

## 고장 사례 분석을 통한 수중함용 디젤엔진 건전성에 관한 연구

최우석<sup>1\*</sup>, 민태규<sup>2</sup>, 김병호<sup>1</sup>, 장호성<sup>1</sup>  
<sup>1</sup>국방기술품질원, <sup>2</sup>대우조선해양

### A Study on the Improvement of Operation Performance of Wet Bell Diving System in the Salvage Ship

Woo-Suk Choi<sup>1\*</sup>, Tae-Kyu Min<sup>2</sup>, Byeong-Ho Kim<sup>1</sup>, Ho-Seong Chang<sup>1</sup>  
<sup>1</sup>Defense Agency for Technology and Quality, <sup>2</sup>Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering

**요약** 본 연구는 고장 사례 분석을 통한 수중함용 디젤엔진 건전성에 관한 내용으로 수중함 건조 중 발생한 비정상 디젤엔진 정지 현상에 대한 발생 원인을 다각도로 분석하였으며 또한 2차 손상 부위에 대한 건전성을 검토하였다. 디젤엔진 정지 현상에 대해서는 비정상 전 후로 피스톤 내부 온도변화 및 손상부 점검 확인을 통해 분석 하였다. 또한 폭발로 인한 2차 손상 부위를 분석하기 위해 디젤엔진의 가장 핵심 부품인 크랭크 축으로 전달되는 인장응력 및 압축응력을 계산 하였고 유한요소 해석을 통해 응력분포를 검토 하였으나 크랭크 축은 설계적으로 안전하다는 것을 확인 하였으며, 최종적으로 디젤엔진을 함 외부로 취외하여 정밀 점검 하였을 때에도 크랭크 축에는 손상이 없는 것을 확인 하였다. 본 연구결과를 통하여 디젤엔진 비상정지 사고 발생에 대한 크랭크 축의 건전성을 사전 검증하였다. 이에 최소 범위에서 점검 및 복구하였으며 디젤엔진 품질을 확보 할 수있었다. 본 연구를 통하여 향후 디젤엔진 품질문제 검토 시 건전성확보를 위한 참고자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

**Abstract** This study examined the integrity of diesel engines for underwater vessels through failure analysis, analyzed the causes of abnormal diesel engine stoppage during building and examined the integrity of secondary damages. The diesel engine stoppage was analyzed by checking the temperature change of the piston before and after the abnormality and checking the damage. In addition, in order to analyze the secondary damage caused by the explosion, the tensile and compressive stresses transmitted to the crankshaft, the core part of the diesel engine, were calculated, and the stress distribution was examined through finite element analysis, but the crankshaft was designed by safety. It was confirmed that there was no damage to the crankcase even when the diesel engine was taken out of the ship and closely inspected. The integrity of the crank shaft was verified in advance for the occurrence of diesel engine emergency shutdown accidents through this research result. Therefore, the inspection and restoration were carried out to the minimum extent, and the quality of diesel engines was secured. This study is expected to be used as a reference for ensuring soundness in any future review of diesel engine quality problems.

**Keywords** : Diesel Engine, Underwater Vessels, Crankcase, Integrity, Failure Analysis

---

\*Corresponding Author : Woo-Suk Choi(Defense Agency for Technology and Quality)

email: ropy1212@dtaq.re.kr

Received April 29, 2020

Accepted August 7, 2020

Revised June 24, 2020

Published August 31, 2020

## 1. 서론

현대의 해상 전투는 과학기술의 발달과 무기체계의 첨단화를 통해 그 양상이 근본적으로 변화되고 있으며, 현대 및 미래전은 해상·수중·공중상황이 통합된 입체전 양상이 될 것으로 전문가들은 예측하고 있다. 때문에 이런 입체전을 수행하는 함정이야말로 선제, 추진기관을 기반으로 다수의 탐지센서와 다양한 전략·전술 무기로 구성된 복합 무기 체계로 기계, 조선, 물리학 및 컴퓨터 등이 접목된 해군 첨단과학기술의 집합체라고 말할 수 있다 [1]. 특히, 오늘날 국가간 해상을 통한 교역증대에 따른 해상교통로의 보호가 더욱 중요해짐에 따라 함정의 계속적이고 효율적인 수리 및 운용이 요구되고 있다.

또한 함정은 크게 수상함 및 수중함으로 구분할 수 있는데, 국내 수상함정 건조기술은 선진국 대비 85% 수준으로 이지스 구축함, 대형수송함 등을 비롯한 함정 설계 및 건조 능력을 보유하고 있다. 수중함 건조 기술은 선진국 대비 76% 수준으로 현재 장보고-III급 잠수함은 국내 독자 설계 및 건조 기술을 바탕으로 건조 중에 있으며, 2020년 인도를 목표로 하고 있다. 특히 우리군은 1980년대부터 전투함인 호위함, 초계함 및 고속정 등을 국내 건조하면서 독일 MTU사 엔진을 주 추진기관, 보조추진기관 및 함정용 발전기로 탑재, 운용하고 있다. 그 후 한 국형구축함, 고속유도탄함 등 신형 전투함정에서도 MTU사 엔진을 탑재 운용중이며, 국내 기술로 개발 중인 수중함에서도 MTU사의 엔진을 일부 탑재 하였다 [2]. 그러나 수중함용 디젤엔진 고장사례나 건전성에 대한 연구는 국내의 적으로 전무후무 하며, 일반적인 디젤엔진에 대한 효율성 향상이나 최적화 연구는 활발하게 연구가 진행 중이다 [3-6].

