

工學碩士 學位論文

디젤 主機關의 試運轉 結果 및 性能 變化 推移에 관한 研究

A Study on the Trial Results
and Performance Trend of Diesel Main Engine

指導教授 趙 權 回

2005年 8月

韓國海洋大學校 海事產業大學院

機關시스템 工學科

李 東 勳

工學碩士 學位論文

디젤 主機關의 試運轉 結果 및 性能 變化 推移에 관한 研究

A Study on the Trial Results
and Performance Trend of Diesel Main Engine

指導教授 趙 權 回

2005年 8月

韓國海洋大學校 海事產業大學院

機關시스템工學科

李 東 勳

本 論 文 을 李 東 勳 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함 .

委 員 長 崔 在 星 (印)

委 員 金 正 烈 (印)

委 員 趙 權 回 (印)

2005 年 6 月

韓 國 海 洋 大 學 校 海 事 產 業 大 學 院

機 關 시 스템 工 學 科 李 東 勳

목 차

Abstract	iii
제 1 장 서론	1
제 2 장 시운전 일반	3
2.1 시운전의 정의	3
2.2 시운전의 조건과 절차	5
2.2.1 공장시운전	5
2.2.2 해상시운전	9
2.3 주기관 출력산정	15
2.4.1 주기관 출력의 정의	15
2.4.2 주기관 성능과 마력 산출	17
2.4.3 실린더 정수와 마력	19
2.4 주기관 성능 변수간의 상관관계 분석	20
2.5 연구대상 선박의 제원	24
제 3 장 공장시운전과 해상시운전 분석	25
3.1 회전수	25
3.2 지시평균유효압력	30
3.3 최고폭발압력과 압축압력	33
3.4 배기가스온도와 소기온도	38
3.5 연료소비율	45
제 4 장 운항선박의 성능 변화 분석	47
4.1 프로펠러 회전수	47
4.2 정미평균유효압력과 배기가스온도	50
4.3 최고폭발압력과 압축압력	54
4.4 V.I.T. 인덱스	63
4.5 과급기회전수와 소기압력	65

4.6 과급기 터빈 입·출구 온도 차이	72
4.7 에어쿨러 냉각효율	75
4.8 실린더오일 소비율	78
제 5 장 결 론	80
참고 문헌	82
부 록	83

**A study on the Trial Results
and Performance Trend of Diesel Main Engine**

Dong – Hoon, Lee

Department of Marine System Engineering Graduate School
of Maritime Industrial Study,
Korea Maritime National University Busan, Korea

(Advisor : Prof. Kwon – Hae CHO)

Abstract

Before delivery, ship-building company has to carry out performance test of main engine exactly in maker's shop and sea trial and then submit standard data so that operators can compare performance of main engine after delivery.

Shipping company and operators have to manage well to keep shipping schedules without problems in main engine. Specially operators have to operate main engine within the limit of operation point, and adjust the related parameters to be operated safely and continuously. Also operators have ability to analyze fouling condition of hull through comparing data gotten from P-V curve and performance results of new building ships in trial with service ships.

In this study, not only compared main engine performance results in shop trial and sea trial, but also investigated performance trend in accordance with the time elapsed for the service ship's diesel engine.

They were confirmed as follows. First, shop trial load is higher than sea trial load but ship's speed is satisfied with owner's contract speed. Because the rating of main engine is considered with sea margin and propeller margin. Second as time goes by, the load of service ship increases steadily and other parameters related with main engine shows variable changes depend on the load increment of main engine.

제 1 장 서 론

수출 위주의 경제 정책을 추진하는 국가는 자국에서 생산된 상품을 수출하거나 상품을 생산하기 위한 원료를 수입하기 위해 다양한 물류 운송 수단을 이용하게 된다. 그 중 대부분은 선박이나 항공기 등에 의해 운송되어야 하는데 항공기는 운송비용 측면에서 비효율적 운송 수단이므로 선박을 주로 이용한다. 특히 우리나라는 99.7%가 선박을 이용하고 있으며, 0.3%만이 항공기 운송이 이루어지고 있다.

화물 수송에 규모의 경제원리 도입은 선박 건조의 대형화를 유도하였으며, 1968년 30만 톤이 넘는 초대형 유조선(VLCC : Very Large Crude Oil Carrier)이 등장하였다. 그 이후 1973년에 47만 톤의 유조선이 건조되었으나, 오일 쇼크 후 대형화 추세에 제동이 걸려 현재 건조되고 있는 최대 선박은 30만톤에 못 미치고 있다. 하지만 1960년대 등장한 일반 잡화 수송의 대부분을 차지하는 컨테이너선은 화물의 하역시간을 크게 줄여 전체적으로 선박 이용효율을 크게 증대시켰고, 2004년도 8,000TEU 선박 건조 등 지속적인 선박 대형화가 빠르게 진행되고 있다. 이는 8,000TEU 이상의 대형 선박이 25노트 이상으로 운항할 수 있는 추진기의 개발 및 사회적, 경제적 요구에 의해 가능하게 되었고, 현재 설계 검토 중인 10,000TEU급의 대형화 선박은 컨테이너선의 대형화가 아직 끝이 아님을 보여준다.

대형선박 건조가 가능하게 한 요인으로 조선기술의 발달, 재료의 개발, 주기관 출력 증대 등이 있다. 이중 특히 주기관의 개발은 단순히 출력의 증대뿐 아니라 전자 제어 주기관 개발 등을 통하여 연료 효율을 극대화 하고 대기 오염물질을 줄이는 등 다양한 시도들이 이루어지고 있다. 세계경기 회복은 물동량의 증가로 이어져 해운 상황을 좋게 하고 해운회사는 이익 증대를 위해 적정 선복량을 갖추기 위해 신조선박 건조를 계획하나 여러 가지 조건이 맞지 않아 용선을 이용하는 경우도 있다. 선박을 건조하는 것이나 건조된 선박을

용선하는 것 들 다 신조선박 증가와 관련 되므로 세계최대의 조선생산국인 우리나라는 해운 호황에 발맞추어 생산량을 증대하기 위해 다양한 공법을 개발하였고 이는 생산량 증대로 이어지고 있다. 이들 공법 중 스킨드(skid)공법^[1]은 블록(block)^[1]을 대형화 시켜 도크 회전율을 높여 생산량을 증대시켰고, 현재 육상 진수 공법 개발을 통해 도크 기간 확보 없이 선박진수가 가능하게 되었고, 몇몇 조선소는 선박의 반은 육상에서 건조하고 절반은 플로팅 도크에서 건조하여 가운데를 결합시켜 선박을 건조하는 또 다른 육상 건조공법을 개발하여 세계적인 해운 경기의 선박 수요를 충족시키고 있다.

조선소는 선박이 인도되기 전 주기관의 공장시운전 성능 계측 및 해상시운전에서의 주기관 성능 계측을 정확히 실시하여 선박 인도 후 운항요원들이 주기관의 성능을 정확히 비교할 수 있는 기준자료를 제공하여야 한다. 해운회사와 운항 요원은 운항스케줄에 문제가 발생하지 않도록 선박을 관리하여야 하는데 특히 선박을 운전하는 기관사들은 부하선도를 이용하여 기관을 안전하게 연속적으로 운전할 수 있도록 한계치 안에서 운전점을 조정하여야 하고, 선체의 오손 정도를 분석할 수 있어야 한다. 그리고 기관을 효율적으로 관리하기 위해 주기적으로 P-V선도 및 각 부의 지시계로부터 구해진 자료들을 신조선박의 시운전 성능 결과서와 비교를 통해 주기관의 연소상태를 판단하여 최적 연소가 되도록 관련 운전인자들을 조정할 수 있어야 하는 것이다.

본 연구에서는 운항 선박의 주기관 성능 비교 기준자료로 사용되는 공장시운전과 해상시운전의 주기관 성능 결과서를 비교하여 고찰하였고, 주기관 성능에 영향을 미치는 다양한 중요 변수들의 상관관계 분석을 바탕으로 실제 운항되고 있는 선박에서 5년간 매항차 계측된 성능 자료를 통해 주기관의 운전 시간 증가에 따른 변화 추이 고찰하였다.

제 2 장 시운전 일반

2.1 시운전의 정의

조선소는 선주들이 필요로 하는 선박의 종류와 용도 등 각종 사양을 발주받아 신조선 설계를 하게 된다. 최근의 선형 설계는 실적선을 이용하여 제원 및 속도, 마력을 검토하고 선주와의 계약 보증 기본 사항인 속도, 재화중량, 연료 소비량을 만족시키는 선형을 설계하고 선형 모형 시험을 통해 속도 성능을 확인한다. 선주의 요구에 만족하는 선형과 주기관 마력이 선정되면 조선소는 주기관을 발주하고 발주 받은 주기관 회사는 조선소 공정에 맞게 제작 완성 후 주기관의 종합 검사인 공장 시운전을 실시하게 된다. 이는 각각 용도 및 사용 조건에 맞게 제작된 주기관을 동력계를 이용하여 주기관의 성능을 종합적으로 테스트 하는 것이며, 이때 주기관의 각 부하별 유효마력, 연료소비량 등 다양한 주기관의 성능을 측정 기록하여 선주에게 공급한다. 이렇게 공장 시운전이 완료된 주기관은 조선소의 크레인 용량에 맞추어 분리 공급되고 주기관 제작회사의 추천 방법에 따라 탑재된다. 탑재된 주기관은 축계 시스템, 윤활 시스템, 연료 시스템, 청수 시스템, 조종 공기 시스템, 해수 시스템, 스팀 시스템 등의 기관의장과 연결하여 설치 작업을 완료하고 마지막으로 해상 시운전을 실시하여 선박 전체의 성능을 점검한다.

조선소내에서의 시운전은 안벽에 계류하여 행하는 계류시운전과 배의 항해 성능을 시험하는 해상시운전이 있으며, 예전에는 조선소에서 자체적으로 공식 해상시운전을 대비하여 미비한 점을 보완, 수정하기 위해 예비시운전을 실시하였으나 최근 조선소의 기술 및 주요 장비들의 신뢰성이 높아져 실시하지 않고 있다. 해상시운전에서는 선주에게 인도 전에 선주와 조선소간에 맺어진 계약조건에 따라 속도와 연료소비율 등에 관련되는 성능을 확인하고 규칙과 규정에 준한 조종성능과 기기장비성능 확인하며 장래의 설계에 사용하기 위한 실선의 성능자료를 확보하고 모형시험 결과로부터 실선의 소요동력을 보다 정확하게 추정하는데 필요한 자료를 얻을 목적으로 여러 가지 형식의 배와 여러 가지 선체표면 상태에 대한 모형선-실선 상관 수정값(CA)를 구하고, 배의 속도와 프로펠러의 회전수 사이의 관계 결정하기 위하여 선주와 선급기관 또는

관계 당국의 입회 아래 선박의 속력, 조종성능, 주기관과 추진기의 성능 등을 시험한다. 요약하자면 시운전의 목적은 선주와의 계약사항과 선급 및 관계당국의 법적요구 사항 일치 여부를 증명하는 것이다. 시운전 수행방안이나 해석 방법에는 SNAME(미국)^[2], BSRA(영국)^[2], ISO^[2], ITTC^[2], NORWAY CODE^[2] 및 IMO^[2] 규정, SOLAS^[2] 등이 있다.

시운전은 추진시험, 조정시험, 제어계통시험 및 기타 항목으로 분류할 수 있으며, 각 항목별 많은 시험 항목이 있으나 여기서는 시운전 관련 주기관과 추진기의 성능에 대해 언급한다.

표 2.1 시운전의 분류 및 종류^[2]

분류	검사 종류	비고
추진 계통	<ul style="list-style-type: none"> - 속력 검사 - 연료소비율 검사 - 후진저항 검사 	SNAME, BRSA, ITTC, ISO15016
제어 계통	<ul style="list-style-type: none"> - 타기 검사 - 트러스트 검사 - 핀 스테빌라이저 검사 - 브리지 운전 & 안전 검사 - black out검사 	SOLAS
조정 계통	<ul style="list-style-type: none"> - pull-out test - acceleration test - turning circle test - zig - zag test - stopping test - parallel course test - traversing test - willianson's turn test 	IMO A.601(15) & A.751(18)
기타	<ul style="list-style-type: none"> - 앵커 검사 - 선체 진동 검사 - 소음 검사 	ISO 4867/8,6954 ISO 2923

2.2 시운전의 조건과 절차

2.2.1 공장시운전의 조건과 절차

(1) 공장시운전 조건

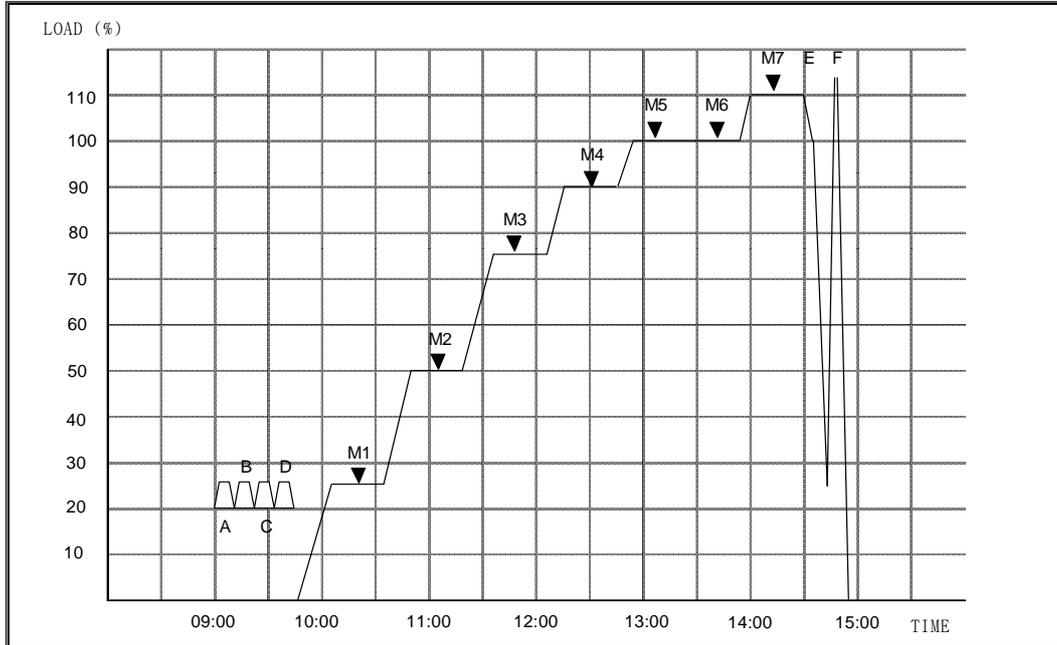
주기관 제작사는 주기관의 기계적인 조립을 완료하면, 주기관을 운전하기 위한 조종성을 점검한다. 조정성 점검이 완료된 주기관은 성능 조정을 위해 자체적인 시운전을 실시하게 되는데, 이 때 주기관 외에 공장의 검사장의 조정 시스템, 연료 공급 시스템, 냉각수 공급 시스템, 송풍 시스템, 안전 시스템 등의 제반 사항도 함께 점검한다. 그리고 해상에서의 주기관은 프로펠러에 연결되어 적하된 선체라는 부하를 이용하여 출력을 맞출 수 있지만 공장에서는 주기관이 설계된 주기관 회전수에서 연속최대출력을 만들기 위해 동력계를 연결하여야 하고, 동력계에 의해 출력된 성능이 설계 범위에 만족하면 공식적인 시운전을 실시하게 된다.

(2) 공장시운전 절차^[3]

그림 2.1은 시간별 공장시운전의 순서 및 검사사항을 보여주고 있다. 공장시운전 절차는 부하시험을 하기 전 안전검사, 비상운전검사, 최소 회전수검사를 실시하게 되는 데 안전검사는 주기관 운전 중 발생할 수 있는 대형사고를 막기 위해 사고가 예상되는 경보 값들을 조정하여 정확하게 주기관이 비상정지가 되는 지를 검사하는 것이다. 안전검사사항을 살펴보면 **표 2.2**와 같다.

표 2.2 안전장치 검사사항

안전 검사 사항	셋팅 값	작동 값	단위
메인 윤활유 압력 검사	1.0±0.1	-	bar
터보차저 윤활유 압력 검사	0.7±0.1	-	bar
자켓 쿨링 워터 압력 검사	1.0±0.1	-	bar
오일 미스트 디텍터 검사	-	-	-
트러스트 패드 온도 검사	90±2	-	°C
터닝기어 잠김 검사	-	-	-



- 1) A : 안전장치 확인검사 2) B : 주기관 비상운전 검사
- 3) C : 비상정지 검사 4) D : 역전추진 검사
- 5) M1-M7 : 부하검사 6) E : 조속기 검사
- 7) G : 과속정지 검사

그림 2.1 공장시운전 계획표

주기관 비상운전은 주기관에 설치된 비상 운전대에서 실시하게 되는데 이 때는 주기관의 시동, 캠의 역전, 실제 운전을 실시하게 된다. 주기관 최소회전수운전은 연속최대출력 회전수의 25%에서 실시하게 되며, 이 때 전 실린더의 연소상태, 연료펌프 인덱스, 조속기 인덱스, 과급기 회전수를 검사하며 실제 회전수가 안정적으로 유지되는 지를 검사한다. 이 후 본격적으로 부하검사를 실시하는 데 주기관 연속최대출력의 25%, 50%, 75%, 90%, 100%, 110% 순서대로 실시한다. 각 부하별 30분씩 운전시간을 정하고 연소 상태, 일반적인 실린더의 상태, 주기관 상태를 점검하며 인디케이터 선도를 이용하여 지시평균 유효압력을 측정하여 지시마력을 구한다. 특히 90% 부하에는 연료 소비량을 구하고 100% 부하에서는 2번에 걸쳐 주기관의 각 성능 값을 구하게 된다.

운항 선박의 운항 범위가 아닌 연속 최대 출력의 110% 운전을 실시하게 되는데 이는 본 주기관의 안전성을 확인하기 위해 실시하게 되며 해상 시운전에서는 주기관의 속도 제한선을 넘어가기 때문에 실시하지 않는다. 부하검사 사항은 아래의 표 2.3과 같다.

표 2.3 부하검사 (Example: SULZER 12RTA-96C)

부하	kW/BHP	회전수	운전시간	검사횟수
25%	17,130 / 23,280	65.5 rpm	30분	1회
50%	34,260 / 46,560	82.5 rpm	30분	1회
75%	51,390 / 69,840	94.5 rpm	30분	1회
90%	61,668 / 83,808	100.4 rpm	30분	1회(연료소모량검사)
100%	68,520 / 93,120	104.0 rpm	60분	2회
110%	75,372 / 102,432	107.4 rpm	30분	1회

부하검사를 마치면 연속최대출력에서 조속기 테스트를 실시하게 된다. 주기관용 조속기는 연속최대회전수의 115%^[4]를 초과하지 않도록 조정되어야 하며 공장 시운전에서는 동력계를 이용하여 부하를 순간적으로 25%까지 낮추면 주기관은 회전수상승과 동시에 과속에 의해 과속범위내로 주기관의 회전수가 감소하여야한다. 이 때 터보차저 써어징현상^[5]이 일어나는 지를 점검하고 주기관의 회전수가 감소되는 주기관 최대회전수와 주기관 회전수가 과속범위내로 감소하는 시간을 검사하여야 한다. 그리고 과속도 방지장치 및 그 구동기구는 조속기와는 독립된 것이고 연속최대회전수의 120%를 초과하지 아니하도록 조정된 것이어야 한다. 이 외에도 각 부하별 NOx계측, 진동계측 등의 검사사항이 있다. 공장시운전 부하검사 중 확인사항을 세부적으로 살펴보면, 표 2.4와 같다.

표 2.4 공장시운전 점검 사항

작업명	작업내용
1. 각부 확인	<ul style="list-style-type: none"> - 수정 및 조정, 검사작업 완료 여부 - 상기 부위의 재조립 완료 여부 - 각부 온도 및 압력 - 각 계통의 밸브 개폐상태 - 터닝 기어 분리 - 테스트록 개방
2. 시동공기 운전	<ul style="list-style-type: none"> - 역전 실린더/연료유 캠 위치 확인 - 과급기 회전/유회 상태/ 이상 소음 확인 - 실린더 오일 공급기 주유상태 - 배기 밸브 작동 상태 - 주기관 회전수 변화 여부
3. 시동 & 부하운전	<ul style="list-style-type: none"> - 폭발음/연소 상태 확인 - 연료 분사 상태 확인 - 연료유 펌프 인덱스는 전 기통에서 같은가? - 배기가스 실린더 출구 온도는 정상인가? - 인디케이터 선도는 정상인가? - 최고 폭발 압력, 압축 압력은 정상인가? - 냉각수 / 피스톤 쿨링 출구 온도는 정상인가?
4. 조속기검사	<ul style="list-style-type: none"> - 주기관 회전수는 과속도 이내인가? - 주기관 회전수의 변화는 없는가? - 과급기 써어징은 없는가?
5. 과속도 정지검사	<ul style="list-style-type: none"> - 정지 주기관 회전수는 정확한가? - 과급기 써어징은 심하지 않은가?
6. 최소 회전수검사	<ul style="list-style-type: none"> - 보조블로워는 돌아가는가? - 주기관 회전수는 안정되었는가? - 많은 부하가 걸리지 않았는가?
7. 역전 & 시동검사	<ul style="list-style-type: none"> - 연료 캠 위치 & 주기관 회전방향 검사
8. 비상 운전검사	<ul style="list-style-type: none"> - 연료 캠 위치 & 주기관 회전방향 검사 - 주기관 회전수가 지나치게 높지 않은가?
9. 안전장치검사	<ul style="list-style-type: none"> - 셋팅점에서 정확히 정지되는가?
10. 터닝기어검사	<ul style="list-style-type: none"> - 에어는 벤트되고 운전이 잘되는가?
11. 분해검사	<ul style="list-style-type: none"> - 에어쿨러 개방 : 라이나/피스톤 링 교체 - 체인 검사 - 캠 검사 - 이물질에 의한 막힘 여부 검사

2.2.2 해상시운전의 조건과 절차^[2]

1) 해상시운전의 조건

(1) 시운전 조건 및 준비

① 해상시운전선의 조건은 가능한 모델 테스트의 흘수와 트림이 같도록 하여한다.

② 일반적으로 실적하 상태에서는 호깅(hogging)^[6] 또는 새깅(sagging)^[6]의 굴절을 동반하므로 굴절 변수를 고려한 배수량이 모델 시험 시의 배수량과 일치하도록 한다.

③ 발라스팅 되는 탱크는 가급적 만재 상태로 유지토록하며, 부분적으로 채워지는 탱크는 빈공간이 최소화 되도록 하여야 한다.

④ 선박의 조건 준비가 완료 후 경사가 발생되면 해수, 연료유, 청수 이송 등을 통하여 조정하여야 하며, 시운전 기간동안 조건 변화가 없도록 유지하여야 한다.

⑤ 선체의 거칠기는 선속에 미치는 영향이 크므로 반드시 시운전 출항 전에 수 검사(under water survey)를 통하여 선체 및 프로펠러의 상태를 확인하고 필요시 선체 및 프로펠러 청소를 수행한다.

(일반적으로 시운전을 위한 선체의 거칠기 : 약 150 μm)

(2) 기상 및 해상 조건

기상상태(weather condition) 및 해상상태 (sea state)를 지배하는 주요 인자는 바람이며 바람의 속도, 지속성 및 지역적 특성이 파도 및 선체의 크기에 영향을 미친다. 바람 자체가 선속에 미치는 영향은 바람의 속도, 방향, 배의 형상(풍압면적)과 속도에 따라 달라지는 바, 큰 상부 구조물을 가지는 저속선에서 가장 크게 나타나며, 일반적으로 상대 풍향이 선수와 30도 내외의 각을 이룰 때 가장 크다^[2]. 시운전 속도결과 해석과 관련하여 이들의 영향을 정량적으로 보정해 주는 여러 가지 방안이 고안되어 있으나 해석에 의한 수정값은

근사값에 불과하므로, 큰 수정값이 수반되는 강풍 하에서의 속도 계측은 가급적 피하여야 한다.

(3) 수심

시운전 해역에서의 수심은 천수 효과를 피하기 위해서 충분한 수심에서 실시하여야 한다. 시운전 코드 및 지침에서 요구되는 최소 수심(h)은 ;

$$h > 5.0 \times \sqrt{A_a} \quad \text{또는} \quad h = 0.4 > v$$

where ; A_m : 미드쉽 구역 (m^2)

v : 선속 (m/s)

IMO의 조종성 시험에서는 본선 만재 흘수의 5배 이상을 요구한다.

표 2.5 해상시운전의 기상조건과 해상상태

SNAME 코드						
속력	선종	선속	조종	선종	풍속	해상 상태
	Heavy ship	25 노트 이하		$L \geq 500$ 피트	10 m/s	4이하, 파고 2.5m이하
	Large, Passenger	20 노트 이하		$L \leq 500$ 피트		3이하, 파고1.5m이하
	small ship	15 노트 이하		* spiral & slow speed test : 5 m/s 이하		
ITTC Guide						
속력	바람 : 12m/s 이하, 해상상태 : 2-3 이하, 조류 : 선속의 9% 이내					
Norway 코드 & IMO (조종)						
속력 및 조종	$L \geq 150$ m	바람 : 10 m/s 이하, * Spiral & Slow speed test : 7 m/s 이하 해상상태 4 (파고 2.5m)이하				
	$L \leq 150$ m	바람 : 7 m/s 이하, * Spiral & Slow speed test : 5 m/s 이하 해상상태 3 (파고 1.25m) 이하				

2) 해상시운전의 절차^[7]

그림 2.2는 해상시운전 진행사항을 시간별로 요약한 것이고, 그림 2.3은 주기관의 부하를 시간별로 나타낸 것이다. 이 중 M-1), M-4), E-4), M-6), H-8), M-7), M-8), M-9), H-11), M-11), M-12)은 주기관 성능과 관련된 항목들이다.

(1) 주기관의 성능 검사

① 출력 측정

출력 측정은 H-8) 속력 시험과 내구성시험 중 실시하며, 주기관의 출력은 선박의 축마력계에 의해 측정된다. 각 부하별 최고폭발압력과 압축압력은 각 실린더에서 인디케이터를 통해 측정되고 주기관 성능을 측정하는데 필요한 중요한 변수들을 기록하여야 한다.

② 연료소비율 측정

연료 소비율 측정은 M-8) 내구성 검사 중 연료 시스템상의 유량계를 이용하여 측정된다. 측정 시간은 1시간이며 시운전 후 측정된 연료소비율은 선주에게 제출되어야 한다.

(2) 주기관 시동 검사

M-6) 주기관 시동 검사는 주기관이 데워진 정지 상태에서 실시된다. 에어 탱크는 30bar의 압축 공기가 충전되어야 하고 이 테스트는 2개의 에어 탱크를 이용하여 12번 시동 가능한가를 시험하는 것이다. 이 때 주기관은 전진과 후진을 번갈아 시동하여야 한다. 위의 검사 방법은 직접 역전식 추진 기관의 경우이고 간접 역전식 추진 기관 경우는 동일한 에어 탱크를 이용하여 6번 시동 가능 여부를 검사한다.

* 검사사항

- a) 시동 전 후의 압력 강하 검사.
- b) 시동 횟수와 시동 가능한 최소 압력 검사.

(3) 추진기 검사

① 내구성 검사

이 테스트는 주기관의 내구성을 검사하는 것이다. 운항선박은 연속정격출력으로 운항되기 때문에 실제로 연속최대출력을 이용하여 운항하는 경우는 드물다. 공장 시운전에서 연속최대출력의 110%를 운전하는 것과 같이 해상시운전에서는 내구성 검사를 통하여 주기관의 안전성을 검사하는 것이다. 중유를 사용하여 연속정격출력에서 2시간 연속최대출력에서 4시간을 운전한다.

* 검사사항

- 회전수와 주기관 출력
- 연속최대출력의 100%, 110% 성능 검사를 위한 변수 계측.
- 연료소비율 검사

② 주기관 최소회전수 검사

공장시운전에서의와 같이 연속최대출력의 25% 주기관 회전수에서 실시하고 이 때 선속을 측정한다.

(4) 축계 검사

① 주기관 축계 디플렉션 검사.

