유압잭을 이용하는 방법으로 바뀌었다. 유압잭에 유압을 가해 스테드볼트에 인장력을 가해 그 인장된

길이만큼 너트를 조이는 방식이다. 따라서 초기 체결인장력은 유압잭의 압력과 면적으로 구할 수 있다. 또한 연소실 폭발시의 교변응력은 엔진의 최대폭발압력이 실린더에 작용하는 힘을 8개의 스톨드볼트가 분담하여 받는 하중으로 구할 수 있다.

### 3. 실린더커버 스테드볼트의 피로파괴 안정성 평가

#### 3.1 평가모델

본 연구에서는 최근 국내 대형조선소에서 건조중인 6500TEU 대형컨테이너선의 주기관으로 가장 많이 선정되는 주기관 MAN B&W 12K98MC-C의 실린더커버 스테드볼트를 피로파괴 평가 모델로 채택하였다.

MAN B&W 12K98MC-C 엔진은 12기통의 실린더와 980mm의 실린더보어, 2,400mm의 행정, 연속최대출력(M.C.R., Maximum Continuous Rating)에서의 출력은 93,120BHP이며, 실린더의 최대폭발압력(Pmax)은  $140\text{kg/cm}^2$ 이다.

Fig. 3.2는 실린더커버 스테드볼트의 형상과 주기관에서의 실린더커버와 실린더블록, 실린더라이너와의 조립형상을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 스테드볼트는 볼트체결구조로 총 8개로 이루어져있으며 고장력 합금강인 SNCM439 (JIS G 4103, KS D 3709)을 사용하였다.

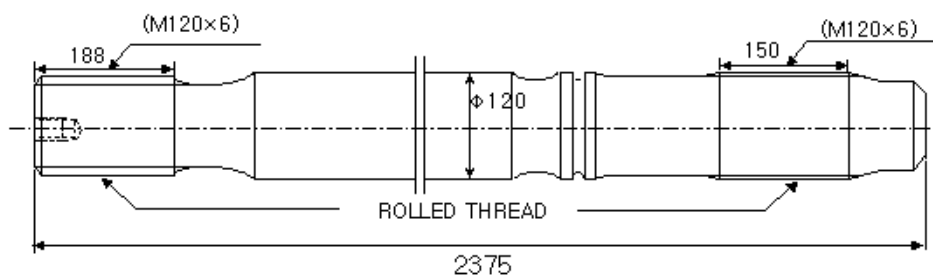


Fig. 3.1 Specified structure of stud bolt

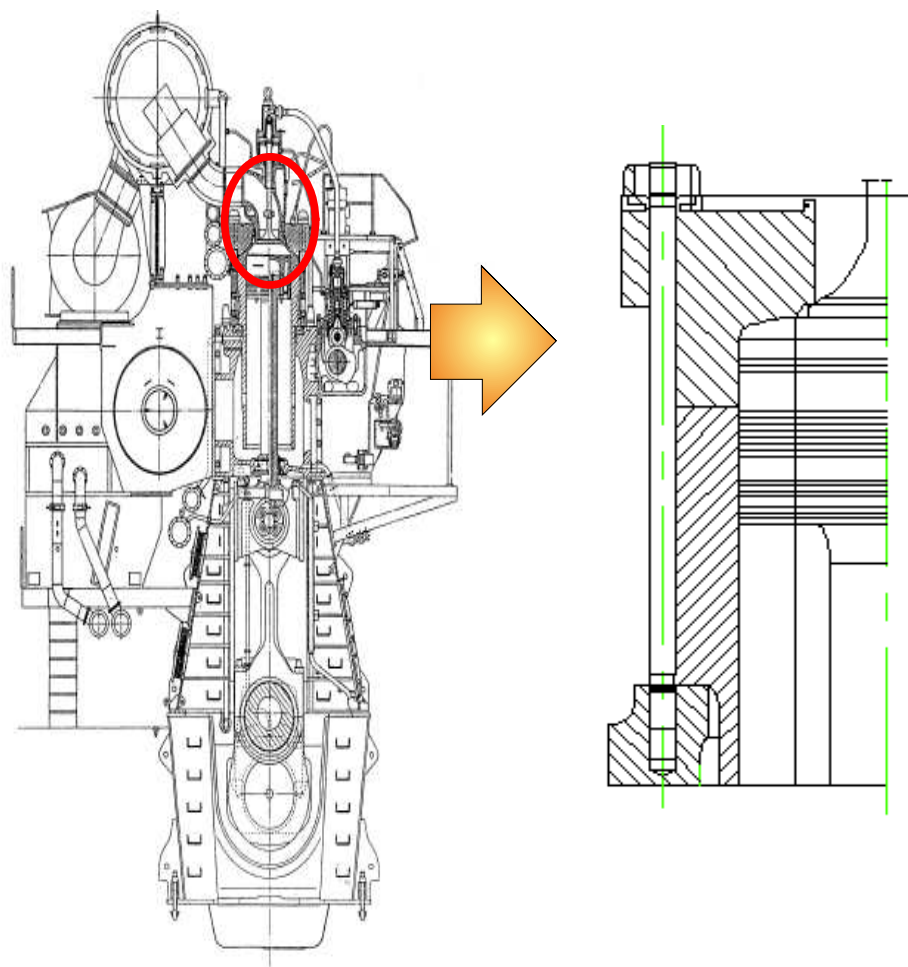


Fig. 3.2 The structure of MAN B&W 12K98MC-C engine and the shape of upper part of cylinder

### 3.2 재료의 성분 및 기계적 성질

본 연구의 평가모델인 MAN B&W 12K98MC-C의 실린더커버 스토퍼드 볼트의 재료인 SNCM439는 열간 압연, 열간 단조 등 열간 가공에 의하여 만들어진 것으로서, 보통 다시 단조, 절삭 등의 가공과 열처리를 하여, 주로 기계 구조용으로 사용되는 니켈, 크롬, 몰리브덴 강재로 여러 국내외 규격에 등재되어 있다.