한편, 함정은 선도함 사업 착수부터 양산함 건조까지 전체 획득기간이 15~20년 이상 장기간 소요되며 다수의 개별 무기체계 및 장비가 탑재되고 연동되어 통합성능이 발휘되는 복합 무기체계이다. 이에 건조과정 중 설계 미흡, 공정 결함 및 작동상태불량 등으로 인해 장기간의 수리 또는 상가 및 복구 작업이 필요한 경우가 종종 발생한다. 특히, 시험평가 및 임무중인 수중함의 동력계통에 문제 발생 시 승조원의 안전뿐만 아니라 작전실패의 결정적인 원인이 될 수 있으므로 정확한 원인분석과 대책이 요구되었다. 그중에서도 수중함 디젤엔진 크랭크 축은 시운전이나 항해 시험 중 문제가 발생하여 정박 후 상가를 하더라도 선체 구조적인 문제로 인해 취외가 제한적으로 내시경 검사 등 외관검사로 상태를 확인하는 실정이

다. 그러므로 본 연구에서는 수중함 건조 및 시험평가 중 발생한 MTU 16기통 디젤엔진 손상[7-9]에 대한 체계적인 원인분석 및 건전성 검토에 대한 내용을 고찰하고자 한다.

## 2. 본론

### 2.1 디젤엔진 손상원인 분석

본 연구에서 고찰한 파손된 수중함용 16기통 디젤엔진은 Fig. 1과 같으며 중량은 0,000 kg에 크기는 0,000X0,000X0,000 mm, 연속최대출력은 0,000 rpm에서 0,000 kW이다. 이러한 디젤엔진은 크랭크 케이스의 실린더 내부 피스톤이 상하 왕복운동을 하여 실린더내의 용적변화를 일으키며, 흡입·압축·폭발·배기의 과정을 반복적으로 하면서 연료유가 갖는 화학적인 에너지를 기계적인 유효한 일로 전환시켜 주는 역할을 한다. Fig. 2는 디젤엔진의 크랭크 케이스를 나타낸 그림이다.

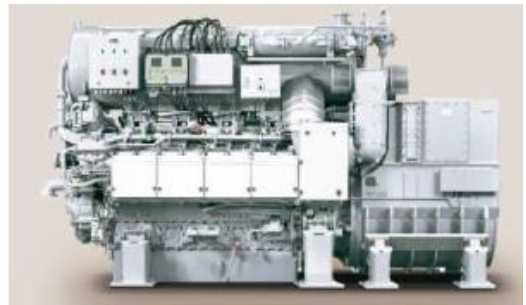


Fig. 1. The MTU V16 diesel engine shape

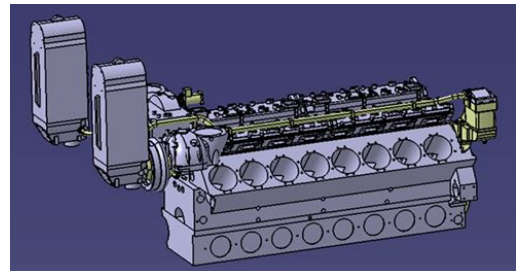


Fig. 2. The crankcase of diesel engine

또한 MTU사 디젤엔진은 단위 면적당 출력이 높으며, 출력증가를 위해 과급기가 설치되어 많은 양의 공기가 실린더 내에 흡입되고 흡입된 공기를 응축시키기 위해

공기냉각기가 설치되어 있다. 그리고 엔진 부품 재질은 특수강과 알루미늄으로 건조되어 마력당 중량이 가볍고, 연료가 적게 소모되며, 엔진의 냉각수가 항상 예열되어 엔진을 운전할 수 있는 상태로 되어 있기 때문에 시동에서 최대 출력까지 가속하는데 시간이 짧게 소요되는 특징이 있다.

본 연구에서는 수중함 건조 및 시험평가 과정 중 발생된 디젤엔진 실린더 고온 경보 및 과급기 과속 경보 발생으로 인하여 디젤엔진이 비상 정지된 현상에 대하여 다각도로 원인을 분석하였다. 수중함 건조 특성상 문제가 발생하더라도 수중함 상가 후 엔진을 함 외부로 취외하여 분해 점검하는 것은 제한적이다. 이에 1차적으로 내시경을 활용하여 엔진 및 고장 부위를 확인 한 결과 A8/B8 기통 피스톤 크라운 고착되어 크라운과 스커트가 분리된 것을 확인 하였으며 이를 Fig. 3에 형상 및 모식도로 나타내었다. Fig. 3(a)는 피스톤을 형상을 보여주고 있으며 Fig. 3(b)는 피스톤에서 스커트와 크라운이 분리된 것에 대한 모식도를 나타내고 있다. Fig. 4는 실린더 고장개소인 A8/B8 실린더 위치를 나타낸 그림이다.