축의 디플렉션은 선박의 부하조건, 주기관의 냉온상태, 선체의 휘어짐, 해상에서의 이동, 베어링의 마모 등과 같은 요소를 고려하여 시운전 마지막 단계에 실시하며 차가운 주기관에서 검사된 자료와 비교하여 주기관 축계정렬상태를 검사한다.

TIME	7	9	11	13	15	17	19	21	23	1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	1	3	5	7
P R O G R E S S	H-0) Ballasting with sealing for Ballast																								
	Boarding E-1) Radio, nautical & navigation system confirmation																								
	H-1-1) Draft reading																								
	DEPARTURE										H-11) Crash stop astern test w/astern running for 10 min.														
	SHIFTING TO TRIAL AREA										M-11) Minimum revolution test														
	M-1) Load up & running-in										H-12) Steering Gear test w/Em'cy steering														
	E-2) Magnetic compass adjustment										E-8) Auto. Pilot & Tracking system check														
	M-2-1) Fuel oil change										M-2-2) Fuel/oil change														
	H-2) Check for sanitary system in ACC.										Ballast adjustment for Bow Thruster test														
	H-3) C/Hold fan volume measurement										H-13) Bow Thruster Operation test														
	M-3) Composite Boiler test										RETURN TO YARD														
	E-3) CO2, General & Fire alarm test																								
	H-4) Fire line shooting test & Water spray test										M-12) M/E Crankshaft deflection test														
	M-4) Visual Inspection																								
	H-5) Anchor windlass test																								
	H-6) Door/Hatch hose test																								
	H-7) W/H Window wiper & heater test																								
	M-5) M/E Safety test																								
	E-4) BMS test																								
	M-6) M/E Starting test																								
	E-5) Black out test & propulsion recovery test																								
	shifting to speed trial area																								
	H-8) Speed Trial abt.90% 100%																								
M-7) Power Measurement																									
E-6) Speed Log Adjustment																									
M-8) Endurance test																									
M-9 & 10) Fuel oil consumption measure./ F.W.Generator capacity test																									
H-9) Local Vibration measurement																									
H-10) Noise measurement																									
E-7) AUT test																									

그림 2.2 해상시운전 계획표

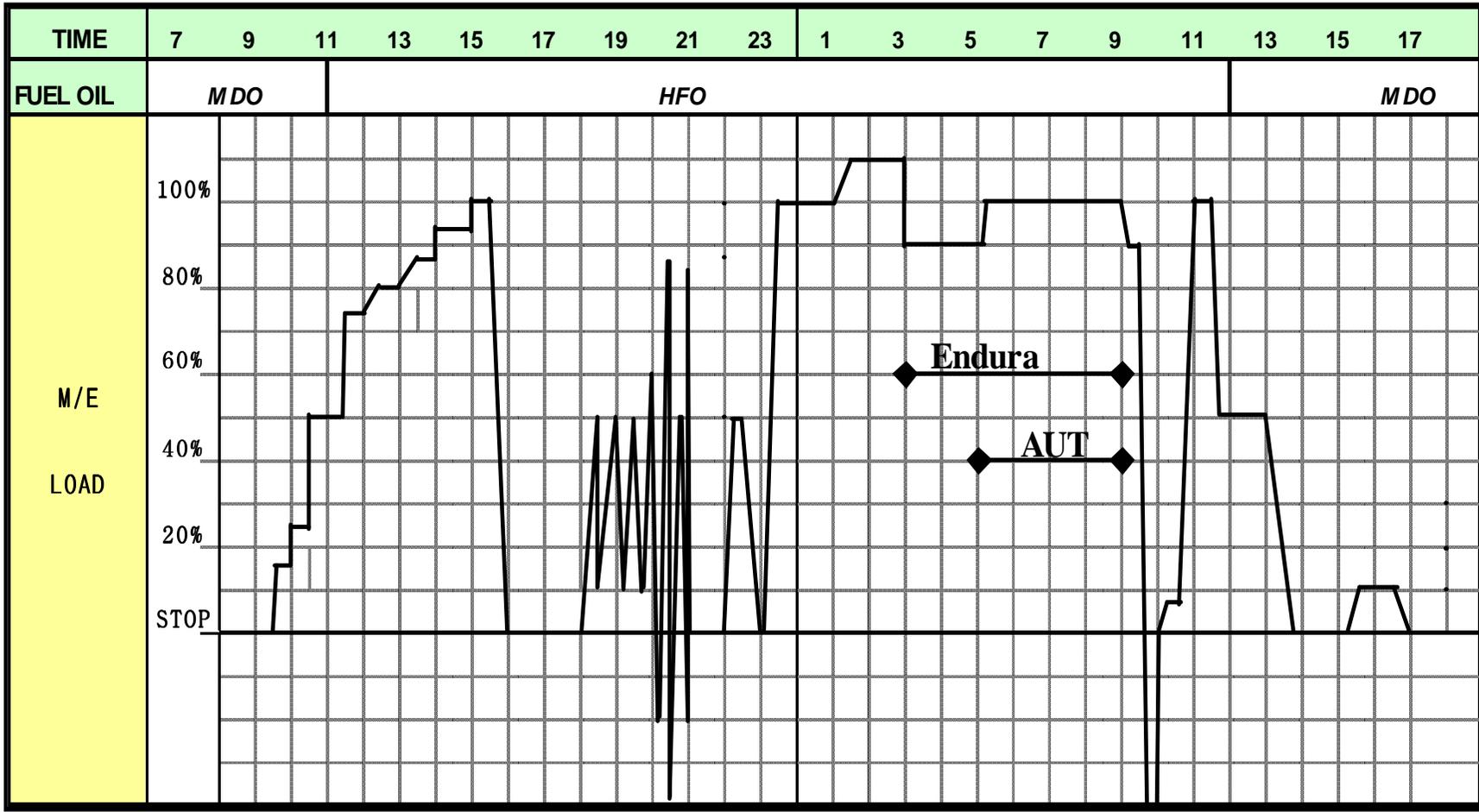


그림 2.3 해상시운전 계획에 따른 주기관 부하변화

2.3 주기관 출력 산정^[8]

2.3.1 주기관 출력의 정의

1) 지시마력(도시마력, Indicated Horse Power : IHP)

실린더 내에서 연소된 연료가 피스톤에 가하는 동력을 의미하며 주기관 운전시 인디케이터 드라이브나 MIP시스템으로 측정된 P-V (pressure- volume) 선도와 회전수를 이용하여 계산한다

2) 제동마력(Brake Horse Power : BHP)

지시마력에서 기계부품이 구동될 때 발생하는 마찰력 및 연료분사장치, 배기밸브 구동장치 등의 구동에 소요되는 동력을 제외한 순수하게 크랭크축을 구동하는 동력으로서 동력계로 측정한다.

$$* \text{동력계 마력계산} = \frac{\text{brake force} \times \text{rpm}}{c} \quad (c : \text{동력계 상수})$$

3) 축마력(Shaft Horse Power : SHP)

해상 운전 상태에서 추진용 주기관은 많은 추력을 받는데 추력 베어링에서의 마찰력을 고려한 것이 축마력이다. 계측은 흔히 축마력계를 이용하는데 축의 비틀림 양을 strain gauge로 측정하여 출력을 계산한다.

* 스러스트 베어링의 마찰 때문에 축마력은 유효마력보다 대략 1% 작다.^[9]

4) 추진마력(Propulsion Horse Power : PHP)

축마력에서 선체의 각종 베어링에 대한 마찰력을 감한, 순수하게 프로펠러를 구동하기 위한 출력을 나타낸다.

5) 배기량 (displacement):

피스톤이 하사점에서 상사점까지 이동한 사이에 흡입될 수 있는 이론적 기체 부피를 말한다.

$$6) \text{ 기계효율}(\eta_m) = \frac{BHP}{IHP}$$

지시마력에서 기관 내부의 마찰, 부속기기의 운전에 소비되는 마력 등을 뺀 것으로서 기관이 실제로 외부에 내 보내는 마력이다. 제동마력을 지시마력으로 나눈 값을 기계효율이라 한다. P-V선도로 구한 지시마력에 기계효율을 적용하면 제동마력을 구할 수 있으므로 정미평균유효압력을 구할 수 있다.

7) 압축비와 압축압력비:

주기관의 압축비란 피스톤이 하사점에 있을 때 연소실 용적과 피스톤이 상사점에 있을 때 연소실의 용적과의 비를 말하는 것으로 실린더 용적과 연소실 용적과의 관계이다. 압축압력비는 소기압력과 압축압력의 비로서 이것을 알면 이 비율은 주기관의 어떤 부하에서도 값이 유사(동일)하므로 이 비율로 실린더의 작동자료를 평가할 때 원래의 압축압력과 비교하여 볼 수 있다.

8) 연속최대출력(MCR: Maximum Continuous Rating)

기관을 안전하게 연속하여 사용할 수 있는 최대의 출력, 기관의 강도계산의 기초가 되며, 선박용 주기관의 호칭출력이다. 전 출력이라고도 한다.

9) 상용출력(연속정격출력)

(NCR: Normal Continuous Rating, CSR: Continuous Service Rating)

선박이 정해진 항해 속도로 운전하기 위해 주기관을 연속적으로 운전할 때 보증할 수 있는 출력으로 실 사용출력에 가까운 값이다. 기관의 용도나 종류 및 선박의 크기, 형태에 따라 연속정격출력이 다소 달라지나, 일반적으로 연속정격출력은 주기관부하의 85%~90% 정도에서 정해진다.

2.3.2 주기관의 성능과 마력 산출

1) 정미평균유효압력(Mean Effective Pressure- P_{me})

발생 출력을 단위배기량 당으로 환산하여 압력의 단위로 나타낸 것으로 단위 배기량당의 토크와 같으며, 주기관이 구동하면서 기계적 마찰손실이 고려 된, 주기관에서 발생시킨 실제 마력을 표시한다. 2행정 대형 주기관에서는 착화 지연 현상이 두드러지는데 이는 V.I.T.^[5]라는 기계적 장치를 사용하는 데 필요한 정미평균유효압력, 즉 출력을 얻기 위해 연료분사 펌프의 연료분사시기를 앞당겨서 착화지연을 방지하고 폭발압력을 증가시켜 연료소비량 줄인다. 경제적인 측면에서는 환영할 만하지만 V.I.T. 인덱스를 지나치게 높게 사용하면 최고폭발압력이 상승하여 연소실내에서 충격이 증가한다. 이는 실린더 라이너에 부정적인 면으로 작용하고 연소 시 높은 연소열에 의하여 NOx를 많이 발생시켜 환경오염에 영향을 끼친다.

2) P-V 선도

실린더내의 가스 압력과 용적의 변화를 선도로 나타낸 것이다. 기관의 효율을 좋게 운전하기 위해서는 연료분사밸브의 개폐시기, 실린더내 압축 압력의 고저, 압축압력과 최고폭발압력과의 관계, 착화의 시기, 흡·배기 밸브의 개폐시기, 정미평균유효압력과 지시마력을 조사할 필요가 있다. 이러한 것들이 선도로부터 얻어진다.

지시마력 = 실린더 상수 × 주기관 회전수(rpm) × 지시평균유효압력(bar)

P_{me} (정미평균유효압력) = P_{mi} (지시평균유효압력) - 1.0^[9]

지시평균유효압력 (P_{mi}) = $\frac{A}{(L \times C)}$ (bar)

$A(\text{mm}^2)$: P-V 선도의 면적, $L(\text{mm})$: P-V 선도의 길이(대기압선)

$C(\text{mm}/\text{bar})$: 스프링 정수

(실린더 압력이 1bar 상승할 때 인디케이터 바늘의 수직운동(mm))

실린더내의 압력은 피스톤의 위치에 따라 변화하므로 이의 특징을 쉽게 표기하기 위하여 계측된 P-V 선도과 동일한 길이에서 동일 면적이 되는 사각형

을 설정하면 이 사각형의 높이가 압력 항목이므로 지시평균유효압력이라 한다. 그림 2.4는 P-V선도의 형상이고, 그림 2.5는 P-V선도와 피스톤의 실린더 내 위치를 연결하여 살펴 본 것이다.

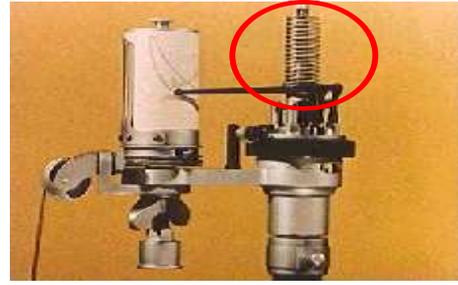
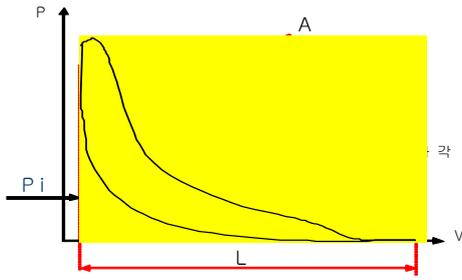
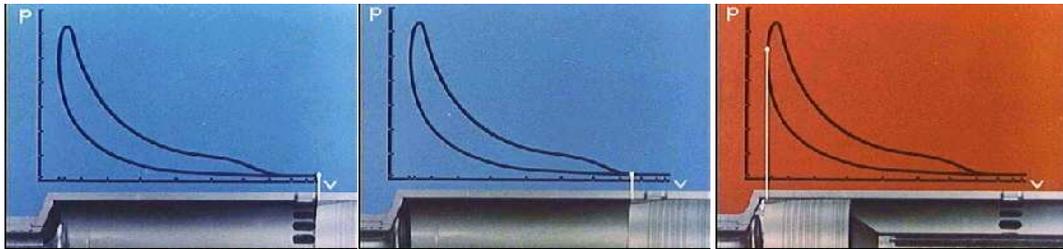
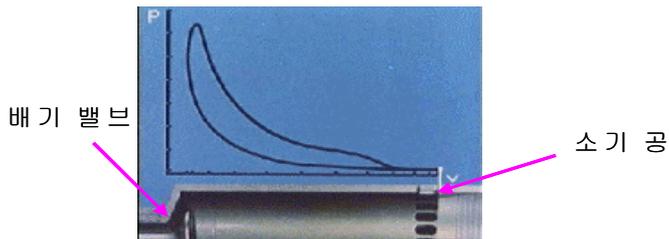


그림 2.4 P-V 선도



a) 흡입

b) 압축시작

c) 연료분사

d) 폭발, 팽창

e) 배기시작

f) 소기행정

그림 2.5 P-V 선도과 피스톤 위치 관계

2.3.3 실린더 정수와 마력

실린더 정수(CYL K)는 주기관의 크기와 마력 단위에 의해 결정된다.

$$\text{실린더 정수} = \pi \times \frac{\frac{d \times d}{100} \times \frac{s}{1000} \times 1.0197}{75 \times 60 \times 4}$$

d(mm) : 실린더직경 s(mm) : 행정

총 마력 = 실린더 수 × 주기관 회전수 × 지시평균유효압력 × 실린더 정수

표 2.6 실린더 정수

주기관 종류	CYL K		실린더 직경 (mm)	행정 (mm)
	kW	BHP		
S35MC	0.2245	0.3052	350	1400
L35MC	0.1684	0.2289	350	1050
S42MC	0.4073	0.5538	420	1764
L50MC	0.5301	0.7208	500	1620
S50MC	0.6250	0.8498	500	1910
L60MC	0.9161	1.2455	600	1944
S60MC	1.0801	1.4685	600	2292
L70MC	1.4547	1.9779	700	2268
S70MC	1.7151	2.3319	700	2674
L80MC	1.7959	2.4418	700	2800
S80MC	2.5602	3.4809	800	3056
K80MC	1.9268	2.6198	800	2300
L90MC	3.0918	4.2037	900	2916
K90MC	2.7037	3.6760	900	2550
K90MC-C	2.4387	3.3157	900	2300
K98MC	3.3440	4.5466	980	2660
K98MC-C	3.0172	4.1022	980	2400

2.4 주기관 성능 변수간의 상관관계 분석^[3]

1) Pmi (지시평균유효압력)관련

분류	상관관계	차이 분석
Pmi	평균값	$\pm 0.5\text{bar}$ 이내를 유지하여야 한다.
	속력 - Pmi	프로펠러가 가벼운가/무거운가를 나타내므로 흡수와 함께 비교한다. 차이가 클 경우 부하선도를 읽어 프로펠러와 주기관의 이상 여부를 판단한다.
	Pmax - Pmi	Pcomp.와 연료펌프 인덱스의 차이와 함께 비교한다. - 부하가 85~90%(연속최대출력)보다 낮으면 연료분사량의 증가와 함께 Pmax.가 증가하고, 이상에서는 일정하다. - 각 기통의 Pmax.가 평균값에서 3bar 이상 차이날 시 원인 파악 및 수정하여야 함. Pmax.와 Pcomp.의 압력차이는 35bar이내여야 한다.
	연료펌프 인덱스 - Pmi	<ul style="list-style-type: none"> - 연료펌프의 상태를 표시한다. - 연료펌프의 마모, 흡입밸브의 마모는 동일 Pi에서 연료분사량을 증가시킨다. - 연료유 점도가 낮으면 연료 펌프의 누설량이 많아서 연료분사량을 증가시킨다. - 연료유의 저위발열량이 낮으면 연료유 단위부피당 에너지 함량이 작아 연료분사량이 증가한다. - 기타 많은 요소들에 의해 연료 분사량이 변하므로 Pmax.는 V.I.T.장치를 이용하여 유지시켜야한다.

2) Pme (정미평균유효압력)관련

분류	상관관계	차이 분석	
Pme	Texh - Pme	배기밸브 출구 온도의 상승은 공기 공급, 연소, 배기가스 계통의 이상을 표시한다.(표 4.1참조)	
	Pcomp - Pme	- 소기압력의 저하에 의하여 주기관의 기계적 손상을 표시 한다. * 기계적 손상 : 피스톤링의 블로우 바이, 배기밸브의 손상, 배기밸브 스피들과 하부면의 과도한 연마. - 압축비를 산출하여 비교한다.	
	압축비 비교	공장시운전 측정값 대기압 : 1 bar 소기압력 : 2.25bar 압축압력 : 115bar 압축비 $= (115 + 1) / (2.25 + 1)$ $= 35.7$	운항선 측정값 대기압 : 1.02 bar 소기압력 : 2.0bar 계측압축압력 : 101bar(평균값) 실제압축압력 = $35.7 \times (2.0 + 1.02)$ $= 107.8 \text{ bar}$ 계산압축압력 = $107.8 - 1.02$ $= 106.8 \text{ bar}$
* 계측압축압력(101bar)과 계산압축압력(106.8bar)의 차이는 기계적 손상을 표시한다. 추정원인 : a. 피스톤링의 누설 b. 피스톤 크라운의 소손 - 온도 점검 c. 실린더 라이너 마모 d. 배기밸브의 누설, 조립/조정 불량			

3) 과급기 관련

분류	상관관계	차이 분석
과급기	Pme - 소기압력	ISO 조건과 비교 - 동일 부하에서 소기압력 저하시 연소실내 열부하 증가 - 에어 필터, 에어 쿨러, 과급기 오손은 소기압력에 큰 영향을 줄 수 있다. - 에어 쿨러, 과급기 소제, 캠타이밍 조정으로 소기압력을 조정 할 수 있다.
	과급기 회전수 - 소기압력	노즐링, 터빈날개의 부식은 과급기의 속력을 저하 시킨다. - 터빈 날개와 슈드링(카버링)과의 큰 공차는 과급기의 속력을 저하시킨다. - 과급기 속력이 너무 높으며 에어 필터, 에어쿨러, 터빈, 콤푸레셔가 오손되었다
	필터 압력 강하 - 소기압력	에어필터의 오손도 표시 - 에어쿨러와 같이 필터 상태는 소기압력과 배기온도에 영향을 준다. - 공장 시운전 계측값보다 50%이상 높을 시 반드시 소제를 하여야 한다.
	과급기 효율 - 소기압력	배기가스온도에 큰 영향을 주며 배기가스온도가 제한치 까지 증가시 반드시 과급기 상태를 확인 한다. 효율 저하는 일반적으로 배기가스의 흐름과 관계되므로 터빈쪽(가능하면 콤푸레셔쪽 포함)의 정기적인 소제로 예방 할 수 있다.

4) 에어컨 관련

분류	상관관계	차이 분석
에어컨	온도차(소기-냉각수) - 소기압력	<p>냉각 능력을 바로 표시하며, 열부하의 중요 요소이다.</p> <ul style="list-style-type: none"> - 차이는 공기 흡입측이나 냉각수측의 오손도를 표시한다. (공장시운전보다 50% 증가시 소제하여야 한다) - 공기 흡입측의 오손은 소기압력 변화를 증대시키고, 열전도도 떨어진다. - 냉각수측의 오손은 열전달이 작아 온도차가 작아지며, 냉각수 유동량이 적어지면 온도차에 영향을 주지 않아 분석이 힘들다.

5) ISO 보정 관련

최고폭발압력, 배기온도, 압축압력, 소기압력은 ISO 조건으로 환산하여 비교하는 것이 필요하고 다음의 기준조건들을 사용한다.

* 공기 입구온도 = 25℃ (공기입구온도는 흡입구 필터의 측정 위치에 따라 매우 다양하게 나타날 수 있다. 경험에 의하면, 10시와 4시 방향의 위치(서로 180떨어진)와 필터의 중간에 설치된 두개의 온도계는 평균온도를 나타낸다.)

* 냉각수 입구 온도 25℃

보정에는 도표에 의한 방법과 계산에 의한 방법이 있다. 계산에 의한 방법은 부록에 첨부한다.

2.5 연구대상 선박의 제원

표 2.7 연구대상 선박의 제원

분류	시운전 선박				운항선박 (동형2척)
	45K 탱커선	1,700 TEU 컨테이너선	4,000 TEU 컨테이너선	5,000 TEU 컨테이너선	2,000 TEU 컨테이너선
선종	45K 탱커선	1,700 TEU 컨테이너선	4,000 TEU 컨테이너선	5,000 TEU 컨테이너선	2,000 TEU 컨테이너선
길이×폭×깊이 (m)	182.80 × 32.20 × 18.10	187.15 × 27.60 × 16.50	280 × 32.20 × 21.50	294.10 × 32.20 × 21.60	174.74 × 30.20 × 16.40
배수톤수(ton)	39,100	22,000	50,200	55,150	22,500
계획만재흘수(m)	10.97	10.0	12.0	12.0	10.0
주기관 형식	B&W 6S 50MC	B&W 8S 60MC-C	B&W 8K 98MC-C	B&W 9S 90MC-C	B&W 7S 70MC MK6
연속최대출력 ×주기관회전수 (PS×rpm)	11,640 × 127	24,560 × 105	62,080 × 104.0	55,890 × 104.0	26,740 × 91
연속정격출력 ×주기관회전수 (PS×rpm)	9,894 × 120.3	22,104 × 101.4	55,870 × 100.4	50,300 × 100.4	24,000 × 87.9
연료 소비율 (g/PS·hr)	126	125	126	126	124
속력 (kts)	14.5	21.2	24	24.3	21.5

제 3 장 공장시운전과 해상시운전 분석^{[10],[11]}

3.1 회전수^{[12],[13]}

그림 3.1, 그림 3.2, 그림 3.3, 그림 3.4는 공장 시운전과 해상시운전의 부하별 주기관 회전수 및 부하별 실마력을 조사한 내용이다. 해상시운전에서의 회전수 결정은 모형시험 중 자항시험에서 계측된 프로펠러 곡선에 의해 해당 회전수를 찾아 결정하게 된다. 이는 신조선박이 선주와 계약된 속력으로 항해하기 위한 프로펠러의 회전수를 결정한 것이다. 각 그림에서 살펴보면 주기관의 회전수는 공장시운전에서 값보다 해상시운전에서 계측된 값이 높게 나타났고 해상시운전의 회전수와 모델시험의 예상회전수가 동일한 것을 볼 수 있다. 그리고 해상시운전 부하는 공장시운전보다 낮게 나타났고 모델시험에서 예상한 부하보다도 낮게 나타났다. 5,000TEU 컨테이너선을 제외한 나머지 선박에서 해상시운전의 부하와 모델시험의 예상부하는 차이가 높게 났다. 차이는 5,000TEU 컨테이너선은 동형선의 선박을 10여척 건조한 실적이 있어 주기관의 회전수와 부하의 관계를 정확히 파악하여 조정한 반면, 나머지 선박은 실적선이 없이 처음 설계한 것으로 동형선의 실적을 적용하지 못한 선박이었다. 해상시운전은 모델시험에서 요구되는 출력보다 낮은 상태에서 실시되었으나 선주사와 계약된 선속은 모두 만족하였다. 이는 일정한 속력으로 장기간 운전할 수 있게 주기관의 출력에 시마진과 프로펠러마진 등으로 적용하기 때문이다.

그림 3.1, 그림 3.2, 그림 3.3, 그림 3.4를 주기관 성능 면에서 살펴보면, 해상시운전에서의 부하와 공장시운전에서의 부하가 3%~8% 차이가 나타났다. 시운전 결과서가 운항선박에서 선박의 선체오손 및 주기관의 성능저하를 평가하는 비교 자료로 사용된다는 점에서 주기관의 성능을 예측하기 위한 중요한 변수의 기준값이 정확하지 않다는 것을 의미한다. 결국 연속정격출력과 연속최대출력이 주기관의 연속최대출력의 80%, 90%에서 실시하고 있는 것이고, 운항선박에는 연속최대출력의 80%, 90% 운전 결과서가 정격출력, 연속최대출

력 성능으로 제공되는 것이다.

해상시운전에서 정확한 연속정격출력을 얻기 위해서는 실적선을 기준으로 주기관 회전수를 높이는 방법이 있으며, 또 한가지는 각 그림에서 볼 수 있듯이 모델시험 예상한 연속최대출력의 100%라는 부하가 실제로 해상에서는 약 90% 부하를 보이고 있으므로 이 결과서를 연속정격출력의 주기관 성능으로 이용하면 되는 것이다.

해상시운전에서 연속최대출력을 맞추기 위해 실제로 주기관의 회전수를 더 올릴 수 없는 것은 선박의 배수량이 낮은 상태에서 주기관의 출력을 더 올리게 되면 그 만큼 주기관 회전수가 더 높아지게 되므로 연속운전이 가능한 최고 회전수를 초과하게 된다. 이 범위를 넘어 운전할 시에는 당장 큰 문제는 생기지 않겠지만, 각 회전부에서 발생하는 관성력 및 스트레스로 인하여 베어링에 무리를 주어 보통 허용 이상의 마모를 촉진한다. 각 그림에서 주기관 회전수를 살펴보면 연속최대출력의 회전수를 2.5%~5% 초과한 것을 볼 수 있다. 운항선박에서는 연속최대출력의 회전수를 3%이상 초과를 제한하나 선저나 프로펠러 상태가 깨끗한 신조선이나 입거 후의 선박에 대해 3%~6% 초과를 허용하고 있기 때문이다.

표 3.1은 각 그림에서 해상시운전과 공장시운전에서 계측된 정격출력에서의 부하를 나타내었다.

