



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

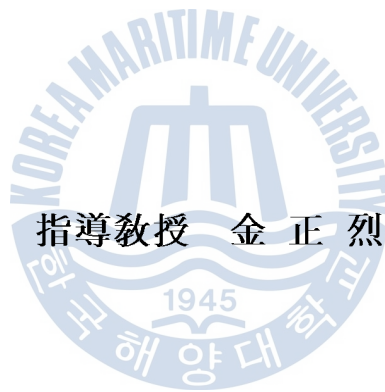
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

工學碩士 學位論文

船舶用 디젤엔진 燃料噴射펌프의
疲勞解析에 관한 研究

A Study on the Fatigue Analysis of Fuel Injection
Pump for Marine Diesel Engine



指導教授 金正烈

2011年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

金 그리고운

本 論文을 金그리고운의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

委員長 工學博士 趙 權 回 (印)

委 員 工學博士 吉 炳 來 (印)

委 員 工學博士 金 正 烈 (印)



2011 年 12 月 15 日

韓國海洋大學校 大學院

목 차

| | |
|---------------------------------|-----|
| List of Tables | iii |
| List of Figures | iv |
| Abstract | vi |
| | |
| 제 1 장 서 론 | 1 |
| 1.1 연구의 배경 및 목적 | 1 |
| 1.2 연구의 범위 및 방법 | 2 |
| | |
| 제 2 장 연료분사펌프의 구조와 모델링 | 3 |
| 2.1 연료분사펌프의 구조 | 3 |
| 2.2 연료분사펌프의 형상 모델링 | 5 |
| | |
| 제 3 장 연료분사펌프의 피로파괴 안정성 검토 | 7 |
| 3.1 피로강도 설계개념 | 7 |
| 3.2 반복하중을 받는 재료의 특성 | 9 |
| 3.3 응력 해석 | 10 |
| 3.4 선형 누적 손상계수 | 17 |
| 3.5 정적 및 동적하중 동시 작용시 내구수명 | 18 |
| 3.6 수정 피로한도 | 20 |
| 3.7 변동 사이클 수 평가 | 21 |
| | |
| 제 4 장 연료분사펌프 배럴의 유한요소해석 | 22 |

| | |
|-------------------------|-----------|
| 4.1 구속조건 | 22 |
| 4.2 총 변형량 | 24 |
| 4.3 최대 응력 | 29 |
| 4.4 안전계수 | 34 |
| 4.5 최소 수명 | 39 |
| 4.6 소재에 따른 안정성 판단 | 44 |
| | |
| 제5장 결 론 | 47 |
| | |
| 참고문헌 | 49 |



List of Tables

| | | |
|-------------------|--|----|
| Table 2.1 | Specifications of the barrel | 7 |
| Table 4.1 | Constraint conditions in analysis | 22 |
| Table 4.2 | Number of mesh of fuel injection pump | 22 |
| Table 4.3 | Total deformation at each working pressure | 28 |
| Table 4.4 | Maximum principal stress | 33 |
| Table 4.5 | Safety factor | 38 |
| Table 4.6 | Minimum life cycle | 43 |
| Table 4.7 | Specifications of AISI 6000 Series Steel | 44 |
| Table 4.8 | Specifications of AISI 9000 Series Steel | 44 |
| Table 4.9 | Initial safety and safety factors | 45 |
| Table 4.10 | Minimum life cycle | 46 |

List of Figures

| | | |
|------------------|--|----|
| Fig. 2.1 | Cross section of MAN 5T23LH-4E engine with F.O. injection pump | 4 |
| Fig. 2.2 | Assembly drawing of fuel injection pump | 4 |
| Fig. 2.3 | Model of F.O injection pump with barrel and plunger | 6 |
| Fig. 3.1 | Infinite-life design region of S-N curve | 7 |
| Fig. 3.2 | Safe-life design region of S-N curve | 8 |
| Fig. 3.3 | Fail-safe limit design region | 9 |
| Fig. 3.4 | Internal stress indicate of cylinder | 10 |
| Fig. 4.1 | Boundary and constraint conditions | 23 |
| Fig. 4.2 | Mesh Sizing | 23 |
| Fig. 4.3 | Total deformation of fuel injection pump (1000 bar) | 25 |
| Fig. 4.4 | Total deformation of fuel injection pump (1100 bar) | 25 |
| Fig. 4.5 | Total deformation of fuel injection pump (1200 bar) | 26 |
| Fig. 4.6 | Total deformation of fuel injection pump (1300 bar) | 26 |
| Fig. 4.7 | Total deformation of fuel injection pump (1400 bar) | 27 |
| Fig. 4.8 | Total deformation of fuel injection pump (1500 bar) | 27 |
| Fig. 4.9 | Total deformation of fuel injection pump (1600 bar) | 28 |
| Fig. 4.10 | Maximum principal stress of fuel injection pump (1000 bar) | 30 |
| Fig. 4.11 | Maximum principal stress of fuel injection pump (1100bar) | 30 |
| Fig. 4.12 | Maximum principal stress of fuel injection pump (1200 bar) | 31 |
| Fig. 4.13 | Maximum principal stress of fuel injection pump (1300 bar) | 31 |

| | | |
|------------------|--|----|
| Fig. 4.14 | Maximum principal stress of fuel injection pump (1400 bar) | 32 |
| Fig. 4.15 | Maximum principal stress of fuel injection pump (1500 bar) | 32 |
| Fig. 4.16 | Maximum principal stress of fuel injection pump (1600 bar) | 33 |
| Fig. 4.17 | Safety factor of fuel injection pump (1000 bar) | 35 |
| Fig. 4.18 | Safety factor of fuel injection pump (1100 bar) | 35 |
| Fig. 4.19 | Safety factor of fuel injection pump (1200 bar) | 36 |
| Fig. 4.20 | Safety factor of fuel injection pump (1300 bar) | 36 |
| Fig. 4.21 | Safety factor of fuel injection pump (1400 bar) | 37 |
| Fig. 4.22 | Safety factor of fuel injection pump (1500 bar) | 37 |
| Fig. 4.23 | Safety factor of fuel injection pump (1600 bar) | 38 |
| Fig. 4.24 | Minimum life cycle of fuel injection pump (1000 bar) | 40 |
| Fig. 4.25 | Minimum life cycle of fuel injection pump (1100 bar) | 40 |
| Fig. 4.26 | Minimum life cycle of fuel injection pump (1200 bar) | 41 |
| Fig. 4.27 | Minimum life cycle of fuel injection pump (1300 bar) | 41 |
| Fig. 4.28 | Minimum life cycle of fuel injection pump (1400 bar) | 42 |
| Fig. 4.29 | Minimum life cycle of fuel injection pump (1500 bar) | 42 |
| Fig. 4.30 | Minimum life cycle of fuel injection pump (1600 bar) | 43 |

A Study on the Analysis of Fuel Injection Pump for Marine Diesel Engine

Greego-Woon Kim

Department of Marine System Engineering
Graduate School
Korea Maritime University

Abstract

Engines for the purpose of merchant vessels are getting bigger and issued life and strength problems due to long-time exposure with high pressure of fuel injection pump to improve the output of engine. Also, even though considering enough strength or safety margin of product, there is lots of unexpected damage of failure in marine engines. This fatigue of material can infect to the most of damage and failure accident.

Fuel injection pump for the marine engines, which is installed the top of engine and directly exposed to vibration, should have enough durability against to the vibration.

Ironically, in comparison with the advanced shipbuilding industry in Korea, most of fuel injection pump is imported from other countries. It is needed to develop a design and production technology of fuel injection pump based on the reliability of material.

This study examines existing fatigue failure studies and finds a method to improve life and reliability of fuel injection pump by analyzing frequency resonance with vibration analysis of fatigue test by adjustment of pressure.

An analysis program "ANSYS" and sample fuel injection pump which is equipped on the MAN 5T23LH-4E, a four stroke cycle, medium speed marine diesel engine are used for this study.



제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

선박 산업의 발달에 의해 선박에서 사용되는 엔진은 사용자의 요구에 따라 점차 대형화되고 엔진의 출력 향상을 위해서 연료분사펌프는 고압을 유지한 채 장시간 사용되어짐과 더불어 수명상의 문제가 제기되고 있다. 또한 재료가 갖는 기계적 강도 기준치나 충분한 안전율을 고려하여 설계하였음에도 예기치 않은 파괴 및 파손이 발생되고 있으며 이러한 파손사고의 예는 직·간접적으로 피로현상에 기인하고 있다.

연료 분사펌프는 엔진의 상부에 설치되어 실제 엔진에서 발생하는 진동에 직접 노출되기 때문에 선박용 디젤엔진 연료분사펌프는 진동에 대한 내구성도 가 져야 한다. 따라서 본 연구는 압력의 상향조절에 따라 피로파괴 시험을 통해 선박용 연료분사펌프의 안정성을 현재까지 연구된 피로파괴 안정성 측면에서 검토하고, 진동모드 해석을 수행하여 가진 주파수와의 공진유무를 검토하여 설계 안정성 및 최적화를 확보하여 수명과 신뢰도를 향상시킴으로써 신뢰성을 향상시키고자 한다.

현재 선박용 주기관뿐만 아니라 발전기용 중속 디젤엔진의 부품도 거의 국산화가 이루어졌으나, 발전기용 중속디젤엔진 연료분사펌프는 몇 안되는 수입품 중의 하나이다. 특히 이 연료분사펌프는 엔진의 성능을 좌우하는 핵심부품임에도 불구하고 수입에 의존하고 있어 조속히 국산화가 이루어져야 하며, 이는 엔진부품의 원활한 공급뿐만 아니라 수입대체효과 또한 크다고 사료된다. 그리고 향후 개발되는 엔진은 점점 고출력화 되어가고 있으므로 이에 맞추어 연료분사 펌프 또한 고압화 되어가고 있는 실정이다. 따라서 본 논문에서는 이러한 취지에 맞추어 기존의 연료분사펌프가 이러한 엔진의 고출력화에 맞출 수 있는지 우선 배럴의 강도측면에서 해석하였다.

1.2 연구의 범위 및 방법

본 연구에서는 해양대학교 실습선 한나라호에 탑재되어 있는 4행정 디젤엔진 MAN 5T23LH-4E 엔진의 연료분사펌프를 모델로 선정하고, 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 비교·분석하고자 하며 각 장의 구성은 다음과 같다.

제 2 장 은 연료분사펌프의 해석 모델링에 대해 설명하였다.

제 3 장 은 연료분사펌프의 피로파괴 안정성에 대해 피로파괴 및 피로강도의 이론에 대하여 기술하였다.

제 4 장 은 배럴 내 압력변화를 단계적으로 적용하여 각 압력에 따른 변형률, 최대응력 스트레스, 안전 계수 및 최소수명의 변화를 분석하여 안정성을 검토하고자 하였다.

제 5 장 은 이 연구에서 도출된 결론으로 구성한다.

제 2 장 연료분사펌프의 구조와 모델링

2.1 연료분사펌프의 구조

연료분사펌프는 디젤엔진에서 실린더 안에 연료를 분사시키는 펌프로써 연료에 높은 압력을 가하여 소량씩 매우 정확히, 단시간 내에 토출하여 그의 무화, 관통, 분산 및 분포 등의 분무상태가 완전하도록 하는 동시에 엔진의 부하에 따라 송유량을 조절하여야 한다. 연료분사펌프는 900 rpm 4행정 사이클 중속 디젤엔진의 경우 미량을 매분 450회 전후의 고속으로 정확하게 송출하여야 하므로 펌프의 가공에는 고도의 정밀도가 요구된다. 또한 연료분사펌프는 높은 압력을 발생하여야 하므로 모두 플런저식이다. 플런저와 배럴은 충분히 정밀하게 가공하여 틈을 작게 하고 패킹을 쓰지 않더라도 새지 않도록 한다. 또한 무기분사식의 연료펌프가 만드는 최고압력은 800 ~ 2000 bar 에 달하므로 이와 같은 고압에 견디고 더구나 고속으로 원활히 작동시키기 위하여서 플런저와 배럴의 가공에는 특별한 기술이 필요하다 [1][2].