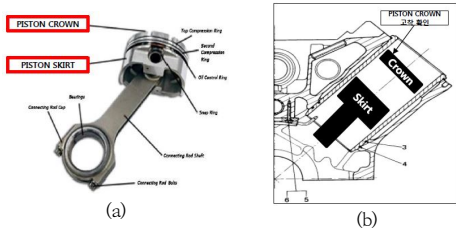


Fig. 3. The separation of crown and skirt  
(a) Figure of piston (b) Schematic of cylinder failure

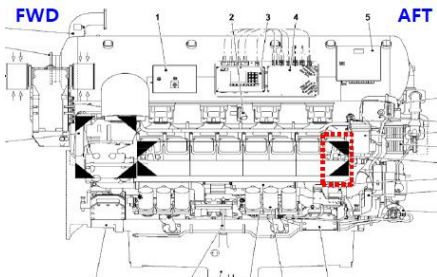


Fig. 4. The location of cylinder failure

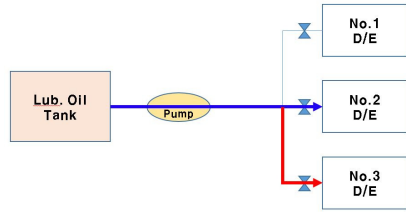


Fig. 5. The schematic of lubrication oil supply

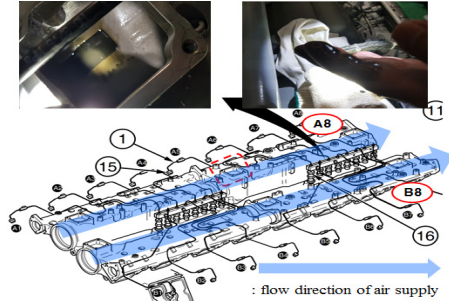


Fig. 6. The identification of lubrication oil in cylinder

다음으로 디젤엔진 비상정지 전 작업내용 및 현장상태를 확인하였다. 작업내용 확인결과 사고 발생이전에 3대의 디젤엔진 중 No.2 디젤엔진의 윤활유가 부족하여 No.2 디젤엔진에 윤활유 보충작업이 있었으며, 당시 No.3 디젤엔진(비상정지 디젤엔진)의 윤활유 수급밸브 또한 작업자의 실수로 인하여 개방된 상태임을 확인 할 수 있었다. 즉 Fig. 5의 윤활유 공급 모식도에 나타난 바와 같이 No.2 디젤엔진 윤활유 보충과정에서 No.3 디젤엔진 측에도 윤활유가 동시에 공급되었으며 그 결과 No.3 디젤엔진에 윤활유가 과다 주입된 것을 확인 할 수 있었다.

또한 현장상태 확인결과 엔진 흡기측(intake air manifold)에서 Fig. 6과 같이 윤활유가 식별되었으며, 사고 당시의 크랭크케이스 내부 압력으로 인하여 윤활유 보충캡 및 oil dip stick이 엔진에서 분리되어 있음을 확인하였다.

상기의 내용을 바탕으로 하여 분석한 결과 과급기를 통해 급기와 함께 혼입된 유증기가 엔진 흡기측 끝단부에 축적되어 Fig. 7과 같이 A8/B8번 실린더에 윤활유가 유입된 것으로 추정 하였다.

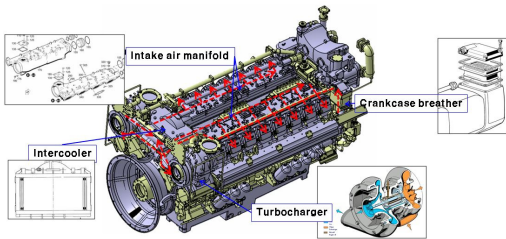


Fig. 7. The inflow path of lubrication oil in cylinder

본 연구에서 고찰한 수중함용 디젤엔진은 MTU사의 396기종으로써, 본 기종의 경우 blow-by gas 등에 의해 크랭크케이스 내부에 과압이 형성되는 것을 방지하기 위해 크랭크케이스 breather를 거쳐 과압기 흡기측으로 통기 되도록 시스템이 구성되어 있다. 따라서 디젤엔진에 과다 주입된 윤활유는 crankcase → crankcase breather → turbocharger intercooler → intake air manifold → combustion chamber를 통하여 이동된 것으로 판단된다. 이렇게 유입된 윤활유는 엔진 각 연소실(16개)에 공급되어 연료유와 함께 연소되었으며 특히 엔진 흡기 다기관 끝단부에 위치한 A8/B8 연소실에 더 많은 양의 윤활유가 유입됨으로써 과폭발 및 피스톤 손상이 발생된 것으로 추측할 수 있다. 일반적으로 연료유가 윤활유에 의해 오염이 되면 윤활유 속의 수증기와 다른 물질로 인해 4행정 사이클 중 폭발 과정 중에서 온도가 상승하며 고온에서는 청색 가스 발생된다고 알려져 있다 [10].

비상정지 된 디젤엔진에 대해 작동 시간별 부하 및 실린더 온도를 확인한 결과 Fig. 8에 나타난 바와 같이 윤활유가 과다 유입된 디젤엔진의 실린더 온도가 비정상적으로 상승 하는 것을 관찰 할 수 있었으며, 특히 A8/B8 기통의 온도가 제일 높게 상승됨을 확인할 수 있었다.

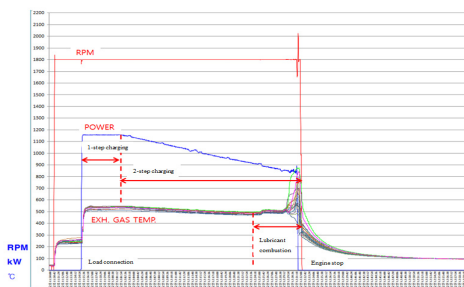


Fig. 8. The cylinder temperature, RPM and power of diesel engine

## 2.2 디젤엔진 크랭크 축 건전성 검토

상기와 같은 디젤엔진 비상정지 등의 사고발생 시, 상가 및 취위를 통한 디젤엔진의 분해점검이 통상적으로 요구되어 진다. 하지만 수중함의 특성상 디젤엔진의 취위를 통한 분해점검은 해당 장비 뿐만 아니라 취위를 위한 주변장비 또한 분해 및 재설치/재검사가 요구되어 지며, 이로 인한 장기간 운용불가에 의해 함 전반적인 품질문제가 발생할 수 있다. 디젤엔진의 가장 핵심부품인 크랭크 축은 함 내 점검 시 분해점검이 불가능하기 때문에, 취위를 통한 분해점검 필요성을 판단하기 위하여 크랭크 축에 대한 건전성 검토가 요구되었다.