표 3.1 공장시운전과 해상시운전에서의 정격출력 비교

선종	공장 시운전	해상 시운전	차이	비고
45K	85 %	78 %	7%	
1,700 TEU	90 %	82 %	8%	
4,000 TEU	90 %	84 %	6%	
5,000 TEU	90 %	87 %	3%	

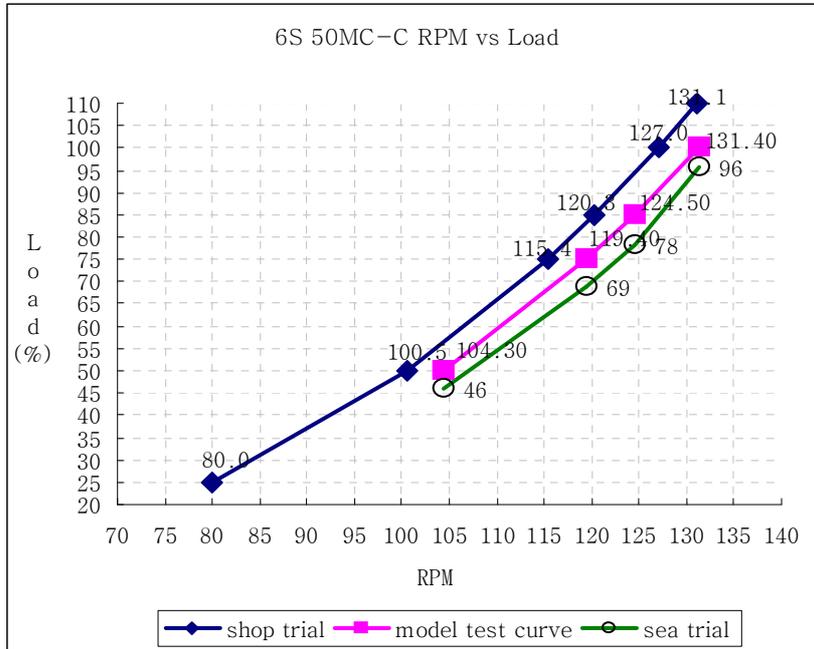


그림 3.1 45k 탱커선

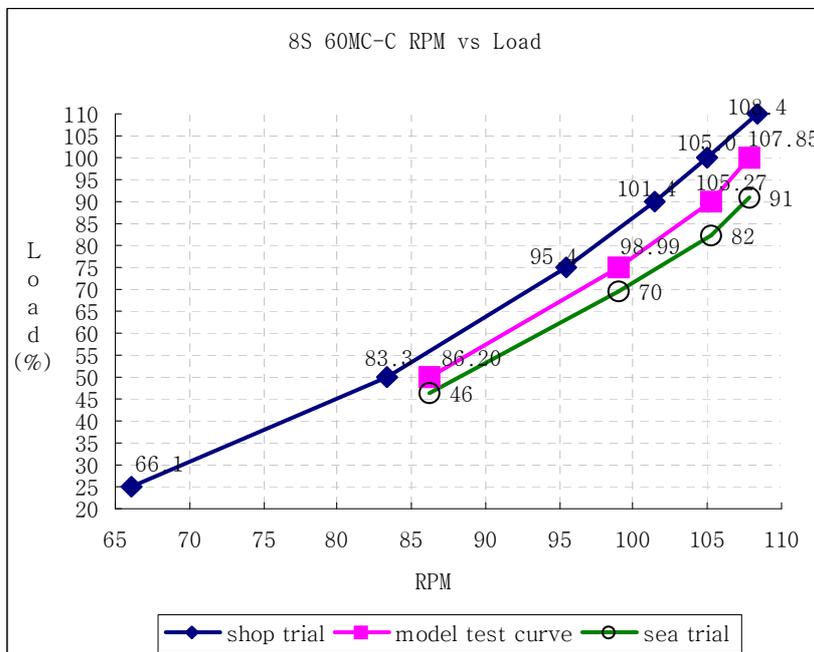


그림 3.2 1,700 TEU 컨테이너선

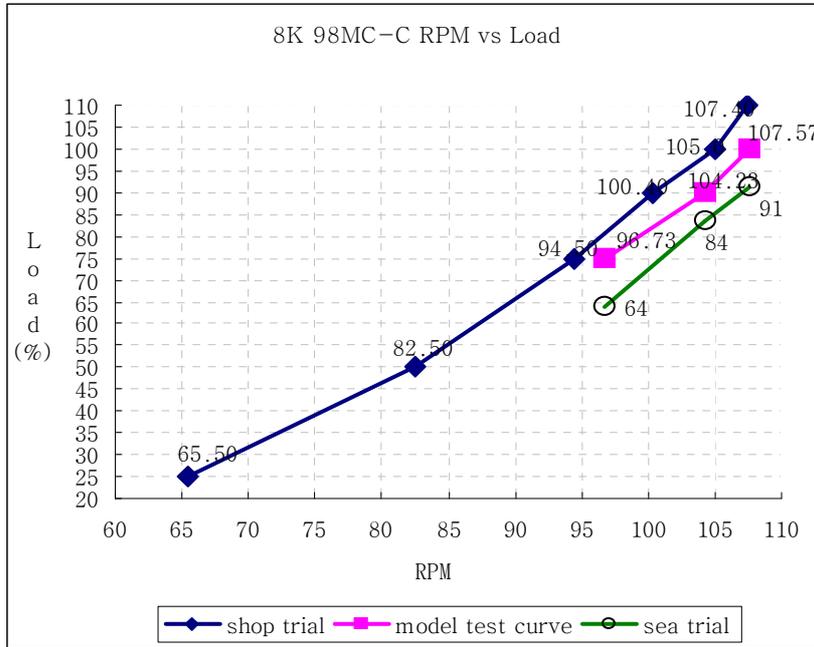


그림 3.3 4,000 TEU 컨테이너선

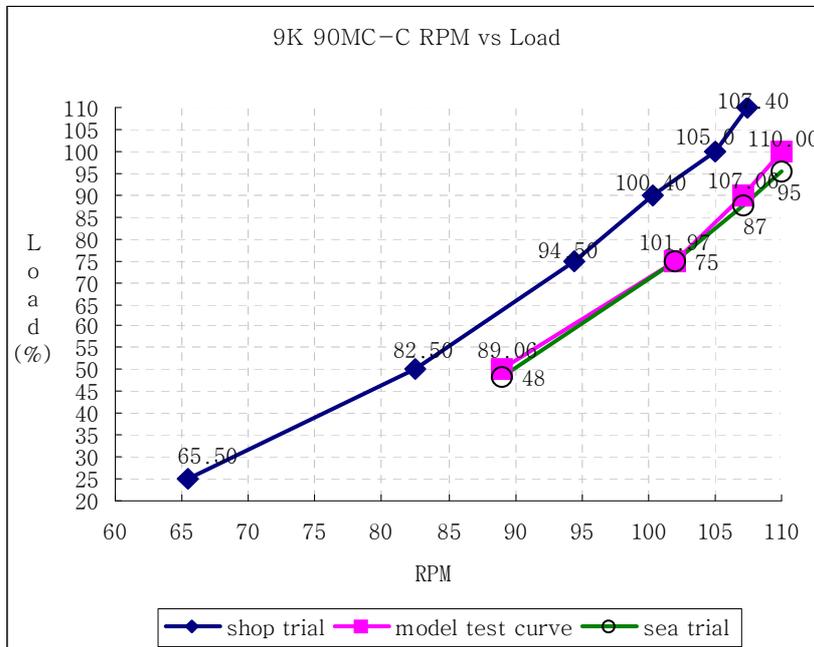


그림 3.4 5,000 TEU 컨테이너선

그림 3.5는 선주사의 요청으로 주기관 부하 기준이 아닌 공장시운전 당시의 엔진 회전수를 기준으로 해상시운전을 진행한 결과를 볼 수 있다. 이 결과에서는 동일 주기관 회전수에서 주기관 부하가 해상시운전에서 13.1%~18.7% 낮게 나타나는 것을 볼 수 있다.

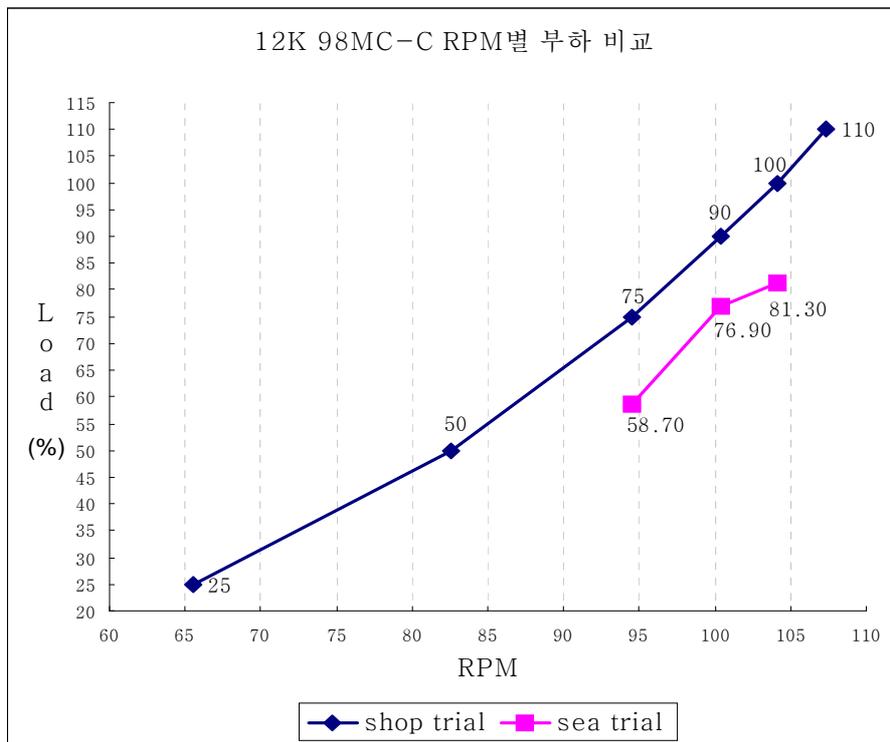


그림 3.5 주기관 회전수별 부하

공장시운전에서는 회전수와 부하의 관계에 중점을 두어 주기관의 성능 확인에 중점을 두는 반면, 해상시운전에서는 회전수와 선속과의 관계에 중점을 두고 있는 것을 확인하였다.

3.2 지시평균유효압력

그림 3.6, 그림 3.7, 그림 3.8, 그림 3.9에서 살펴보면, 동일부하에서 공장시운전의 지시평균유효압력이 해상시운전의 지시평균유효압력보다 높은 것을 볼 수 있다. 이는 지시평균유효압력이 지시마력을 뜻하며, 공장시운전의 지시마력이 연속최대출력에서 100% 부하를 만족시키는 반면, 해상시운전에서는 약 3%~18.7%까지 낮게 계측되기 때문에 지시평균유효압력도 낮게 계측되는 것이다.

일부 조선소에서는 해상시운전에서 계측한 지시평균유효압력을 선주사에 공급하는 시운전결과서에 기록하지 않는다. P-V 선도를 통해 지시평균유효압력과 지시마력을 계산하고 연소실내의 연소상태를 점검하여야 하지만 대부분의 선조선박이 P-V 선도와 플래니미터를 사용하여 지시마력을 구하기 때문에 플래니미터 사용 숙련도에 따른 지시마력의 계측값 차이는 선주사와의 불필요한 분쟁을 유발할 수 있기 때문이다. 그래서 최근 운항선박에서는 연료펌프 인덱스와 주기관 회전수, 과급기 회전수와 소기온도를 이용하여 짧은 시간에 지시마력을 계산하고 있다. 후자가 더 정확하며($\pm 3\%$ 이내), 연료펌프와 흡입밸브가 마모되어 인덱스를 증가시킬 경우에는 마력이 너무 높게 평가된다. 후자는 과급기가 오손되거나 부식되면 회전수가 감소되므로 마력이 낮게 예측될 수 있다. 또 다른 방법은 공장시운전 결과서를 이용할 수 있다. 공장시운전의 정격출력에서 측정된 마력, 연료소모량, 연료의 추정 저위발열량을 운항 선박에서 측정한 연료소비율, 현재 사용하는 연료의 추정 저위발열량을 비례식으로 계산하여 마력을 구할 수 있다. 그리고 선박운항시스템의 발전으로 연소상태를 직접 모니터링할 수 있는 다양한 연소진단시스템(combustion diagnosis system)들이 개발되어 운항선에 장착되어 정확한 연소상태를 예측하여 주기관이 안전한 운전점에서 운전될 수 있도록 돕고 있다.

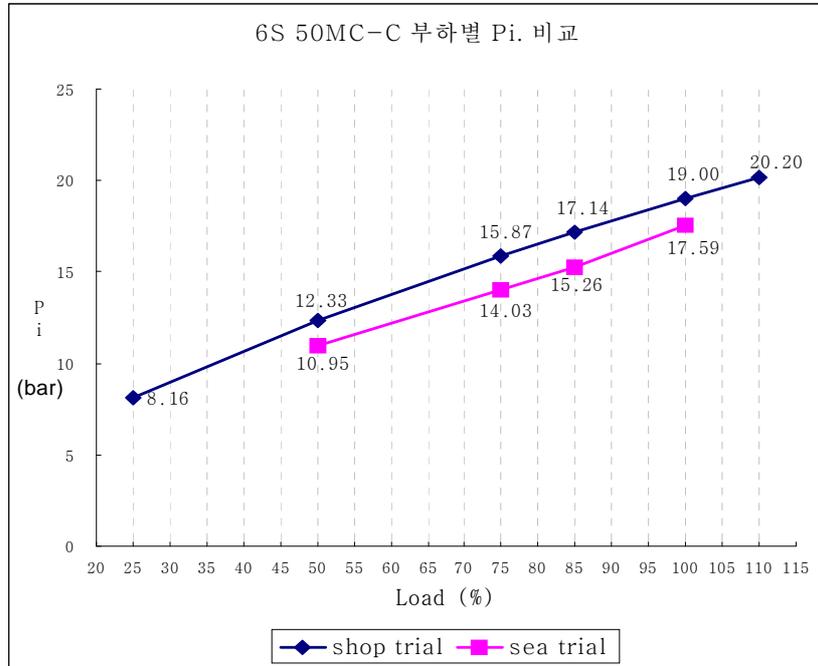


그림 3.6 45k 탱커선

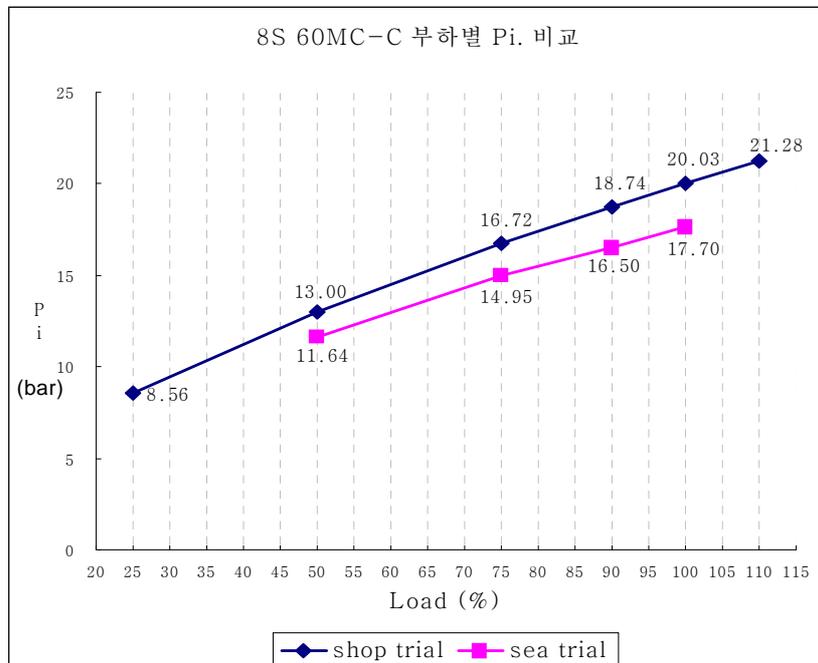


그림 3.7 1,700TEU 컨테이너선

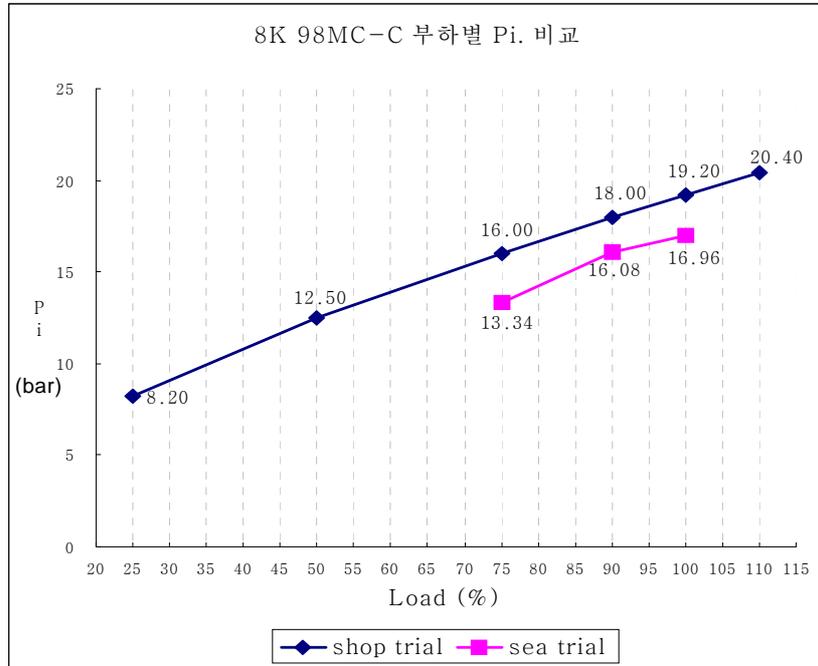


그림 3.8 4,000TEU 컨테이너선

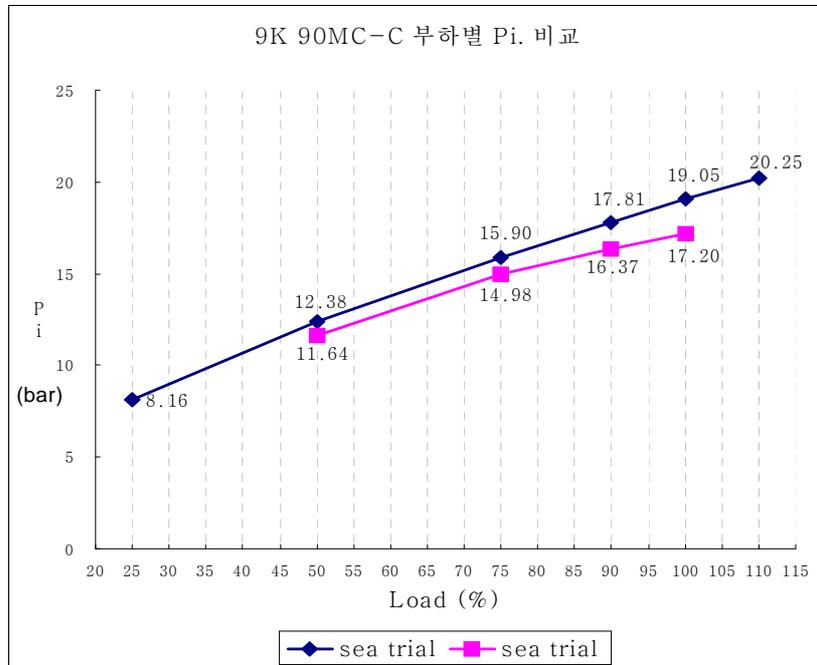


그림 3.9 5,000TEU 컨테이너선

3.3 최고폭발압력과 압축압력

그림 3.11, 그림 3.12, 그림 3.13, 그림 3.14는 공장시운전과 해상시운전의 각 부하별 최고압력과 압축압력을 비교 조사한 내용이다. 낮은 부하에서는 최고압력과 압축압력이 30bar 내외의 ΔP (압축압력과 최고폭발압력의 차이 값)를 유지하며 상승하다가 연속최대출력 지점에서 ΔP 가 낮아지는 것을 볼 수 있다. 이는 낮은 부하에서는 V.I.T.가 작동하여 분사시기를 앞당겨 최고압력을 높이다가 연속최대출력의 약 85%(정격출력)지점에서 V.I.T. 인덱스가 낮아져 최고폭발압력이 일정하게 유지되는 것이다. 과급기관의 경우 압축된 공기는 실린더로 보내지고 또한 부하의 상승에 따라 압축압력 값도 증가한다. 따라서 기관의 압축압력과 최고폭발압력은 부하의 증가와 더불어 커지는 경향이 있다. 실제 연속최대출력의 약 85%(정격출력)지점에서 최고폭발압력을 계속 높이지 못하는 것은 연소실내 충격이 증가하여 주기관에 기계적인 손상을 일으키기 때문이다. 최고폭발압력과 압축압력과의 관계를 아래의 그림 3.10에 나타내었다.

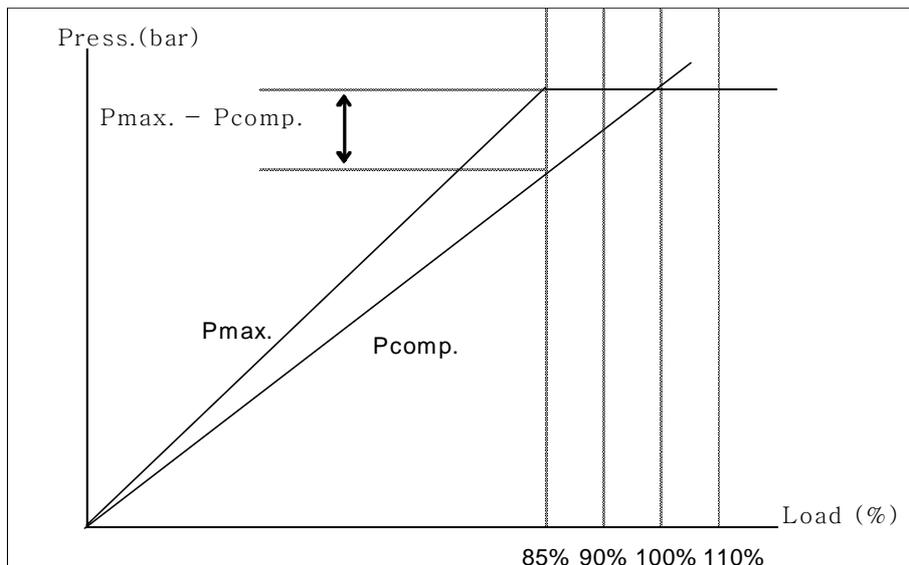


그림 3.10 최고폭발압력과 압축압력의 상관관계

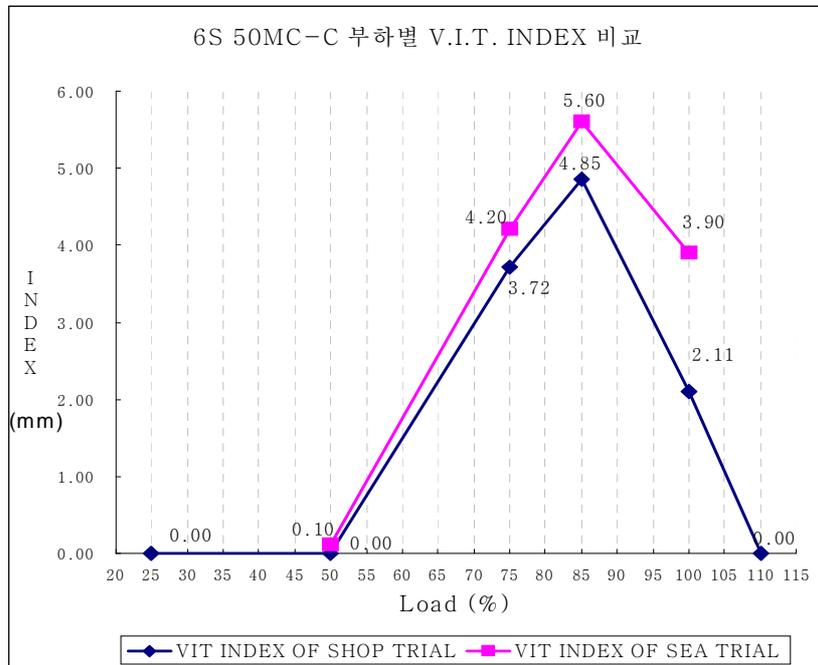
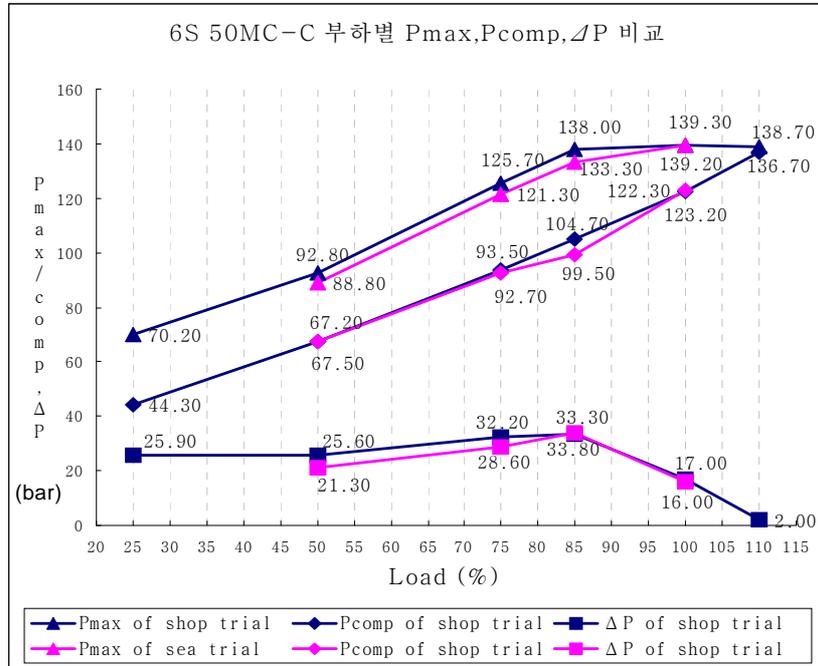


그림 3.11 45k 탱커선

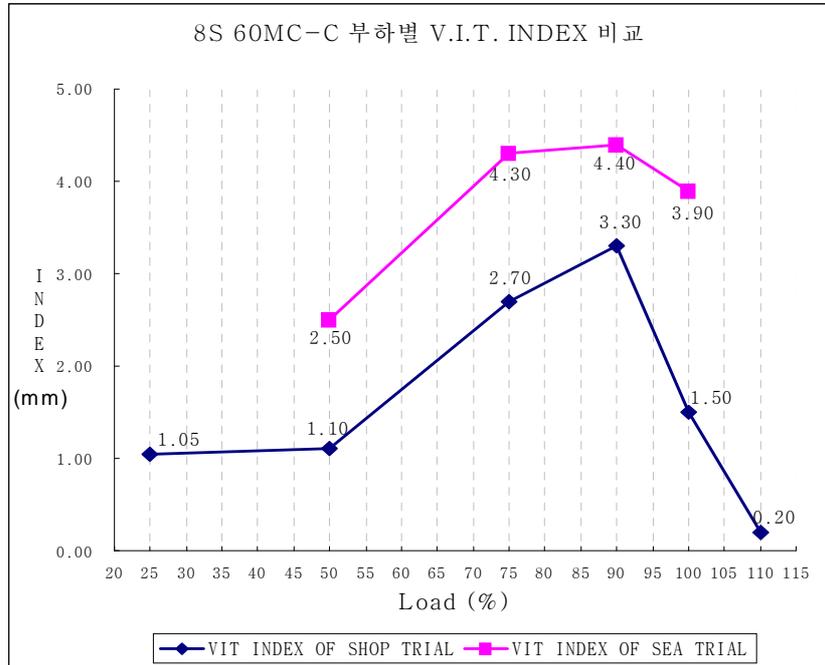
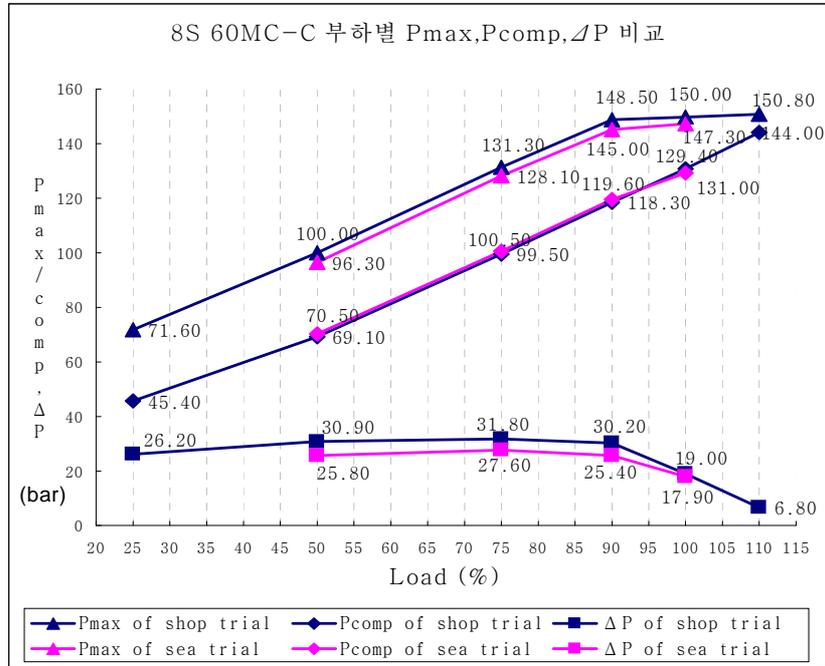


