

선박용 주기관 출력의 기본 개념과 출력변화를 위한 인자

기관기술팀 팀장 정훈경
 기관기술팀 선임검사원 김지근
 기관기술팀 선임검사원 원정호

1. 주기관의 선정과 주기관의 성능개선

주기관은 선가의 상당한 부분을 차지한다. 그러므로, 선박의 재화중량과 요구되는 운항속도를 고려하여 최고의 효율에서 최적의 속도와 출력을 내는 주기관을 선택하는 것은 선박건조 단가를 절감할 수 있는 중요한 고려사항이다. 다양한 선박설계 조건에 따라서 주기관의 출력(MCR, NCR), 회전수, 연료소비량(SFOC: Specific Fuel Oil Consumption), 엔진의 중량, 엔진의 크기 등의 인자를 충분히 고려한 후 선택되어야 함을 의미한다.

메이커들은 출력의 증강을 위하여 엔진을 대형화하는 한편, 지속적으로 성능을 개선하여 왔다. 실린더 지름(cylinder bore)이



그림 1. 대형엔진의 공장시운전(6S70MC)

1000mm까지 커지고 실린더 내 평균유효압력(MEP: Mean Effective Pressure)이 20 bar까지 향상되었다. 그러나, 평균유효압력의 증가는 실린더와 피스톤, 실린더 커버 및 배기밸브 등 폭발압력을 직접적으로 받게 되는 연소실 부품들의 강도향상을 요구하고, 실린더 지름의 증가 또한 요구되는 피스톤 지름의 증가로 왕·복동부의 관성력과 마찰력의 증가가 수반되므로 이에 대한 문제해결은 이후 엔진개발의 중대 과제로 대두되었다. 연료밸브의 성능개선(conventional type → mini-sac type → slide type), VIT(Variable Injection Timing)의 개발, 전자제어엔진의 개발 등을 통하여 주기관의 연소효율을 향상시키고, 연료소비량의 감소로 엔진의 운용비용의 절감을 얻고 배출되는 배기가스량을 경감하는 등의 노력으로 또 다른 설계개선을 추구하고 있다.

엔진의 성능이나 출력은 선급사항은 아니다. 그러나, 최근 발효된 MARPOL Annex VI의 배기가스배출규제와 밀접한 관계가 있고, 선박에 대한 전반적인 기술사항을 다루는 우리의 업무상 기본 지식으로 많은 도움이 되리라 생각한다. 여기서는 주로 주기관인 2행정저속엔진의 출력과 출력에 영향을 미치는 여러 인자들에 대하여 그 기본 개념을 설명하고 출력과의 상관관계를 간략히 설명하고자 한다. 주기관에 대하여 관심이 있는 검사원들에게 주기관의 난해한 부분인