본 연구대상인 수중함용 디젤엔진 크랭크 축의 재질 및 기계적 성질은 Table 1에 나타내었으며, 해석을 위한 모델링 결과는 Fig. 9에 나타내었다. 크랭크 축 상세도면은 원제작사의 도면 제공이 불가하여 기술교범 및 개략도를 바탕으로 하여 역설계 하였으며, 강도 계산과 관련 없는 부분은 간략화하여 나타내었다.

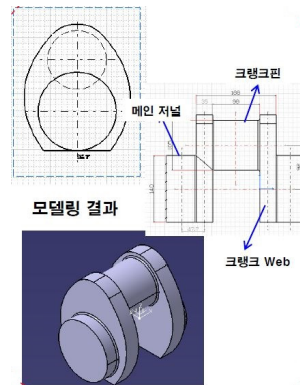


Fig. 9. The modeling result of crankshaft

Table 1. Material properties of crank shaft

Material	Tensile Strength (MPa)	Yield Strength (MPa)	Bending Strength (MPa)
34CrNiMo6	980	830	633

크랭크 축은 인장 응력 발생 시 가장 취약한 부분이 Fig. 10의 모식도에 나타난 바와 같이 Web A-A 단면 (각도 41°)에서 파단이 발생하는 것으로 알려져 있다 [11]. 이때 A-A 단면적 및 투영면적은 8,000 mm<sup>2</sup> 및 6,037.7 mm<sup>2</sup>(8,000 mm<sup>2</sup> X Cos 41°)이며, 허용 인장 하중은 5,011 kN(830 N/mm<sup>2</sup> X 6,037.7 mm<sup>2</sup>)임을 알 수 있다.

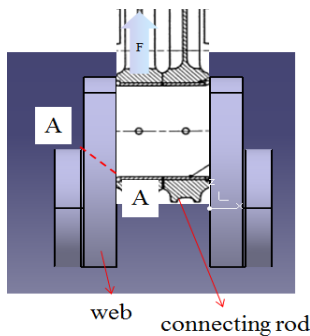


Fig. 10. The most weak part in the event of tensile strength

Table 2. The case studies of crank shaft damage

Case	Estimated Scenario
Case 1	Damage due to crankshaft tensile load transfer as cylinder explosion pressure increase.
Case 2	Damage due to crankshaft bending load transfer as cylinder explosion pressure increase.
Case 3	It occurs due to the difference in thermal expansion according to the increase in cylinder temperature. Damage due to crankshaft tension/bending load transfer as piston crown sticking.

그리고 해석을 위한 조건은 Table 2와 같이 나타나고 있다. 표에서 나타나 있듯이 Case 1과 2는 연료유/윤활유 동시 연소에 의한 실린더 폭발 압력 증가로 크랭크 축으로 하중이 전달되어 각각 인장과 굽힘 하중에 의한 손상이 발생하는 경우를 가정 하였고, Case 3은 연료유/윤활유 동시 연소에 의한 실린더 온도 증가로 열팽창 차이에 의한 피스톤 크라운 고착이 발생되어 크랭크 축에 인장/굽힘 하중에 의한 손상을 가정하였다.

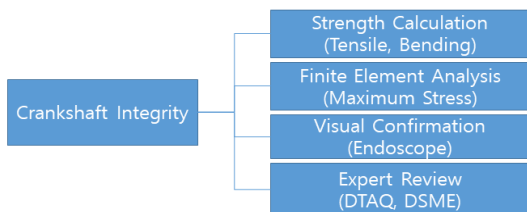


Fig. 11. The procedure chart for crankshaft soundness evaluation

즉, 디젤엔진 크랭크 축 건전성 평가를 위해서는 Fig. 11에서 제시한 절차도와 같이 인장 및 굽힘 강도는 계산

을 통해 값을 구할 수 있으며, 최대응력 분포는 유한요소 해석법을 이용해 산출 하였다. 그리고 최종적으로 상가 후 내시경을 이용하여 육안확인을 하였다. 그리고 최종적인 보고서에 대해서 합정 품질보증 전문가인 기품원과 조선소에서 검토를 하는 방식이다.

### 2.2.1 실린더 내 폭발압력 증가로 인한 인장하중 검토

첫 번째는 Case 1에 따라 실린더 내 폭발압력 증가로 인한 인장 하중을 검토하였다. 건조사 사양에 의하면 실린더는 정상상태 100% 부하 최대 폭발 압력은 120 bar(12 N/mm<sup>2</sup>)로 정상상태 최대 폭발 압력에 의한 전달 하중 F는 아래와 같다.

$$F = \text{실린더 최대 폭발 압력} \times \text{실린더 면적} \\ = 12\text{N/mm}^2 \times (\pi \times D^2/4) = 256.59\text{kN}$$

이때, D(실린더 직경) = 165mm 이다.