연료분사펌프의 작동원리는 캠축이 회전하면 연료펌프의 플런저가 상하운동하게 되고 플런저는 랙(rack)과 피니언(pinion)에 의해서 회전함으로써 연료 분사량이 제어된다. 이때 랙의 위치는 조속기에 의해 결정되며, 플런저의 헬릭스(helix)형상을 변화시킴으로써 같은 랙 위치에서도 분사량이 변화한다 [3].

본 연구에서는 4행정 중속 디젤엔진 MAN 5T23LH-4E 엔진 (Fig. 2.1)의 연료분사펌프를 모델로 채택하였다 (Fig. 2.2). 이 펌프의 초기 연료분사압력은 배압상태에서 320 bar 정도이다.

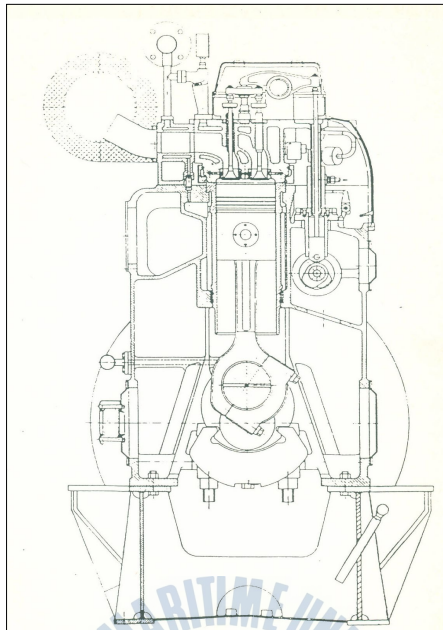


Fig. 2.1 Cross section of MAN 5T23LH-4E

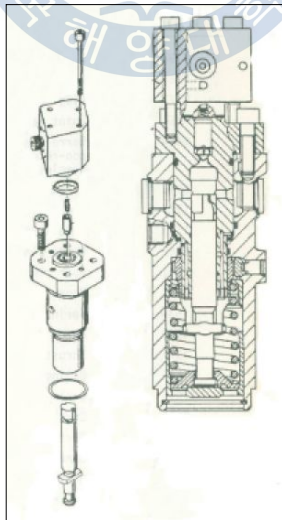


Fig. 2.2 Assembly drawing of fuel injection pump

2.2 연료분사펌프의 형상 모델링

본 연구에 적용할 펌프 바렐의 명세는 **Table 2.1**과 같으며, 펌프는 배럴 내 하중을 견딜 수 있어야 하며 반복 피로응력 등에 대한 안정적인 설계가 이루어져야 한다. 평가모델에서의 피로해석 시 경계조건은 실제 펌프와 동일하게 배럴 윗 부분과 플런저를 구속하여 하중을 가하였다.

또한 본 연구에서는 펌프의 형상을 ANSYS workbench 를 사용하여 **Fig. 2.3** 과 같이 모델링하여 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS Code를 이용하여 피로해석을 실시하였다.

Table 2.1 Specifications of the barrel

| Items | | Specifications |
|---------------|-----------------|-----------------------|
| Dimension | Length | 12.1 cm |
| | Diameter | 4.2 cm |
| | Volume | 22.13 cm ³ |
| | Mass | 1.2784 kg |
| Material Part | Material type | KPF |
| | Young's modulus | 210 GPa |
| | Yield stress | min. 900 MPa |
| | Elongation | min. 16% |
| | Poisson's ratio | 0.30 |

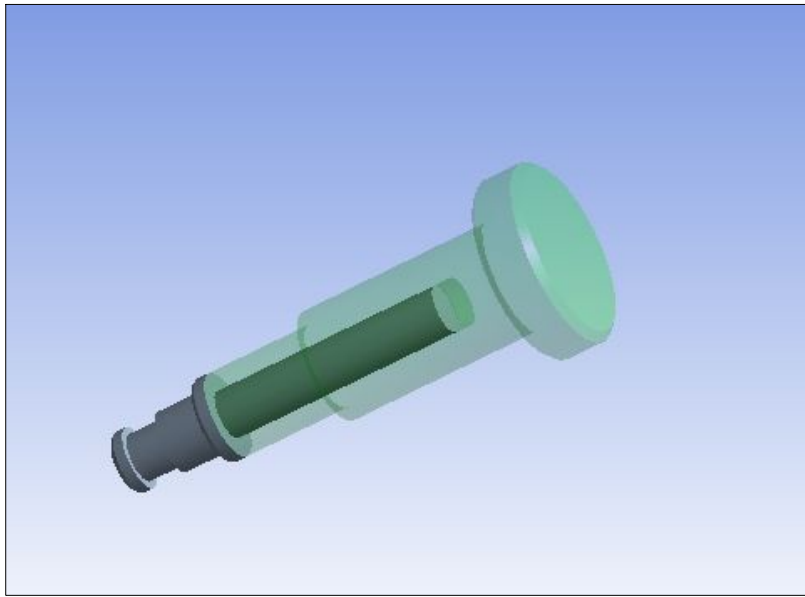


Fig. 2.3 Model of F.O. injection pump with barrel and plunger



제 3 장 연료분사펌프의 피로파괴 안정성 검토

3.1 피로강도 설계개념

연료분사펌프의 작동 중 배럴 내에는 일정한 정하중과 동하중을 받게 되며, 동하중을 받을 경우, 그 부품은 같은 크기의 정하중이 작용할 때보다 더 낮은 응력에서 파괴될 수 있다. 이와 같이 반복하중에 의한 점진적인 파괴현상이 피로이며, 피로의 발생은 응력의 크기, 반복하중의 횟수 등의 함수인데, 피로로 인한 파괴가 피로파괴이다 [4].

본 연구 대상으로 하는 연료분사펌프는 배럴 내 압력으로 인하여 반복하중을 받는 전형적인 피로강도 설계대상이다. 피로강도 설계개념은 대상이 되는 구조물의 사용 목적 혹은 요구 안전도에 따라 다음과 같이 나뉜다 [5].

(1) 무한 수명설계 (Fig. 3.1)

가장 오래 연구되어온 개념으로써 구조물의 영구적인 사용을 목표로 한다. 따라서 구조물에 가해지는 응력진폭이 피로한도를 넘지 않도록 설계하는 방법으로 영구적인 하중주기에 대해서도 안전한 설계응력을 요구한다. 거의 일정한 주기하중을 수백 만 번 이상 받는 부분들에 대하여 적합한 설계조건이다.

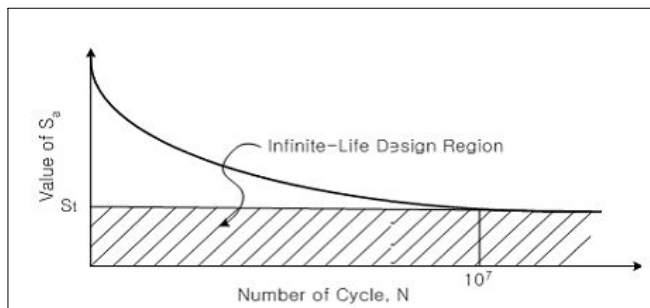


Fig. 3.1 Infinite-life design region of S-N curve

(2) 안전 수명설계 (Fig. 3.2)

전 작동수명 동안 수만 번 또는 수십만 번 이내의 주기하중을 받는 구조물에 대해 적용하는 설계개념이다. 본 설계개념은 구조물에 가해지는 응력진폭에 의하여 구조물에 균열이 발생할 때까지의 균열발생 수명이 실제 작동수명보다 크게 설계함으로써 작동기간 동안에 균열이 발생하지 않도록 설계하는 방법이다.

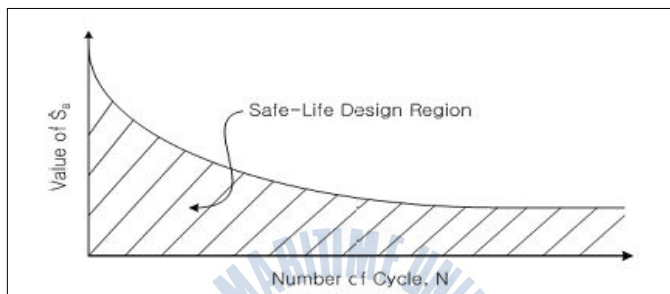


Fig. 3.2 Safe-life design region of S-N curve

(3) 파괴 안전설계 (Fig. 3.3)

대부분의 구조물의 재료들은 연성을 갖고 있으며 구조물에 피로균열이 발생하여 파괴에 이르기까지 상당한 시간이 소요된다. 또한 모든 구조물에는 재료 자체의 결함이나 이음매 접합과정에서의 결함이 내재되어 있으며, 이러한 내부 결함에 의한 균열이 성장하여 최종파단에 이르는지의 여부를 판단해야 한다.

따라서 파괴안전 설계개념은 구조물의 일부분 피로손상 가능성을 인정하여, 주기하중에 의하여 발생한 피로균열이나 내재된 내부결함이 성장하여 최종파단에 이르기까지의 균열 전파수명을 계산하고, 이를 구조물의 정기적인 검사주기보다 크게 설계함으로써 피로균열의 성장과정에서 균열이 발견되어 유지보수가 이루어져 구조물의 최종파단을 방지할 수 있게 설계한다.

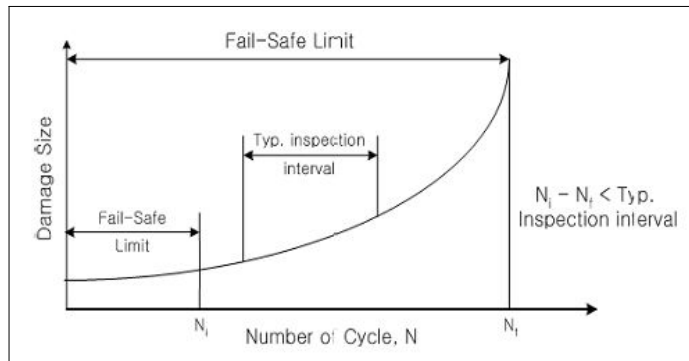


Fig. 3.3 Fail-safe limit design region

3.2 반복하중을 받는 재료의 특성

반복하중을 받는 재료의 기계적 특성 중에서 피로수명과 내구성을 나타내는 다음의 특성이 있다.

(1) 피로한도 또는 내구한도

피로한도 또는 내구한도라고 하며, 재료에 하중을 무한회 반복적으로 가하여도 파괴되지 않는 응력변동의 최대 범위 즉, 최대응력진폭을 말하며 실험적으로 탄소강의 경우 보통 10^7 cycle 정도의 반복하중 수에 해당하는 값을 피로한도로 설정한다.

(2) 피로강도 또는 내구강도

특정 반복양진하중을 받은 후, 재료가 피로파괴를 일으키는 최소응력진폭이다.

(3) 피로수명 또는 내구수명

주어진 응력 사이클에 대하여 해당 부재나 시편이 파손되는 응력 사이클 수를 말하며 통계적으로 결정하게 된다.