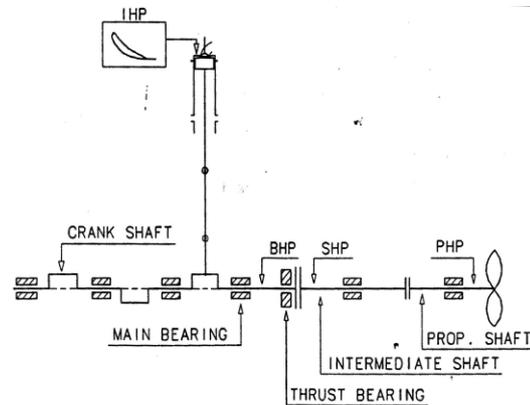


그림 2. 계측위치에 따른 출력

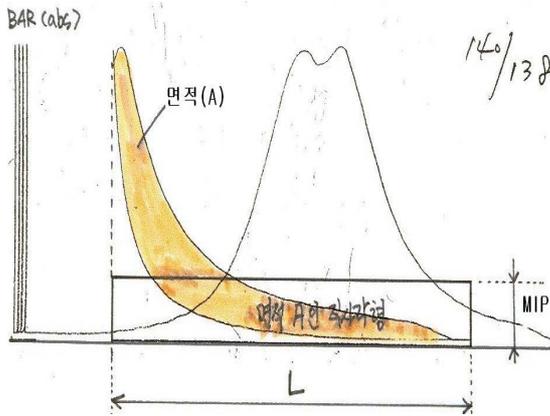


그림 3. 도시평균유효압력(MIP)의 측정

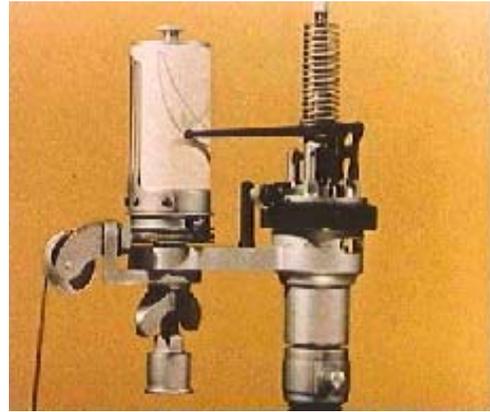


그림 4. 인디케이터드라이브

출력과 성능에 대하여 보다 쉽게 접근할 수 있는 계기가 되었으면 한다.

2. 2행정 박용디젤엔진 출력에 대한 정의와 엔진효율

엔진의 출력은 마력(PS, HP)과 kW의 단위로 나타낼 수 있다. 마력과 kW의 단위 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

영국마력(HP): 1HP=33000ft.lb/min=0.7457kW
프랑스마력(PS): 1PS=75kgf.m/s=0.7355kW

엔진의 출력은 계측위치 혹은 기준이 되는 위치에 따라서 도시마력(Indicated Horse Power: IHP), 제동마력(Brake Horse Power: BHP), 축마력(Shaft Horse Power: SHP), 추진마력(Propeller Horse Power: PHP)으로 정의할 수 있다. 그림 2.은 계측위치에 따른 출력을 나타낸 것이다.

1. 도시마력(IHP): 실린더 내에서 연료의 연소에 의하여 피스톤에 발생한 순수에너지에 의한 출력을 의미하며 공식시운전 중 측정된 지압선도의 도시평균유효압력(MIP: Mean Indicated Pressure)으로 부터 계산된다. MAN-B&W 주 추진기관을 기준으로 각 실린더 당 도시마력을 계산하는 방법은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{IHP(kW)} &= \text{행정체적} \times \text{도시평균유효압력(MIP)} \\ &\quad \times \text{회전수(RPM)} \\ &= 3.14 / 4 \times D^2(\text{bore: m}) \times S(\text{stroke: m}) \\ &\quad \times \text{MIP(도시평균유효압력: bar)} \times 100 \\ &\quad \times \text{RPM} / 60 \end{aligned}$$

도시평균유효압력은 실린더커버에 설치된 인디케이터콕에 인디케이터드라이브(indicator drive)를 연결하여 직접 지압선도를 측정하고, 지압선도의 면적을 플레니미터(planimeter)로 읽고, 인디케이터의 스프링상수를 고려하여 다음 식으로 계산한다.(그림 3.참조)

$$\begin{aligned} \text{MIP(bar)} &= A / (L \times C) \\ A: &\text{플레니미터면적(mm}^2\text{)}, L: \text{mm} \\ C: &\text{스프링상수(대형엔진=0.3mm/bar)} \end{aligned}$$

2. 제동마력(BHP): 제동마력은 그림 2.과 같이 도시마력에 대하여 기계부품이 구동될 때 발생하는 마찰력 및 연료캠, 배기밸브캠 등의 구동장치에 소요되는 동력을 제외하고 순수하게 크랭크축을 통하여 전달되는 동력으로서 공장 시운전시 다이노메타(dynamometer)로 측정한다. 다이노메타로 측정되는 토크값을 읽어 다음의 식으로 엔진제동마력(BHP_{OFFICIAL TEST}) 및 기계효율(EFF_M)을 계산한다.