그림 3.12 1,700TEU 컨테이너선

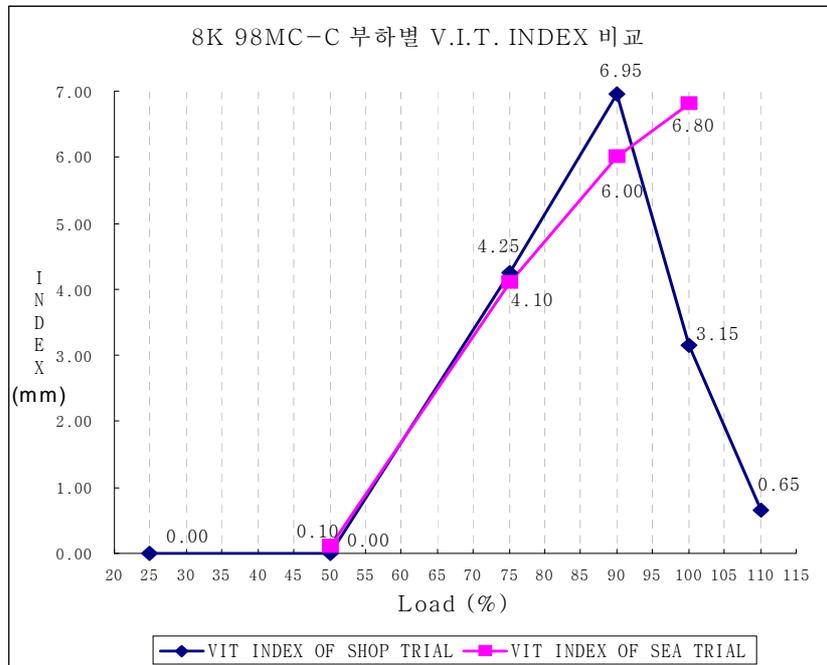
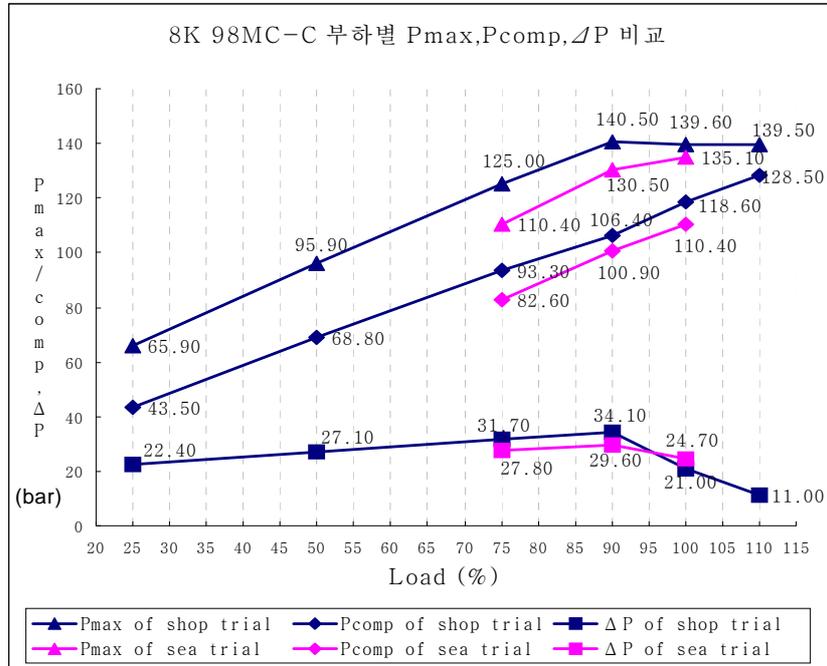


그림 3.13 4,000TEU 컨테이너선

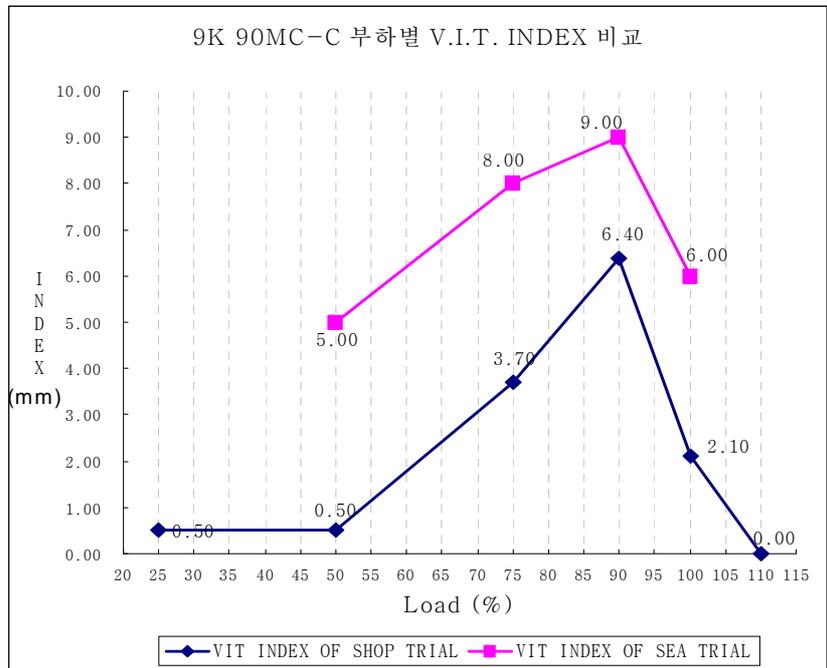
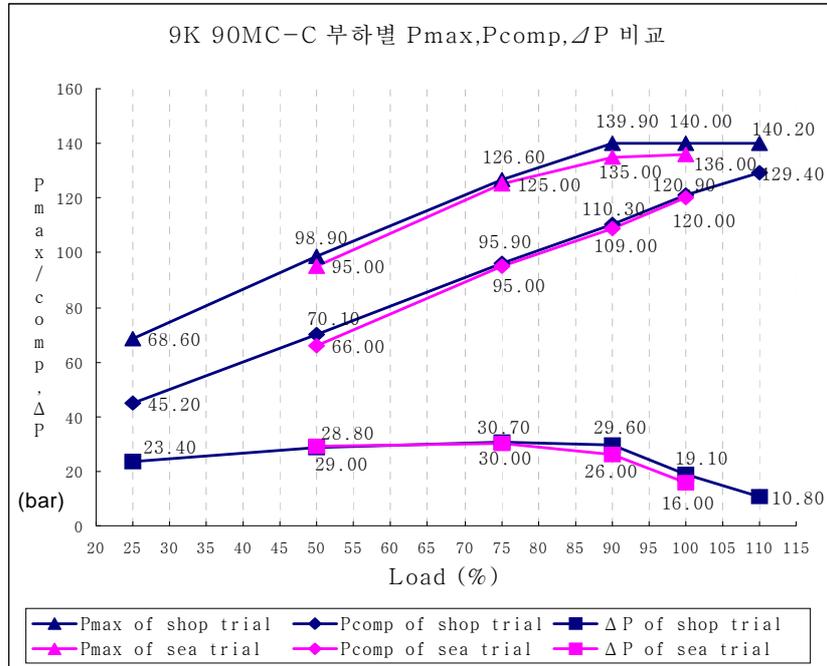


그림 3.14 5,000TEU 컨테이너선

3.4 배기가스온도와 소기온도

그림 3.15, 그림 3.16, 그림 3.17, 그림 3.18은 공장시운전과 해상시운전의 각 부하별 배기가스온도를 비교 조사한 내용이다. 50% 부하에서 과급기의 배기가스온도 차이가 가장 낮게 발생하는 것을 볼 수 있고, 85% 부하에서부터 과급기의 배기가스온도 차이가 점점 높아지는 것을 볼 수 있다. 출력을 높이기 위해서는 V.I.T. 인덱스를 조정하거나 압축압력을 높이는 방법이 있는데 전자는 연속최대출력의 85% 지점에서 기계적인 강도 문제 등의 이유로 더 높게 조정할 수 없는 한계를 가지고 있기 때문에 연속최대출력의 85% 지점부터는 최대폭발압력을 일정하게 유지시킨다. 그림에서 연속최대출력의 85%부터 100%까지 과급기의 터빈입구와 출구온도 차이가 높게 나타나는 것은 배기가스의 높은 열낙차에 의해 터빈회전수는 상승하고 이는 실린더내로 과급을 증가시켜 소기압력을 상승시킨다. 높아진 소기압력은 압축압력을 증가시켜 출력을 증가시키는 것이다.

그림 3.17과 그림 3.18에서는 특이하게 해상시운전보다 출력이 상대적으로 높은 공장시운전에서 배기가스온도가 더 낮은 것을 볼 수 있다. 이는 그림 3.19, 그림 3.20, 그림 3.21, 그림 3.22에서 소기온도를 살펴보면, 그림 3.21과 그림 3.22에서 해상시운전의 소기온도가 공장시운전 보다 더 높은 것을 볼 수 있다. 이는 5월에 공장시운전을 실시하고 8월에 해상시운전을 실시한 4,000TEU와 5,000TEU 컨테이너선의 경우 하절기의 영향으로 소기온도가 상승하여 배기가스온도가 상승하였고, 45k 탱커선과 1,700TEU 컨테이너선은 10월, 11월에 공장시운전을 실시하고 2월에 해상시운전을 실시하여 대기온도의 영향을 크게 받지 않았다. 소기온도의 차이는 계절의 영향을 많이 받는데 공장시운전일정과 해상시운전일정의 차이가 많이 나거나 하절기에 해상시운전을 실시할 때 이러한 현상을 예상할 수 있다.

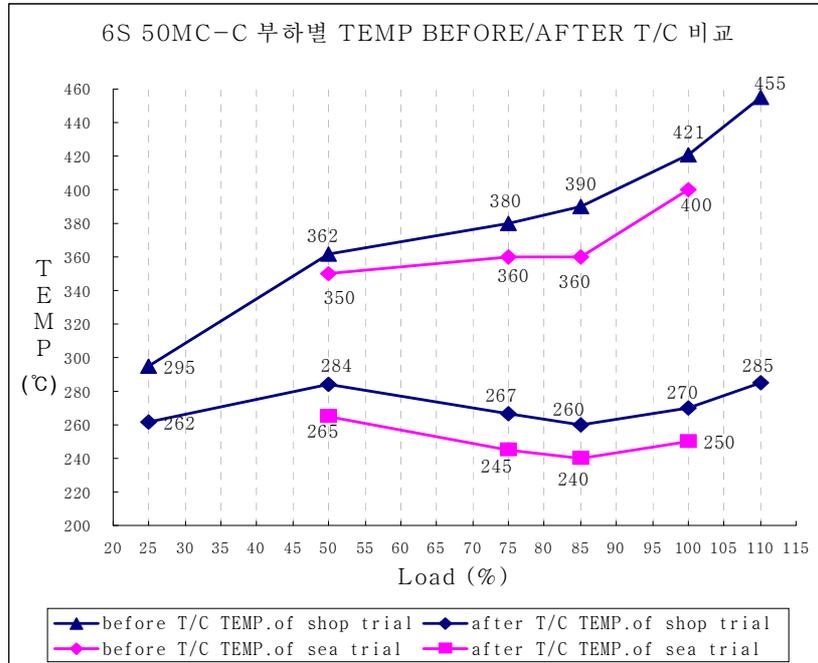


그림 3.15 45k 탱커선

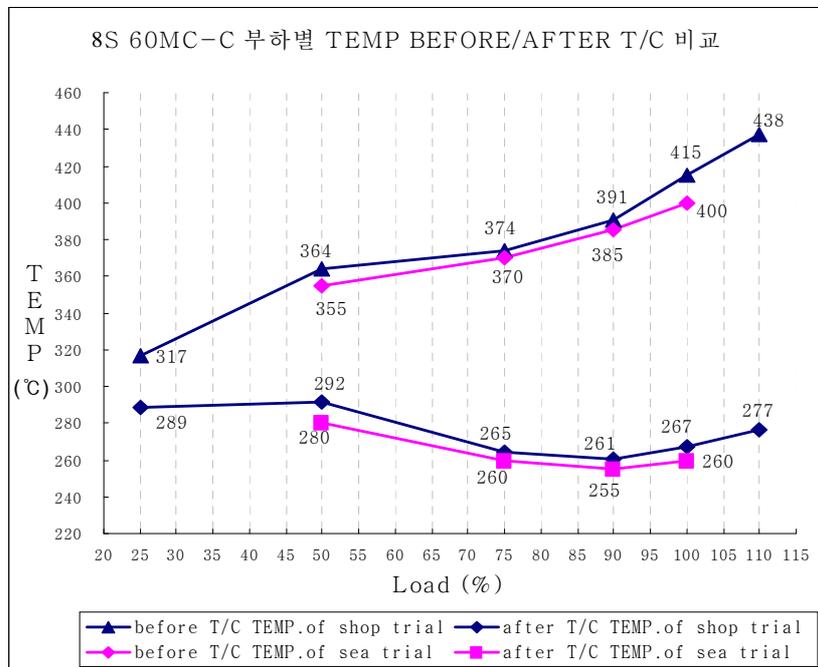


그림 3.16 1,700TEU 컨테이너선

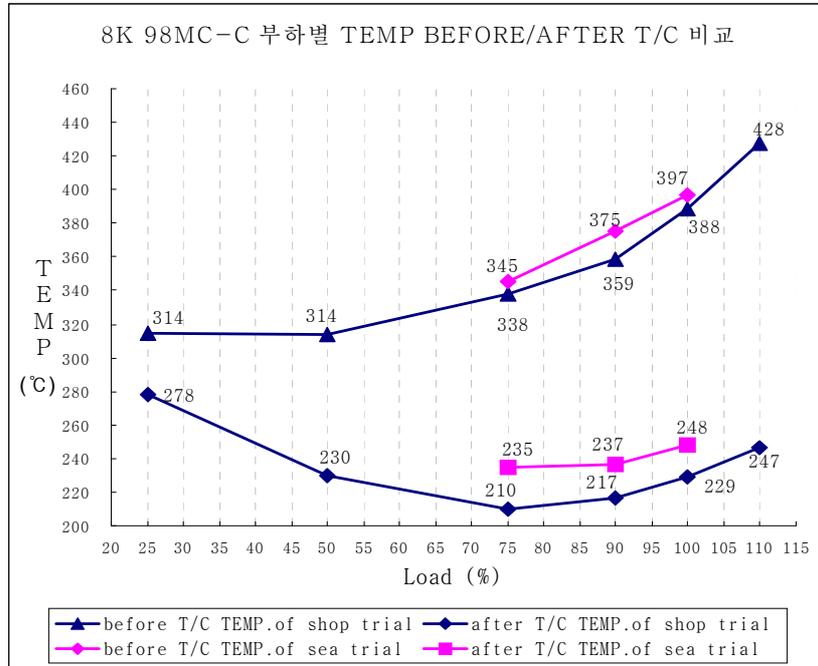


그림 3.17 4,000TEU 컨테이너선

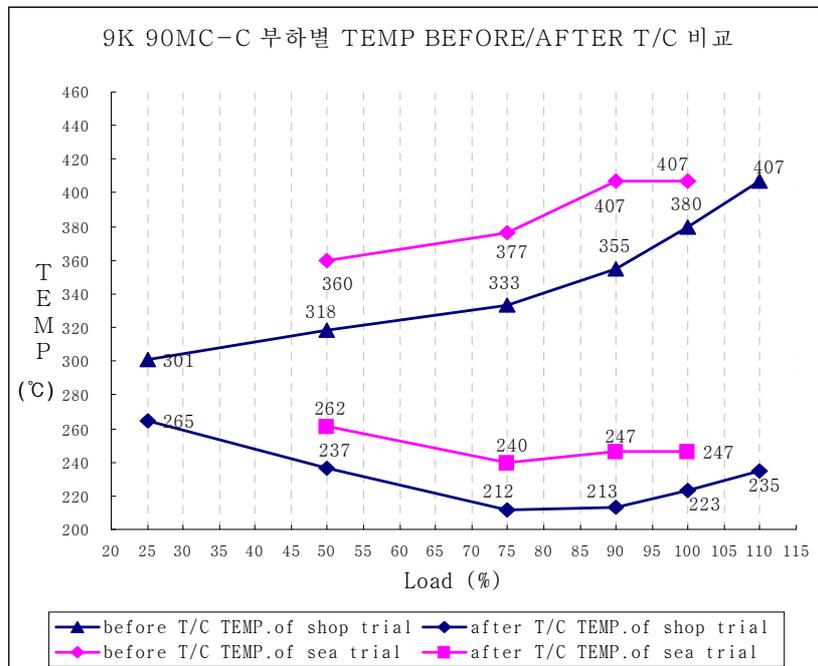


그림 3.18 5,000TEU 컨테이너선

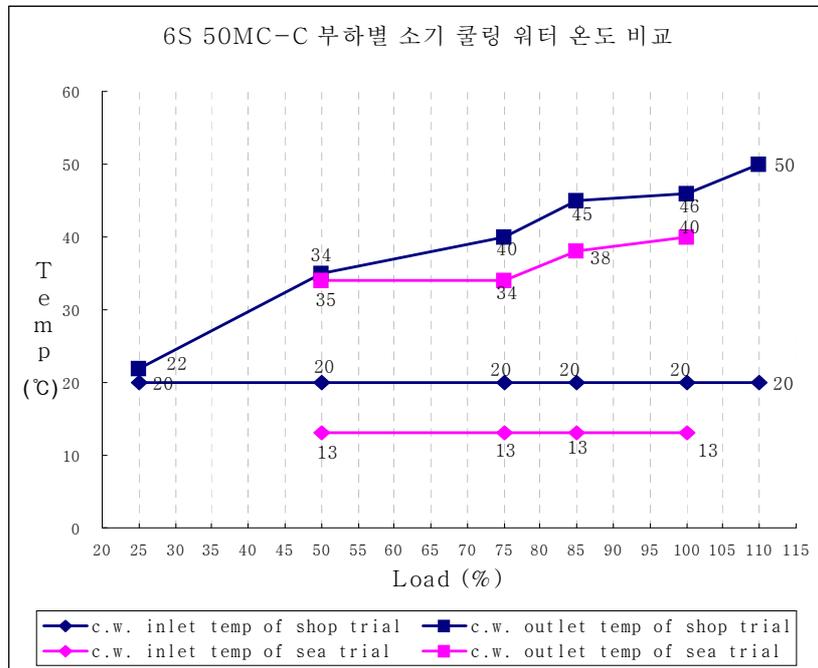
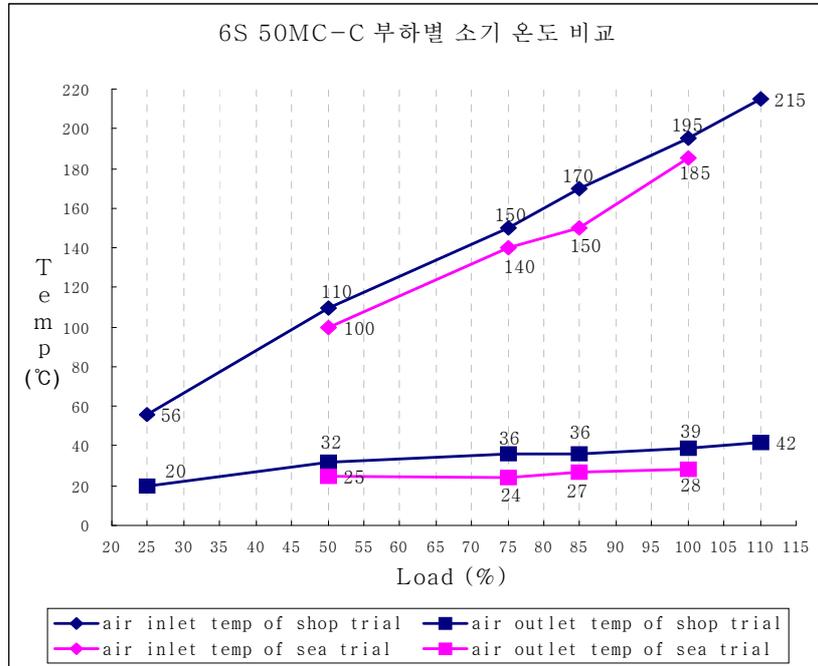


그림 3.19 45k 탱커선

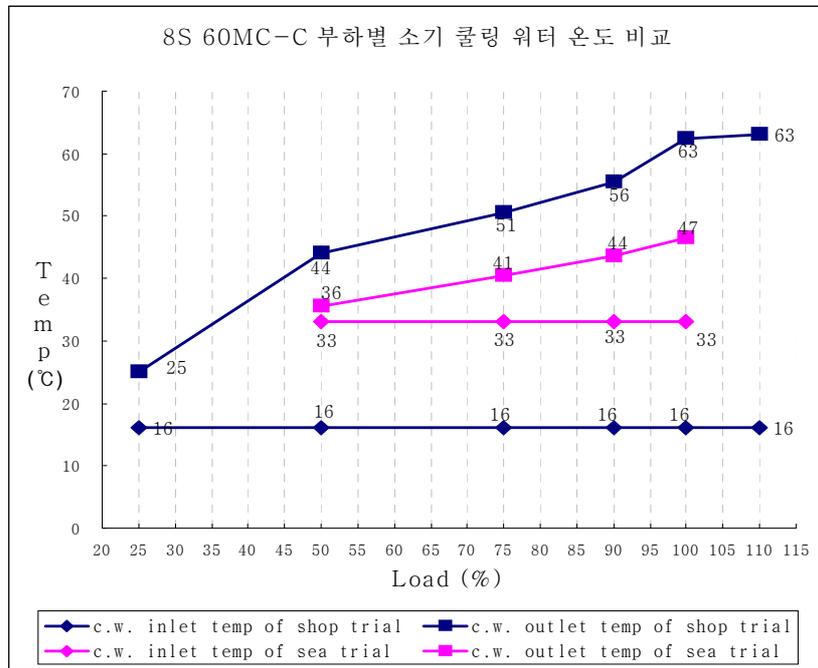
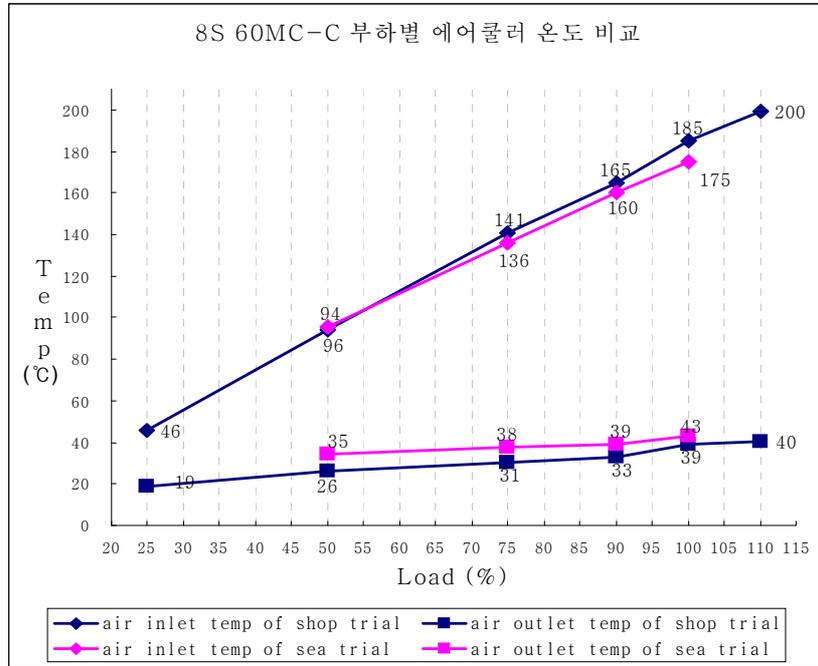


그림 3.20 1,700TEU 컨테이너선

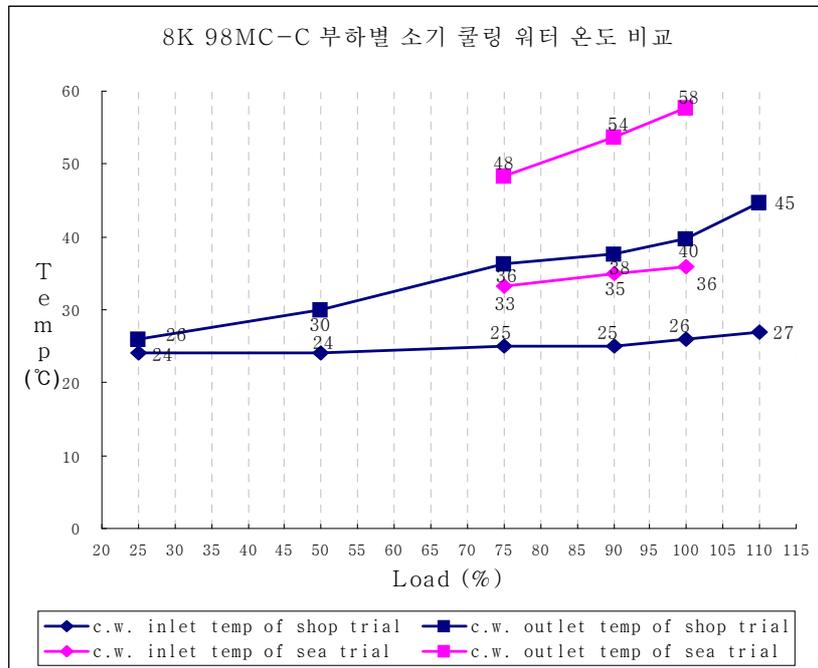
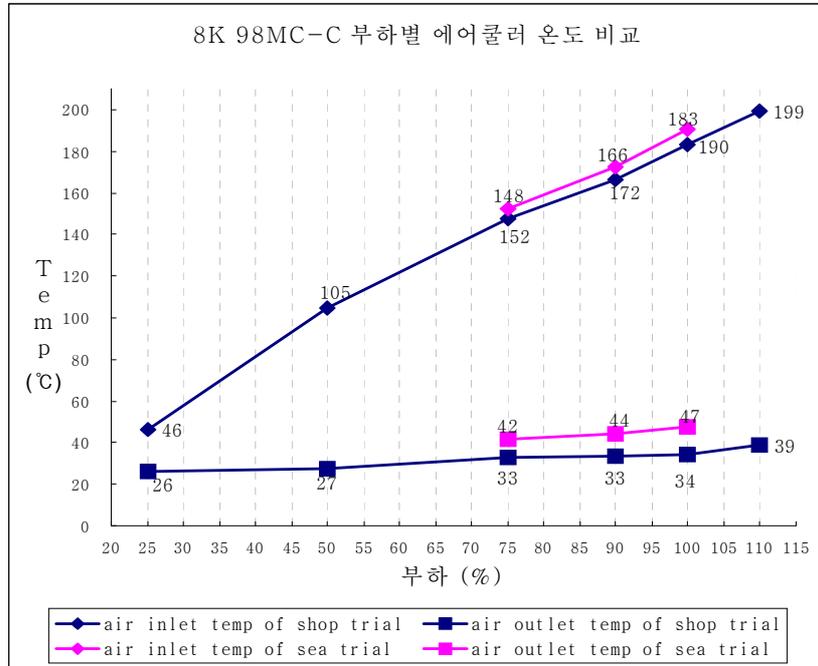