3.3 응력 해석

1) 두꺼운 실린더 이론 (내, 외압을 받는 실린더)

두꺼운 실린더의 경우 반경방향 응력을 무시할 수 없다. **Fig. 3.4** 에서와 같이 두께 t , 반지름 r 의 두꺼운 실린더가 외압 p_0 와 내압 p_i 를 받고 실린더의 반지름 방향에 σ_r 와 접선방향에 σ_t 의 응력을 발생시켰을 때의 힘의 균형상태를 고찰하면 다음 관계가 성립된다 [6][7].

$$\sigma_r r d\phi + 2\sigma_t dr \sin\frac{d\phi}{2} - \left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr}\right)(r+dr)d\phi = 0 \quad (3.1)$$

여기서, $\frac{d\phi}{2} \ll 1$ 이므로 $\sin\frac{d\phi}{2} \approx \frac{d\phi}{2}$ 라 하면

$$\sigma_r r d\phi + 2\sigma_t dr \frac{d\phi}{2} - \left(\sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr}\right)(r+dr)d\phi = 0$$

$$\sigma_r r + \sigma_t dr - (r\sigma_r + rd\sigma_r + \sigma_r dr + d\sigma_r dr) = 0$$

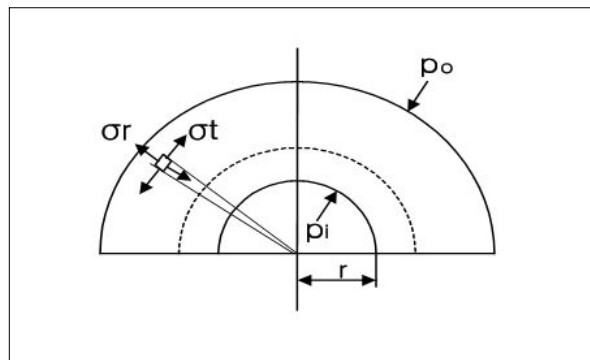


Fig. 3.4 Internal stress in cylinder

여기서 미소항의 곱 $d\sigma_r dr$ 를 무시하면,

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t dr - \sigma_r dr - r d\sigma_r &= 0 \\ \sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

u 를 반지름 r 의 표면 반경방향 변위라 하면, 반지름 $r + dr$ 에서는 $u + \frac{du}{dr} dr$ 가 된다. 따라서 반지름 방향의 변형률 ε_r 과 접선방향의 변형률 ε_t 는 각각 다음 식과 같이 된다.

$$\varepsilon_r = \frac{\frac{du}{dr} dr}{dr} = \frac{du}{dr} \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(r+u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r} \quad (3.4)$$

따라서 $\varepsilon_r, \varepsilon_t$ 상태에 있어서 각각의 응력은

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_r - \nu \varepsilon_t) \\ &= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) \end{aligned} \quad (3.5)$$

또는,

$$\sigma_r = \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\frac{du}{dr} + \frac{1}{m} \frac{u}{r} \right) \quad (3.5')$$

$$\begin{aligned}
\sigma_t &= \frac{E}{(1-\nu^2)}(\varepsilon_t - \nu\varepsilon_r) \\
&= \frac{m^2 E}{m^2 - 1} \left(\frac{u}{r} + \frac{1}{m} \frac{du}{dr} \right) \\
&= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} \right)
\end{aligned} \tag{3.6}$$

단, ν 는 포와송 비(Poisson's Ratio)이다.

$$\begin{aligned}
\frac{d\sigma_r}{dr} &= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{d^2u}{dr^2} + \nu \frac{\frac{du}{dr}r - u}{r^2} \right) \\
&= \frac{E}{(1-\nu^2)} \left(\frac{d^2u}{dr^2} - \frac{\nu}{r} \frac{du}{dr} - \nu \frac{u}{r^2} \right)
\end{aligned} \tag{3.7}$$

식 (3.5), (3.6), (3.7)을 식 (3.2)에 대입하면, $\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} = 0$ 에 있어서,

$$\begin{aligned}
\frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} - \frac{du}{dr} - \nu \frac{u}{r} - r \frac{d^2u}{dr^2} - \nu \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} &= 0 \\
\therefore \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} &= 0
\end{aligned} \tag{3.8}$$

위 식을 변형하여 적분하면,

$$\begin{aligned}
\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{d}{dr} \left(\frac{u}{r} \right) &= 0 \\
\therefore \frac{du}{dr} + \frac{u}{r} = C \quad \text{또는,} \quad r \frac{du}{dr} + u &= Cr
\end{aligned} \tag{3.9}$$

즉, $\frac{d(ru)}{dr} = Cr$ 의 적분 결과를 $ru = \frac{C}{2}r^2 + C_2, \frac{C}{2} = C_1$ 이라 하면,

$$u = C_1 r + C_2 \frac{1}{R} \quad (3.10)$$

$$\frac{dr}{du} = C_1 - \frac{C_2}{r^2} \quad (3.11)$$

식 (3.10)을 식 (3.5) 및 식 (3.6)에 대입하면,

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1(1+\nu) - C_2 \left(\frac{1-\nu}{r_2^2} \right) \right] \quad (3.12)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1(1+\nu) - C_2 \left(\frac{1-\nu}{r_2^2} \right) \right] \quad (3.13)$$

실린더는 내압 p_i 와 외압 p_0 를 받고 있으므로, $r=r_1$ 에서 $\sigma_r = -p_i$ $r=r_1$ 에서 $\sigma_r = -p_0$, σ_r 는 인장을 양(+), p_i, p_0 는 압축을 양(+)이라 하면 경계조건은

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_r)_{r=r_2} &= -p_0 \\ (\sigma_r)_{r=r_1} &= -p_1 \end{aligned} \right\}$$

와 같이 되므로

$$\frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1(1+\nu) - C_2 \left(\frac{1-\nu}{r_2^2} \right) \right] = -p_0 \quad (3.14)$$

$$\frac{E}{1-\nu^2} \left[C_1(1+\nu) - C_2 \left(\frac{1-\nu}{r_1^2} \right) \right] = -p_i \quad (3.15)$$

식 (3.13)에서 식(3.14)를 빼면,

$$C_1 = \frac{1-\nu}{E} \times \frac{r_1^2 p_i - r_2^2 p_0}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.16)$$

$$C_2 = \frac{1+\nu}{E} \times \frac{r_1^2 r_2^2 (p_i - p_0)}{r_2^2 - r_1^2} \quad (3.17)$$

적분상수 C_1, C_2 가 구해지고, 이 C_1, C_2 를 식 (3.12)과 식 (3.13)에 대입하면 r 위치에 있어서 σ_r, σ_t 를 구할 수 있다.

$$\sigma_r = \frac{r_1^2 p_i - r_2^2 p_0}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(p_i - p_0) r_2^2 r_1^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \quad (3.18)$$

$$\sigma_t = \frac{r_1^2 p_i - r_2^2 p_0}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(p_i - p_0) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)} \quad (3.19)$$

식 (3.10)에 C_1, C_2 를 대입하면 변위 u 는,

$$u = \frac{(1-\nu)(r_1^2 p_i - r_2^2 p_0)}{E(r_2^2 - r_1^2)} \quad (3.20)$$

또는,

$$u = \frac{(m-1)(r_1^2 p_i - r_2^2 p_0)}{mE(r_2^2 - r_1^2)} + \frac{(m+1)(p_i - p_0)r_1^2 r_2^2}{mEr(r_2^2 - r_1^2)} \quad (3.21)$$

다음에 r 위치의 최대전단응력 τ_1 은,

$$\begin{aligned}\tau_1 &= \frac{1}{2}(\sigma_t - \sigma_r) \\ &= \frac{r_1^2 r_2^2 (p_i - p_0)}{r^2 (r_2^2 - r_1^2)}\end{aligned}\quad (3.22)$$

식 (3.18), 식 (3.19) 및 식 (3.22)들은 모두 $r = r_1$ 의 내벽에서 최대가 되고, 각각의 최대치를 $\sigma_{r\max}$, $\sigma_{t\max}$, $\tau_{1\max}$ 라 하면 다음과 같이 된다.

$$\sigma_{r\max} = (\sigma_r)_{r=r_1} = p_i \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{t\max} &= (\sigma_t)_{r=r_1} \\ &= \frac{p_i(r_1^2 + r_2^2) - 2p_0 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}\end{aligned}\quad (3.24)$$

$$\begin{aligned}\tau_{1\max} &= \frac{1}{2}(\sigma_t - \sigma_r) \\ &= \frac{r_1^2 r_2^2 (p_i - p_0)}{r_2^2 - r_1^2}\end{aligned}\quad (3.25)$$

2) 얇은 실린더 이론(내압만을 받는 경우)

외압 $p_0 = 0$ 이므로 내압 $p_i = p$ 만을 받는 경우는 접선방향 응력 σ_r 는 식 (3.18)에서

$$\sigma_r = \frac{p r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \quad (3.26)$$

마찬가지로,

$$\sigma_t = \frac{pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(\frac{r_2^2}{r^2} + 1 \right) \quad (3.27)$$

$$\tau_1 = \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \times \frac{1}{r^2} \quad (3.28)$$

상기 식에서 σ_r 는 압축응력이고 $r=r_1$ 에서 최대가 되며 $r=r_2$ 에서 0 이 된다. σ_t 는 인장응력이고 $r=r_1$ 에서 최대로 되며 r_2 의 증가에 내압 p_i 에 가까워지고 $r=r_2$ 에서 최소로 된다. 한편, 변위 u 는 다음 식과 같이 된다.

$$u = \frac{r_1^2 p}{mE(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ (m-1)r + (m+1) \frac{r_2^2}{r} \right\} \quad (3.29)$$

내벽의 반경방향의 변위를 u_r 라 하면 $r=r_1$ 이 되고 u_r 는 다음 식과 같이 된다.

$$u_r = \frac{r_1 p}{E} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{1}{m} \right) \quad (3.30)$$

3) 외압만을 받는 실린더의 응력

내압 $p_i=0$ 이고 p_0 만을 받을 때의 σ_r 는 식(6)에서 $p_i=0$ 으로 놓고 $p_0=p$ 로 하여 정리하면 다음 식과 같이 된다.

$$\sigma_r = - \frac{pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \quad (3.31)$$

$$\sigma_t = - \frac{pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) \quad (3.31)$$

$$\tau_1 = \frac{pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \times \frac{1}{r^2} \quad (3.32)$$

상기 식에서 σ_r , σ_t 는 모두 압축응력이고, σ_r 는 $r=r_2$ 의 외벽에서 최대가 되고 $r=r_1$ 에서 0이 된다. σ_t 는 $r=r_1$ 의 내벽에서 최대가 되고, $r=r_2$ 인 곳에서 최소가 된다. 전단응력은 $r=r_1$ 의 내벽에서 최대가 된다. 한편 변위 u 는 다음 식과 같이 된다.

$$u = -\frac{r_2^2 p}{mE(r_2^2 - r_1^2)} \left\{ (m-1)r + (m+1)\frac{r_1^2}{r} \right\} \quad (3.33)$$

바깥지름의 반지름 방향의 변위를 u_t 라고 하면 $r=r_2$ 가 되고 u_t 는 다음 식과 같이 된다.

$$u_t = -\frac{pr_2}{E} \left(\frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{1}{m} \right) \quad (3.34)$$

3.4 선형 누적 손상계수

구조물이나 기계부품의 예상 설계수명 동안 가해진 변동응력에 의한 누적손상을 선형적으로 합산하는 것을 선형 누적 손상계수 (Cumulative damage factor, 이하 “ C_w ”라 한다)라 하고 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$C_w = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (3.34)$$

여기서, N_i 는 각각의 응력이 단독으로 부가되어 피로파괴가 발생 했을 때까

지의 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.