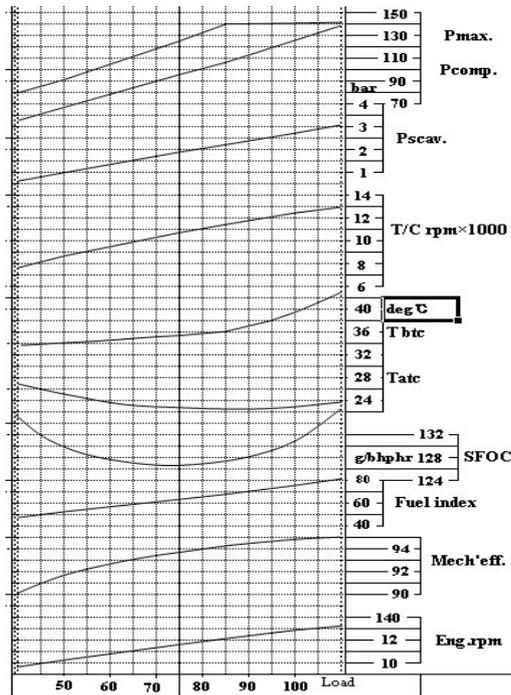


그림 5. 엔진성능선도

$$BHP_{OFFICIAL TEST} = \text{Torque(kgf.m)} \times \text{RPM} \times 2 \times 3.14 / (60 \times 75)$$

$$EFF_M = BHP_{OFFICIAL TEST} / IHP$$

일단 공장시운전이 완료되면 주기관은 선박에 설치되는데, 선박에 설치된 주기관은 다이내모메타로 직접 동력(BHP_{VOYAGE})을 측정할 수 없으므로 해상운항 중 측정하는 도시마력(IHP_{VOYAGE})과 공장시운전에서 측정된 기계효율(EFF_M)을 이용하여 계산하는데 일반적으로 기계효율은 NCR에서 약 94% 전후의 값(그림 5. 엔진의 성능선도 참조)을 나타낸다.

$$BHP_{VOYAGE} = IHP_{VOYAGE} \times EFF_M$$

일반적으로 엔진의 출력이라고 하면 제동마력이 기준이 되며, 엔진의 연료소비율 및 출력의 보증시에 모두 제동마력을 기준으로 한다. 도시마력의 도시평균유효압력(MIP)에 대응하는 개념으로 평균유효압력

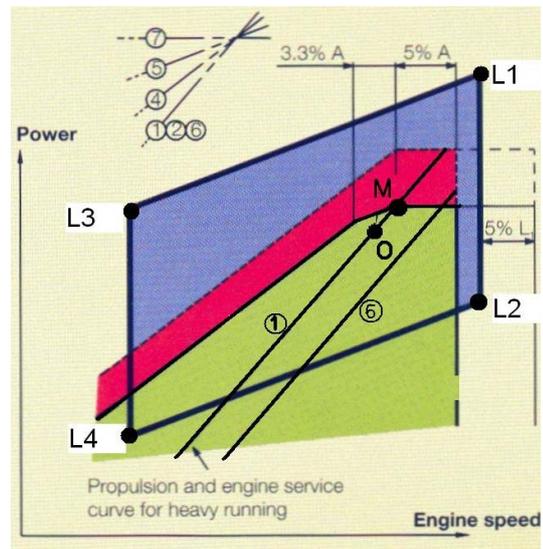


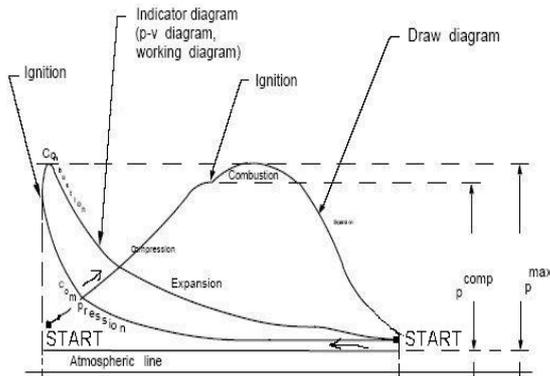
그림 6. Layout Diagram과 Load Diagram

(MEP: Mean Effective Pressure = MIP x EFF_M) 이 정의된다.