그리고 윤활유 유입에 따른 폭발 압력으로 인한 전달 하중을 계산 하였다. 연료유/윤활유 동시 연소에도 엔진은 1800rpm을 유지하였으므로 정상 상태 총 발열량(순수 연료 발열량)과 비정상 엔진 정지 시 총 발열량(연료 + 윤활유 발열량)은 동일한 것으로 가정 하였다. 에너지 열량 환산기준[6]에 따르면 경우는 9,010kcal/1L, 윤활유는 9500kcal/1L로 약 5.4% 차이가 발생하나 계산 편의를 위해 동일한 것으로 가정하면 윤활유가 유입된 양만큼 연료유 분사량이 감소한 것을 알 수 있다. 또한 Fig 8.에 나타난 바와 같이 엔진 정지 직전 약 75%(약 850 kW)의 부하로 운전 중이었음을 알 수 있다.

피스톤 크라운이 고착되어 문제가 발생하였으며 사고 발생 당시 온도가 가장 높아 이에 비례하여 압력을 가장 크게 받은 것으로 예상되는 A8번 실린더를 기준으로 폭발 압력을 검토하였다. 상기 언급된 바와 같이 사고 당시 전체 발열량은 정상 상태 발열량과 동일하다고 가정하였으므로, 사고 당시 연료소모량이 정상 상태 연료소모량과 동일함을 알 수 있다. 이에 정상 상태 연료소모량을 확인한 결과, 설치 전 공장수락시험 시 75%의 부하에서 전체 연료 소모량은 약 214 kg/h 임을 알 수 있었다. 즉 본 연구의 디젤엔진은 16기통이므로 1기통당 약 13.38kg/h가 분사됨을 알 수 있다. 또한 Fig 8.에 나타난 바와 같이 사고당시 전체 실린더 온도 합산은 9,893℃이며, A8번 실린더 온도가 867℃로 전체의 약 8.8%를 차지한 것으로 확인되었다. 즉 실린더 온도는 발열량에 비례하므로 A8번 실린더에 유입되는 연료유 량은 214kg의 8.8%인 18.8kg이 투입된 것으로 판단된다. 여기서 배기가스를

이상기체로 가정할 경우 체적은 일정하고 압력은 온도와 질량에 비례하므로 정상 상태(643℃, 13.38kg) 대비 A8 번 실린더(867℃, 18.8kg)의 온도 증가율은 약 24.5%(916K → 1140K)이고 질량 증가율은 40.5%임을 알 수 있다. 이에 따른 압력의 증가분은 아래 식으로 나타낼 수 있다.

$$PV = nRT = wRT/M \quad (1)$$

Where, P denotes pressure, V denotes Volume, n denotes number of moles,  $w$  denotes mass, M denotes molar mass, R denotes gas constant, T denotes absolute temperature.

체적이 일정한 것으로 가정하였기에, Eq. (1)에서와 같이 압력은 질량과 온도 변화량에 관한 함수가 되며, 상기 계산한 온도 및 질량 증가율에 따라 사고당시 압력은 정상상태 압력 대비 약 1.75배(1.245X1.405) 증가됨을 알 수 있다.

사고 당시 디젤엔진이 75%부하로 운전 중이었으나 75%부하 시 폭발압력 자료가 없으므로 보다 가혹한 조건인 100% 부하 기준(120 bar)으로 폭발 압력을 계산했을 때 약 210.0 bar(120 X 1.75)가 된다. 따라서 윤활유 유입으로 인한 전달 하중은 아래 식에 따라 449.03kN 임을 알 수 있으며, 허용 인장 하중이 5011kN 대비 약 9%에 해당하는 힘이 작용 한 것으로 판단된다.

$$F = \text{실린더 폭발압력 (비정상)} \times \text{실린더 면적} \\ = 21\text{N/mm}^2 \times (\pi \times D^2/4) = 449.03\text{kN}$$

### 2.2.2 실린더 내 폭발압력 증가로 인한 굽힘하중 검토

두 번째는 Case 2에 따라 실린더 내 폭발압력 증가로 인한 굽힘 하중을 검토하였다. 하중은 Fig. 12와 같이 크랭크 핀 중심에서 24mm 떨어진 지점에서 작용하고 굽힘 응력은 가장 취약한 Web에 작용하는 것으로 가정 하였다. 또한 계산식 간략화 및 보다 가혹한 조건을 부여하기 위해 굽힘 하중을 받는 크랭크 축 Web 단면은 직사각형으로 간주하여 단면계수를 계산하였으며 Eq. (2-4) 적용한 결과는 아래와 같다.

$$\sigma_b = \frac{M_{\max}}{Z} = \frac{M_{\max} \times 6}{b \times h^2} \quad (2)$$

Where,  $M_{\max}$  denotes bending moment, Z denotes section modulus, b denotes width of web,  $h^2$  denotes thickness of web

$$M_{\max} = R_A \times L \quad (3)$$

Where,  $M_{\max}$  denotes bending moment,  $R_A$  denotes reaction force, L denotes distance from  $R_A$  to web center

$$R_A = \frac{F_{\max} \times l_B}{l_{(A+B)}} \quad (4)$$

Where,  $R_A$  denotes reaction force,  $l_B$  denotes distance from point of maximum stress to  $R_B$  center,  $l_{(A+B)}$  denotes distance from  $R_A$  center to  $R_B$  center

$$\sigma_b = \frac{12960.09\text{kNmm} \times 6}{181.4\text{mm} \times (35.0\text{mm})^2} = 349.93\text{N/mm}^2 \\ = 349.93\text{MPa} \\ M_{\max} = 271.7\text{kN} \times 47.7\text{mm} = 12960.09\text{kNmm} \\ R_A = \frac{449.03\text{kN} \times 138.2\text{mm}}{228.4\text{mm}} = 271.7\text{kN}$$

Table 1에서 제시한 바와 같이 원자재의 허용 굽힘 응력은 633MPa 이므로 비정상 엔진 정지에 의한 최대 굽힘응력은 349.93MPa로 굽힘 하중에 의한 손상은 없는 것으로 판단된다.