3.5 정적 및 동적하중 동시 작용시 내구수명

부품은 작동 중에 일정한 정하중과 동하중을 받게 된다. 연료분사펌프의 내구 수명을 계산 시 일정한 응력진폭범위를 부가하여 피로해석을 수행하더라도 응력비(stress ratio, R)또는 평균응력에 따라 피로균열 발생수명이 다르게 된다. 이것은 임의의 응력진폭범위에서 응력비 또는 평균응력이 작아지면 피로균열 발생수명은 길어지게 됨을 의미한다. 이러한 응력비 또는 평균응력의 영향을 고려하여 피로파괴의 발생여부를 판단하는 경계선의 방정식은 다음과 같으며 피로 해석 시에는 다음 중 적정 방정식을 선택하여야 한다. 일반적으로 Goodman 방정식은 취성재질, Gerber 방정식은 연성재질에 적절하다. 본 연구 대상의 연료분사펌프의 피로해석은 Gerber 방정식을 이용한다.

(1) Goodman relation :

$$\sigma_a + \frac{S_u}{S_e} \sigma_m \leq S_u, \quad \frac{\sigma_a}{S_u} + \frac{\sigma_m}{S_e} \leq 1$$

$$\frac{\sigma_a}{S_u/N_{fs}} + \frac{\sigma_m}{S_e/N_{fs}} \leq 1, \quad \sigma_a + \frac{S_u}{S_e} \sigma_m \leq \frac{S_u}{N_{fs}}$$

여기서,

σ_a : 응력진폭
 σ_m : 평균응력
 S_u : 피로한도
 S_e : 인장강도
 N_{fs} : 안전율

(2) Modified Goodman relation : 다음 두식을 동시에 만족해야 안전하다.

$$\frac{\sigma_a}{S_u} + \frac{\sigma_m}{S_e} \leq 1, \quad \sigma_a + \frac{S_u}{S_e} \sigma_m \leq \frac{S_u}{N_{fs}} \quad (\text{Goodman line})$$

$$\frac{\sigma_a}{S_Y} + \frac{\sigma_m}{S_Y} \leq 1, \quad \sigma_a + \sigma_m \leq \frac{S_Y}{N_{fs}} \quad (\text{yield line})$$

여기서,

S_Y : 항복강도



(3) Gerber relation :

$$\left\{ \frac{\sigma_a}{S_u} \right\}^2 + \frac{\sigma_m}{S_e} \leq 1, \quad \left\{ \frac{\sigma_a}{S_u/N_{fs}} \right\}^2 + \frac{\sigma_m}{S_e/N_{fs}} \leq 1$$

(4) Soderberg relation :

$$\sigma_a + \frac{S_Y}{S_e} \sigma_m \leq S_Y, \quad \frac{\sigma_a}{S_Y} + \frac{\sigma_m}{S_e} \leq 1$$

$$\frac{\sigma_a}{S_Y/N_{fs}} + \frac{\sigma_m}{S_e/N_{fs}} \leq 1, \quad \sigma_a + \frac{S_Y}{S_e} \sigma_m \leq \frac{S_Y}{N_{fs}}$$

3.6 수정 피로 한도

실제 연료분사펌프의 피로강도는 연마된 시편에서 얻은 피로 데이터와 비교하면 매우 다르다. 이는 재료의 크기, 모양, 열처리 방법, 기계적 표면 처리 방법, 응력집중현상, 잔류응력, 부식, 온도, 응력의 종류(굽힘, 비틀림, 압축/인장) 등에 의해 연료분사펌프의 피로한도가 영향을 받기 때문이다. 위의 효과를 고려하여 다음과 같이 피로한도 S_e 를 수정하여 사용한다.

$$S_e = C_f C_r C_s C_t \left(\frac{1}{K_f} \right) S'_e$$

여기서,

S_e : 수정 피로한도

S'_e : 피로한도

C_f : 표면계수, $C_f = AS_u^b$

S_u : 인장강도

A, b : 강의 표면다듬질에 적용한 값

C_r : 확률계수, $C_r = 1 - 0.08z$, 여기서 z : 잔존율 표준편차

C_t : 온도계수, 강(steel)의 경우

$T \leq 450^\circ\text{C}$: $C_t = 1.0$

$450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C}$: $C_t = 1.0 - 0.0058 \times (T - 450)$

C_s : 크기계수, 크기가 클수록 피로한도 감소

축하중을 받는 경우 크기효과 없음

K_f : 피로응력집중계수, $K_f = 1.0 + q(K_t - 1.0)$, 여기서 q : 노치계수

K_t : 기하학적 응력집중계수

3.7 변동응력의 사이클 수 평가

부품에 대한 피로균열 발생수명을 예측하는 것은 중요하다. 이를 위해서는 예상 설계수명 동안의 응력스펙트럼과 반복 사이클 수를 파악해야 한다. 여기서 펌프의 배럴에 대한 변동응력 사이클 수를 다음과 같이 추정할 수 있다.

- 한나라호 발전기의 작동일수 : 약 200 일/1년
- 한나라호의 예상선령 : 30 년
- 분당 플런저 작동수 : 360 cycle/min

따라서 총 사이클 수는

$$\begin{aligned} \text{총 사이클수} &= 30\text{년} \times 200\text{일/1년} \times 24\text{시간/1일} \times 60\text{분/1시간} \times 360\text{cycle/분} \\ &= 1,762,560,000 \text{ cycle} \end{aligned}$$

이 값은 강(steel)의 피로한도가 10^7 cycle 이상이므로 연료분사펌프의 안정성 평가는 피로파괴설계 중 무한수명설계방법을 적용하여야 한다.

제 4 장 연료분사펌프 배럴의 유한요소해석

4.1 구속조건

이 장에서는 ANSYS Code를 이용하여 연료분사펌프의 배럴에 대해 피로해석을 통한 안정성을 평가하였다.

연료분사펌프의 구속조건은 Table 4.1 및 Fig. 4.1 과 같이 플런저와 배럴 윗면을 강체로 구속하고 배럴은 탄성체로 주었으며, Mesh Elements의 개수는 116,758 개로 지정하여 실행하였다 (Table 4.2). 배럴과 플런저의 접촉면은 슬라이딩은 허용하되 간극은 거의 없는 Frictional 타입으로 하였고 하중조건은 배럴 내 공간에 각 면과 수직으로 작용하는 압력을 1000 bar부터 1600 bar까지 적용하였다. 온도의 변화는 단열상태로 가정하였다. 압력 범위 내 100 bar 단위로 해석을 실행하여 배럴과 플런저 사이 압력변화에 따른 배럴의 총변형량, 최대 응력, 안전계수 및 최소 수명을 해석하고 안정성을 검토하였다.

Table 4.1 Constraint conditions in analysis

| | |
|--|------------------|
| Plunger | Rigid body |
| Upper part on the barrel | Rigid body |
| Temperature | 150°C, Adiabatic |
| Contact surface between plunger and barrel | Frictional |

Table 4.2 Number of mesh of fuel injection pump

| | |
|----------|---------|
| Nodes | 201,088 |
| Elements | 116,458 |

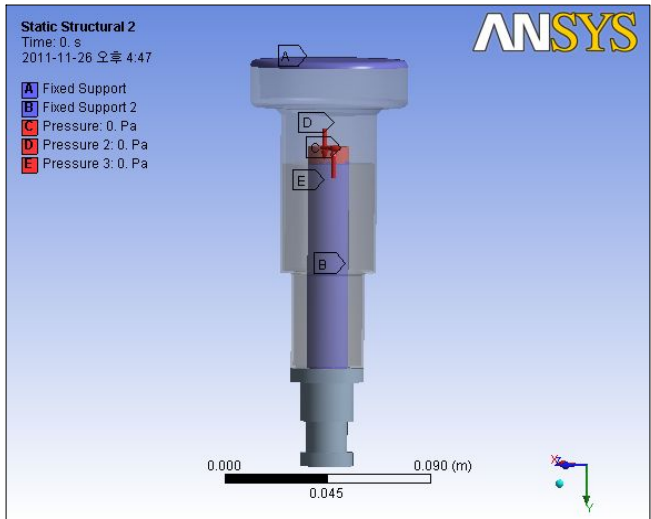


Fig. 4.1 Boundary and constraint conditions



Fig. 4.2 Mesh sizing

4.2 총 변형량

앞서 말한 구속조건을 이용하여 각 압력에 따른 연료분사펌프의 총 변형량을 ANSYS Code로 수행하였으며 해석결과는 **Figs. 4.3 ~ 4.9** 와 같다.

Figs. 4.3 ~ 4.9 에서 보는바와 같이 최대 변형량은 플런저 최상단이 닿는 배럴의 모서리 부분에 나타나며 최대값은 빨간색으로 결과값은 다음과 같다.

Fig. 4.5와 **Fig. 4.6**은 1200 bar, 1300 bar 압력일 경우 해석결과이며 변형량은 $6.8\ \mu\text{m}$, $7.3\ \mu\text{m}$ 이다. 플런저와 배럴의 상단은 구속하였기 때문에 변형이 일어나지 않는다는 결과가 나왔고 배럴 내 최고 압력이 작용하는 부분이 그렇지 않는 부분과 비교하여 큰 변형을 가진다.

Fig. 4.7 과 **Fig. 4.8** 은 작동압력 1400 bar, 1500 bar 이 작용하는 상태에서 변형량 상태를 보여주고 있다. 최대 변형이 일어나는 영역은 다른 압력에서의 결과와 같은 영역이며 변형량의 값은 $7.9\ \mu\text{m}$, $8.4\ \mu\text{m}$ 이다.

Fig. 4.9 는 배럴 내 압력이 1600 bar일 경우의 해석결과이며 이 값은 $9.0\ \mu\text{m}$ 으로 x 축으로의 변위이며 이 변형값은 값이 작을 뿐만 아니라 연료분사펌프 작동 메카니즘의 정확성에 부정적인 영향을 주지 않는다.

Table 4.3 은 1000 ~ 1600 bar 압력 하에서 총변형량 결과값을 나타낸 표이며 대체적으로 크지 않은 값으로 이 변형량으로는 누설에 영향을 미치지 않는 값이다.