Table 3.1은 일본규격협회(JIS)에서 등재된 규정한 화학성분, 기계적 성질을 나타 낸 것이다[9].

Table 3.1 Chemical composition of SNCM439

Symbol of kind	chemical composition %							
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
SNCM439	0.36 ~ 0.43	0.15 ~ 0.35	0.60 ~ 0.90	Max. 0.030	Max. 0.030	1.60 ~ 2.00	0.60 ~ 1.00	0.15 ~ 0.30
Remark 1. Cu should not exceed 0.30% as impurities.								

Table 3.2 Mechanical properties of SNCM439

Symbol of kind	tensile test			hardness test	impact test
	yield point or yield stress N/ $mm^2$	tensile stress N/ $mm^2$	elongation %	(HB) HS HR	20°C, 5U J
SNCM439	Min. 885	800~950	Min. 16	235~295	Min. 27

### 3.3 변동응력의 사이클 수 평가

기계부품이나 구조물의 설계단계에 있어서 피로균열의 발생수명을 예측하는 것은 설계수명의 확보, 생산공정의 경제성 확보, 정기적인 검사 또는 점검 주기의 결정 등의 측면에서 중요하다.

이를 위하여 설계단계에서는 예상 설계수명 동안 부가되는 하중에 의한 누적손상을 선형적으로 합산하여 선형누적손상계수를 계산하고 이 값에 일정한 안전율을 고려하는 기법을 사용할 수 있다.

상기 기법을 이용하여 실린더커버 스테드볼트에 대한 피로균열 발생수명을 예측하기 위해서는 예상 설계수명동안의 응력스펙트럼과 반복사이클 수를 정확하게 파악할 필요가 있다.

오늘날 실린더커버 스테드볼트에 대한 예상 설계수명동안의 응력스펙트럼은 상용화된 컴퓨터 프로그램의 이용 또는 실측 등을 통하여 실제 조건에 가까운 응력을 구할 수 있다.

최근의 대형 컨테이너선 수명 동안 실린더 내에 부가되는 변동응력의 사이클 수에 대한 자료는 항해일수와 엔진의 분당회전수로 쉽게 구할 수도 있다. 최근 통상의 대형 컨테이너선 운항일수를 선사에서 290일로 감안함을 알 때

$$\begin{aligned} \text{총 사이클 수} &= 290\text{day} \times 24\text{hr} \times 60\text{min} \times 104\text{rpm} \times 20\text{year} \\ &= 8.69 \times 10^8 \text{ cycle} \end{aligned}$$

임을 추정할 수 있다.

이는 강(steel)의 피로한도가 통상  $10^7$  cycle에서 발생하므로 피로파괴설계 중 무한수명설계방법을 도입하여 제품을 설계해야 할 것임을 암시해 준다.

### 3.4 응력의 해석

#### 3.4.1 이론식에 의한 변동응력

실린더커버용 스테드볼트에 작용하는 응력은 2장에서 기술한 바와 같이 초기체결력과 변동응력의 합으로 구할 수 있다.

초기체결력은 유압잭의 압력이 1,500bar, 유압잭의 외경이 240mm, 내경이 160mm 이라 할 때 초기체결력  $F_i$ 는

$$F_i = 1500\text{bar} \times \frac{1.0197\text{kgf/cm}^2}{1\text{bar}} \times \frac{\pi}{4}(24^2 - 16^2) = 384417\text{kgf}$$

가 된다. 이 체결력을 각 나사에 작용하는 응력으로 바꾸면 초기체결응력은 다음과 같다.

$$\sigma_i = \frac{384417\text{kgf}}{\frac{\pi}{4}(12\text{cm}^2)} \times \frac{9.80665 \times 10^4\text{pa}}{1\text{kg/cm}^2} = 333.33\text{MPa}$$

변동응력은 연소실이 폭발할 때의 최대폭발압력( $P_{\max}$ )이  $140\text{kg/cm}^2$ , 실린더직경이 980mm 임을 알 때 변동응력  $F_e$ 는

$$F_e = 140\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times \frac{\pi}{4} \times (98\text{cm})^2 = 1056015\text{kgf}$$

단, 여기서 스프링 강성도를 감안하면,  $\frac{1}{K_c} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}$  에서  $K_1, K_2$  는

강(steel) 이므로 같다고 가정하면  $K_c = \frac{K_1}{2}$  가 된다.

각 실린더커버 스테드볼트에 작용하는 응력으로 바꾸어주면 변동응력은

$$\sigma_e = \frac{1056015 \text{ kgf}}{\frac{\pi}{4} \cdot (12 \text{ cm})^2 \cdot 2 \cdot 8} \times \frac{9.80665 \times 10^4 \text{ Pa}}{\text{kgf} / \text{cm}^2} = 57.22 \text{ MPa}$$

가 된다.