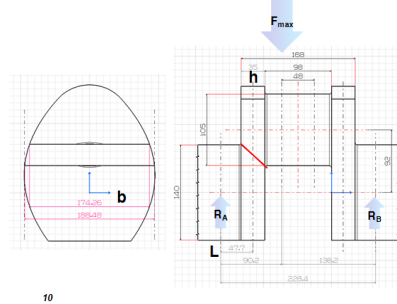


Fig. 12. A schematic diagram of bending load.

### 2.2.3 피스톤 크라운 고착으로 인한 하중 검토

세 번째는 Case 3에 따라 피스톤 크라운 고착으로 크랭크 축 인장/굽힘 하중을 검토하였다. 이는 실린더 내 고열 발생 시 열팽창 계수 차이에 따라 피스톤 크라운이 실린더 라이너에 고착되는 경우이다. Fig. 13에 나타난 바와 같이 피스톤 크라운(9)과 피스톤 스커트(13)는 Stress 볼트(11) 2개로 고정되며 설계 이상 하중 작용 시 Stress 볼트가 먼저 파단되어 기타 부품을 보호하도록 설계되어 있다. 본 MTU 디젤엔진에서 적용된 Stress 볼트의 인장 강도 및 파단 하중은 각각 1,400 N/mm<sup>2</sup> 및 81.2kN (M10, 유효단면적 58mm<sup>2</sup>)이다. 즉 디젤엔진

비상정지 시 크랭크 축 전달 하중에 의해 Stress 볼트가 먼저 파단 되었으므로 크랭크 축에 전달된 최대 힘은 Stress 볼트 파단하중 162.4kN(81.2kN X 2개)와 동일하며 이 값은 상기 언급된 윤활유 유입으로 인한 전달하중 487.27kN 대비 33.3%에 해당하는 하중으로 크랭크 축은 손상되지 않은 것으로 판단된다.

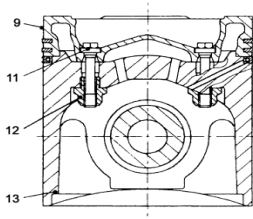


Fig. 13. The piston crown and piston skirt connection shape

2.2.4 실린더 내 폭발압력 증가로 인한 하중 FEM해석

마지막으로 크랭크 축 건전성 검토를 위해 윤활유 유입에 따른 폭발 압력으로 인한 전달 하중에 대해 ANSYS (R19.0)를 이용하여 유한요소해석을 수행 하였다. Fig. 14은 +Z방향에 대한 모델링과 응력 해석결과를 나타낸 그림이며, Fig. 15는 -Z방향에 대한 모델링과 응력 해석 결과이다. 최대 엔진부하 100%로 가혹한 조건을 부여 하였을 때, +Z 방향 및 -Z방향으로 인가된 최대 응력은 약 170.3MPa로 동일하며, 최대 응력 위치는 Fig. 13 및 Fig. 14에 나타나 있듯이 크랭크 핀과 Web이 연결되는 Fillet 부분임을 알 수 있다. 즉 크랭크 축 원자재의 기계적 특성 중 가장 작은 굽힘응력 388MPa와 비교 시에도 약 2.3의 안전율을 가지고 있는 것을 확인 할 수 있다.

결론적으로 윤활유 유입에 따른 비정상 과폭발로 인해 디젤엔진이 비상정지 되었지만 디젤 엔진의 핵심 부품인 크랭크 축은 이론 및 설계적으로 손상이 없는 것으로 판단되었다.

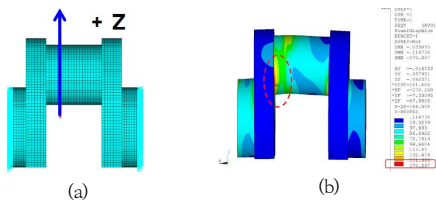


Fig. 14. The modeling and stress analysis result of crankshaft (+Z direction)  
 (a) The modeling of crankshaft (+Z direction)  
 (b) Stress analysis result of crankshaft (+Z direction)

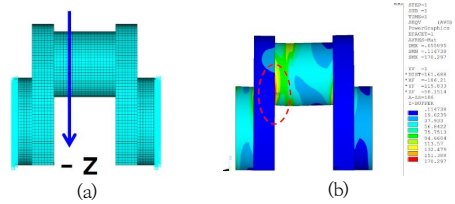


Fig. 15. The modeling and stress analysis result of crankshaft (-Z direction)  
 (a) The modeling of crankshaft (-Z direction)  
 (b) Stress analysis result of crankshaft (-Z direction)

2.3 디젤엔진 점검 및 복구

상기의 크랭크 축 건전성을 확인 후 디젤엔진 함 내 분해점검을 실시하였다. Fig. 16는 디젤엔진 A8/B8기통의 주요 구성품 상태를 나타낸 결과로써, 내시경을 통해 확인한 바와 같이 스트레스 볼트 및 피스톤 크라운 파손, 실린더 라이너 및 피스톤 스킵트 표면 스크래치 등을 관찰할 수 있었다. 또한 실린더 헤드 및 흡/배기 밸브 손상 및 푸시로드 휨 발생 등을 확인하였으며, 전량 신품으로 교환을 실시하였다.