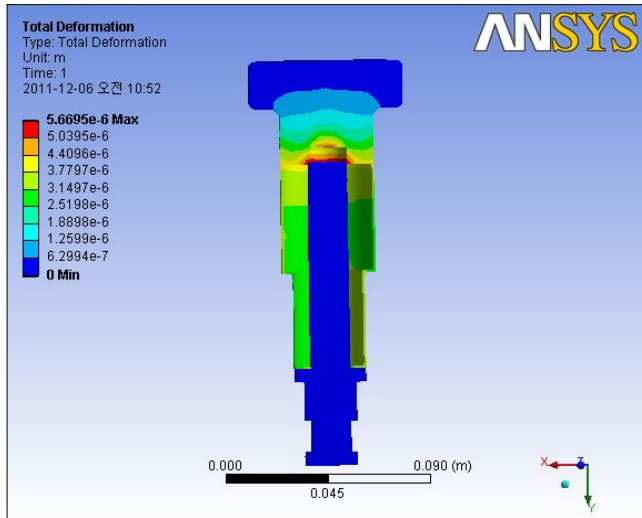


Fig. 4.3 Total deformation of fuel injection pump (1000 bar)

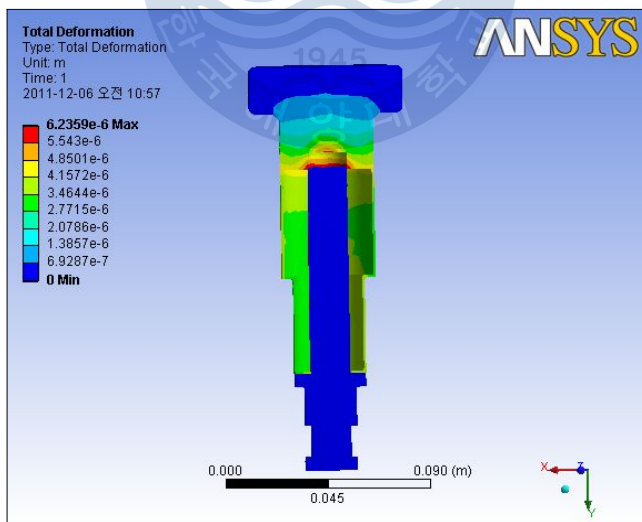


Fig. 4.4 Total deformation of fuel injection pump (1100 bar)

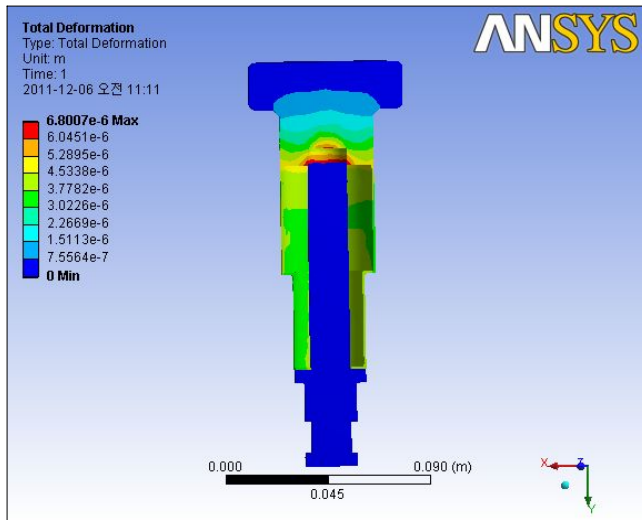


Fig. 4.5 Total deformation of fuel injection pump (1200 bar)

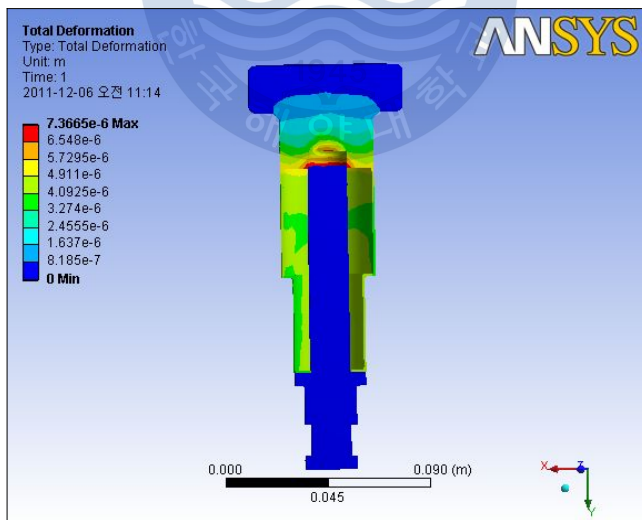


Fig. 4.6 Total deformation of fuel injection pump (1300 bar)

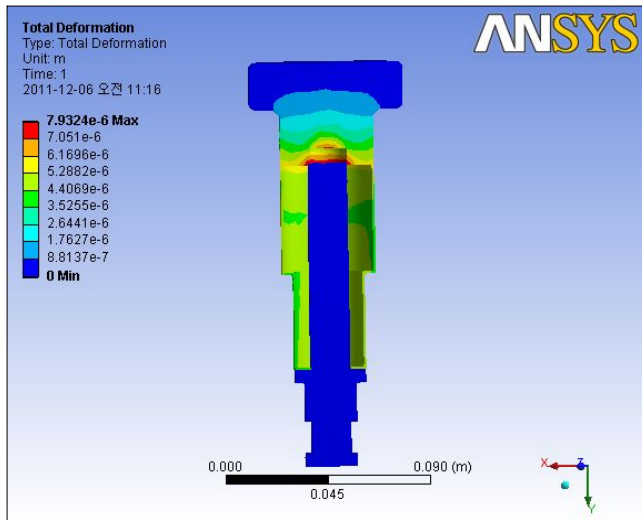


Fig. 4.7 Total deformation of fuel injection pump (1400 bar)

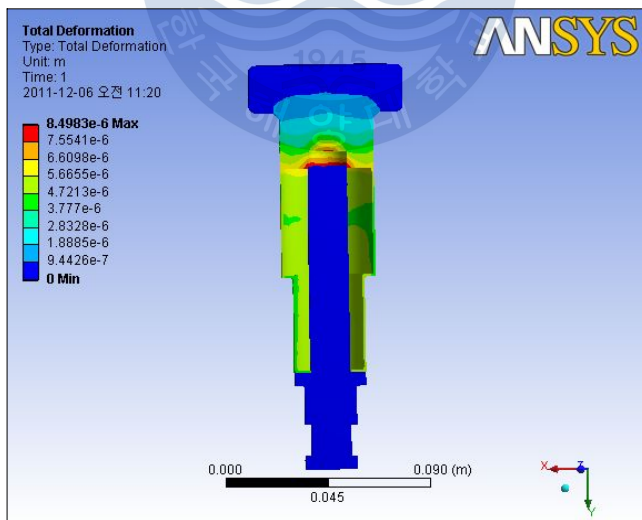


Fig. 4.8 Total deformation of fuel injection pump (1500 bar)

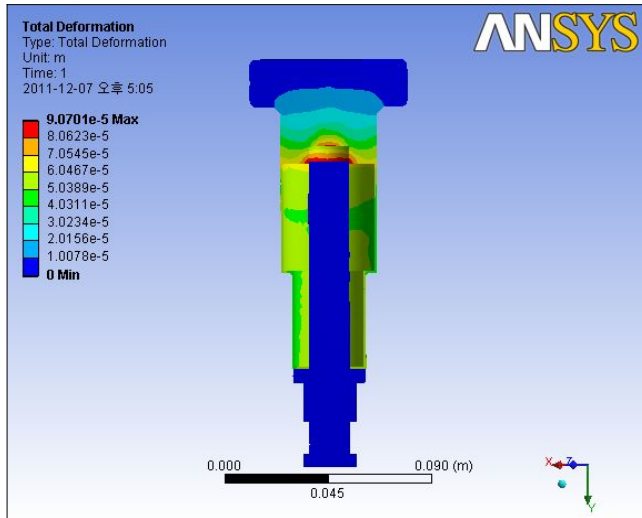


Fig. 4.9 Total deformation of fuel injection pump (1600 bar)

Table 4.3 Total deformation at each working pressure

| Working pressure [bar] | Total deformation [μm] |
|---------------------------|--|
| 1000 | 5.6 |
| 1100 | 6.2 |
| 1200 | 6.8 |
| 1300 | 7.3 |
| 1400 | 7.9 |
| 1500 | 8.4 |
| 1600 | 9.0 |

4.3 최대 응력

안정성을 판단하기 위해 **Figs. 4.10 ~ 4.16** 은 연료분사펌프에서 일어나는 최대응력을 ANSYS Code로 해석한 결과이며, 그 결과를 이용하여 항복강도 900 MPa 에 대한 강의 사용 초기 안전계수를 구할 수 있다.

Fig. 4.10 에서 실험대상 연료분사펌프 내 최고압력인 1000 bar 를 압력조건으로 주었을 경우 플린저 최상단과 배럴 내 모서리에서 최대응력이 나타나고 그 값은 배럴 소재의 항복값 보다 낮은 78.6 MPa 이며 허용범위 내에 있음을 알 수 있다.

Fig. 4.11, Fig. 4.12 에서 실험대상 연료분사펌프 내 최고압력을 각각 1100 bar와 1200 bar로 상향 조절하여 실험한 결과로 최대응력이 일어나는 영역은 **Fig. 4.10** 과 같은 범위로 그 값은 86.5 MPa, 94.4 MPa로 역시 허용범위 내에 있음을 알 수 있다.

Figs. 4.13 ~ 4.16 에서 마찬가지로 배럴 내 최고압력을 상향 조정하여 실험한 결과로 최대응력의 값은 102.2 MPa, 110 MPa, 117 MPa, 125 MPa의 값으로 증가하나 배럴의 소재에 대한 항복강도 보다 작은 것을 알 수 있다.

실험 한 압력 범위 내에서의 최대 응력과 최대응력으로 구해진 배럴 소재의 항복강도에 대한 초기안전계수는 **Table 4.4** 와 같으며 보통 동하중을 받는 경우의 초기 안전계수는 10 이상이 안전하다고 볼 때 [8], 1200 bar 이상의 압력에서는 초기안전계수가 10 이하이므로 취약하다고 볼 수 있다.

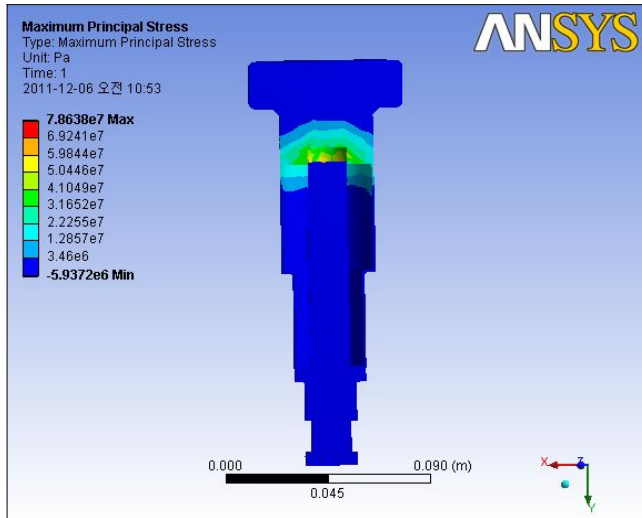


Fig. 4.10 Maximum principal stress of fuel injection pump (1000 bar)

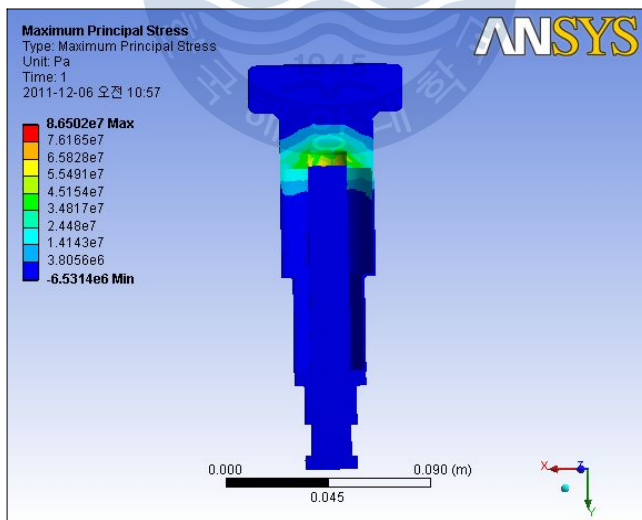


Fig. 4.11 Maximum principal stress of fuel injection pump (1100 bar)