그림 3.21 4,000TEU 컨테이너선

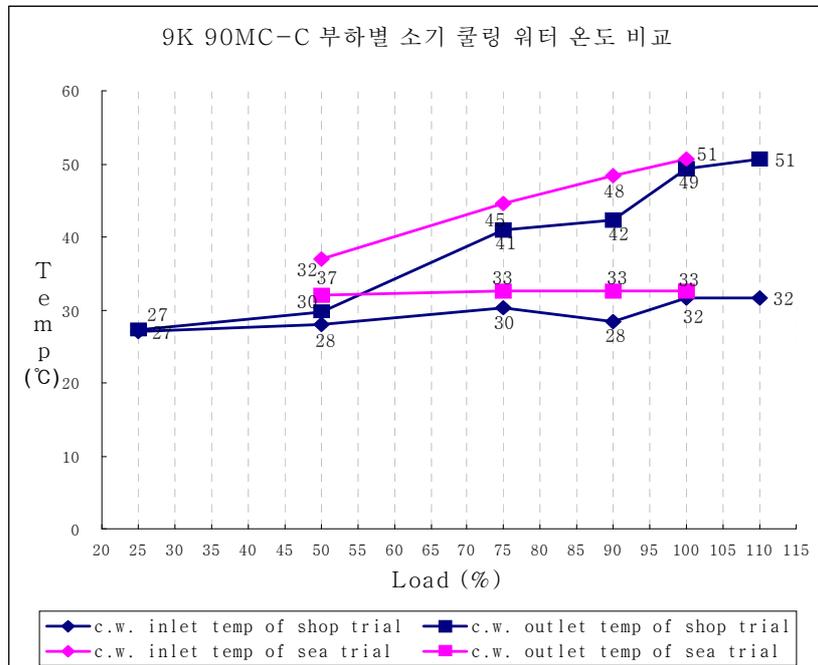
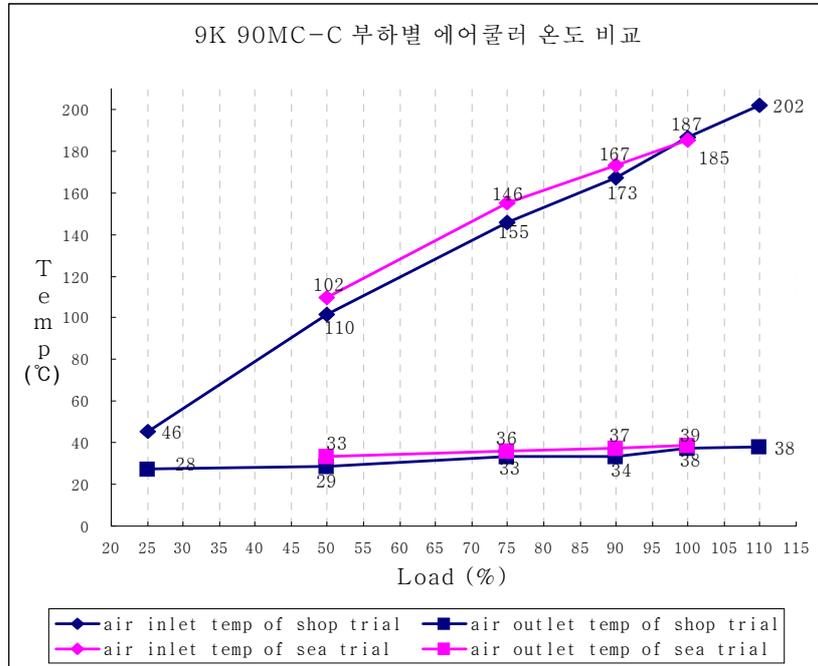


그림 3.22 5,000TEU 컨테이너선

3.5 연료소비율

그림 3.23에서 연료소비율을 보면, 45k 탱커선의 연료소비율이 약 3.3% 정도 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. 일반적으로 소형 탱커선은 축의 길이가 짧기 때문에 본선에 축마력계를 설치하지 않는 경우가 생긴다. 그래서 조선소에서는 자체적으로 축마력계를 설치하여 축마력을 계측하고, 연료소비율을 계산한다. 그림 3.23에서 조선소의 축마력계만 설치된 탱커선의 경우 연료소비율이 높게 나타나는 것은 신뢰성이 높은 상용화된 축마력계보다 조선소에서 설치하는 축마력계에서 오차가 높게 나타남을 예측할 수 있다. 대형 컨테이너선의 경우 축의 길이가 길기 때문에 대부분 축마력계를 설치한다. 설치된 축마력계의 정확도를 점검하기 위해 조선소의 축마력계를 추가로 설치하여 시운전을 실시하는데 조선소의 축마력계에 의해 계측된 마력과 본선 축마력계에 의해 계측된 마력의 차이가 크게 나타나 제3의 축마력계를 설치하여 비교하는 경우도 발생한다. 대부분의 선주는 본선에 설치된 축마력계를 신뢰하고 그 축마력에 의해 연료소비율이 계산할 것을 요구한다. 그림 3.23에서 본선 축마력계와 조선소에서 자체적으로 설치한 축마력계를 비교하여 정확한 축마력을 적용한 1,700TEU 컨테이너선과 5,000TEU 컨테이너선의 연료소비율은 공장시운전과 비슷하게 나타나고 있음을 볼 수 있다.

그림 3.23에서 해상시운전의 연료소비율은 ISO기준으로 보정을 하지 않은 것을 알 수 있다. 계약조건에는 ISO기준으로 보정된 연료소비율을 선주사에 제출하는 것으로 명시되어있다. ISO기준으로 보정된 연료소비율은 공장시운전에서 계측 보정하여 선주사와의 계약조건 만족여부를 판단하고 있으며 해상시운전에서의 연료소비율 계측은 ISO기준으로 보정 없이 실제 선박을 운항할 때 연료가 얼마나 소비되지를 비교하기 위해 참고자료로 선주사에 공급하게 된다. 선박 운항요원들도 선박이 운항될 때 연료소비율을 ISO기준으로 보정하여 비교하지 않으므로 초기운전 시 실제 계측된 연료소비율을 요구하는 것이다. 연료소비율의 ISO기준으로 보정하는 공식은 다음과 같다.

$$S.F.O.C_{iso-corr.} (g/h \cdot bhp) = \frac{C_o \times LCV}{10,200} \times \left\{ 1 - \left[\frac{(T_{blow-inlet} - 25)}{10} \times \frac{(T_{a/c-inlet} - 25)}{10} \right] \right\}$$

C_o : 해당기간동안의 연료소모량 (g) LCV : 저위발열량 (kcal/kg)

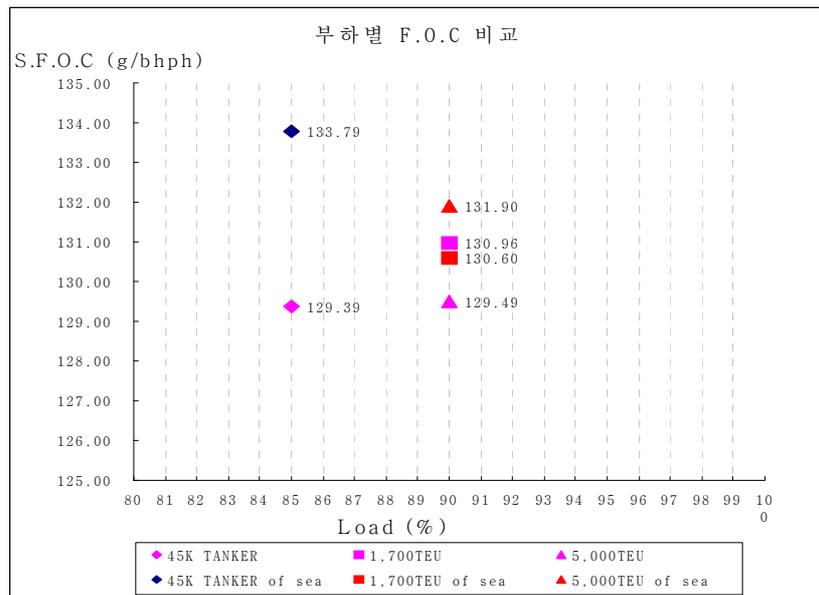


그림 3.23 연료소비율 비교

제 4 장 운항 선박의 성능 변화 분석^[14]

실제 운항선박에서 매항차 5년간 측정된 주기관 성능 자료를 바탕으로 프로펠러 회전수 마진, 정미평균유효압력, 배기가스 온도, 최고폭발압력, 압축압력, V.I.T. 인덱스, 과급기회전수, 소기압력, 과급기 터빈 입·출구 온도차, 에어쿨러 냉각성능, 실린더오일 소비율의 경향을 분석하여 구성하였다.

4.1 프로펠러 회전수^[13]

그림 4.1은 운전시간에 따른 프로펠러 회전수 마진 변화 추이를 나타내고 있다. 선박 A의 경우 초기 운전시간(해상시운전)에서 약 3.4%, 선박B의 경우 약 4%의 프로펠러 마진을 가지고 건조된 것을 볼 수 있다. 마진을 가지고 설계된 프로펠러의 회전수는 운전시간이 지남에 따라 하향 곡선을 그리고 있다. 이는 선체나 프로펠러의 오손으로 인해 동일 출력에서 프로펠러의 회전수가 낮게 나타나는 것이며, 신조 당시의 프로펠러 회전수를 맞추기 위해서는 더 높은 출력이 필요한 것이다. 프로펠러 회전수 마진이 점점 하향될수록 주기관의 부하는 더욱 높아져가고 이에 연료소비율은 차츰 증가될 것이다. 이 때문에 선박운항 2년을 기준으로 선저검사를 실시하여 선체 및 프로펠러오손 정도를 파악하여 입거 여부를 판단하고 운항에 큰 영향을 미치지 않는 한 5년(운전시간 : 30,000h)을 기준으로 정기 입거를 실시하였지만, 최근 평균적으로 2.5년(운전시간 : 15,000h)이 지나면 프로펠러 회전수 마진의 하락에 의해 기관의 연료소비율 증가가 높아지기 때문에 정기 입거일을 앞당기고 있는 추세이다.

프로펠러 회전수 마진(%)을 구하는 공식은 다음과 같다.

$$\text{프로펠러 마진 (\%)} = \frac{n_{meas.}}{n_{mcr.}} \times 100 - \left(\frac{BHP_{iso}}{P_{mcr.}} \times 100 \times 10000 \right)^{1/3}$$

$$BHP_{iso} = \frac{Be_{iso}}{\frac{24 \times 10^6}{S.F.O.C_{iso}}}$$

$n_{meas.}$ (rpm) : 계측된 회전수 $n_{mcr.}$ (rpm) : 연속최대출력에서의 회전수

Be_{iso} (ton/day) : 하루 동안 소비한 연료량.

그림 4.1에서 돌출되게 마진이 하락한 것은 기상의 영향, 저수심 항해 등 마력을 계측하는 조건의 차이 때문에 나타나는 것이다.

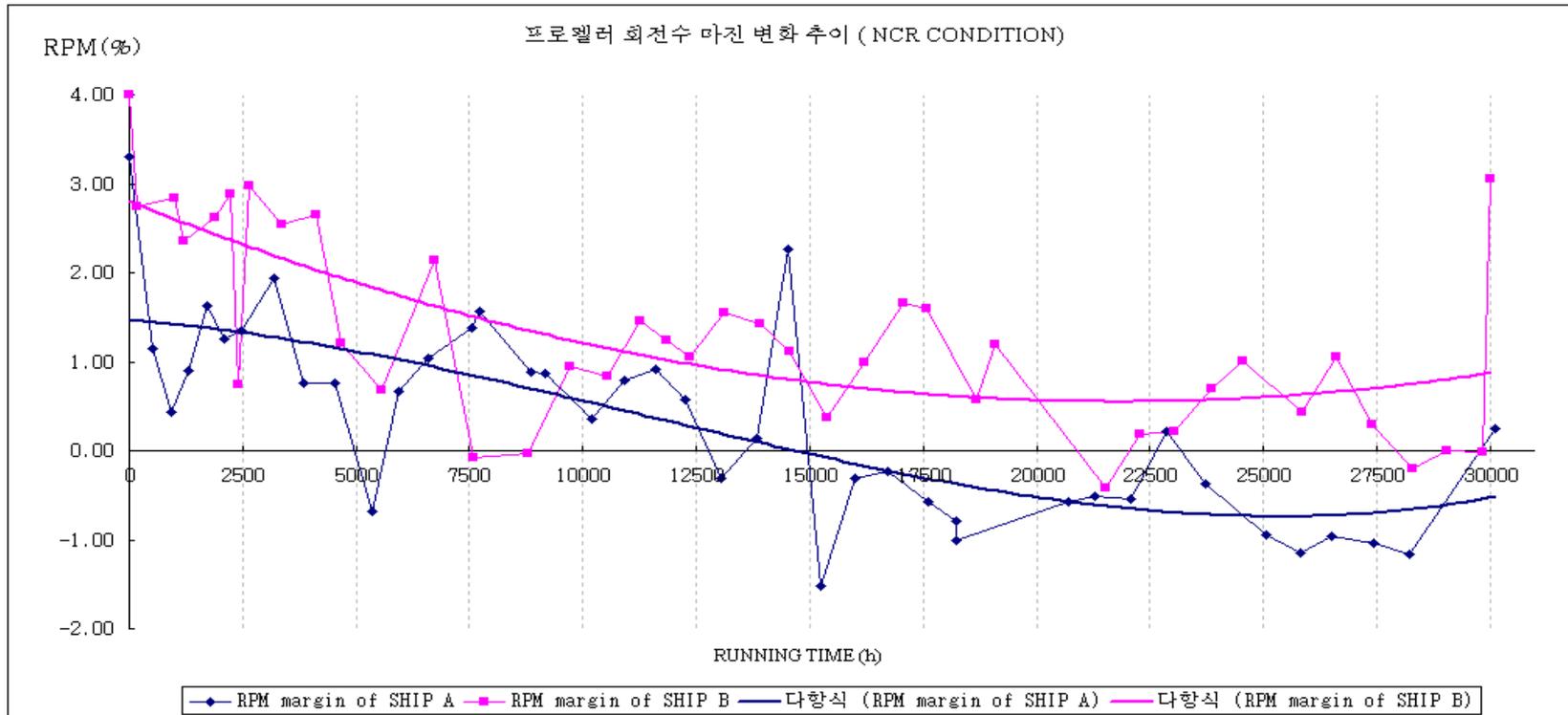


그림 4.1 프로펠러 회전수 마진 경향(1year ≍ 6,000h)

4.2 정미평균유효압력과 배기가스온도

그림 4.2에서 운전시간경과에 따른 정미평균유효압력 변화 추이를 살펴보면, 선박 A와 선박 B는 시간경과에 따라 정미평균유효압력이 상승하는 것을 볼 수 있고, 그림 4.3을 살펴보면 시간의 경과에 따라 배기가스 온도가 상승하는 것을 볼 수 있다. 정미평균유효압력의 상승은 프로펠러 회전수 마진이 감소하는 것과 관련하여 운항시간의 경과에 따라 무거워진 선박을 일정한 속력으로 운항할 수 있도록 증가된 부하만큼 주기관의 출력을 증가시켜야 하기 때문에 발생된다.

정미평균유효압력은 기관의 강도와 그 밖의 이유 때문에 연속최대출력에 상당하는 값을 넘겨서는 안된다. 이처럼 정미평균유효압력 100%의 곡선을 따라 회전수가 내려간 채로 지속적으로 운전된다면 피스톤 크라운의 온도나 실린더 라이너의 온도가 상승하여 피스톤링의 부러짐, 고열에 의한 고착, 라이너의 균열, 이상마모 등 주기관에 심한 손상을 입히게 된다.

정미평균유효압력 상승에 의한 연소실 온도상승은 배기가스 온도상승으로 이어진다. 배기가스 온도상승은 연료분사량에 비례하고, 또 실린더 내에 공급되는 공기량에 반비례한다. 정미평균유효압력이 일정하면 분사되는 연료의 양은 거의 일정하므로, 연소가스의 온도는 실린더 내에 공급되는 공기량에 따라 정해지는데, 회전수가 내려가면 터보차저 소기의 공급압력이 내려가서 실린더 내에 공급되는 공기량이 줄어들고, 따라서 실린더내로 공급되는 공기량이 감소하므로 연소가스온도가 상승하게 된다. 출력이 내려갔을 때에는 과급도가 높은 기관일수록 과급압력의 저하가 심하기 때문에 회전수저하의 영향을 받기 쉽다. 그리고 실린더 윤활유는 그 주기관의 회전수에 비례하여 윤활 공급 장치에 의해 공급되어 지는데, 회전수가 감소되므로 윤활유 공급이 감소되어 라이너와 피스톤링의 윤활이 원활하지 못하여 마모가 심하게 되는 것이다.

정미평균유효압력을 구하는 공식은 다음과 같고, 배기온도 상승의 원인과 진단은 표 4.1에서 살펴 볼 수 있다.

$$P_{me} (bar) = \frac{BHP_{iso}}{n_{cyl.} \times n_{meas.} \times k_{cyl.}}$$

$n_{cyl.}$: 실린더수, $n_{meas.}$: 회전수, $k_{cyl.}$: 실린더정수

표 4.1 배기가스 온도 상승의 원인과 진단^[9]

원인	진단
a. 연료 분사 장치: - 누설이나 연료 밸브의 작동 불량 (스핀들, 시트의 손상) - 연료 펌프의 마모 마모정도가 심하면 원인을 찾아 내어 수리를 해야한다. 주의 : 연료유의 청정이 충분하지 못하면 연료 밸브가 손상되며, 연료 펌프가 마모된다.	각 실린더에 이러한 이상이 발생하면 아래의 항목들을 비교해 본다 : - 연료 펌프 인덱스 - 인디케이터 선도 및 P-V선도 연료 밸브들을 점검한다. - 육안으로 점검 - 압력 시험에 의한 점검
b. 실린더 상태: - 블로우 바이, 피스톤 링 - 배기 밸브의 누설	각 실린더에 이러한 이상이 발견되면 - 인디케이터선도 및 수인선도의 압축 압력을 비교한다. - 주기관을 정지하고 있는 동안에 소기공을 통해서 검사한다.
c. 공기 냉각기 : - 공기측의 오손 - 냉각수측의 오손	냉각 용량을 점검한다.
d. 기상 조건 - 극도로 나쁜 상태	냉각수와 기관실의 온도를 점검한다. 배기온도를 기준조건으로 보정한다.
e. 과급기 : - 터빈측의 오손 - 콤푼터측의 오손	과급기의 개요도를 사용하여 원인을 진단한다.
f. 연료유 : - 종류 - 품질	중유를 사용하면, 배기온도가 디젤유를 사용할 때 보다 약 15도 정도 올라간다. 연소 특성이 좋지 않은 연료유를 사용하면 Texh.가 증가하고 Pmax.가 떨어진다.

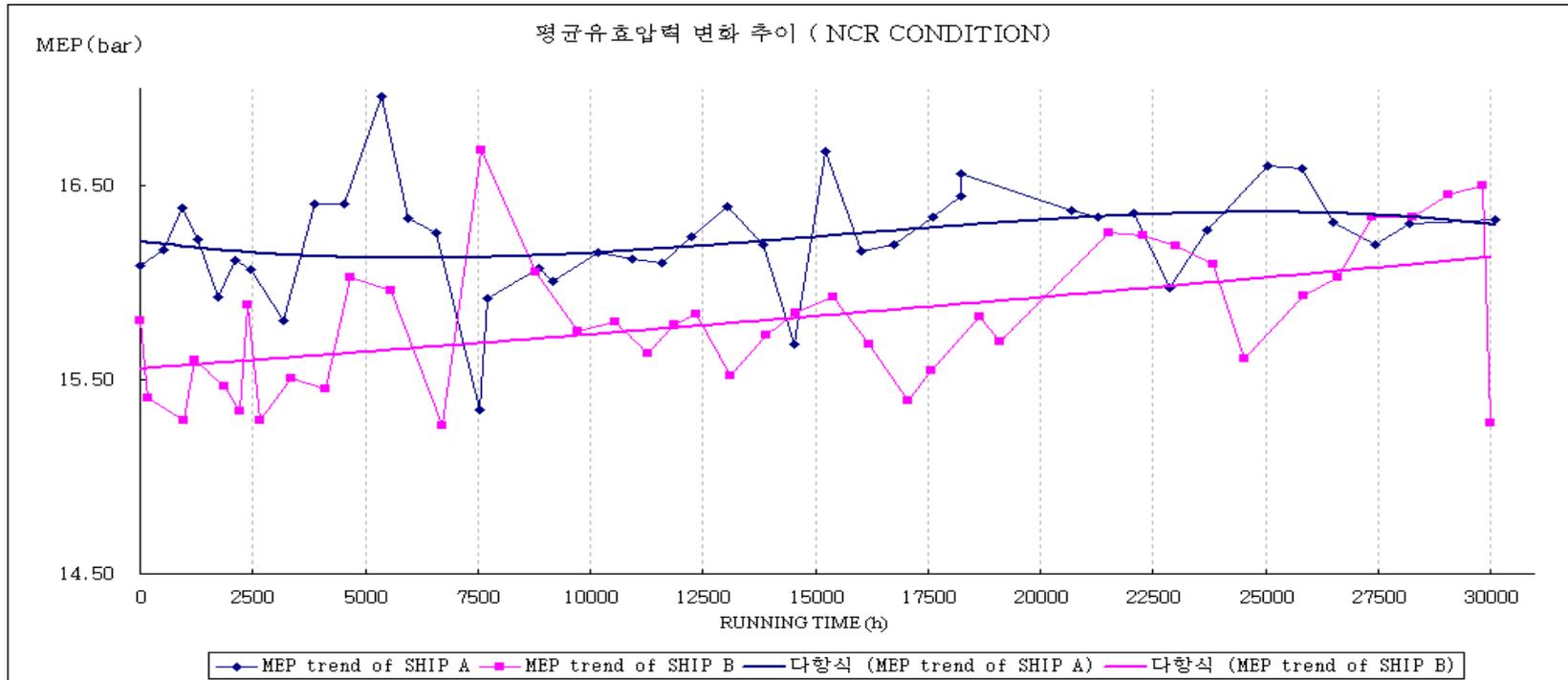


그림 4.2 정미평균유효압력 경향

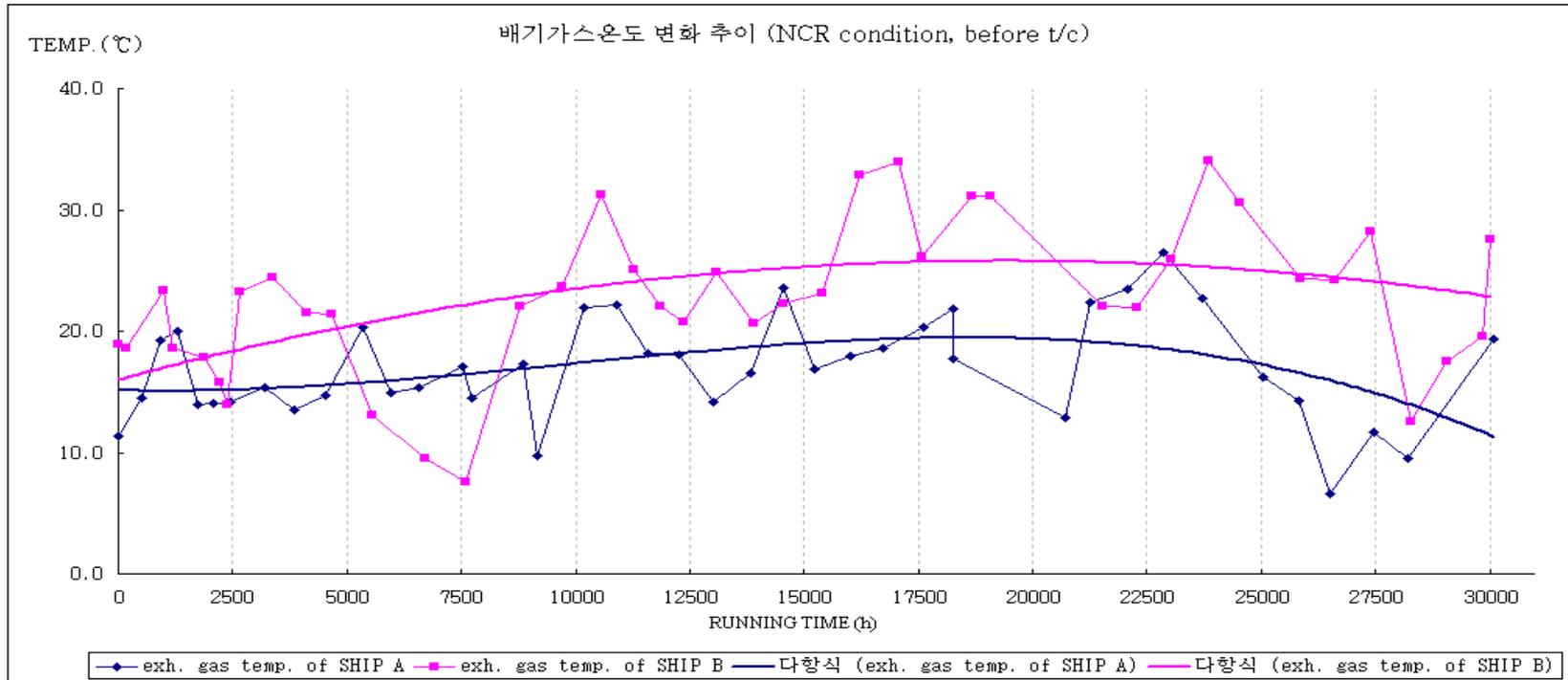


그림 4.3 배기가스온도 경향

4.3 최고폭발압력과 압축압력

그림 4.4, 그림 4.5를 보면, 운전시간이 지남에 따라 최고폭발압력이 상승하는 것을 볼 수 있다. 앞서 살펴본 바와 같이 선체의 오손에 의해 주기관 부하가 상승하기 때문이다. 최고폭발압력의 상승은 약 3bar 정도까지 상승하는 것을 볼 수 있고, 최고폭발압력이 더 이상 증가하지 않는 것은 정미평균유효압력이 연속최대출력에 상당하는 값을 초과하여서는 안 되기 때문이다. 즉 부하 상승의 원인을 해결하여 최고폭발압력을 낮추어 운전해야한다. 운전 30,000h 지점에서 입거 후 최고폭발압력이 하락하는 추세를 보이고 있다.

각 그림의 Performance curve는 공장시운전에서 계측된 연속최대출력의 95%와 연속최대출력의 80%에 상당하는 최고폭발압력, 압축압력을 가지고 운항선의 주기관 부하에 상당하는 최고폭발압력과 압축압력을 예상하여 곡선으로 표현한 것이다. 압축압력의 Performance curve 식을 예로 살펴보면 아래와 같다.

$$P_{comp-perf.} = \frac{(P_{comp.1} - P_{comp.2})}{(PS_1 - PS_2)} \times PS_3 + P_{comp.1} - \frac{(P_{comp.1} - P_{comp.2})}{(PS_1 - PS_2)} \times PS_1$$

$P_{comp-perf.}$: PS_3 에 예상되는 압축압력, PS_3 : 운항선에서 계측된 부하

PS_1 : 공장시운전 95%부하, PS_2 : 공장시운전 80%부하,

$P_{com.1}$: 공장시운전 95%부하에서의 ISO기준으로 보정된 압축압력,

$P_{com.2}$: 공장시운전 80%부하에서의 ISO기준으로 보정된 압축압력

그림 4.6, 그림 4.7에서 주기관 운전시간에 따른 최고폭발압력과 압축압력 차이(ΔP)를 살펴보면, 운전초기 급격한 압축압력의 감소와 최고폭발압력의 감소에 따라 ΔP 가 감소하지만 운전시간이 지나면서 부하에 의한 압축압력상승으로 ΔP 가 증가한 것을 보여준다. 그림 4.7에서 최고폭발압력이 갑자기 증가한 것은 성능값을 계측할 때 해상상태의 변화에 의한 것으로 추정된다.

그림 4.8, 그림 4.9에서 주기관 운전시간에 따른 압축압력 변화 추이를 살펴보면, 압축압력이 초기에 낮아졌다가 다시 높아지는 것을 볼 수 있다. 운전 초기에는 시간이 지날수록 피스톤링의 마모와 실린더 라이너의 마모 등 기계적인 손상에 의해 압축압력이 저하되어야 하나 운전 초기 급격한 압력저하 시기를 지나면 선체 노후에 따른 부하의 증가에 의해 압축압력이 높아지는 것으로 볼 수 있다. 동일 시간대의 최고폭발압력이 상승하는 것을 보면 더욱 정확히 판단할 수 있다. 압축압력의 상승은 과급압력에 비례하며, 관계식은 다음과 같다.

$$P_c = P_b \epsilon^k$$

다만, ϵ : 압축비, κ : 단열지수(≒1.39), P_a, P_b : 절대압력.