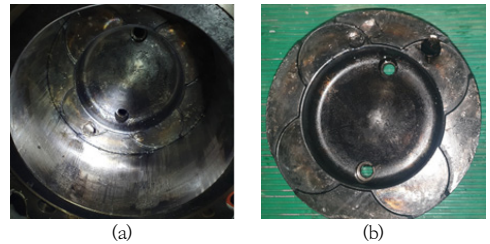


Fig. 16. The main component condition of diesel engine A8/B8 cylinder  
 (a) Scratch of the cylinder liner  
 (b) Damage of the piston crown

Fig. 17은 A8/B8 크랭크 핀의 육안 점검을 한 결과로써, 그림에 나타나 있듯이 스크래치 및 열변형이 없음을 확인할 수 있었다. 또한 피스톤과 크랭크 축을 연결하는 커넥팅 로드 베어링 확인결과, Fig. 18에 나타나 있듯이 상태가 건전하였으며, 보어 게이지를 족함을 확인할 수 있었다. 최종적으로 그림 19에서는 크랭크 축 이외의 배기 가스 소음기, 과급기, 오일 냉각기 등 주요 구성품들에 대해서 정밀점검 후 복원된 사진을 나타내고 있다. 즉 디젤엔진 크랭크 축이 이론 및 설계적으로 손상이 없는 것으로 판단하였으며, 분해점검을 통한 육안확인 결과를 통하여 상기의 판단이 타당함을 확인하였다.

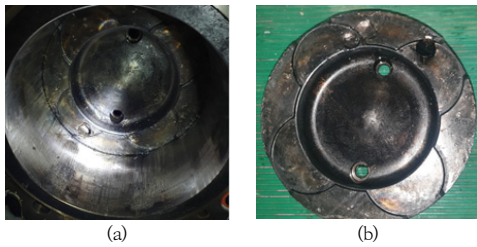


Fig. 16. The main component condition of diesel engine A8/B8 cylinder  
(a) Scratch of the cylinder liner (b) Damage of the piston crown

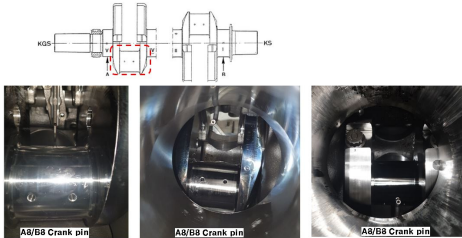


Fig. 17. The visual inspection results of A8/B8 crank pin

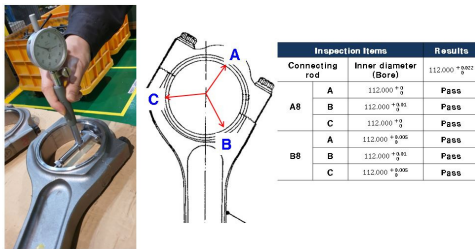


Fig. 18. The results of connecting rod condition and inner diameter measurement.

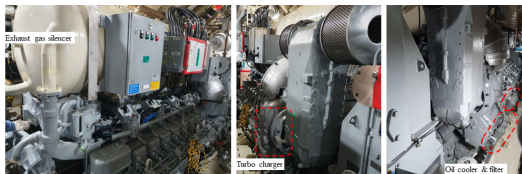


Fig. 19. The completed restorations of diesel engine components.

### 3. 결론

본 연구에서 수중용 16기통 MTU 디젤엔진에 대한 비정상 정지에 대한 원인 분석 및 중요 핵심 부품에 대한 2차 손상 여부를 검토한 결과는 아래와 같다.

1. 수중함용 디젤엔진 비정상 정지된 현상은 실린더

내 윤활유 유입으로 인한 연료유와 윤활유의 동시 연소에 의한 과폭발로 사료된다.

2. 윤활유/연료유 동시 연소로 인한 과폭발로 발생한 디젤엔진 비정상 정지에 따른 핵심부품인 크랭크 축 2차 손상 여부는 최대 부하 조건에서도 인장 하중 449.03kN (허용 인장 하중: 5,011kN), 굽힘응력 349.93MPa(허용 굽힘응력: 633 MPa)로 허용한계 이내에 있으며 응력해석 결과는 Web의 fillet 부분에서 최대 170.3MPa 하중이 집중 되었으나, 허용 굽힘응력(633 MPa)과 비교시 3.7의 안전율을 가지는 것을 확인 할 수 있었다. 즉, 과폭발로 인한 크랭크 축의 손상은 없는 것으로 판단할 수 있다. 실제로 함 취외 후 디젤엔진 분해점검 결과 크랭크 축의 손상은 없는 것으로 확인 되었다. 앞서 서론에서 언급되었듯이 수중용 함정은 건조기간이 몇 년이 소요되며, 시험평가 등에서 향해 도중에 디젤엔진과 같은 손상이 발생하면 함의 취외를 통한 정밀 진달이 요구된다. 하지만 수중함 특성상 함외 취외를 통한 정밀 작업 시, 장기간 시간이 소요되기 때문에 손상범위에 대한 정확한 검토가 선행되어야 한다. 본 연구결과를 통하여 디젤엔진 비정상정지 사고 발생에 대한 Crankshaft의 건전성을 사전 검증하였으며, 이에 최소범위에서 점검 및 복구하였고 또한 디젤엔진의 품질을 확보 할 수 있었다. 이 연구를 통해 향후 장비 가동률 상승 및 운용 신뢰성 확보로 군 전투력이 향상될 것으로 예상되며, 유사함정의 품질문제 검토 시 디젤엔진의 전반적인 건전성 확보를 위한 참고 자료로 활용 할 수 있을 것으로 기대된다. 또한 본 연구에서 검토 된 크랭크 축 등의 핵심 부품 외 기타 구성품에 대해서도 수중함의 디젤엔진 운용에 따른 품질문제 발생 시 손상 메커니즘에 대한 건전성 확보 방안 연구가 지속적으로 이루어져야 할 것이다.