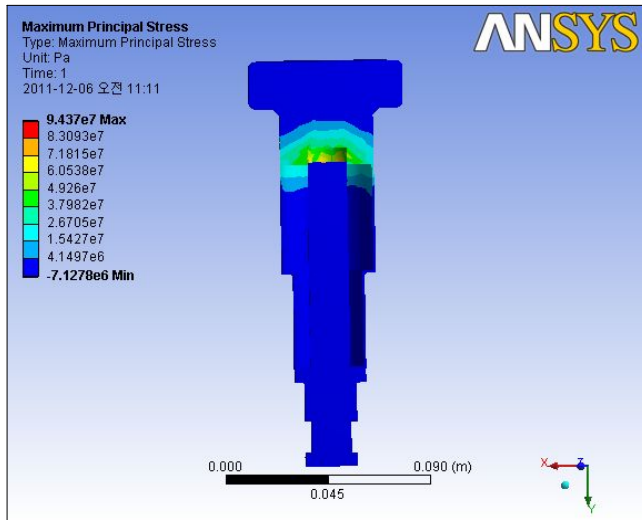


Fig. 4.12 Maximum principal stress of fuel injection pump (1200bar)

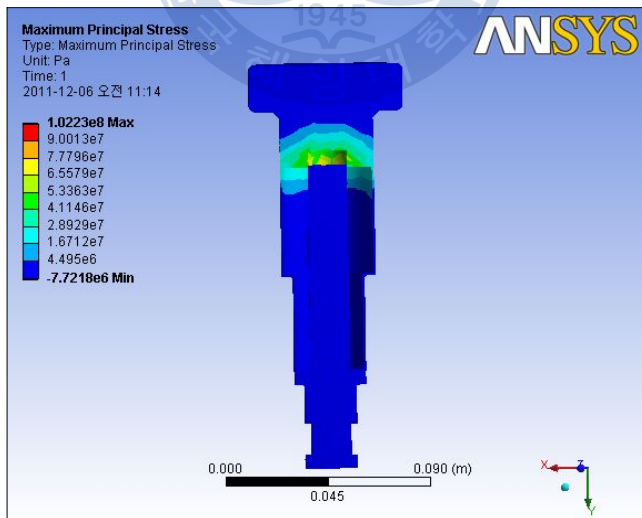


Fig. 4.13 Maximum principal stress of fuel injection pump (1300bar)

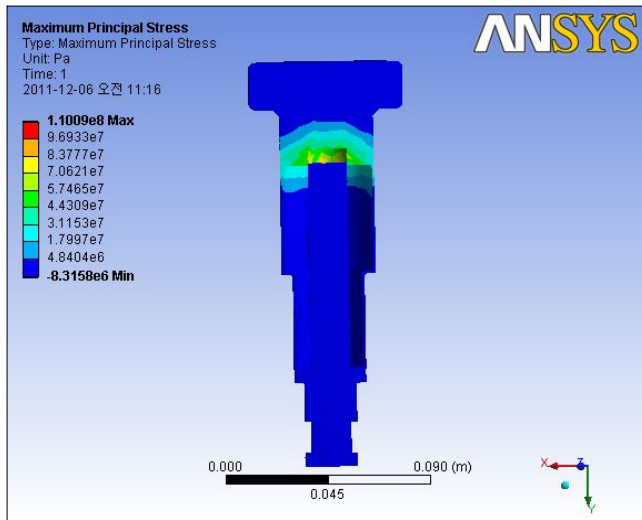


Fig. 4.14 Maximum principal stress of fuel injection pump (1400bar)

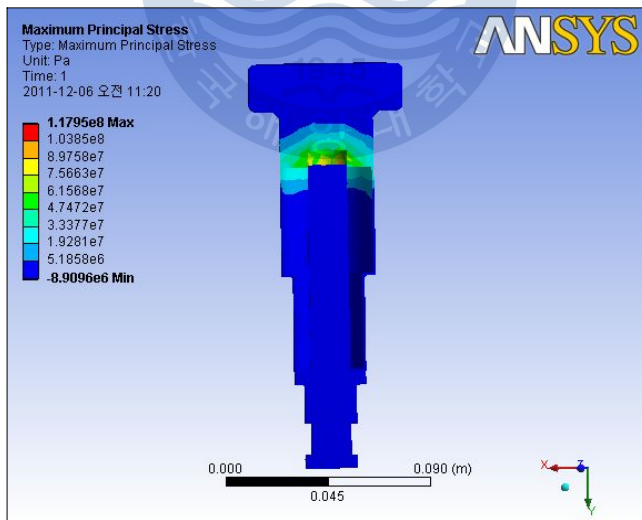


Fig. 4.15 Maximum principal stress of fuel injection pump (1500 bar)

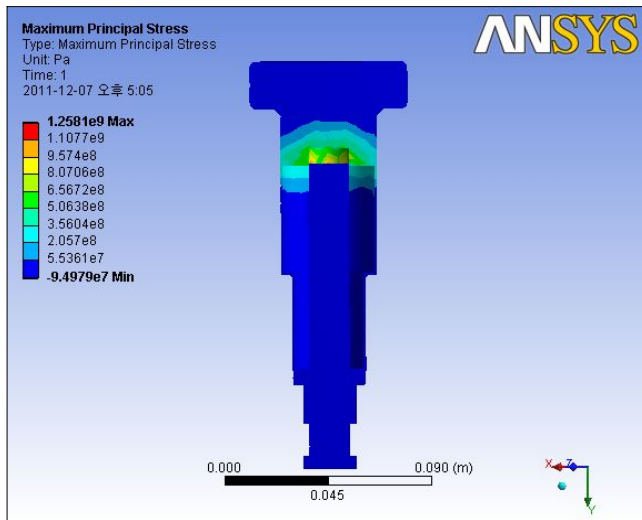


Fig. 4.16 Maximum principal stress of fuel injection pump (1600 bar)

Table 4.4 Maximum principal stress

| Working pressure [bar] | Max. stress [MPa] | Safety factor |
|------------------------|-------------------|---------------|
| 1000 | 78 | 11.54 |
| 1100 | 86 | 10.47 |
| 1200 | 94 | 9.57 |
| 1300 | 102 | 8.82 |
| 1400 | 110 | 8.18 |
| 1500 | 117 | 7.69 |
| 1600 | 126 | 7.14 |

4.4 안전 계수

연료분사펌프를 30년간 사용하기 위한 변동응력 사이클인 1.76×10^9 cycle을 설계 수명으로 하고 한나라호의 발전기가 720 rpm임을 고려하여 설계수명기간 동안 1초에 6번의 동하중을 받을 때의 피로안전계수 분포를 나타냈으며, 해석 대상 배럴의 최소 피로안전계수는 배럴 내 압력이 1000 bar 일때 1.13 이다.

엔진 부품 설계 시 일반적으로 적용되는 안전계수 허용 기준은 1.5 이상이고 상한응력에 대한 안전계수 허용 기준은 1.2 이상이다. 본 해석에서는 연료분사 펌프 개발 시 연료분사펌프 제작업체의 설계경험이 고려된 데에 대한 안전계수 1.4 를 허용 설계 기준으로 설정하고 배럴 내 최고압력이 1000 ~ 1600 bar 일 때의 안전도를 판단하였다.[8]

1.76×10^9 cycle을 설계 수명으로 하였을 때 연료분사펌프의 피로안전계수는 ANSYS Code로 수행하였으며 해석결과는 **Figs. 4.17 ~ 4.23** 와 같다 **Fig. 4.17** 과 같이 현재 한나라호의 최고압력 1000 bar의 경우 피로안전계수는 1.13 로 허용설계기준인 1.4 이하로 기준에 미달하는 결과를 볼 수 있다.

Fig. 4.19 와 **Fig. 4.20** 은 배럴 내 1200 bar, 1300 bar의 압력이 작용될때 결과값이며 피로안전계수가 0.94, 0.87 으로 본 실험 피로안전계수 기준인 1.4 에 미치지 못하는 값으로 안전하다고 볼 수 없는 결과이다.

Figs. 4.21 ~ 4.23 의 결과도 마찬가지로 기준에 크게 못 미치는 결과 값이 나왔으며 실험범위 내 압력에서 수명기간동안 사용했을 경우 피로안전계수는 모두 안전하지 못하다는 결과를 **Table 4.5** 를 보면 알 수 있다.

Table 4.5 에서 알 수 있듯이 선박을 그 수명기간인 30년 동안 작동했을 경우, 해석한 모든 압력에서 안전계수 1.4 이하가 되어 안전하지 못하다는 것을 얻었다. 본 실험에서 현재 사용되고 있는 소재에 대해서는 수명기간 동안 안전하게 사용할 수 없다는 것을 알 수 있다 [8].

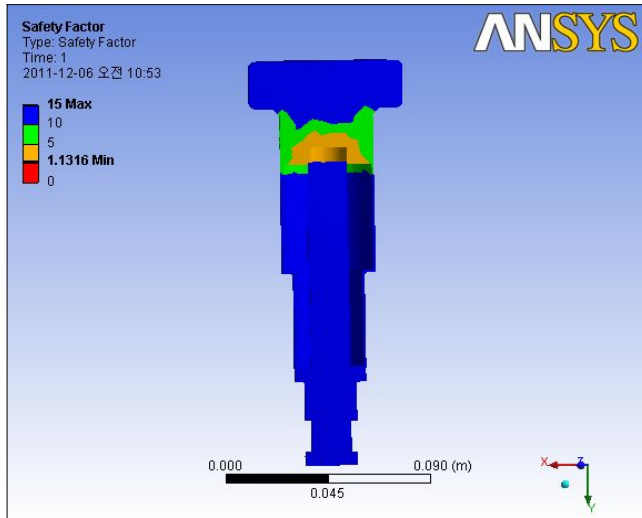


Fig. 4.17 Safety factor of fuel injection pump (1000 bar)

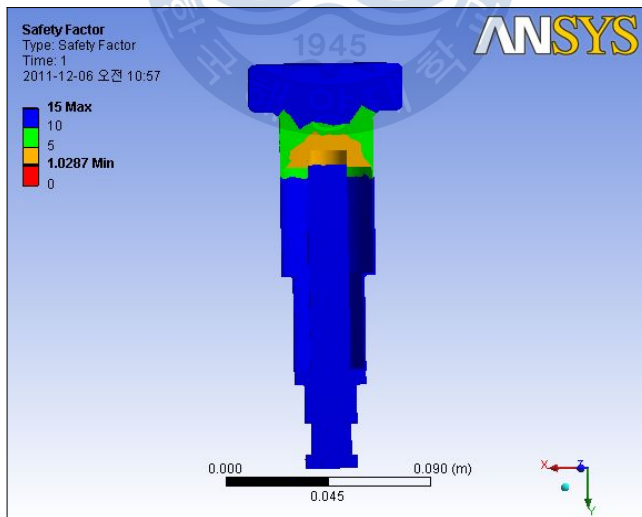


Fig. 4.18 Safety factor of fuel injection pump (1100bar)

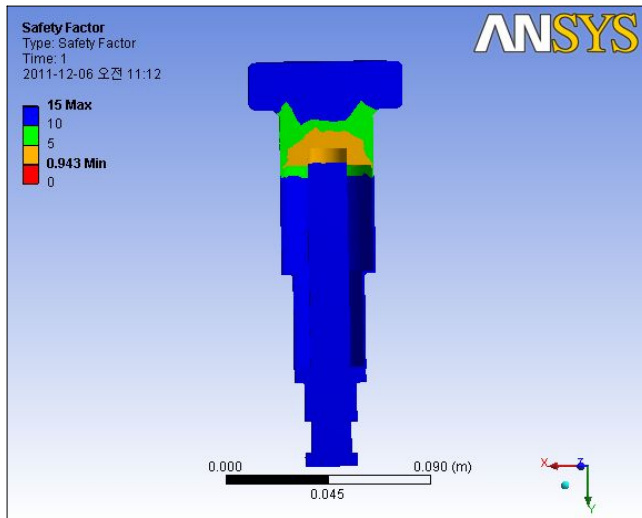


Fig. 4.19 Safety factor of fuel injection pump (1200 bar)