그림 4.10은 주기관 운전시간에 따른 압축압력저하 변화 추이를 보여준다. 압축압력저하는 공장시운전 시 압축비를 이용하여 운항선에서 계측된 소기압으로 압축압력을 추측한 값과 실제 계측된 압축압력의 차를 의미한다. 압축압력저하가 운전 시간이 지날수록 낮아지는 것을 볼 수 있고 운전 초기 압축압력저하가 높게 발생하는 것을 볼 수 있는데 이는 운전 초기 피스톤링의 마모와 실린더의 마모에 의한 길들이기 운전 때문이다. 피스톤링은 피스톤과 실린더 라이너 사이의 간극을 통하여 누설되는 연소 가스를 밀봉시켜 주며, 피스톤링의 위쪽에서 가스압력이 가해지면 실린더 벽쪽으로 링을 밀착 시켜 밀봉하는 역할을 한다. 피스톤링과 실린더라이너 상태가 길들여지지 않은 신조상태에서는 초기에 많은 양의 마모가 공통적으로 일어나지만 실린더라이너의 경우에는 시동 후 운전 300h부터 마모의 진행이 다소 안정되는 한계점을 가지고 있다. **그림 4.10**에서 주기관 운전 8,000h에 피스톤 링을 교체한 후 압축압력의 저하가 낮게 나타나는 것은 실린더라이너 교체없이 피스톤링 교체만으로 충분히 효과를 얻을 수 있다는 것을 보여준다.

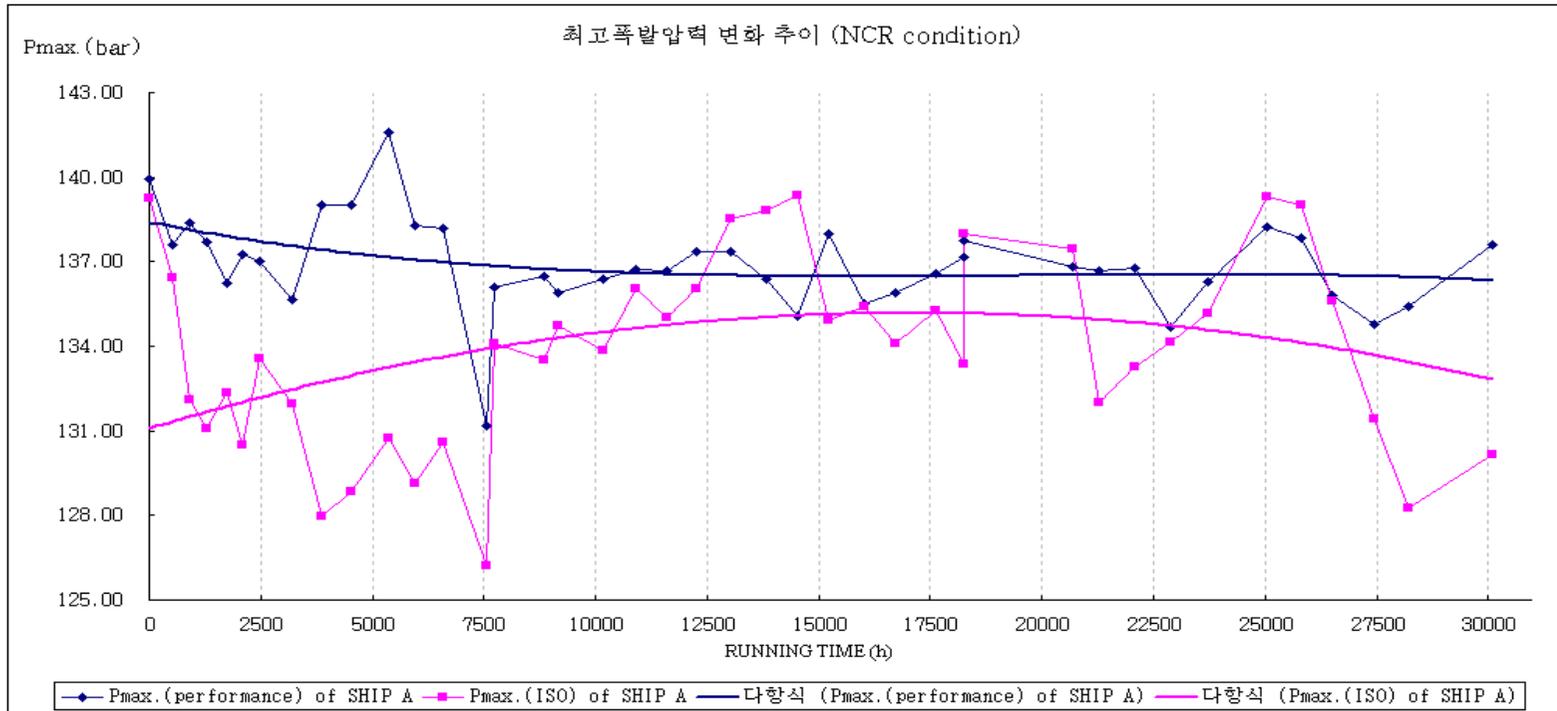


그림 4.4 최고폭발압력 경향 (선박 A)

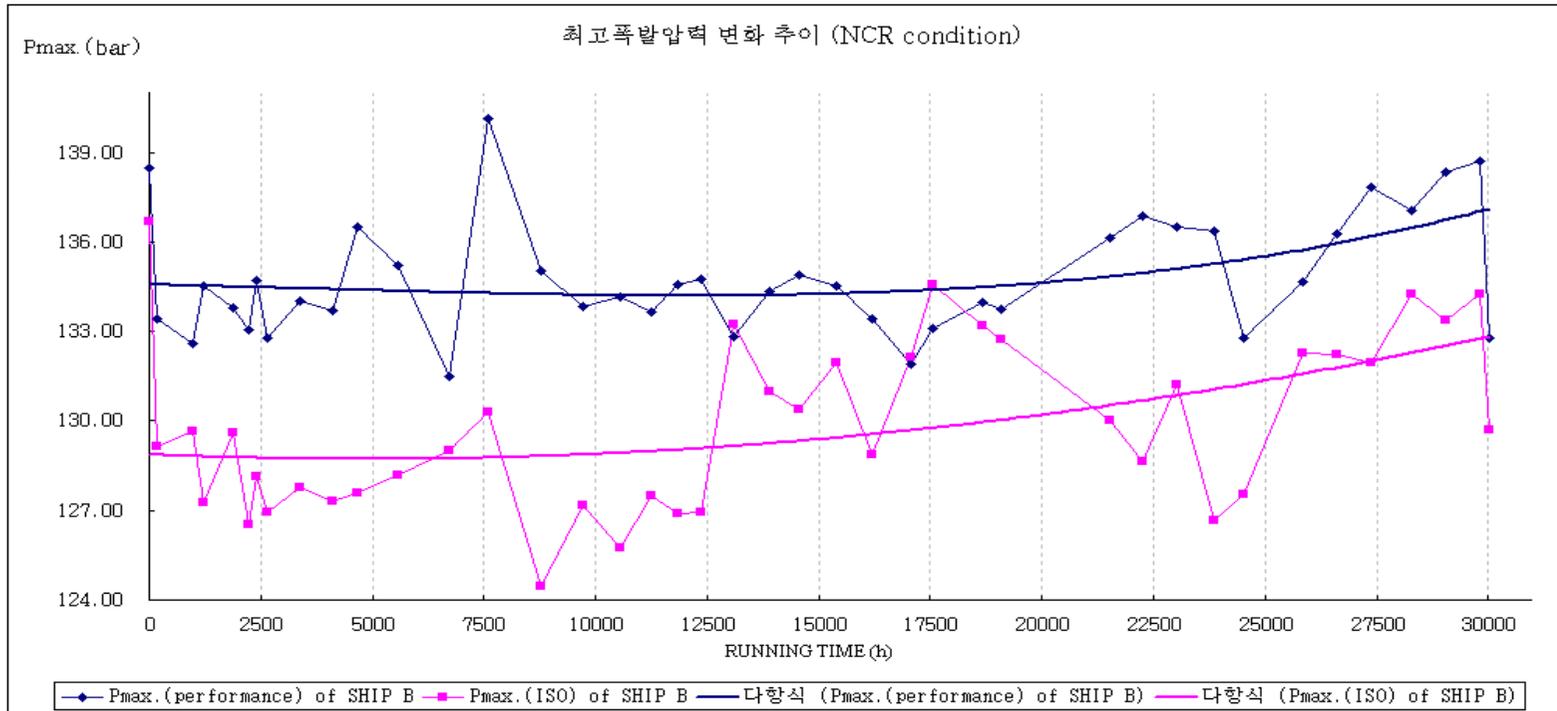


그림 4.5 최고폭발압력 경향 (선박 B)

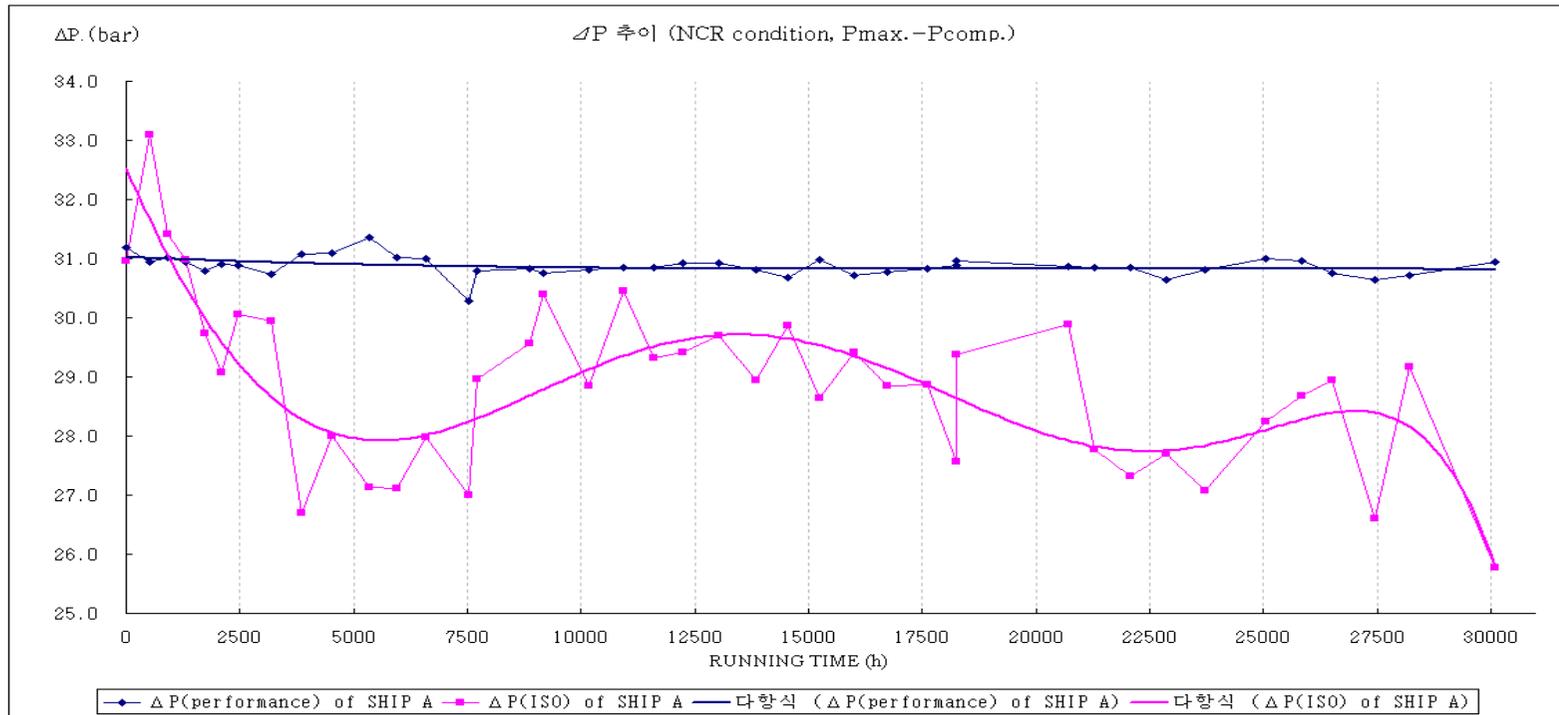


그림 4.6 최고폭발압력과 압축압력 차이 (선박 A)

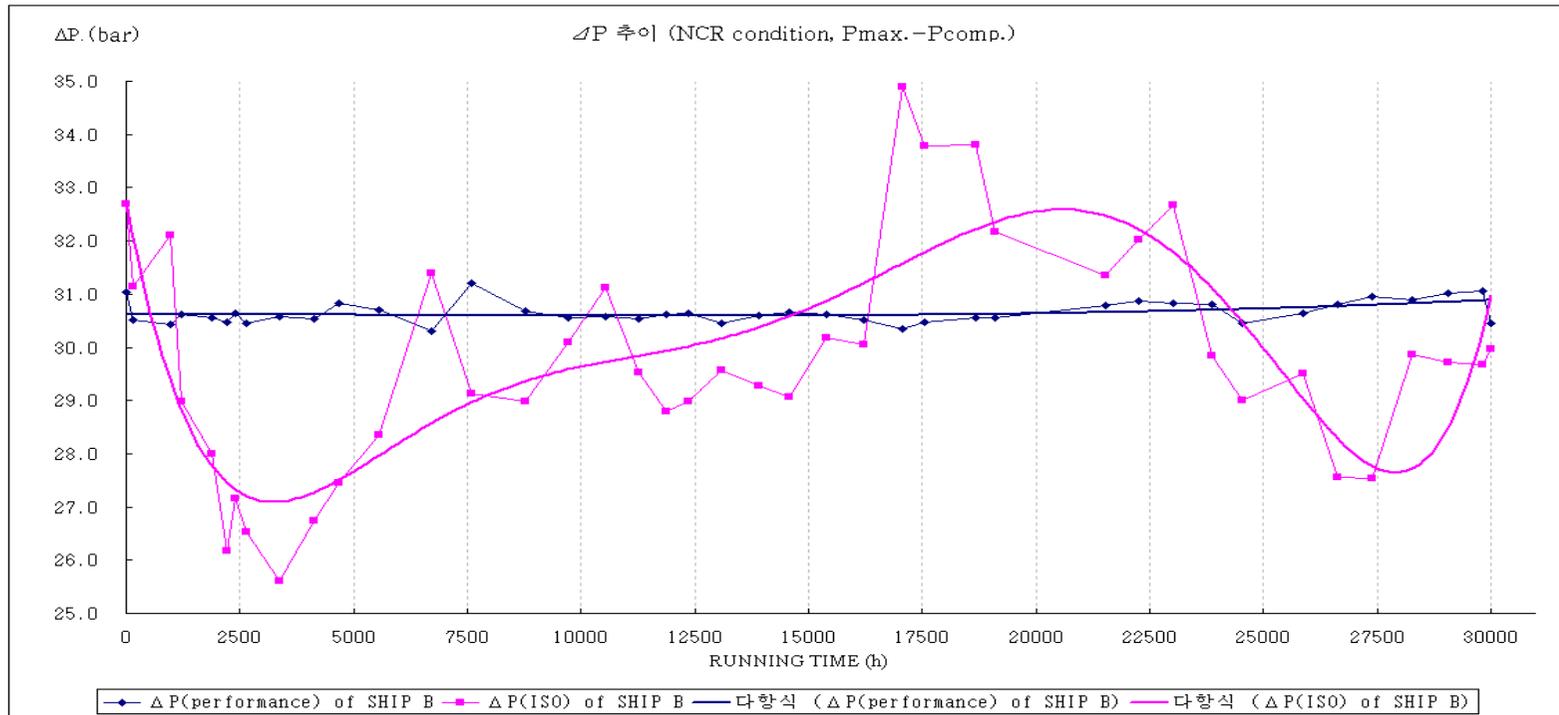


그림 4.7 최고폭발압력과 압축압력 차이 (선박 B)

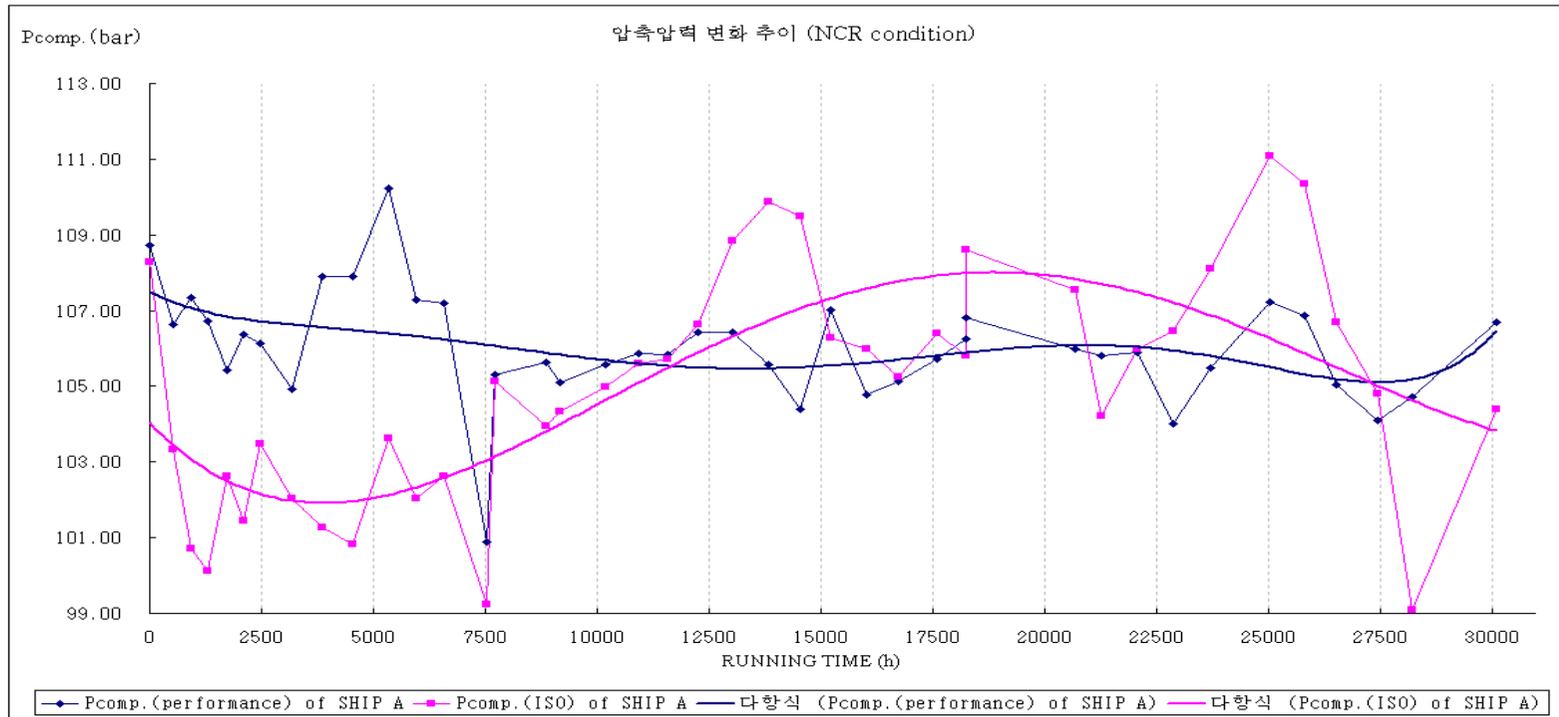


그림 4.8 압축압력 경향 (선박 A)

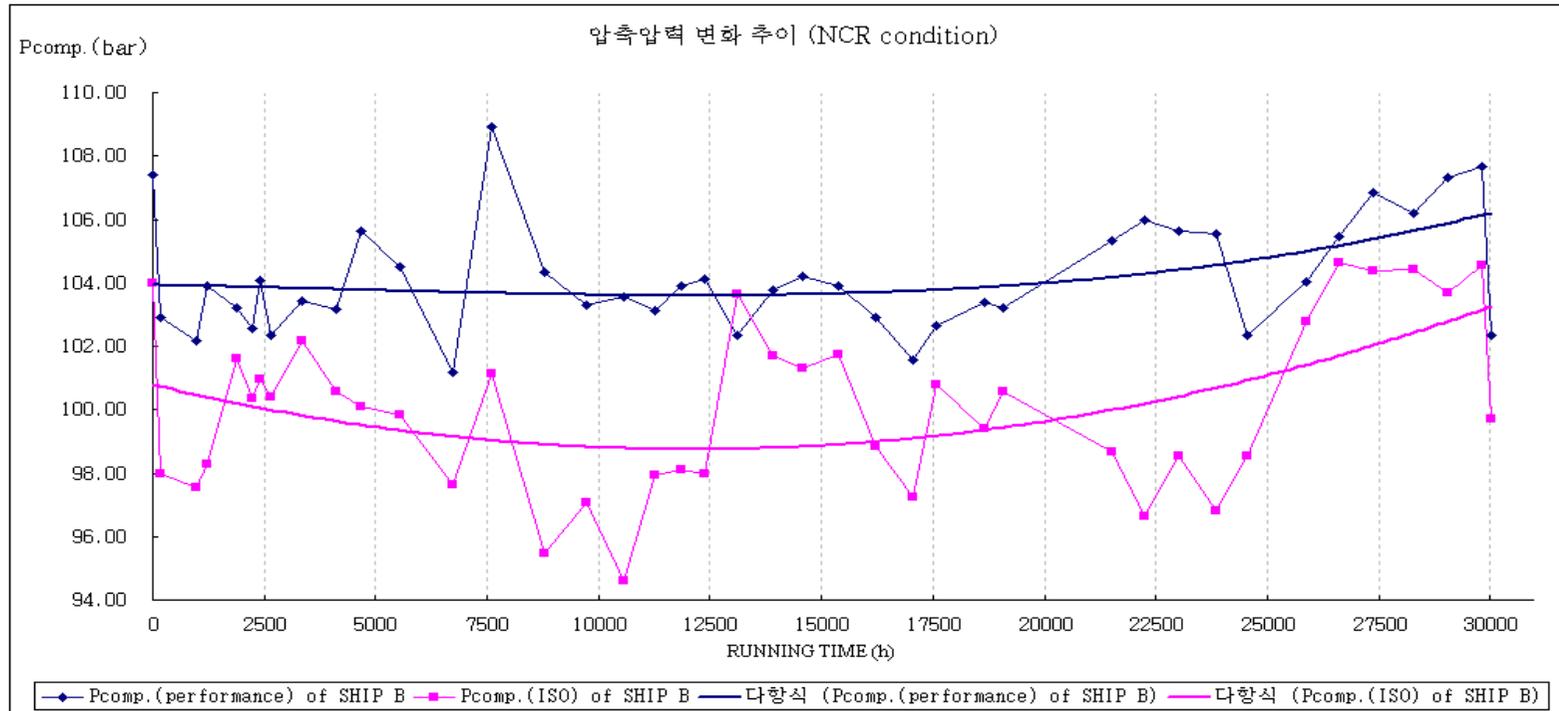


그림 4.9 압축압력 경향 (선박 B)

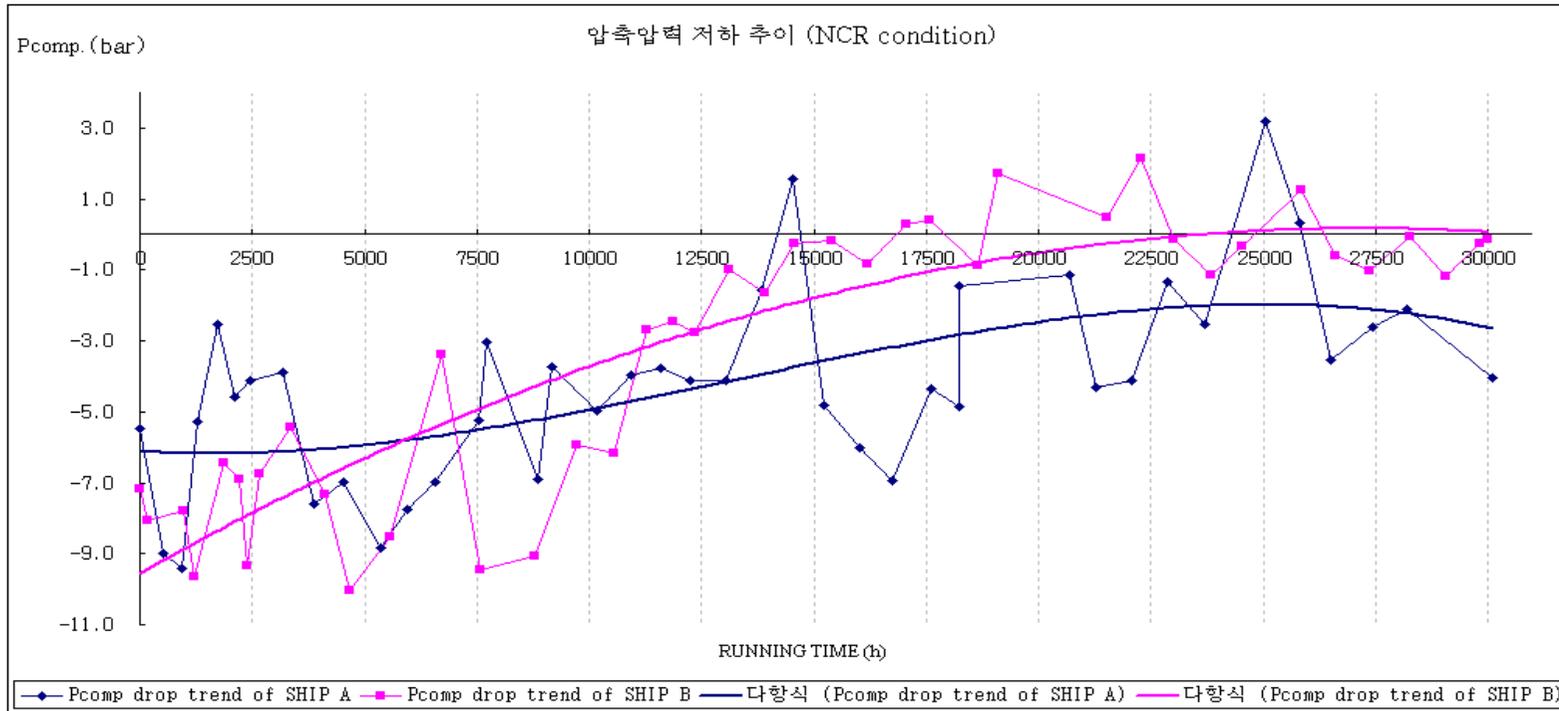


그림 4.10 압축압력 저하 경향

4.4 V.I.T. 인덱스

그림 4.11에서 주기관의 운전시간에 따른 V.I.T. 인덱스 변화 추이를 살펴 보면, 운전시간에 따라 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 운전시간이 지나면 선박이 운항에 필요한 속력을 내기 위해 필요한 토크는 상승하게 되고 주기관의 출력은 높아지게 된다. 그리고 시간이 지날수록 압축압력의 저하 및 주기관 성능에 영향을 미치는 여러가지 중요변수들이 악화되므로 임의적으로 V.I.T. 를 조정하여 주기관의 출력을 높여주는 것을 볼 수 있다.