따라서,

$$\sigma_{\max} = 390.55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = 333.33 \text{ MPa}$$

위의 결과에 의해 SNCM439의 허용 항복응력이 885 MPa 이상임을 감안할 때 2.27의 안전율을 가진다고 할 수 있다.

위의 결과에 의해 평균응력( $\sigma_{mean}$ ), 응력진폭( $\sigma_a$ ), 응력비( $R$ )은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{253.36 + 196.14}{2} = 361.94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 28.61 \text{ MPa}$$

$$R = \frac{S_{mean} - \sigma_a}{S_{mean} + \sigma_a} = 0.85$$

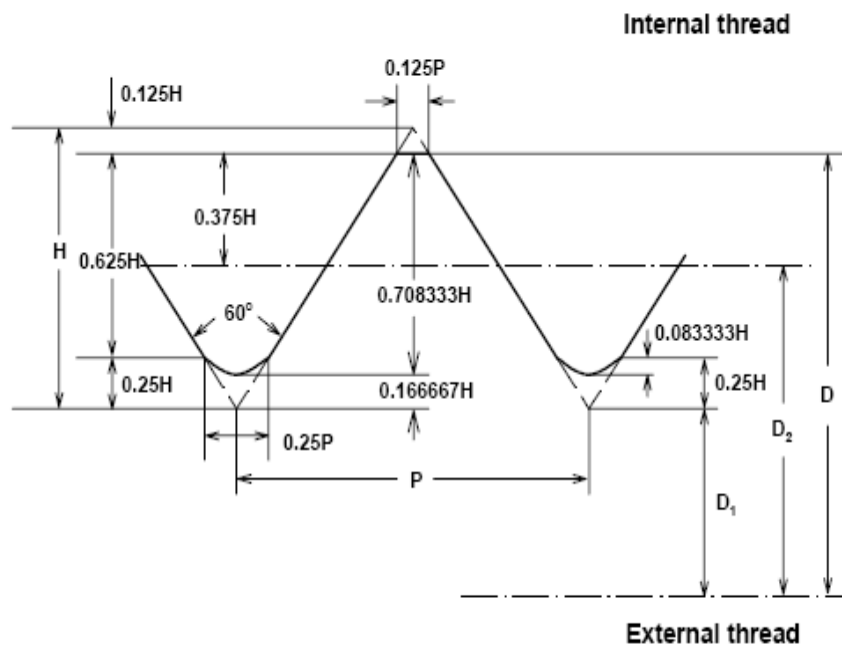


### 3.4.2 나사산부의 응력집중계수

앞서 말한 바와 같이 스테드볼트는 나사산부의 구조적불연속부에 응력이 집중된다.

본 논문에서는 MAN B&W 12K98MC-C 주기관 실린더커버 스테드볼트에서 가장 큰 응력집중이 유발되는 나사산부에 대한 유한요소해석을 통하여 응력집중계수를 구하였다.

유한요소해석을 위한 주요부인 나사산부의 모델링은 실제 MAN B&W 12K98MC-C 스테드볼트의 도면상의 치수를 구하여 완성하고 다른 부분은 간략화하였다. 또 유한요소해석은 2차원 8절점 Plane82 요소를 사용하였고, 나사산부의 보다 정확한 해석을 위해 나사산부의 요소망(mesh)을 좀 더 조밀하게 생성하였다. Fig. 3.4는 나사산부에 대한 유한요소해석 결과를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 스테드볼트에 1 MPa의 응력을 부가하는 경우 첫 번째 나사산에는 3.886 MPa의 응력이 발생하는 것을 알 수 있다. 따라서 이 실린더커버 스테드볼트의 응력집중계수는 3.886 정도라고 할 수 있다. 해석결과를 검증하기 위해 ‘error estimation’을 수행하여 첫 번째 나사산부의 최대오차는 0.07 정도로 최소화하였다.



Here, contact height( $H$ ) = 3.248 mm, out dia.( $D$ ) = 120 mm  
 effective dia.( $D_1$ ) = 113.505 mm cave dia.( $D_2$ ) = 116.103 mm