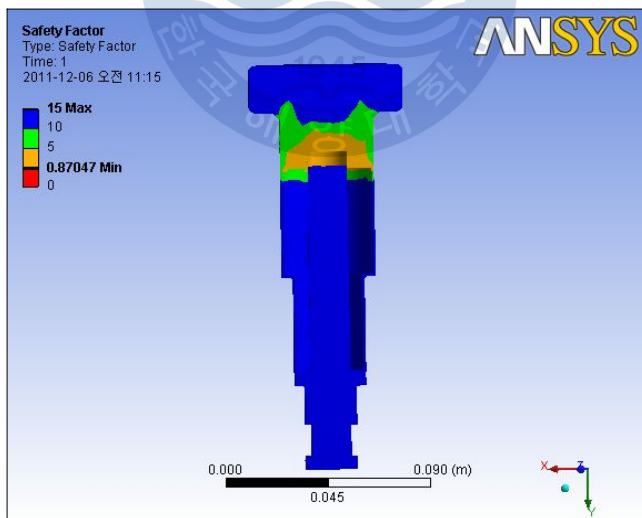


Fig. 4.20 Safety factor of fuel injection pump (1300bar)

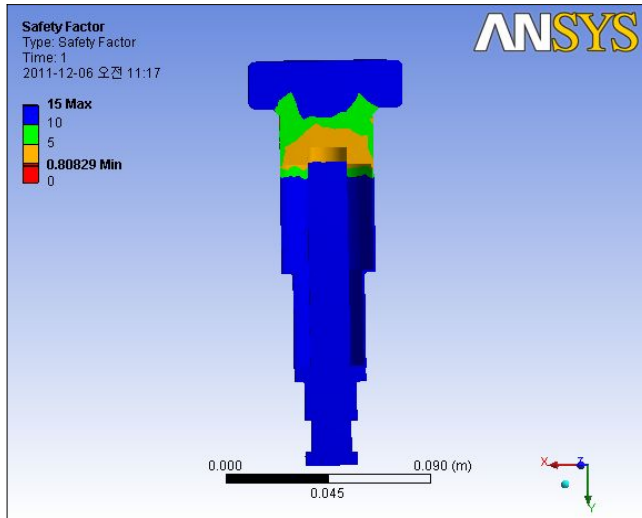


Fig. 4.21 Safety factor of fuel injection pump (1400bar)

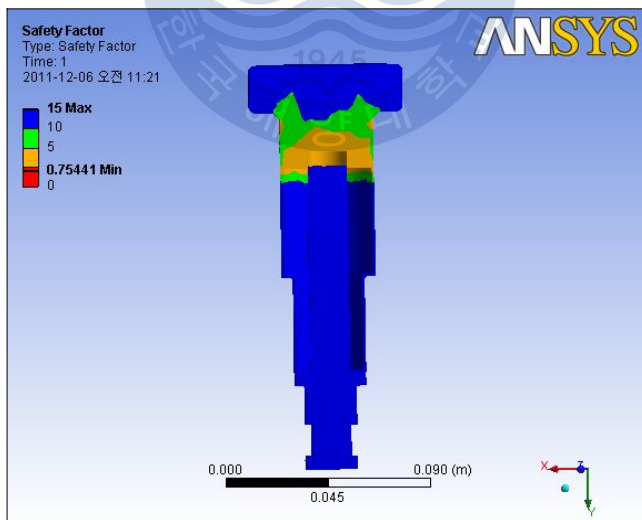


Fig. 4.22 Safety factor of fuel injection pump (1500 bar)

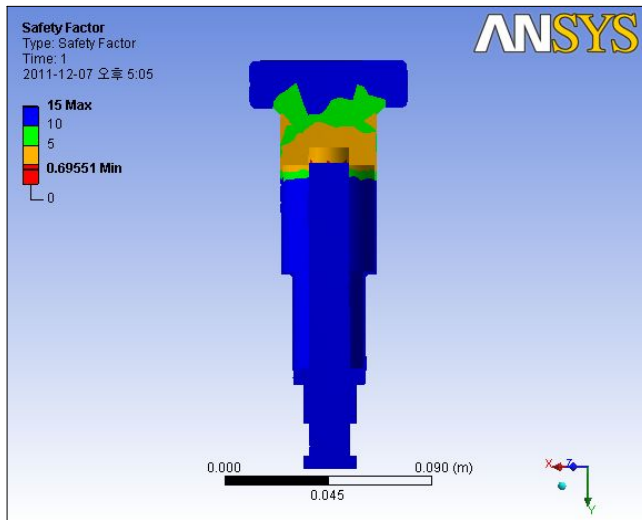


Fig. 4.23 Safety factor of fuel injection pump (1600 bar)

Table 4.5 Safety factor

| Working pressure [bar] | Safety factor |
|------------------------|---------------|
| 1000 | 1.13 |
| 1100 | 1.02 |
| 1200 | 0.94 |
| 1300 | 0.87 |
| 1400 | 0.81 |
| 1500 | 0.75 |
| 1600 | 0.70 |

4.5 최소 수명

최소수명해석을 ANSYS Code로 수행하였으며 해석결과는 Figs. 4.24 ~ 4.30 과 같다. 3 장의 변동응력의 사이클 수 평가에서 기술한 바와 같이 한나라호의 예상수명을 계산한 결과 1.76×10^9 cycle으로 강(steel)에 대한 사이클 수 10^7 cycle 이상으로 무한설계방법을 만족시켜야 안전하다고 볼 수 있다. Fig 4.24 는 배럴 내 1000 bar의 압력이 작용할 때의 결과이며 강(steel)에 대한 최소수명 10^7 cycle 을 만족하는 값으로 무한설계방법을 만족시킨다.

Fig. 4.25 는 작용압력이 1000 bar 일 때와 마찬가지로 강(steel)의 최소수명을 만족하는 값으로 무한설계방법을 만족하는 값이나 Fig. 4.26은 작용 압력이 1200 bar로 상승함에 따라 0.44×10^7 cycle 작동 후에 피로파괴가 빨간색 부분에 일어난다는 것을 알 수 있다.

Figs. 4.27 ~ 4.29 는 작용압력이 상승함에 따라 피로파괴가 일어나는 부분은 배럴 내 모서리 근처로 같지만 최소수명은 점점 짧아짐을 알 수 있다.

Fig. 4.30은 작용압력이 1600 bar일때의 결과이며 0 cycle일 경우 피로파괴가 일어난다. 다시 말하면 작동이 시작되는 즉시 피로파괴가 일어난다는 결과이다.

Table 4.6 은 각 작용압력에 대한 연료분사펌프의 최소수명을 나타내며, 1100 bar 이하에서의 이 값은 강(steel)에 대한 사이클 수 10^7 cycle 이상으로 무한설계방법을 만족시킨다는 것을 알 수 있다. 1200 bar 이상에서는 최대응력이 발생하는 곳에서 최소수명이 발생하고 있으며 최소수명에 이르면 피로파괴가 일어나기 시작함을 뜻한다.

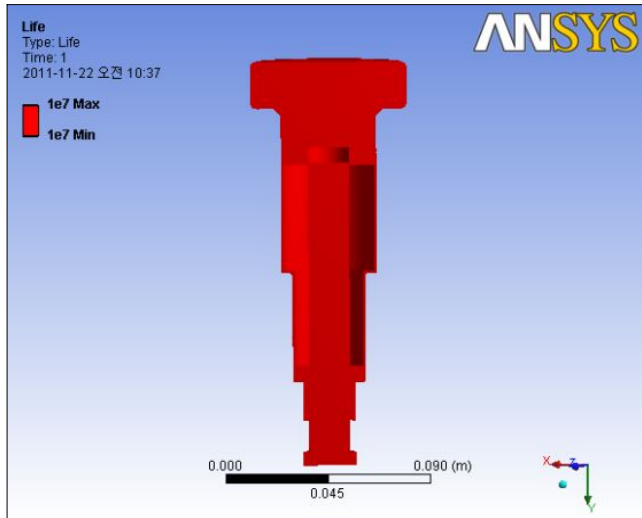


Fig. 4.24 Minimum life cycle of fuel injection pump (1000 bar)

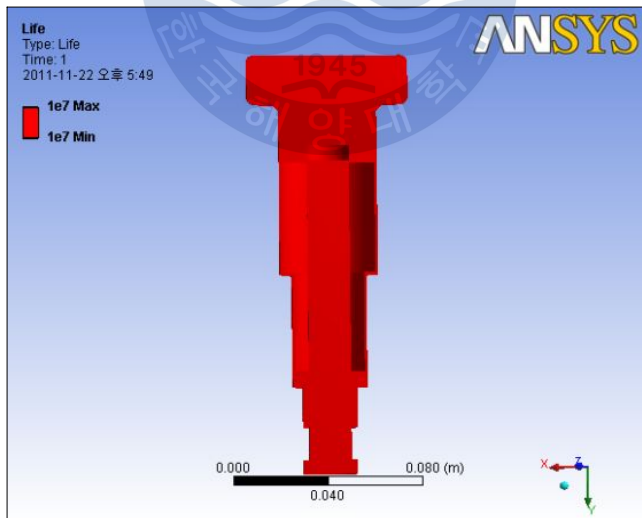


Fig. 4.25 Minimum life cycle of fuel injection pump (1100 bar)

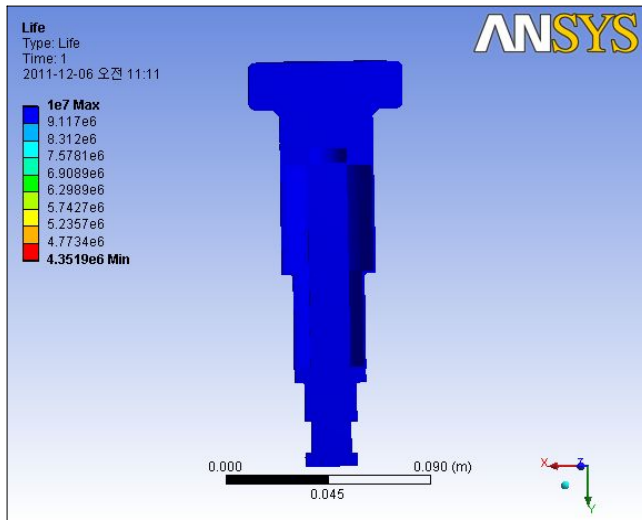


Fig. 4.26 Minimum life cycle of fuel injection pump (1200 bar)

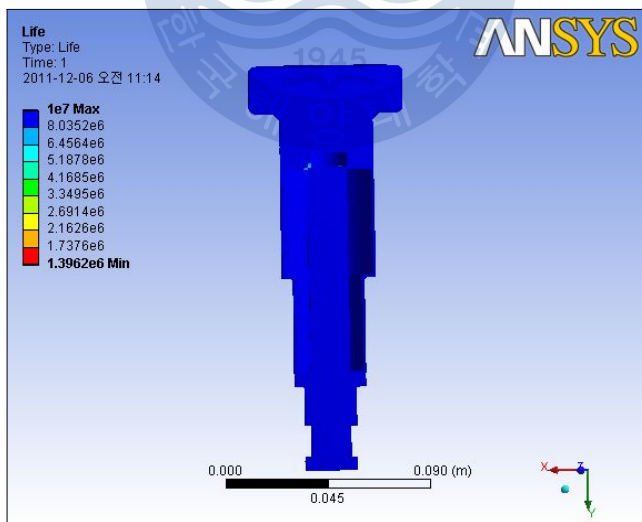


Fig. 4.27 Minimum life cycle of fuel injection pump (1300 bar)