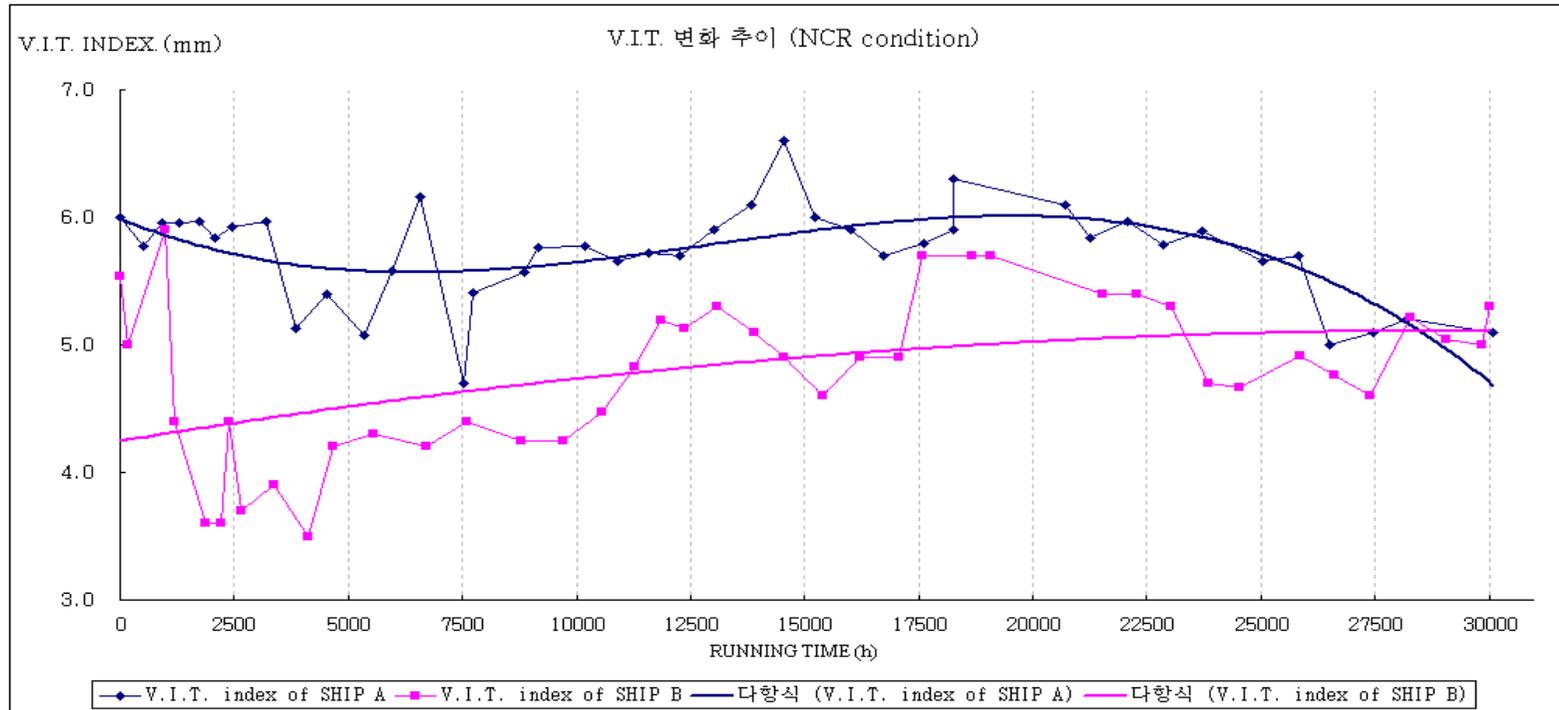


그림 4.11 V.I.T. 인덱스 경향

4.5 과급기회전수와 소기압력

그림 4.12, 그림 4.13에서 주기관 운전시간에 따른 과급기회전수 변화 추이를 살펴보면, 운전시간이 길어질수록 높아지는 것을 볼 수 있다. 이는 운전시간이 길어질수록 주기관의 출력이 높아지기 때문에 전반적으로 증가하는 것이다. 과급기회전수 상승은 소기압력을 높여주고 높은 소기압력은 압축압력을 높여주기 때문이다. 그림 4.14, 그림 4.15를 보면, 과급기회전수와 마찬가지로 소기압력이 시간의 흐름에 따라 상승하는 것을 볼 수 있다. 반대로 과급기의 회전수가 감소하는 부분도 발생하는데 이는 노즐링과 터빈 날개가 부식되면 터빈의 회전수가 떨어지며, 터빈 날개와 슈라우드링/커버링 사이의 간극이 너무 클때 발생한다. 소기압력의 상승은 운전시간이 길어질수록 주기관 부하 상승이 주 원인이지만 부가적으로 소기압력 상승 원인은 과급기의 노즐링 부분이 오손되거나 부분적으로 막혔을 때도 발생한다. 덧붙여 에어쿨러의 소기 입, 출구 차이 하락은 과급기의 에어 필터의 오손도 증가, 과급기의 디퓨저, 블로워, 인듀서의 오손이나 손상, 에어 쿨러의 에어 흡입부분 오손, 터빈 블레이드나 노즐링의 오손이나 손상, 배기가스 보일러의 오손(역압력 증가), 과급기 공기 입구온도 증가에 의해서 발생한다. 소기압력이 저하되면 실린더내의 연료 분사량 증가하여 연소실의 열부하가 증가하게 된다. 그림 4.16, 그림 4.17에서 보면, 에어쿨러의 압력강하(ΔP)가 운전 5,000h지점에서 해상시운전의 압력강하보다 약 30%까지 증가하였다가 운전 8,000h지점에서는 50%에 가까이 증가하여 유지되는 것을 볼 수 있다. 이는 에어쿨러 입구측 냉각핀에 수분과 먼지에 의한 오손(water fouling)이 발생하여 나타나는 현상이다. 주기관 제작사는 에어쿨러의 압력강하가 시운전 값보다 50%이상 커지면 청소를 권장한다. 각 그림에서도 에어쿨러의 압력강하 값이 시운전 값의 50%이하로 유지되는 것을 볼 수 있다.

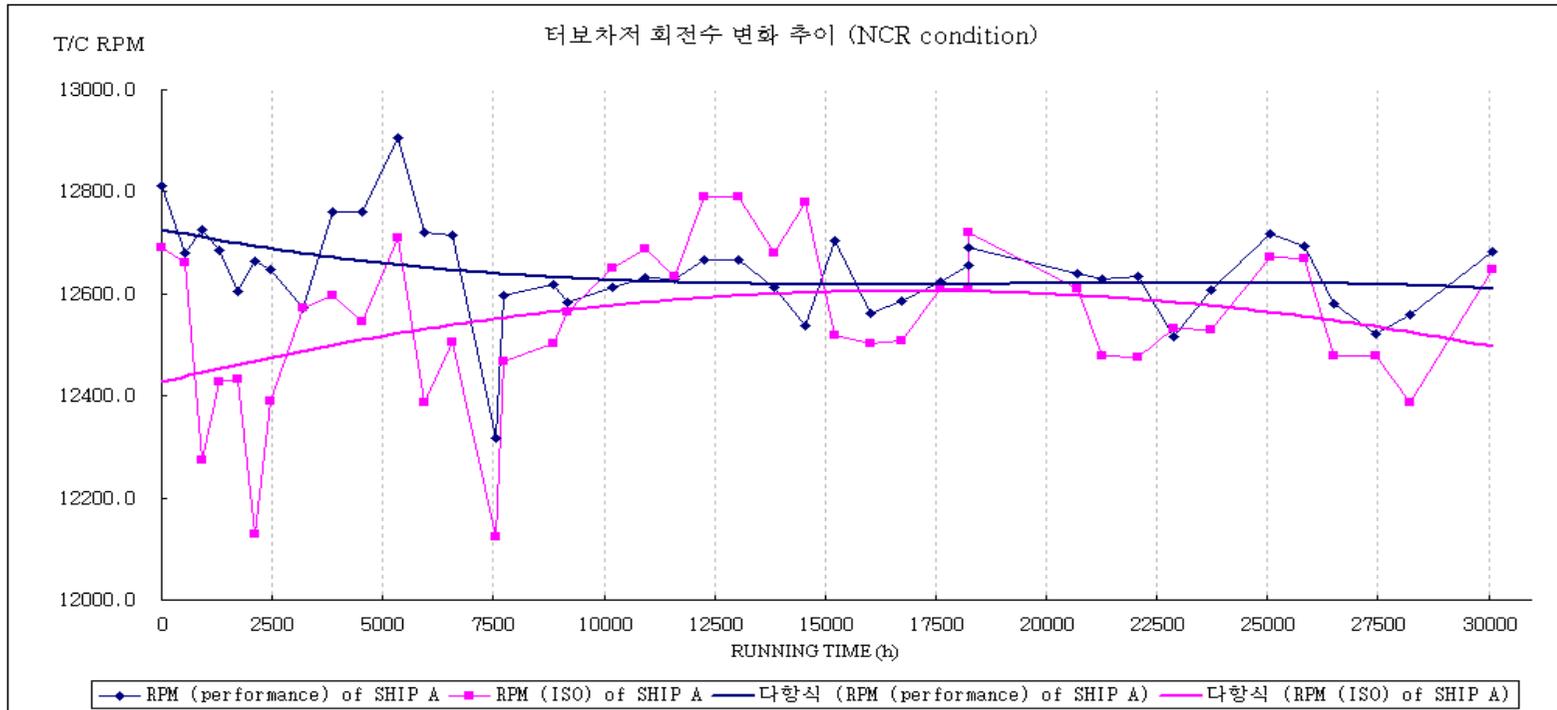


그림 4.12 터보차저 회전수 경향 (선박 A)

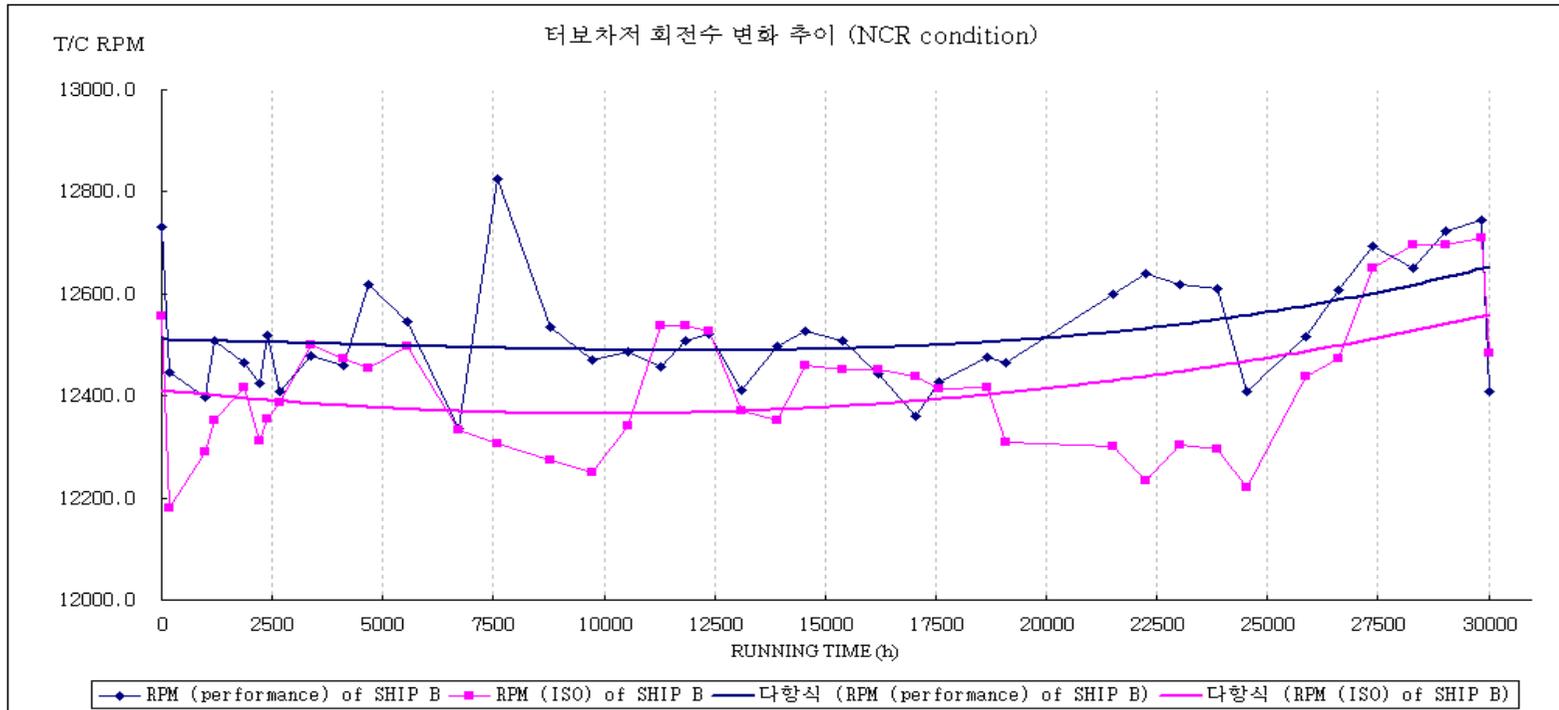


그림 4.13 터보차저 회전수 경향 (선박 B)

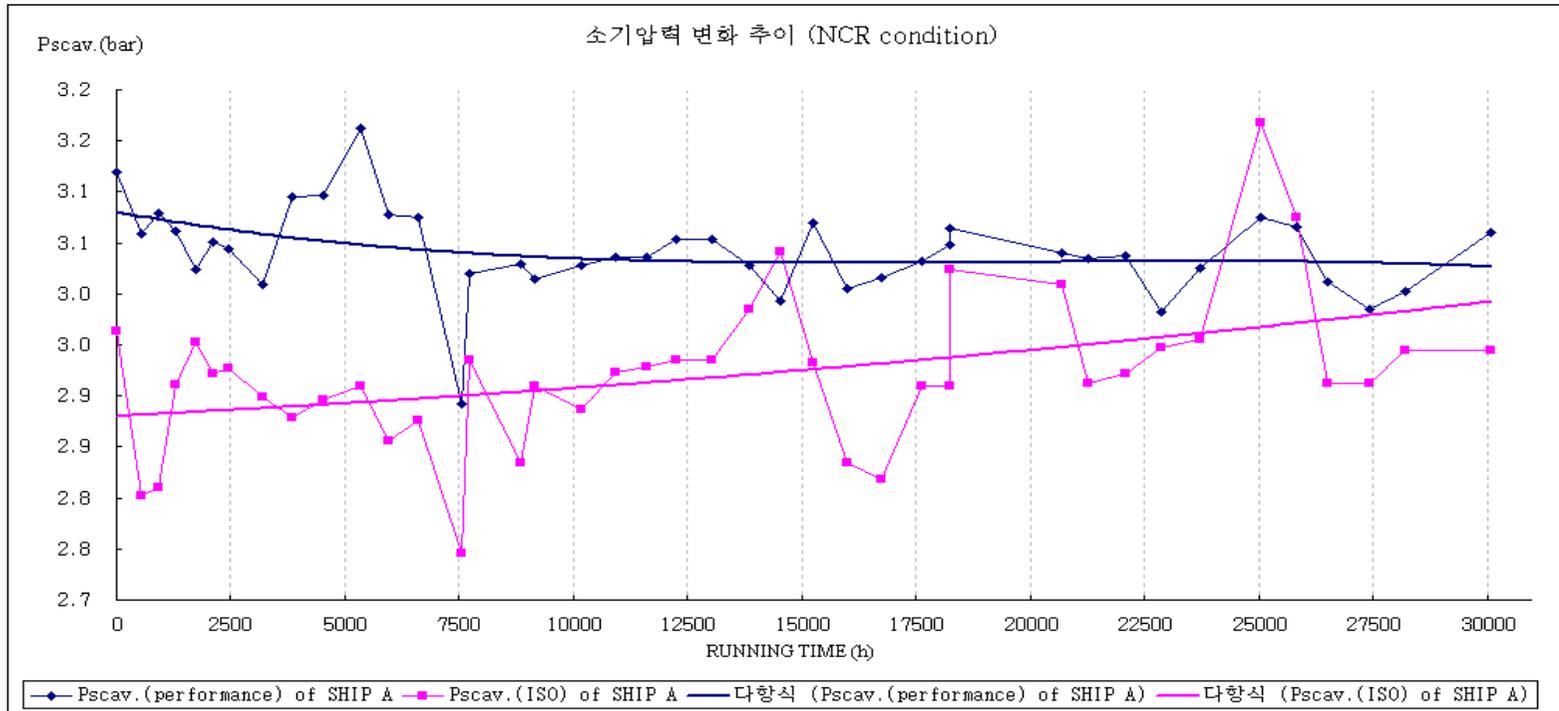


그림 4.14 소기압력 경향(선박 A)

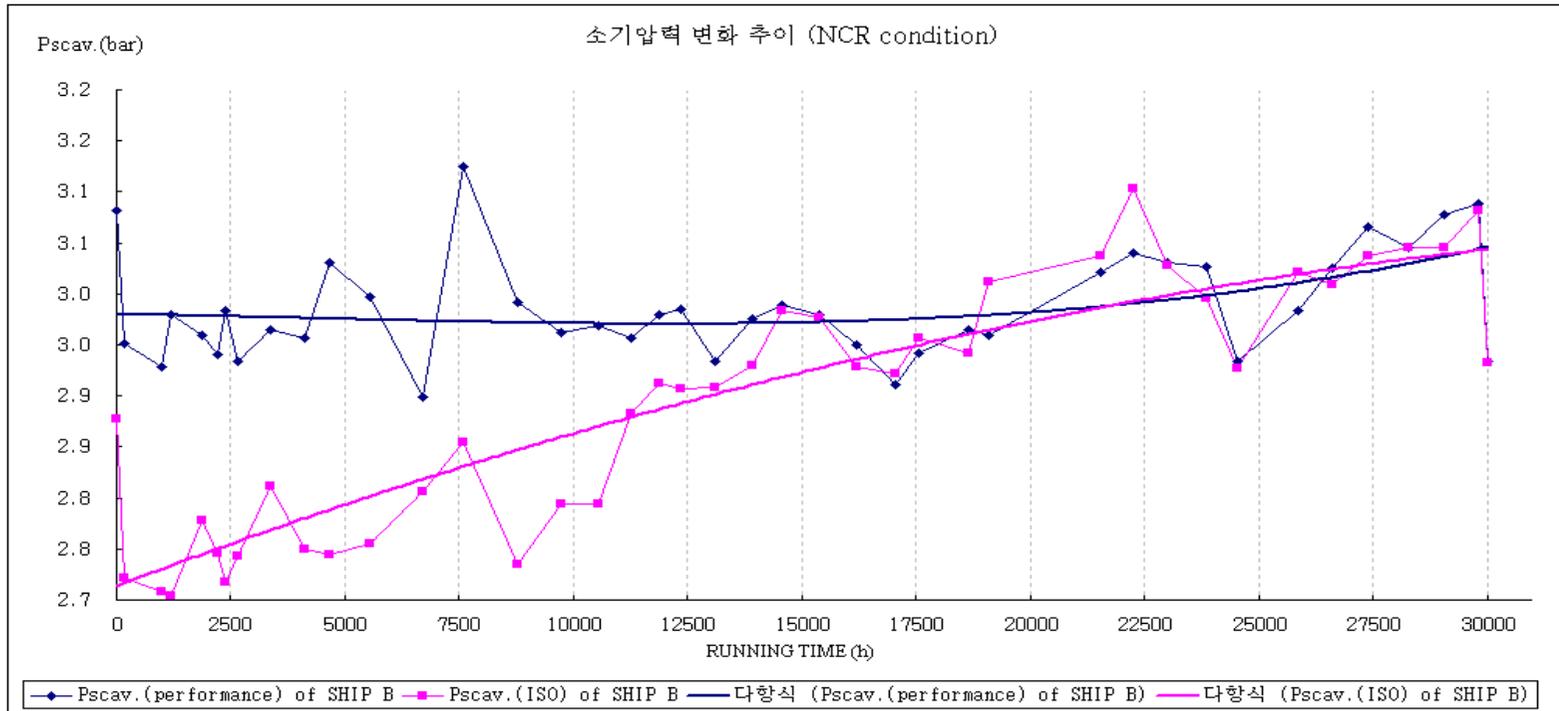


그림 4.15 소기압력 경향(선박 B)

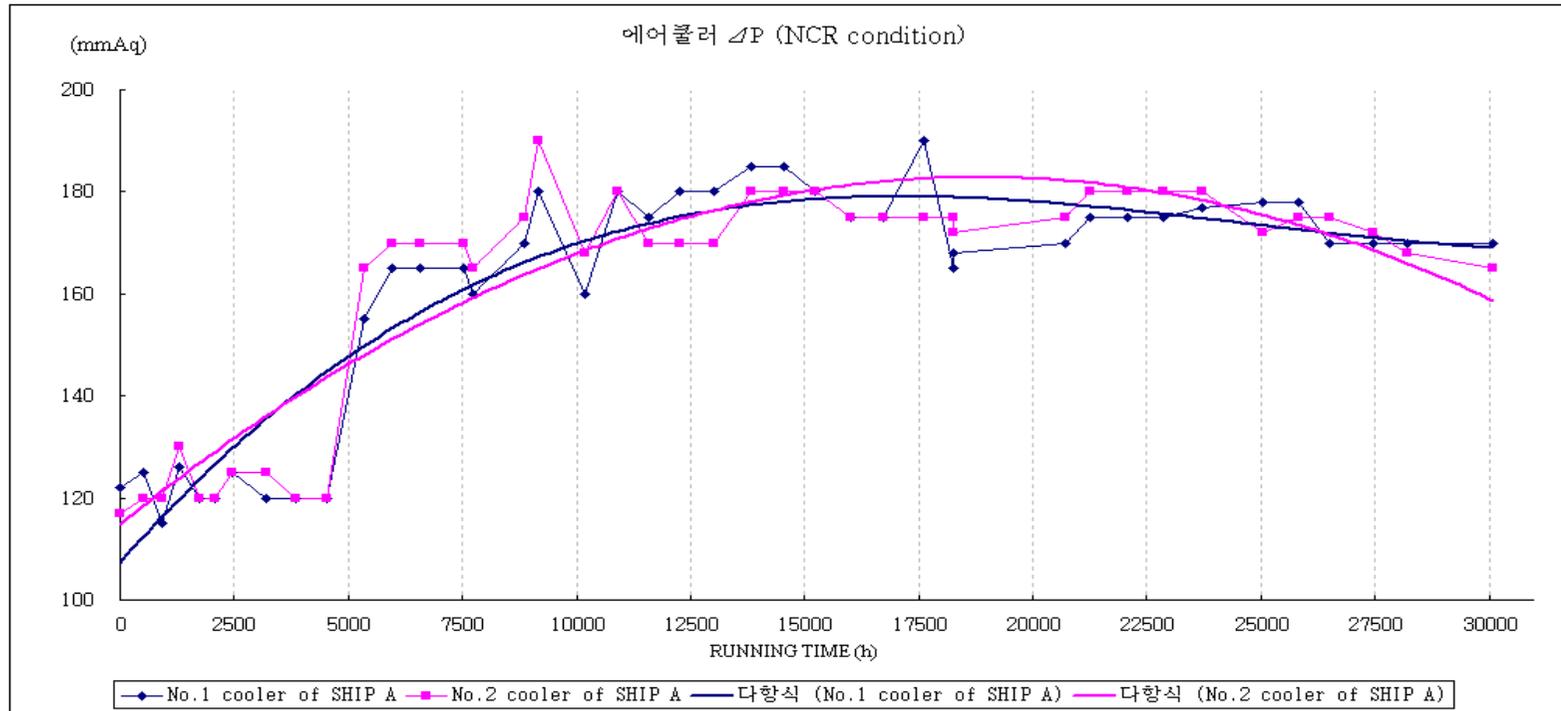


그림 4.16 에어쿨러 입·출구 압력차이 경향(선박 A)

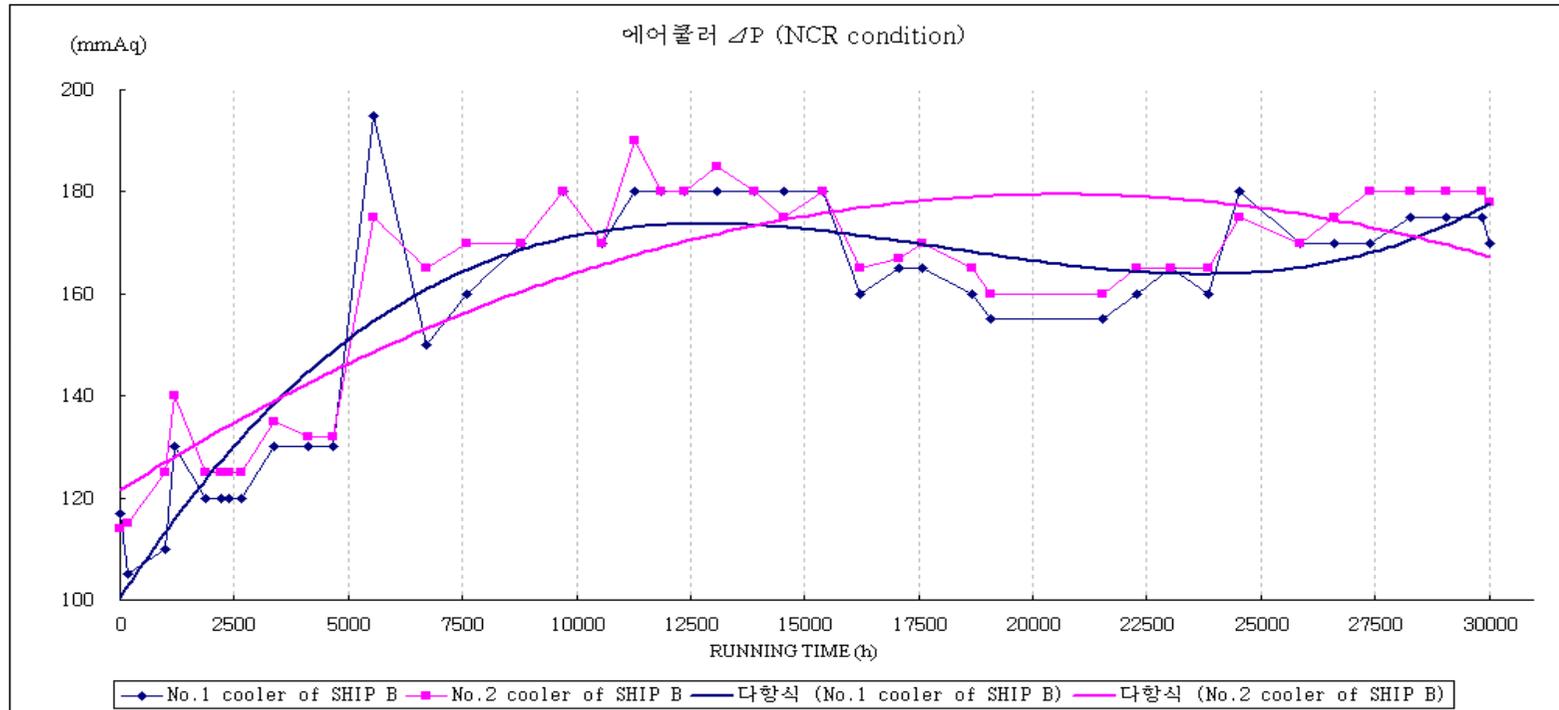


그림 4.17 에어쿨러 입·출구 압력차이 경향(선박 B)

4.6 과급기 터빈 입·출구 온도 차이

그림 4.18, 그림 4.19에서 주기관 운전시간에 따른 과급기 열낙차 변화 추이를 살펴보면, 운전시간이 길어질수록 상승하는 것을 볼 수 있다. 운전 시간이 지날수록 부하가 증가하기 때문에 주기관은 더 많은 급기를 요구한다. 공기를 더 많이 공급하기 위해 터빈은 더 빠르게 회전하여야 하는데 배기가스의 열에너지에 의해 가능하다. 과급기 터빈의 열낙차는 낙차폭이 높을수록 배기가스의 열에너지가 운동에너지로 많이 변환되어 과급기의 회전수를 높인 것을 말하고, 과급기의 회전수 증가는 소기압력을 상승시켜 연소실내의 압축압력을 상승시킨다. 압축압력 상승으로 주기관은 선체가 일정한 속력으로 항해할 수 있게 요구하는 출력을 제공하는 것이다.