Fig. 3.3 Specification of M120 x 6 screw

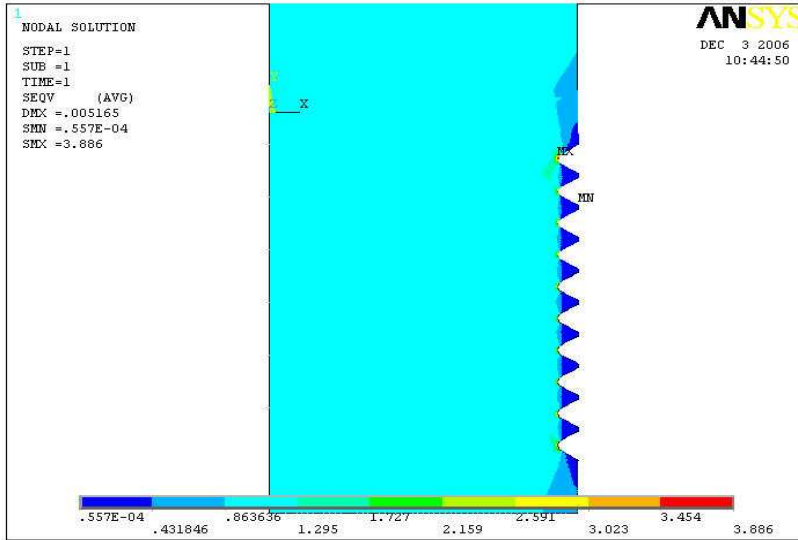


Fig. 3.4 The result of analysis

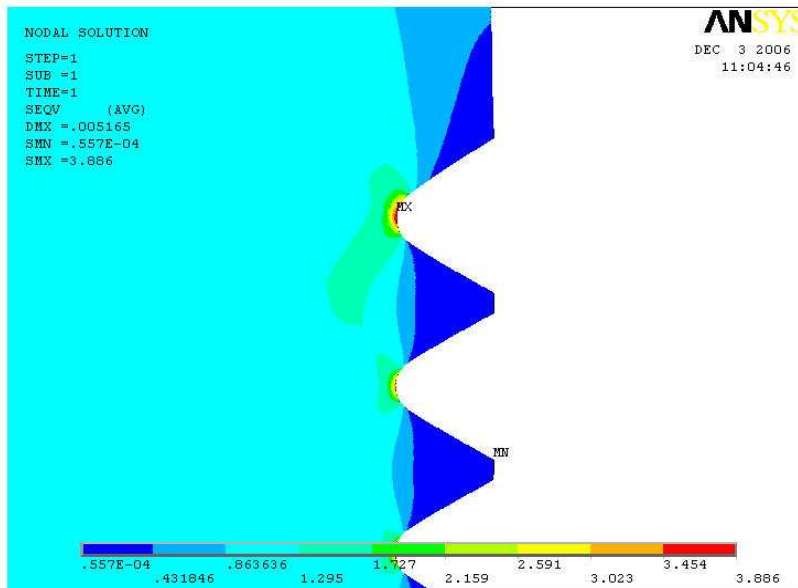


Fig. 3.5 The magnified shape of result

### 3.5 실린더커버 스테드볼트의 피로강도

#### 3.5.1 P-S-N곡선

재료의 피로강도를 표현하는 데에 통상적으로 사용되는 S-N곡선은 시험응력과 파단 사이클 수와의 평균적 관계를 표시하는 것으로 파손확률 50%에 대응하는 곡선이고 P-S-N곡선은 S-N곡선을 임의의 파손확률에 대하여 그린 것이다.

P-S-N곡선을 그리기 위해서는 먼저 파손확률 50%에 대응하는 통상의 S-N곡선을 구하고 실험점의 산포경향으로부터 시험응력과 파단사이클 수의 함수로서 피로강도의 분포 특히 응력의 함수로서 수명의 분포를 추정하고 그 결과를 기준으로 예상 파손확률 P를 파라메타로 한 곡선을 그리는 것이다.

피로시험의 결과를 응력진폭(  $S_a$  ), 파단 사이클 수(  $N_i$  ), 파손확률로 구성된 P-S-N곡선을 양대수 좌표에서 표시하는 경우 이 곡선의 경사부는 다음 식(3.1) 및 식(3.2)와 같이 쓸 수 있다. 여기서 식(3.1)은 파손확률 50%, 식(3.2)는 파손확률 10%에 각각 상당한다.

$$\text{Log } N_i = \alpha + \beta \text{ Log}( S_{a(i)} ) \dots\dots\dots (3.1)$$

$$\text{Log } N_i = \alpha + \beta \text{ Log}( S_{a(i)} ) - 1.28 \hat{\sigma}(\text{Log } N_i) \dots\dots\dots (3.2)$$

여기서  $\alpha = \overline{\text{Log } N} - \beta \overline{\text{Log}( S_a )}$

$$\beta = \frac{\sum_{i=1}^n \{ \overline{\text{Log}(S_{a(i)})} - \overline{\text{Log}(S_a)} \} \{ \text{Log}(N_i) - \overline{\text{Log}N} \}}{\sum_{i=1}^n \{ \overline{\text{Log}(S_{a(i)})} - \overline{\text{Log}(S_a)} \}^2}$$

$$\overline{\text{Log}N} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \text{Log}(N_i)$$

$$\hat{\sigma}(\text{Log } N_i) = \left[ \frac{1}{n-2} \sum_{i=1}^n \{ \text{Log}(N_i) - (\alpha + \beta \overline{\text{Log}(S_{a(i)})}) \}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \text{이다.}$$

Fig. 3.6은 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관 실린더 커버용 스테드볼트의 재료로 사용된 니켈-크롬-몰리브덴 합금강 (SNCM439)에 대한 피로시험의 결과를 편대수 좌표 상에 나타 낸 것이다. 이 피로시험 결과는 일본재료과학협회가 니켈-크롬-몰리브덴합금강 (SNCM439) 에서 채취된 응력집중계수 1.0 및 2.8의 피로시험편을 사용하여 응력비 R=-1의 조건으로 공기 중에서 29.2~50 Hz의 반복 하중을 부가하여 구한 것이다.

그림에서 실선과 점선은 피로시험 결과를 식(3.1)과 식(3.2)에 대입하여 구한 것으로 각각 파손확률 50%와 파손확률 10%를 나타낸 것이다.