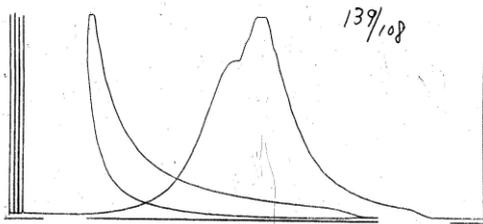
3. 축마력(SHP): 그림 2.과 같이 엔진의 추력베어링(thrust bearing)에서 추력에 의한 마찰손실을 고려한 것이 축마력이다. 축마력은 일반적으로 비틀림게이지(torsion meter)를 통하여 측정된 비틀림량으로 비틀림모멘트를 계산하고 이것을 통하여 측정하는데 선박에서 추력에 의한 베어링부의 마찰손실은 약 제동마력의 약 1%로 추정한다.

4. 추진마력(PHP): 축마력에 대하여 축계의 각종 베어링의 마찰손실을 고려하여 프로펠러를 구동하는 출력을 의미한다.

엔진의 사양서에는 출력을 공칭출력(Nominal MCR: N-MCR), 계약출력(Specified MCR: S-MCR), 상용출력(Normal Cont. Rating: NCR), 최적출력(Optimized Rating) 등으로 표시한다. 공칭출력은 그림 6.의 평행사변형의 L1점을 나타내며, 어떤 엔진타입이 낼 수 있는 최대출력을 의미한다. 계약출력은 설계항행속도에 맞도록 선정된 엔진의 연속최대출력으로서 "Layout Diagram"



(a) 1 행정의 지압선도



(b) 50MC엔진 85% Load 실측 지압선도

그림 7. 전형적인 지압선도

의 L1, L2, L3, L4으로 구성되는 평행사변형 내에 반드시 있어야 한다.

상용출력은 제작된 엔진이 운전 중 주로 운전되는 엔진출력으로 일반적으로 계약출력의 85%에서 90%의 사잇값으로 설정된다. 엔진은 이 상용출력에서 가장 안정적이며 경제적으로 운전되는 것이 필요하며 실제 엔진의 연료소비량(SFOC)는 그림 5.의 엔진 성능선도에서와 같이 상용출력에서 가장 작다. 최적화출력이라 함은 주문자의 특별한 요구가 없는 한 계약출력으로 선정되며 터보차저 및 캠조정 시점 결정에 기준이 되는 출력이다.

그림 6.는 “Layout Diagram”과 “Load Diagram”, “프로펠러특성곡선”을 함께 나타낸 것으로 점A(=M)에서 계약출력이 결정되고 계약출력의 90%에서 85%의 사잇값에서 상용출력(O)이 결정되었음을 알 수 있다. 조선소에서는 프로펠러커브인 선①을 따라서 선박을 설계하고 프로펠러 자체는 RPM 마진(Margin) 약 5%를 고려하여 선⑥(clean hull & calm weather)에 따라 설계된다.

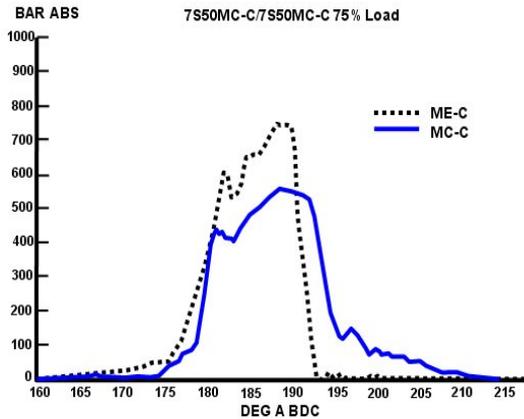


그림 8. 연료 분사시기(MC/ME)

3. 2행정 박용디젤엔진의 출력의 원리

1 지압선도(Indicator Diagram)

그림 7.은 엔진의 인디케이터드라이브를 통하여 측정된 전형적인 지압선도를 보여주고 있다. 2개의 선이 겹쳐져 그려져 있다. 폐곡선 형태의 지압선도는 좌·우의 끝단(수직점선)이 각 상사점(TOC)과 하사점(BDC)를 의미하고 1행정을 완료 후의 선분이다. 다른 한 선도는 상사점을 기준으로 크랭크축 -180도에서 +180도까지 길게 펼쳐놓은 것으로 즉 -180도 지점과 +180도 지점은 동일한 행정의 시작점이 되고 이 두지점을 끝어다 이어놓으면 처음의 폐곡선 형태의 지압선도가 된다.