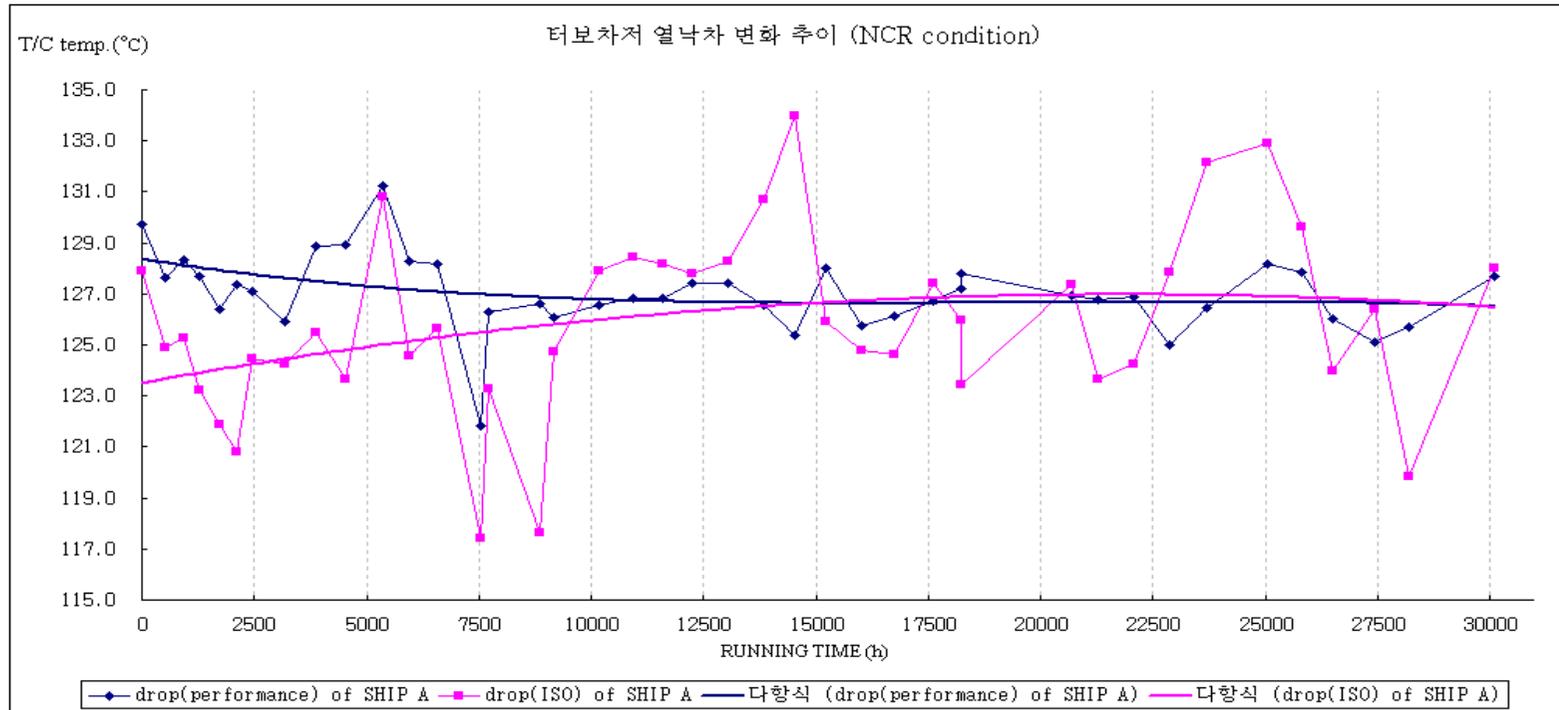


그림 4.18 과급기 터빈 입·출구 온도 차이 경향(선박 A)

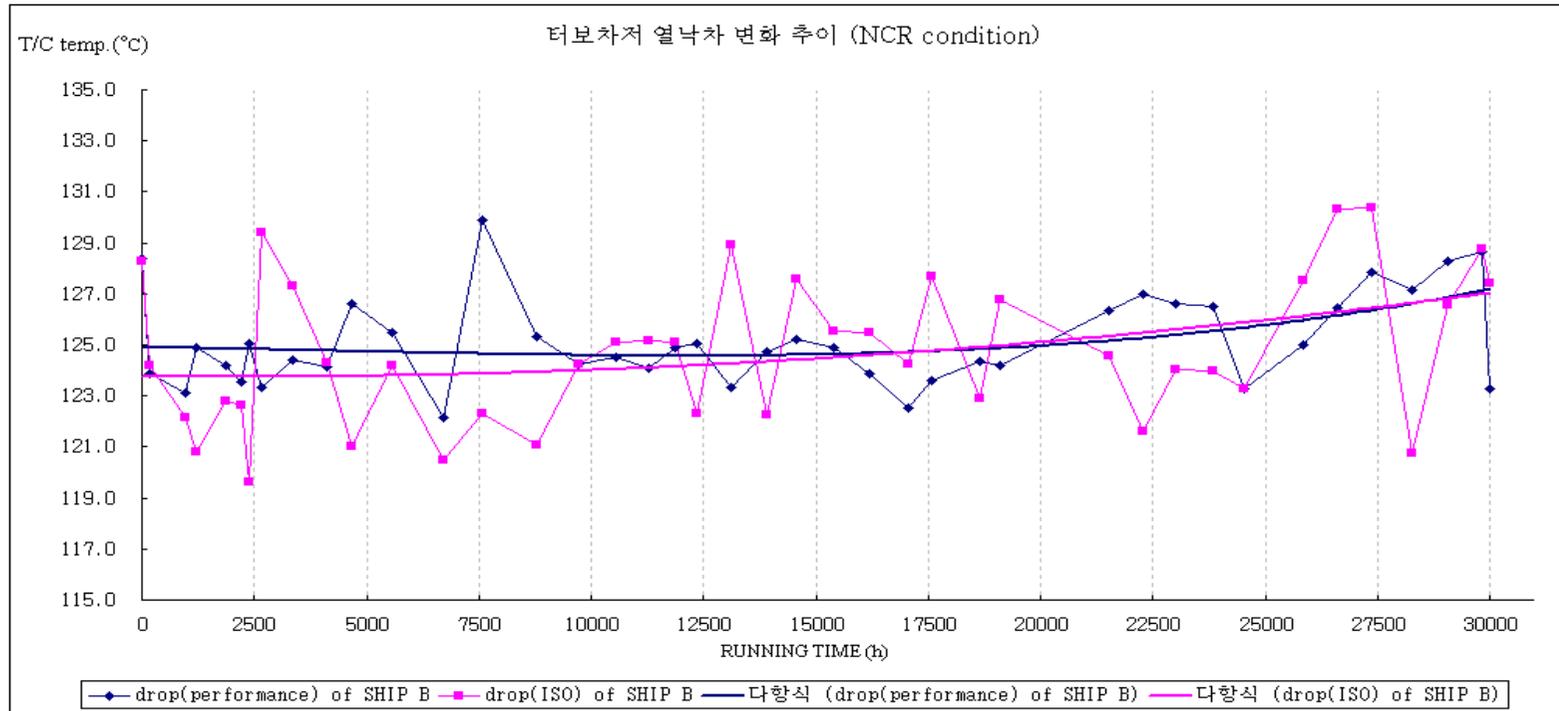


그림 4.19 과급기 터빈 입·출구 온도 차이 경향(선박 B)

4.7 에어컨 냉각효율

그림 4.20, 그림 4.21에서 주기관 운전시간에 따른 냉각효율 변화를 살펴보면, 주기관 운전시간에 따라 소기온도가 상승하여도 실린더내로 들어가는 소기온도는 항상 일정하게 유지해야 하므로 입구 측 소기온도와 쿨러를 거친 소기온도의 차이는 증가하게 된다. 소기온도 차가 많이 나므로 냉각효율은 상대적으로 높아지는 것이다. 냉각효율을 계산하는 식은 아래와 같다.

$$\text{냉각효율 (\%)} = \frac{(T_{scav.-in} - T_{scav.-out})}{(T_{scav.-in} - T_{cw-in})}$$

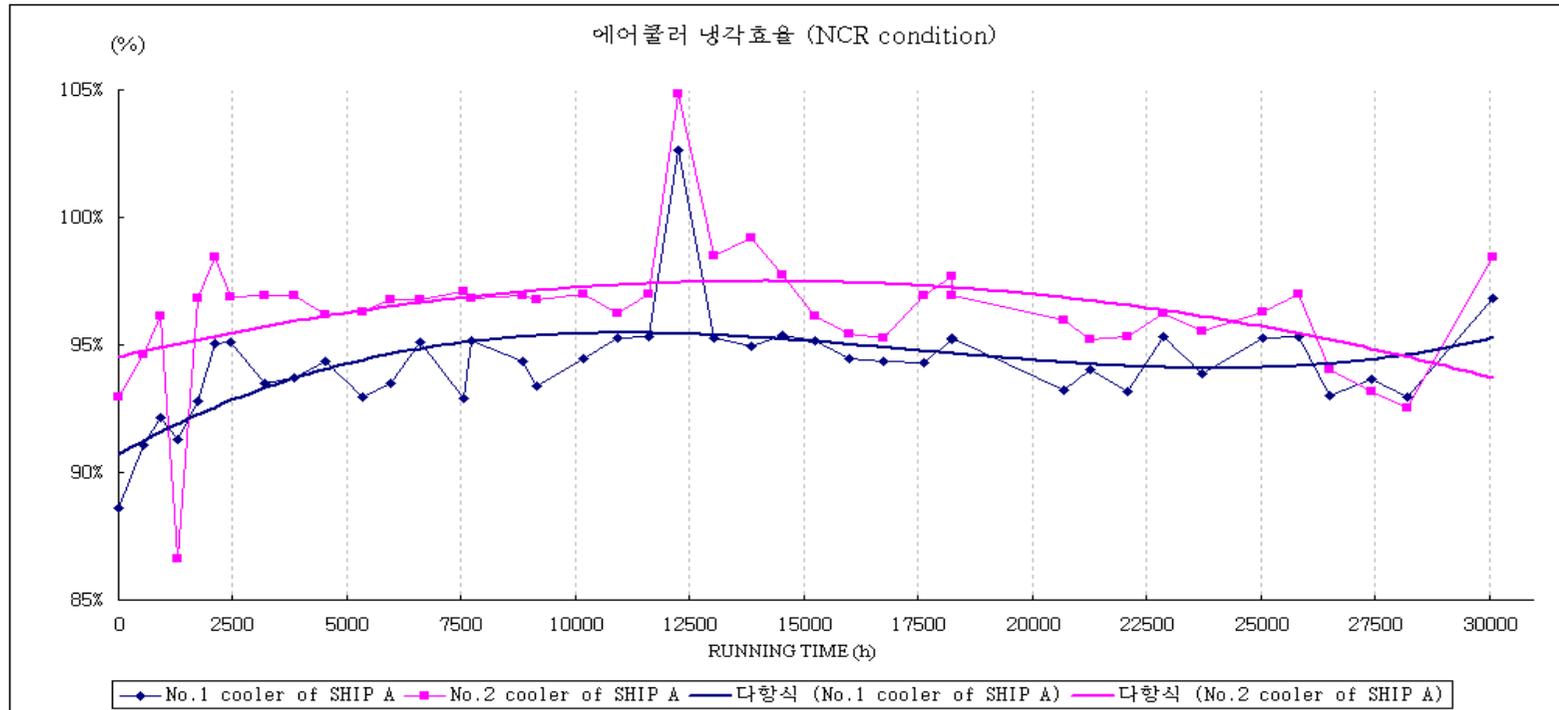


그림 4.20 에어컨 냉각효율 경향(선박 A)

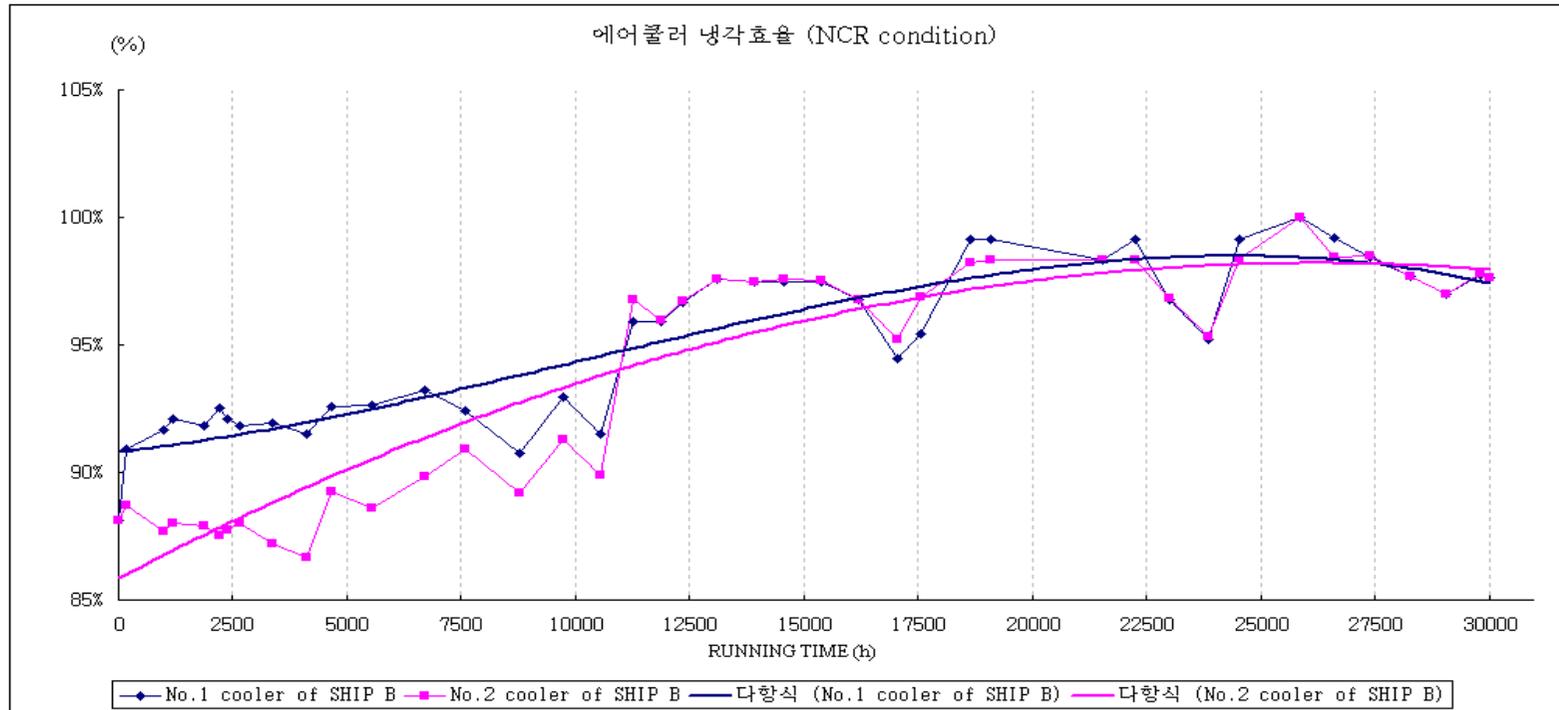


그림 4.21 에어쿨러 냉각효율 경향(선박 B)

4.8 실린더오일 소비율

그림 4.22에서 실린더오일 공급변화 추이를 살펴보면, 운전 초반에는 실린더오일 소비율이 많고 시간이 지나면서 피스톤 정비시간인 운전 8,000h 이후부터는 비슷한 소비율을 보여주고 있다. 이는 주기관 길들이기 운전 기간에는 실린더오일 공급량을 높이는 것을 알 수 있다. 최근 실린더오일 공급 장치의 개발로 캠이 아닌 전자식 제어를 하기 때문에 실린더오일의 최소 소비율을 1.0g/PS·hr에서 0.6g/PS·hr으로 더 낮게 조정하고 있다.

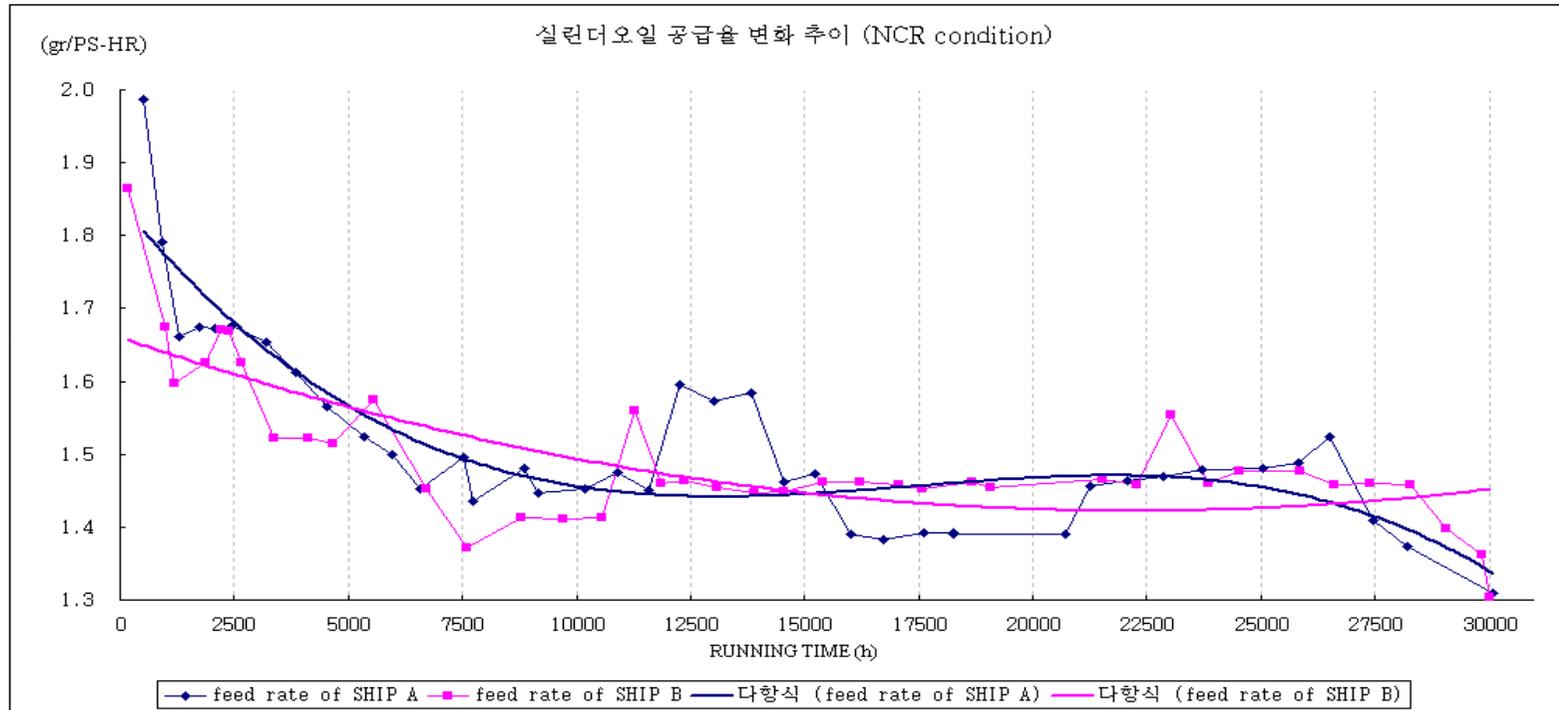


그림 4.22 실린더오일 소비율 경향

제 5 장 결 론

시운전의 목적은 선박 건조가 완료되면 인도전에 선주와 조선소간의 기본계약 성능을 확인하고 규칙과 규정에 준한 조종성능과 기기장비 성능을 선주, 선급 또는 관계기관 입회하에 확인하는 것이다. 그리고 장래의 신조선박 설계에 사용하기 위한 실선의 성능자료 확보 및 배의 속도와 프로펠러의 회전수 사이의 관계를 확인하기 위하여 실시한다.

본 연구에서는 신조선박의 공장시운전 결과서와 해상시운전 결과서를 가지고 주기관의 회전수, 주기관의 부하 최고폭발압력, 압축압력, 배기가스 온도 등 주기관 성능에 영향을 미치는 중요한 변수들에 대해 분석, 고찰하였다. 또한 실제 운항선박의 주기관 운전시간 변화에 따른 성능변화 추이를 고찰하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 해상시운전에서의 회전수 결정은 모형시험 중 저항시험에서 계측된 프로펠러 곡선에 의해 해당부하를 찾아 결정하게 된다. 이는 신조선박이 선주와 계약된 속력으로 항해하기 위한 프로펠러의 회전수를 결정한 것이다. 하지만 실제로 연속정격출력이 예상되고 해상시운전에서 정격출력이라 일컬어지는 모델시험의 회전수는 공장시운전의 연속최대출력보다 3~9% 낮게 나타났고 선주의 요구에 의해 해상시운전에서의 주기관 회전수와 공장시운전에서의 주기관 회전수를 동일하게 고정하여 부하를 계측한 결과 공장시운전의 부하보다 해상시운전에서 13.1~18.7% 낮은 부하가 계측되었다. 낮은 부하에서도 계약된 선속을 얻을 수 있는 것은 선체가 요구하는 출력보다 프로펠러와 주기관의 출력에 마진을 가지고 있기 때문이다. 결국 공장시운전에서는 회전수와 부하의 관계에 중점을 두어 확인하는 반면, 해상시운전에서는 회전수와 선속과의 관계에 중점을 두고 있는 것을 확인하였다.

(2) 선주사와 계약된 연료소비율의 만족여부는 공장시운전에서 측정한 연료소비율과 이를 ISO기준으로 보정한 연료소비율을 통해 검증된다. 해상시운전에서의 연료소비율은 ISO기준으로 보정하지 않은 채 선주사에 제공되고, 이 자료는 운항요원들이 실제 운항선박의 연료소비율을 비교하는 자료로 사용된다.

(3) 해상시운전에서 주기관 성능을 분석하기 위한 중요변수들이 주기관과 프로펠러의 마진에 의해 다소 낮아진 시운전 부하 때문에 수치상으로 절대적으로 비교하기는 어려움이 있다. 이에 운항 선박에서는 프로펠러마진 변화를 제외한 나머지 값을 공장시운전 결과서와 비교하여 성능을 분석하여야 한다.

(4) 해상시운전시 주기관은 공장시운전보다 낮은 부하에서 운전된다. 따라서 운항중의 성능변화를 분석하기 위해서는 인도 후 초기의 주기관 성능을 정확히 측정하여 이를 기준으로 주기관 운전시간에 따른 성능변화의 경향을 잘 기록, 분석하여야 한다.

(5) 정상적인 주기관 성능변화는 선체오손이나 손상에 의해 증가하는 부하에 의해 발생하고 기계적인 결함이나 돌출적인 성능변화는 여러 가지 다른 변수들과 연동하여 나타나므로 다른 돌출된 변수값이 없는 경우 기상조건이나 운항구역 등의 영향으로 추정할 수 있다.

선박의 운항요원들은 신조선에서의 공장시운전 결과와 해상시운전 결과를 통해 주기관 성능분석을 위해 필요한 부분을 잘 선택하여야 하며, 주기관의 운전시간에 따라 변화하는 주기관 성능변화 경향을 잘 분석하여 기관을 안전하게 연속적으로 운전할 수 있도록 주기관을 조종할 수 있는 능력을 갖추어야 할 것이다.

참 고 문 헌

- [1] 대한조선학회, “선박건조공학”, 동명사, p.13 p.68, p.321, 2001.
- [2] 한진중공업 출판, 조선일반(실무중심), pp.334~335, p.352, p.357, 2004.
- [3] 두산중공업 출판, “Operation instruction shop trial”, pp.AS~01~007, pp.AS~01~001. 2000.
- [4] 선박기관기준 개정, p.19, 해양수산부고시2004-67호, 2004.
- [5] 전효중, 최재성, “내연기관강의”, 효성출판사, p.167, p.412, p.441, 2004.
- [6] 오정길, “선체구조학”, 세진사, p.66, 1996.
- [7] 한진중공업 출판, “해상시운전 절차서”, 2001.
- [8] 현대중공업 출판, “마력계측법”, pp.18~20, 2002.
- [9] MAN B&W, instructions, operation for 50-98 MC, pp.162~165, 1997.
- [10] 한진중공업, 공장시운전 성능결과서, 2000~2004.
- [11] 한진중공업, 해상시운전 성능결과서, 2000~2004.
- [12] 오인호, 선박의 동력전달과 추진, 일오출판사, p.101, pp.160~162, pp.167~169.
- [13] 전효중, 축계장치와 프로펠러, 대진출판사, pp.163~169, 2003.
- [14] 현대상선, 운항선박 성능결과서, 2000~2005.

부 록

1. ISO 보정 계산방법

보정에는 도표에 의한 방법과 계산에 의한 방법이 있다. 계산에 의한 방법은 아래와 같다.

1) 계산에 의한 방법

일반적인 공식을 사용하여 보정한다.

$$A_{corr} = (T_{meas.} - T_{ref.}) \times F \times (K + A_{meas.})$$

$A_{corr.}$: 변수에 적용될 보정값, $T_{meas.}$: 측정된 온도,

$T_{ref.}$: 기준조건일때 온도, F_1, F_2 : 상수, 표 2.7의 값 참고

$A_{meas.}$: 보정할 측정값

표 2.8 성능 변수 보정을 위한 상수값^[9]

보정할 변수	F1:공기입구 온도	F2:냉각수입구 온도	K
배기가스	$- 2.446 \times 10^{-3}$	$- 0.59 \times 10^{-3}$	273
소기압력	$+ 2.856 \times 10^{-3}$	$- 2.220 \times 10^{-3}$	P _{baro,1bar} 또는 750mmHg
압축압력	$+ 2.954 \times 10^{-3}$	$- 1.530 \times 10^{-3}$	P _{baro,1bar} 또는 750mmHg
최고폭발압력	$+ 2.198 \times 10^{-3}$	$- 0.810 \times 10^{-3}$	P _{baro,1bar} 또는 750mmHg

2) 계산의 예

① 배기가스의 보정

측정값 : 밸브후의 배기온도 = 425℃

공기 입구온도 = 42℃,

냉각수 입구 온도 = 40℃

공기 입구온도의 보정 : $(42-25) \times (- 2.446 \times 10^{-3}) \times (273+425) = -29.3℃$

냉각수 입구온도의 보정 : $(42-25) \times (- 0.59 \times 10^{-3}) \times (273+425) = -6.2℃$

보정된 배기가스온도 값 = $425-29.3-6.2 = 389.5℃$

② 소기압력의 보정

측정값 : 소기압력 = 2.0 bar

공기입구온도 = 42℃

냉각수 입구 온도 = 40℃

공기 입구온도의 보정 : $(42-25) \times (-2.856 \times 10^{-3}) \times (1+2.0) = 0.146 \text{ bar}$

냉각수 입구온도의 보정 : $(42-25) \times (-2.220 \times 10^{-3}) \times (1+2.0) = -0.10 \text{ bar}$

보정된 소기압력값 = $2.0 + 0.146 - 0.10 = 2.046 \text{ bar}$

소기압력을 mmHg로 측정 하였으면 :

소기압력 = 1500mmHg

공기입구 온도의 보정 :

$(42-25) \times (-2.856 \times 10^{-3}) \times (750+1500) = 109.2 \text{ mmHg}$

냉각수 입구온도의 보정 :

$(42-25) \times (-2.220 \times 10^{-3}) \times (750+1500) = -74.9 \text{ mmHg}$

보정된 소기압력값 = $1500+109.2-74.9 = 1534.3 \text{ mmHg}$

감사의 글

조선소에 근무하면서 대학원을 다닌 저는 반드시 논문의 주제는 제가 몸담고 있는 직장에서 찾겠다고 결심하였습니다. 대학원을 다닌 2년 동안 여러 시행착오 끝에 본 논문의 주제를 선정하여 연구하였으나 학문의 벽과 실무의 벽에 부딪혀 결론을 맺지 못한 채 방황하였습니다. 이런 저에게 넓은 마음으로 이해해주시고 지도해주신 조권희 지도교수님께 진심으로 감사의 말씀을 올립니다. 그리고 제가 뜻한 논문을 완성할 수 있게 세심한 지적과 조언으로 심사해주신 최재성 교수님과 김정렬 교수님께 감사의 말씀을 올립니다.

또한 저의 논문이 완성되기까지 직장에서 여러모로 배려해주신 한진중공업, 윤대진 상무님, 박준호 상무님, 김천식 부장님, 심명석 차장님과 항상 옆에서 응원해준 양승호 대리님, 이호식 기사, 최성원 기사, 김외선 과장님, 박종팔 기장님, 김용수 기장님, 정해운 기장님, 유성종 기장님, 윤재웅 대리님, 양철호 대리, 생산부서에서 근무하는 저에게 설계적 이해를 도와주신 배영식 과장님, 강동춘 과장님께 감사드립니다. 그리고 2% 부족한 저의 논문을 완성할 수 있게 아낌없이 도와주신 박고룡 기관장님과 이성관 이사님, 손민수, 문병진, 장태린, 연구생들께 감사 말씀 드립니다.

끝으로 가정에서 격려와 사랑으로 후원해 준 어머니와 마음속의 아버지, 누님 내외분들, 착한 여동생 그리고 자주 찾아 뵈지 못해 늘 죄송한 장인 어른, 장모님, 처남들에게 고마움을 전하며, 나의 옆에서 큰 힘과 마음의 안식처가 되어주는 나의 아내 선화와 저에게 미래의 희망과 삶의 목표를 제시해 준 한진중공업에 이 작은 결실을 바칩니다.