이 그림을 통하여 임의의 응력 진폭에서 응력집중계수가 피로강도에 미치는 영향을 알 수 있다. 실린더커버용 스테드볼트의 재료인 SNCM439의 경우 파손확률 10%의  $10^6$ 회의 반복 사이클에서 응력집중계수가 2.8인 경우 응력진폭은 331 MPa이고 응력집중계수가 1.0일 때의 응력진폭은 426.5 MPa 정도임을 알 수 있다. 따라서 응력집중계수가 2.8인 경우 피로강도는 응력집중계수가 1일 때에 비해서 약 1.3배 감소된다고 할 수 있다.

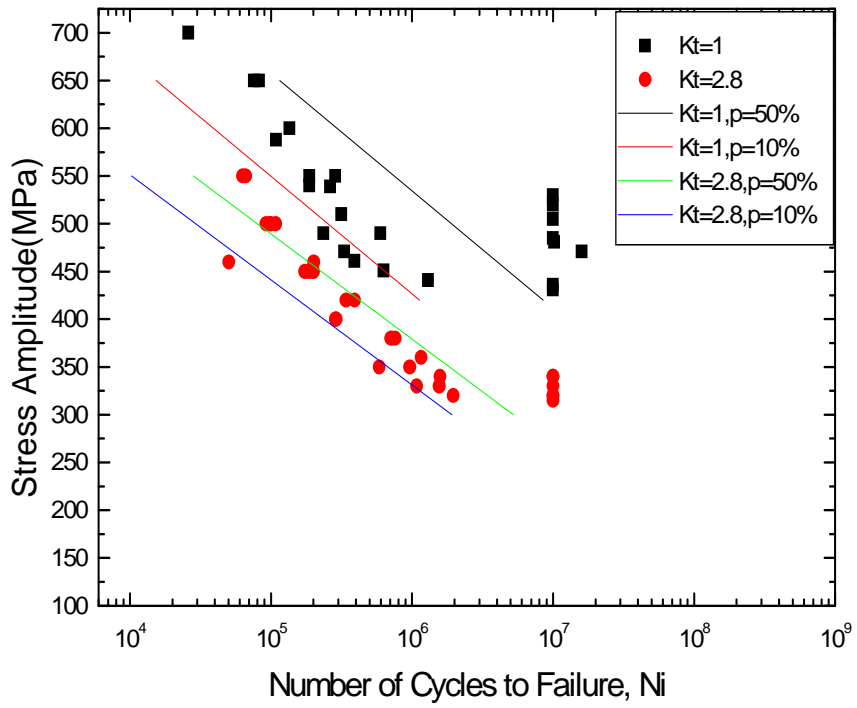


Fig. 3.6 P-S-N curve of SNCM439

데이터에서  $10^7$  이후의 사이클은 수렴하는 경향을 보였기 때문에 수정하면

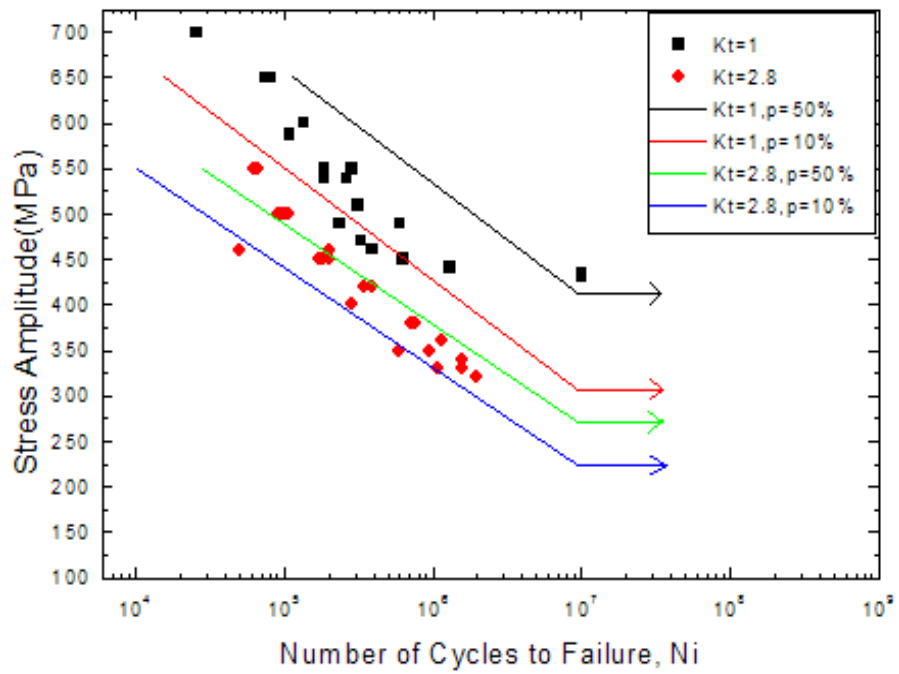


Fig. 3.7 Revised P-S-N curve of SNCM439

### 3.5.2 응력집중의 영향을 고려한 $P-S-N$ 곡선의 수정

나사구조의 구조물은 나사산부와 같이 구조적불연속부와 형상에 따른 필렛부위 등에서 응력이 집중된다. 설계단계에서 이를 최소화하기 위하여 안전한 나사형식을 적용하고, 실험 또는 규정된 방식에 따라 타당성을 검증하여 응력집중계수를 고려하여 설계하여야 한다.