두 선도의 "START(행정시작)"이라고 표시된 부분을 중심으로 관찰하기 바란다. 이곳으로 부터 피스톤의 압축행정은 상사점까지 계속된다. “COMPRESSION(압축행정)”이라고 표시된 부분이다. 상사점에서의 실린더내의 체적은 최소가 되고 이때 연소실내의 압력을 최대압축압력(Compression Pressure: P^{comp})이라고 한다.

“IGNITION(점화)” 시점은 상사점 부근이다. 그러므로, 선도에서 피스톤이 상사점을 지나 연소실 체적이 팽창해도 실린더 내의 압력은 일정기간 동안 계속 증가하게 된다. 일반적으로 MAN-B&W MC 엔진에서 연료

는 상사점(180도) 이전 -5도(175도)에서 분사가 시작되어 상사점 이후 약 30도(210도)까지 최대 600 bar의 압력으로 분사된다(그림 8. 참조). 연소가 시작된 후 연소실내 최대 상승한 압력을 최대폭발압력(Maximum Pressure: P^{max})라고 한다. 최대압력을 지나면 피스톤은 하강운동으로 연소실 체적은 증가하게 되고 배기밸브 개도가 이어져서 실린더 내부 압력은 점진적으로 감소하여 “START(행정시작)”까지 도달하게 된다.

2 연료분사 시점

주기관은 운전을 지속시키는데 필요한 연료펌프, 실린더 윤활유펌프, 조속기, 시동 공기공급기 등 각종 보기는 크랭크축에서 전달된 구동력을 이용하여 캠축으로 부터 직접 동력을 얻는다. 그림 9.을 통하여 크랭크축의 구동력이 체인 혹은 기어를 통하여 프레임박스상부의 캠축으로 전달되고 있음을 알 수 있다.

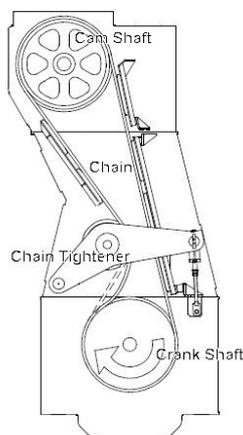
캠축의 회전운동은 캠을 통하여 직선왕복운동으로 변환되어 연료펌프와 배기밸브, 인디케이터드라이브를 구동한다.

전장에서 설명한 바와 같이 연료분사는 연소실이 최대압축압력이 형성되는 상사점에 도달하기 이전부터 시작된다. 고온고압으로 공기와 혼합된 상태의 연료유는 압축

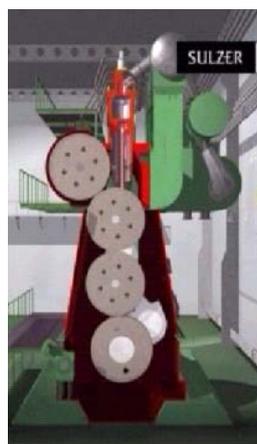
착화점이 지나면 폭발을 하게되고 이 힘으로 크랭크축을 회전시키게 된다. 그러므로, 연료 분사시점은 연소실내의 연소환경에 매우 중요한 인자가 되고, 이 시점을 조절하게 되면 최대폭발압력 또한 상승·하강하게 된다. 연료분사시점을 상사점 이전으로 더욱 전진시키면 최대폭발압력은 상승하고 상사점으로 근접시킬수록 최대폭발압력은 감소하게 된다.

현재 실린더 내부의 최대폭발압력은 절대압력 150 bar 전·후로 설계되고 있으며, 이 최대폭발압력의 증가는 결국 엔진 출력의 향상에 직접적인 원인이 된다. 그러나, 과다한 최대폭발압력의 상승은 내부 연소실의 구조 및 열강도에 과다한 악영향을 주게 되고 결국 최대폭발압력의 제한선은 설정되어야 한다. 공장에서 엔지니어들은 연료캠(Fuel Pump Cam)의 각도를 조절함으로써 연료분사 시점을 적당히 전진 혹은 후진시키고 엔진이 적당한 폭발압력을 내도록 조정을 하게된다. 물론 이것은 최대압축압력과 상관계($P^{max}-P^{comp} < 35bar$)를 고려하여 이루어진다.