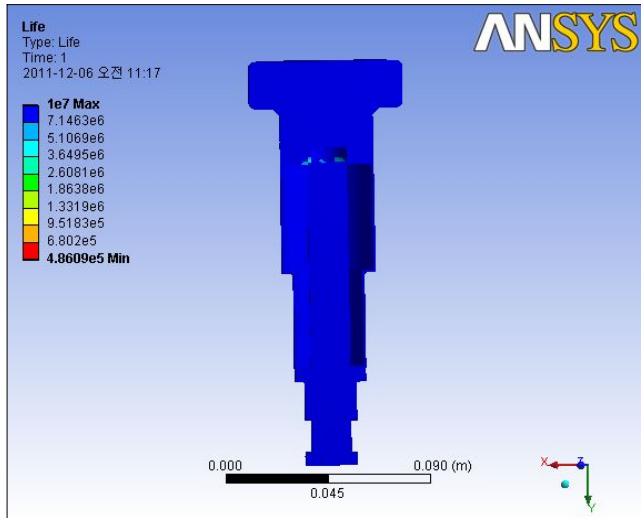


Fig. 4.28 Minimum life cycle of fuel injection pump (1400 bar)

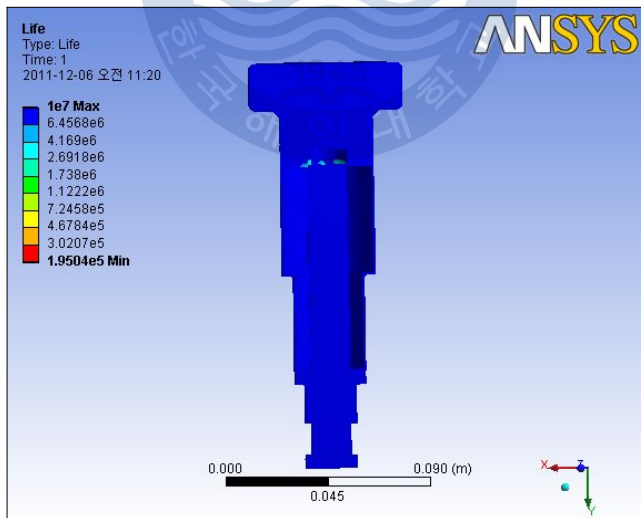


Fig. 4.29 Minimum life cycle of fuel injection pump (1500 bar)

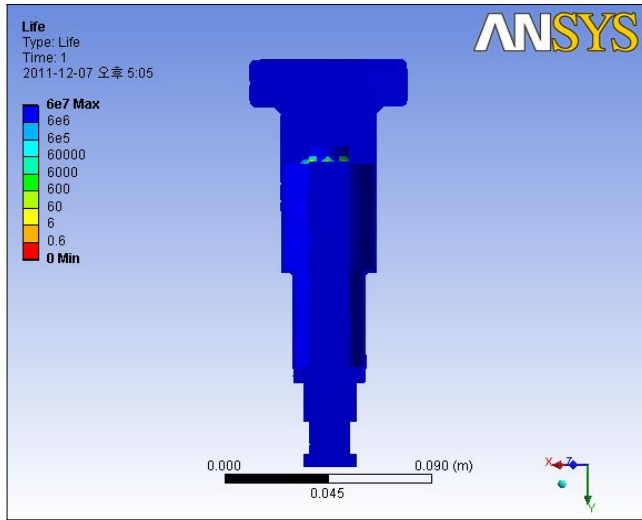


Fig. 4.30 Minimum life cycle of fuel injection pump (1600 bar)

Table 4.6 Minimum life cycle

| Working pressure [bar] | Minimum life cycle |
|------------------------|--------------------|
| 1000 | 1.00×10^7 |
| 1100 | 1.00×10^7 |
| 1200 | 0.44 |
| 1300 | 0.14 |
| 1400 | 0.05 |
| 1500 | 0.02 |
| 1600 | 0.00 |

4.6 소재에 따른 안정성 판단

해석 결과 수명기간 동안 연료분사펌프를 안전하게 사용하기 어렵다는 판단하에 실험 범위 내 압력에서 안정성을 갖는 소재에 대해 연구하고자 항복강도가 각각 1230 MPa, 1560 MPa 재료를 가지고 해석하였으며 재료의 물성치는 Tables 4.7 ~ 4.8 과 같다 [12].

Table 4.7 Specifications of AISI 6000 Series Steel

| Items | | Specifications |
|---------------|-----------------|------------------------|
| Material Part | Material type | AISI 6000 Series Steel |
| | Young's modulus | 205 GPa |
| | Yield stress | min. 1 230 MPa |
| | Tensile stress | 1 240 MPa |
| | Poisson's ratio | 0.29 |

Table 4.8 Specifications of AISI 9000 Series Steel

| Items | | Specifications |
|---------------|-----------------|------------------------|
| Material Part | Material type | AISI 9000 Series Steel |
| | Young's modulus | 209 GPa |
| | Yield stress | Min. 1560 MPa |
| | Tensile stress | 1780 MPa |
| | Poisson's ratio | 0.30 |

Tables 4.9 ~ 4.10 은 앞에 말한 소재를 이용하여 ANSYS Code로 해석한 결과를 표로 나타낸 값이며 기존의 항복강도 900 MPa의 현재 사용되고 있는 소재를 이용한 해석결과 위험성이 내포되어 있는 작용 압력이 항복강도가 1230 MPa, 1,560 MPa인 고장력강에서는 안정성을 갖는 것을 볼 수 있다.

현재 선박에서 사용되고 있는 연료분사펌프는 장시간 사용함에 따라 누설과 배럴변형의 문제로 자주 교체되고 있는 실정이므로 결과와 같이 고압화 되가는 연료분사펌프의 안정성을 확보하기 위해서는 더 우수한 소재와 가공법의 보완 등이 필수적이다.

Table 4.9 Initial safety and safety factors

| Working pressure [bar] | Initial safety factor | | | Safety factor | | |
|------------------------|-----------------------|-------------|-------|----------------------|-------------|-------------|
| | Yield strength [MPa] | | | Yield strength [MPa] | | |
| | 900 | 1230 | 1560 | 900 | 1230 | 1560 |
| 1000 | 11.54 | 15.77 | 20.00 | 1.13 | 1.50 | 1.83 |
| 1100 | 10.47 | 14.30 | 18.14 | 1.02 | 1.30 | 1.56 |
| 1200 | 9.57 | 13.09 | 16.59 | 0.94 | 1.19 | 1.43 |
| 1300 | 8.82 | 12.06 | 15.29 | 0.87 | 1.10 | 1.32 |
| 1400 | 8.18 | 11.18 | 14.18 | 0.81 | 1.02 | 1.23 |
| 1500 | 7.69 | 10.51 | 13.33 | 0.75 | 0.95 | 1.15 |
| 1600 | 7.14 | 9.76 | 12.38 | 0.70 | 0.89 | 1.07 |

Table 4.10 Minimum life cycle

| Working pressure [bar] | Yield strength [MPa] | | |
|------------------------|----------------------|--------------------|-------------------|
| | 900 | 1230 | 1560 |
| 1000 | 1.00×10^7 | 1.00×10^7 | 1.0×10^7 |
| 1100 | 1.00 | 1.00 | 1.0 |
| 1200 | 0.44 | 1.00 | 1.0 |
| 1300 | 0.14 | 1.00 | 1.0 |
| 1400 | 0.04 | 1.00 | 1.0 |
| 1500 | 0.02 | 0.95 | 1.0 |
| 1600 | 0.00 | 0.00 | 1.0 |

제 5 장 결 론

본 연구에서는 실습선 한나라호의 4 행정 사이클 중속 디젤엔진인 MAN 4T23LH-4E 연료분사펌프를 모델로 채택하고, 펌프 배럴을 ANSYS Code를 이용하여 유한요소 해석으로 피로해석을 실시하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 연구의 대상인 연료분사펌프의 요구수명은 1.76×10^9 cycle로 강(steel)의 피로한도 사이클 10^7 을 초과하므로 무한설계방법을 적용하여야 한다.
- (2) 항복강도 900 MPa에 대한 최대응력 해석 결과 1100 bar 이하는 초기안전계수 10 을 만족하나 1200 bar 이상부터는 위험성을 내포한다.
- (3) 요구수명 약 1.76×10^9 cycle 반복하중에 대한 안전계수 해석결과 해석 범위인 1100 bar 이상부터 1600 bar 까지 모두 위험성을 내포한다.
- (4) 배럴을 피로해석한 결과 최소 수명은 1100 bar 이하에서는 강의 무한피로한도 사이클 10^7 을 초과하였고, 1200 bar 압력 하에서는 최소수명이 4.4×10^6 cycle 으로 피로파괴가 발생한다.
- (5) 항복강도가 더 큰 AISI 9000 Series Steel로 재료를 바꾸어 해석한 결과 초기 안전계수를 포함하여 예상수명에 대한 안전계수, 최소수명 모두 안전하다고 판단되었다.

현재 한나라호에서 사용하고 있는 연료분사펌프의 사용가능한 압력은 1100 bar까지이며, 이 압력 또한 30년 동안의 수명에는 안전하지 못하다는 결과로 연료분사펌프의 잦은 누설과 변형을 막기 위해서는 응력집중과 변형에 더 우수

한 소재와 가공법의 보완 등이 필수적인 것으로 사료된다. 또한, 고출력화 엔진을 개발하기 위해서는 기존의 연료분사펌프는 사용할 수 없으므로 새로운 연료분사펌프를 개발하여야 할 것이며, 향후 본 논문에 더해서 연료분사관내 수격현상(Water hammering) 등을 고려하여 해석한 결과를 이용하여 연료분사펌프를 개발하여야 할 것으로 사료된다.



참 고 문 헌

- [1] 전효중, 최재성, 內燃機關강의, p. 160, 1997.
- [2] 강정석, 이창식, 조권희, 최재성, "박용 대형 저속 디젤엔진 연료분사계통 시뮬레이션에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제24권 제6호, 2000. 11.
- [3] 이장희, "연료분사장치에 관한 특성 연구", 한국기계연구원 학술지, 1992.
- [4] 이종원 외 2인 공역 (원저자: James M.Gere), 재료역학 (Mechanics of Materials), 인터비전, 2004.
- [5] 최은식, 유한요소법에 의한 압력용기 피로해석, 울산대학교 산업대학원 석사학위 논문, 2000.
- [6] 홍성인, 기계설계, pp.66 ~ 71, 2000.
- [7] 안재형, 선박용 압축공기 탱크의 피로파괴 안정성에 관한 연구, 한국해양대학교 대학원 석사학위 논문, 2005.
- [8] Structural Analysis of V6 Engine, Final Report, Nov., 2005.
- [9] A. Almar-Naess, FATIGUE HANDBOOK Offshore Steel Structures, pp. 76 ~ 182, p. 406, p. 469, 1985.
- [10] ANSYS Workbench 왕초보 탈출하기, (주)태성에스엔이, FEA 사업부, 2007.
- [11] 전효중, 김의간 공저, 기계역학, 효성출판사, 2006.
- [12] www.matweb.com - Internet site.