본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관의 스테드볼트 나사산부에 대한 응력집중계수는 3.4.2에서 전술한 유한요소해석 결과를 통하여 알 수 있다. 이 나사산부에  $1\text{ MPa}$ 에 상당하는 하중을 부과한 경우 첫 번째 나사산부에는 대략  $3.886\text{ MPa}$ 의 응력이 발생하므로 스테드볼트 나사산부의 응력집중계수는 대략 3.886정도라고 할 수 있다.

실제 볼트의 나사산부는 설계를 통한 응력에 안전율을 감안하여 적당한 나사산부를 선정하고, 나사산부에 대한 육안검사 및 방사선 검사가 수반되는 경우이고, 전조를 통한 제조방법으로 응력집중의 가능성이 농후한 노치를 최소화함으로써 품질관리가 이루어지는 경우 나사산부의 형상은 거의 비슷하다고 할 수 있고 따라서 응력집중계수도 3.886을 전후한 값으로 간주할 수 있다.



전술한 Fig. 3.6의 P-S-N곡선을 사용하여 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 실린더커버용 스테드볼트에 대한 선형누적손상계수를 계산하기 위하여 이 곡선을 일반화된 수식으로 표현하면 다음 식과 같다.

$$N_i = \alpha (S_a)^{\beta} \dots\dots\dots (3.3)$$

단,  $S_a$ 는  $R=-1$ 일 때 응력진폭이고  $\alpha, \beta$  는 다음 Table 3.3과 같다.

Table 3.3 응력집중계수에 따른 상수  $\alpha, \beta$

Kt	probability of failure	$\alpha$	$\beta$
1	P = 50 %	$1.8782 \times 10^{34}$	-10.0112
	P = 10 %	$2.4195 \times 10^{33}$	-10.0112
2.8	P = 50 %	$4.4270 \times 10^{28}$	-8.7976
	P = 10 %	$1.7491 \times 10^{28}$	-8.7976

실린더커버용 스테드볼트의 나사산부에 대한 품질관리가 이루어지는 경우 나사산부의 형상은 거의 비슷하다고 할 수 있고 따라서 응력집중계수도 대략 3.886으로 간주할 수 있지만 보다 정량적으로 피로강도를 평가하기 위해서는 응력집중계수의 영향을 정량화할 필요가 있다.

응력집중계수는 나사산의 형상과 제작법 등에 따라 무한히 존재할 수 있으므로 그 때마다  $\alpha, \beta$ 값을 구하여 식(3.3)과 같이 일반식으로 표현하는 것은 매우 번거롭고 복잡한 작업이 된다. 여기서, 응력집중계수가 1에

서 2.8사이에서 구한 수식과 P-S-N 선도의 경향으로 응력집중계수에 대한 감도식이 필요함을 알 수 있다.

본 연구에서는 응력집중계수( $K_t$ ) 가 1일 경우 파손확률 10%의  $\alpha, \beta$  값을 그대로 사용하면서 응력집중계수가 변할 때 응력집중에 의한 피로강도 감소를 적절하게 보정할 수 있는 아래 식을 유도하였다.

$$N_f = \alpha ( S_a K_f )^\beta \dots\dots\dots (3.4)$$

단,  $S_a$ 는  $R=-1$ 일 때 응력진폭이고,  $K_f$ 는 응력집중( $K_t$ )으로 인한 피로강도감도 계수이다. 피로감도계수  $K_f$ 는 일정점을 선택하여 그때의 응력집중계수 1과 2.8의 값을 각각 입력하여 내삽법으로 구한 값으로

$$K_f = 0.725 K_t + 0.275 \text{이다.}$$

### 3.5.3 응력비(평균응력)의 영향을 고려한 $P-S-N$ 곡선의 수정

실린더커버용 스테드볼트에는 초기체결력과 연소실의 폭발시의 교변응력으로 최소응력과 최대응력, 또 이 응력의 차이에 따른 평균응력이 반복적으로 발생한다는 것을 전술한 바 있다.

한편, 실험실에서  $S-N$  곡선을 작성하기 위해서 수행하는 피로시험은 시험의 편리와 정확성을 위해서 평균응력을 부가하지 않고 시험하는 경우가 일반적이고 또 본 연구에서 인용한 피로시험 결과도 평균응력이 없이 응력비  $R=-1$ 의 조건으로 시험한 값이다. 실제 평균응력을 0으로 하여 얻은 피로시험 결과를 사용하여 선형누적손상계수를 계산하면 그 값은 실제보다 적게 계산되어 위험 쪽 (non-conservative)의 평가가 된다.

그러므로 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관 실린더커버용 스테드볼트에 대한 선형누적손상계수를 계산할 때 사용하는  $N_i$ 는 해당 나사산부의 실제적인 평균응력의 조건으로 수행된 피로시험의 결과를 사용하여 평가되어야 한다. 그러나 실제 스테드볼트의 응력상태를 고려한 여러 응력비의 조건으로 피로시험을 수행하는 것을 현실적으로 어렵기 때문에 설계단계에서는 평균응력을 0으로 하여 응력비  $R=-1$ 의 조건으로 구해진 피로시험결과를 적절하게 수정하여 사용하는 것이 일반화되어 있다.