그 외에도 최대폭발압력을 변동시킬 수 있는 인자에는 연료펌프씰(Fuel Pump Shim) 두께를 조절, 압축씰(Compression Shim) 두께를 조절하는 방법이 있으며 이것은 영향은 다음장에서 설명한다.



(a)MAN-B&W엔진



(b)SULZER엔진

그림 9. 캠축의 구동방법

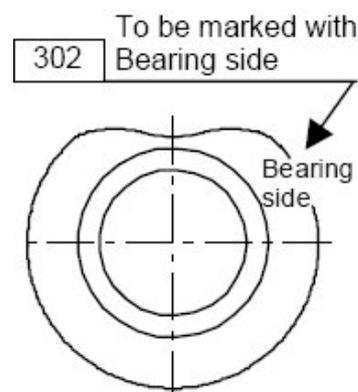


그림 10. 연료캠(Fuel Pump Cam)

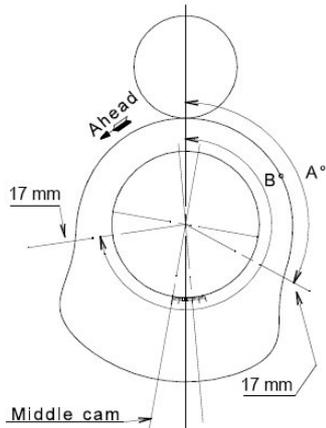


그림 11. 배기캠(Exhaust Valve Cam)

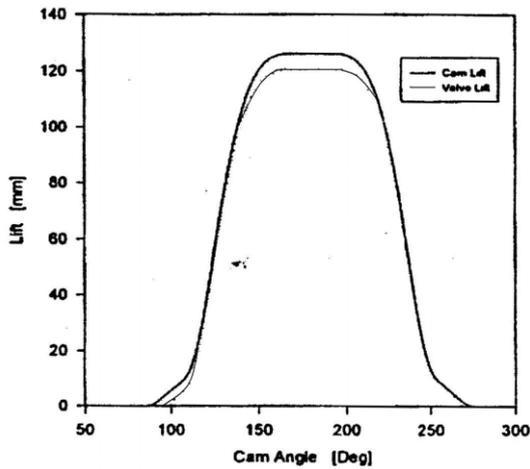


그림 12. 배기밸브의 개도식점

3. 배기밸브개도 식점

일반적으로 MAN-B&W MC 엔진에서 배기밸브는 하사점(-180도, +180도) 전 -65도 부터 개도되기 시작하여 하사점 이후 +75도 까지 열려진 상태로 있게 된다. 실제 시운전 성적서상에 표현된 "Exhaust Cam Lead Angle(배기캠의 중심부가 크랭크축의 하사점과 이루는 각도)"는 약 -7도~-7.5도 사이로 설정되고 각도 A와 B(그림 11.과 그림 12. 참조)는 각각 116도, 257도이다. 그러므로, 배기밸브의 개도기간은 유압구동부에서 발생하는 작동유의 누설과 관의 탄성 등이 고려되어 실제의 캠 작동구간보다 약간 작은 136도 정도가 된다.

배기밸브 개폐식점의 이동은 직접적으로 폭발압력 즉 엔진 출력변화에 영향을 미치



그림 13. 캠축의 탑재과정



그림 14. 연료펌프캠과 롤러가이드

지는 않는다. 그러나, 터보차저로 유입되는 배기가스의 압력과 온도를 변화시켜 소기압력을 변화시키므로 결국 간접적으로는 엔진 출력에 영향을 미친다고 할 수 있다.