### References

- [1] R. B. Na, J. H. Seo and B. H. Kim, "A study for increasing the safety of gun firing system of patrol killer guided missile from failure mode analysis", *Journal of the KIMST*, Vol.20, No.2, pp.159-169, 2017. DOI: <https://dx.doi.org/10.9766/KIMST.2017.20.2.159>
- [2] H. M. Baek, *A Study on Improvement of Turbocharging System for Performance Improvement of Naval Vessel's Diesel Engines*, Ph.D dissertation, Korea Maritime and Ocean University of Marine Engineering, Busan, Korea, pp.1-5, 2018.
- [3] S. Patel, A.K. Azad, Masud Khan, "Numerical investigation for predicting diesel engine performance and



emission using different fuels”, *Energy Procedia*, Vol.160, pp.834-841, 2018.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.150>

- [4] R. Thakar, S. Bhosle, S. Lahane, "Design of Heat Exchanger for Waste Heat Recovery from Exhaust Gas of Diesel Engine", *Procedia Manufacturing*, Vol.20, pp.372-376, 2018.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2018.02.054>
- [5] Y. Liu, F. Zhang, Z. Zhao, T. Cui, Z. Zuo, Shuanlu Zhang, "The Effects of Pressure Difference on Opposed Piston Two Stroke Diesel Engine Scavenging Process", *Energy Procedia*, Vol.142, pp.1172-1178, 2017.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.374>
- [6] Ornella Chiavola, Fulvio Palmieri, Erasmo Recco, "Vibration analysis to estimate turbocharger speed fluctuation in diesel engines", *Energy Procedia*, Vol.148, pp.876-883, 2018.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.107>
- [7] T. V. Johnson, "Diesel Emission Control in Review", SAE Paper 2001-01-0184, 2001.  
DOI: <https://doi.org/10.4271/2001-01-0184>
- [8] J. Lee, J. Jeon, J. Park and C. Bae, "Effect of Multiple Injection strategies on Emission and Combustion Characteristics in a Single Cylinder Direct- Injection Optical Engine", SAE Paper 2009-01-1354, 2009.  
DOI: <https://doi.org/10.4271/2009-01-1354>
- [9] W. Park, E. Kurtz, W. Willems and R. Reitz, "Use of Multiple Injection Strategies to Reduce Emission and Noise in Low Temperature Diesel Combustion", SAE Paper 2015-01-0831, 2015.  
DOI: <https://doi.org/10.4271/2015-01-0831>
- [10] Y. S. Jung, *A Study on the Management of Lubrication Oil for the Naval vessel Diesel Engines*, Master's thesis, Korea Maritime and Ocean University of Marine System Engineering, Busan, Korea, pp.1-23, 2009.
- [11] S. B. Jo, *A Study on the Optimization of Crankshaft in Diesel Engine*, Master's thesis, Inha University of Mechanical Engineering, Incheon, Korea, pp 1~44, 1994.

최 우 석(Woo-Suk Choi)

[정회원]



- 2007년 2월 : 부산대학교 재료공학과 (공학사)
- 2009년 2월 : 부산대학교 재료공학과 (공학석사)
- 2009년 3월 ~ 2013년 2월 : 현대제철 연구원
- 2013년 3월 ~ 현재 : 국방기술품질원(DTaQ) 선임연구원

<관심분야>

기계/재료, 국방/과학

민 태 규(Tae-Kyu Min)

[정회원]



- 2008년 2월 : 건국대학교 기계공학과 (공학사)
- 2008년 1월 ~ 현재 : 대우조선해양 특수선기계설계부 과장

<관심분야>

기계, 전기전자

김 병 호(Byeong-Ho Kim)

[정회원]



- 2007년 2월 : 부산대학교 재료공학부 (공학사)
- 2009년 2월 : 부산대학교 재료공학과 (공학석사)
- 2012년 2월 : 부산대학교 재료공학과 (공학박사)

• 2012년 3월 ~ 2012년 7월 : 부산대학교 조선해양플랜트 글로벌핵심연구센터 전임연구원

• 2012년 7월 ~ 현재 : 국방기술품질원 선임연구원

<관심분야>

국방품질, 기계/재료, 합정

장 호 성(Ho-Seong Chang)

[정회원]



- 2011년 2월 : 부산대학교 전자전기통신공학과 (공학사)
- 2014년 12월 : 현대중공업 전기전자시스템사업부 전기구조 설계
- 2015년 1월 ~ 현재 : 국방기술품질원(DTaQ) 선임연구원

<관심분야>

전투체계, 소나체계, 수중음향, EMI/EMC