Elber<sup>[10]</sup>는 피로강도에 미치는 평균응력의 영향을 검토하기 위하여 응력비  $R$ 의 개념을 도입하였다. 그 논문에서 피로균열이 응력비  $R$ 에 의해 재료가 받는 영향을 구체적으로 설명하기 위하여 고강도 알루미늄을 사용하여 피로균열전파시험을 행하였다. 이 시험의 결과로서 잘 알려진

피로균열 개폐현상[11](Fatigue crack closure phenomenon)이 밝혀졌고 모델화가 최초로 시도되었다.

또 2장에서 전술한 수정 Goodman선도, Gerber식, Soderberg식, 일본 조선연구회의 제안식도 이러한 응력비  $R$  또는 평균응력의 영향을 고려하여 임의의 응력진폭( $S_a$ )을 계산하기 위한 모델이다.

전술한 바와 같이 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 실린더 커버용 스티드볼트는 그 응력비  $R$ 이 0.85의 조건으로 반복하는 응력을 받는 조건으로 운전되는 것을 고려하여 이 볼트의 나사산부에 대한 선형 누적손상계수를 계산하는 데에 사용하는  $N_i$ 를 다음과 같이 수정하였다.

최종식으로서

$$N_i = 2.4195 \times 10^{33} (S_a K_f K_r)^{-10.0112} \dots\dots\dots (3.5)$$

단,  $S_a$ 는  $R=-1$ 일 때 응력진폭이고,  $K_f$ 는 응력집중( $K_t$ )으로 인한 피로강도감도계수로  $K_f = 0.725 K_t + 0.275$ 이고,  $K_r$ 은 응력비  $R$ 에 대한 보정계수이며, 실험식으로  $K_r = (1 - 0.33R)/(1 - R)$ 이다.

### 3.6 피로강도설계의 평가

본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C의 주기관 실린더커버용 스테드볼트의 선형누적손상계수는 변동응력의 사이클수가  $8.69 \times 10^8$  cycle 로서 강(steel)의 피로한도 사이클  $10^7$ 을 초과하므로 의미가 없으며 각각의 응력이 단독으로 부가되어 피로파괴가 발생할 때의 사이클수  $N_i$ 가  $10^7$ 을 초과하면 안전하게 설계된 스테드볼트라는 것을 알 수 있다.

여러 인자에 대해서 전술한 결과를 잠정적으로 정리하면 다음과 같다.

1) MAN B&W 12K98MC-C의 주기관 실린더커버용 스테드볼트는 초기 체결력과 변동응력의 조합으로 20년 동안 운항하는 경우 스테드볼트에 발생하는 변동응력의 사이클 수는 약  $8.69 \times 10^8$ 라고 추정할 수 있다.

2) 운전 상태에서 실린더커버 스테드볼트에 발생하는 최대응력은 대략  $390 \text{ MPa}$ , 응력진폭은  $28.61 \text{ MPa}$ , 응력비  $R = 0.85$ , 응력집중계수( $K_t$ )는 3.886정도이다.

3) 전술한 응력해석의 결과를 고려하면 본 연구의 대상인 실린더커버용 스테드볼트의 재료인 니켈-크롬-몰리브덴 합금강(SNCM439)의 피로강도는 전술한 식(3.6)과 수정하여 사용하는 것이 보다 안전한 측면이라고 할 수 있다.

이 식에서

$$K_f = 0.725 K_t + 0.275 = 0.725 \times 3.886 + 0.275 = 3.09 \text{ 이고,}$$

$$K_r = (1 - 0.33R)/(1 - R) = 4.79 \text{ 이다.}$$

전술한 결과를 기준으로 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관 실린더커버용 스테드볼트의 피로파괴가 일어날 파손확율 10%의 사이클수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 N_i &= 2.4195 \times 10^{33} (S_a K_f K_r)^{-10.0112} \\
 &= 2.4195 \times 10^{33} (28.61 \times 3.09 \times 4.79)^{-10.0112} \\
 &= 1.22 \times 10^7
 \end{aligned}$$

이와 같이 계산된 피로파괴가 일어난 사이클수는 무한수명설계라 할 수 있는  $10^7$ 을 상회하는 안전율을 가진 것으로 볼 수 있다. 이 피로파괴사이클은 여러 요인에 기인하는 것이지만 본 연구의 범위에서는 다음과 같은 요인을 들 수 있다.

1) 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관 실린더커버용 스테드볼트는 선급의 승인을 받은 엔진제조자의 도면에 의해 제작된 것으로 운전중 볼트에 발생하는 최대응력은 대략  $390 \text{ MPa}$ , 응력진폭은  $28.61 \text{ MPa}$ 로서 스테드볼트 재료인 SNCM439의 항복강도인  $885 \text{ MPa}$ 에 비해 낮은 값이다.

2) 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관 실린더커버용 스테드볼트는 나사산부의 형상 및 끝마무리정도가 극히 우수하다고 가정하고, 실제 도면치수로 유한요소해석의 모델로 채택하였기 때문에 응력집중계수가 피로강도에 미치는 영향이 최소화되었다. 그러나 실제 피로강도에 영향을 미치는 나사산부의 가공 및 마무리 작업의 불량으로 인한

노치나 불연속부와 원재료에 대한 철저한 품질관리와 검사가 요구되며, 나사산의 접촉부를 고려한 추가의 연구가 필요한 것으로 사료된다.

3) 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관 실린더커버용 스테르드볼트는 유압잭을 사용하여 좋은 체결특성을 위해 높은 초기체결력을 요구한다. 높은 초기체결력으로 인해 2.27의 그리 높지 않은 설계안전율을 가지고 있고 피로파괴가 일어나는 사이클은 무한수명설계를 약간 상회하는 것을 볼 수 있다. 하지만 실제 다른 타입의 엔진에서 실린더커버 스테르드볼트의 절손사고가 종종 일어남을 볼 때 나사산의 가공과 피로파괴를 고려한 설계가 필요할 것으로 사료된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 대형 컨테이너선의 주기관으로 널리 사용되는 MAN B&W 12K98MC-C 디젤기관의 실린더커버용 스테드볼트를 모델로 채택하고 이 볼트의 나사산부 변동응력의 발생빈도, 유한요소해석, 볼트 재료의 피로파괴데이터 등에 대한 검토와 고찰을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관의 실린더커버용 스테드볼트의 변동응력의 총 사이클 수는 대형컨테이너선의 평균적인 운항 일수를 감안하여 약  $8.69 \times 10^8$  회라고 추정할 수 있다.

2) 선박용 주기관 실린더커버용 스테드볼트의 재료로 널리 사용되는 SNCM439의 피로강도데이터를 양대수좌표와 편대수좌표로 통계적으로 처리하여 응력집중계수와 응력비 등이 피로강도에 미치는 영향을 반영한 파손확률 10%의 피로강도식을 제안하였다.

3) 제안한 파손확률 10%의 피로강도식으로 본 연구의 대상인 MAN B&W 12K98MC-C 주기관의 실린더커버용 스테드볼트의 피로강도를 평가한 결과 피로강도 측면으로도 안전한 설계라는 것을 알 수 있었다.

4) 선박용 주기관 실린더커버용 스테드볼트의 운전 중에 발생하는 응력집중을 정량적으로 평가하기 위하여 스테드볼트에 대한 유한요소 해석 및 이론적 해석을 함께 수행하였다



## 참고문헌

- [1] 안교철, SCM435H 고장력볼트의 소성역체결특성과 피로거동에 관한 연구, 동아대학교 박사학위 논문, pp. 1~2, 1996
- [2] 사)한국선급, 선급 및 강선규칙 제5편 제1장 제4절 예비품 및 공구 등, pp. 9~14, 2005
- [3] 법률 제 6109호, 제조물책임법, 2000
- [4] Hte Society of Materials Science, Japan, Databook on Fatigue Strength of Metallic Materials Volume2, pp.889~924, 1996
- [5] 일본나사협회, 볼트의 체결성능에 관해서의 표준화를 위한 기본연구 보고서, 1978
- [6] Ralph I. Stephens. Ali Fatemi. Robert R. Stephens and Henry O. Fuchs. Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons Inc., pp. 5~9, 2001
- [7] Ralph I. Stephens. Ali Fatemi. Robert R. Stephens and Henry O. Fuchs. Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons Inc., pp. 23~24, 2001
- [8] A. Almar-Naess, FATIGUE HANDBOOK offshore Steel Structures, pp. 176~182, p.406, p.469, 1985
- [9] 일본규격협회, 기계구조용 단조강·합금강(1993),
- [10] W. Elber, Fatigue Crack closure under Cyclic Tension, Eng.

Fracture Mech., Vol. 2, 1970

[11] Ralph I. Stephens. Ali Fatemi. Robert R. Stephens and Henry O. Fuchs. Metal Fatigue in Engineering. John Wiley & Sons Inc., pp. 162~165, 2001

## 감사의 글

회사 입사 후 기관분야에 대해 많은 부족함을 느꼈고, 그 부족함을 채우느라 시작한 대학원 공부가 이제 종지부를 찍는가합니다. 회사생활과 대학원공부를 병행하는 게 마음먹었던 것만큼 호락호락하지는 않았지만, 뒤돌아보면 그 시간들 하나하나가 참으로 소중한 저의 능력을 키우는 데 알찬 시간이었다고 생각합니다.

이 논문이 완성되기까지 세심하고 따끔한 지도를 해주신 김종호 지도교수님께 깊은 감사를 드리며, 학위과정 중 많은 가르침을 주신 기관시스템공학부 여러 교수님들과 논문 심사과정에서 많은 조언과 충고를 해주신 이명훈 교수님과 조권희 교수님께 감사를 드립니다.

다소 긴 시간이었지만 대학원 생활을 마무리하며, 졸업의 기쁨과 함께 아직 배움의 길은 무한하고, 방대하다는 것이 새삼 느껴지며, 앞으로도 이 계기로 더욱더 학문에 정진해야겠다는 다짐을 합니다.

논문을 준비하는 동안 알게 모르게 신경써주고 도와주신 김광수 지부장님이하 한국선급 울산지부 여러분들에게 감사드리며, 유난히 집안소사가 겹쳐 논문핑계로 제대로 참석 못하거나 소홀해서 가족들에게 미안한 마음이 앞섭니다. 얼마 전 세상의 빛을 본 무거운 아들 도운이를 키우느라 고생하신 장모님과 처에게 이 작은 결실의 영광을 돌리고, 항상 저를 믿고 헌신적인 사랑을 주신 부모님께 감사를 드립니다.