4. 압축씰(Compression Shim)

주기관의 크로스헤드와 피스톤로드사이에 그림의 "t"와 같이 압축씰이 삽입된다(그림 15. 참조). 공장 시운전 성적서에는 "Compression Shim Thickness"라 하여 mm 단위로 명기되며 일반적으로 16mm 1장이 삽입된다.

압축씰의 두께를 조절함을 통하여 최대 압축압력을 조절할 수 있다. 낮은 최대압축압력(P^{comp})을 갖는 엔진은 최대폭발압력(P^{max})도 이의 영향으로 감소하게 되고 높은

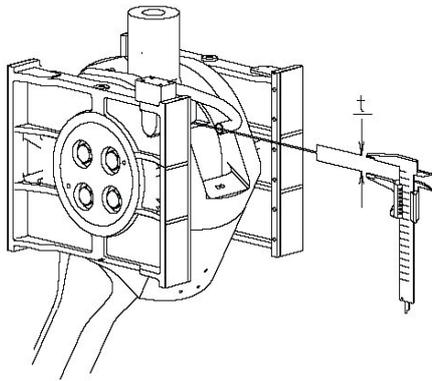


그림 15. 압축씰(Compression Shim)

최대압축압력을 같은 엔진은 최대폭발압력도 증가하게 된다. 최대폭발압력의 감소는 부하운전에서 엔진출력의 감소를 의미하게 되므로 결과적으로 설계속도를 얻을 수 없게 된다. 엔진 공장 시운전 중 각 부분부하(25%-50%-75%-90%-100%-110%)에서 MAN-B&W 엔진 표준성능선도(그림 5. 참조)의 최대압축압력과 최대폭발압력을 기준으로 압축압력과 폭발압력을 성능변수(performance parameters) 조정을 통하여 최적화하게 된다. 그림 5.에서 최대폭발압력과 최대압축압력의 차는 최대35bar를 넘지 않음을 알 수 있다. 압축압력이 부족할 경우 압축씰을 보다 두꺼운 것으로 교체하고, 압축압력이 과다할 경우 압축씰을 얇은 것으로 교체한다. 두꺼운 압축씰을 삽입함으로써 연소실의 체적은 감소하게 되므로 결국 압축비는 증가하며, 얇은 압축씰의 삽입은 반대로 압축비의 감소를 가져오게 된다. 그러나, 압축씰의 두께를 조절함으로써 주관의 성능을 개선하는 것은 공장에서의 초기 설정사항이며, 일단 선내 탑재 후에는 실린더커버와 피스톤, 피스톤로드부분을 들어내어야 교체가 가능하므로 이것을 통한 출력변화는 사실상 어렵다.

5. 연료펌프씰(Fuel Pump Shim)

그림 16.은 MAN-B&W엔진에 주로 사용되는 보쉬타입 연료펌프의 각부 명칭을 나

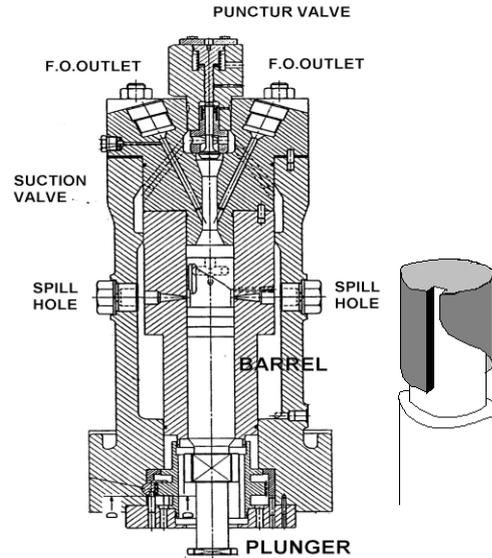


그림 16. 연료펌프 구조와 명칭

타낸다. 일반적으로 디젤엔진의 연료분사펌프는 플런저타입(plunger type)이 많이 사용되며 특히 MAN-B&W엔진에서는 보쉬(BOSCH)가 개발한 보쉬타입이 사용된다. 참고로 SULZER 엔진에서는 스피밸브타입(spill valve type)이 사용된다.

크랭크축으로부터 체인을 통하여 캠축으로 전달된 동력으로 연료캠 및 배기캠을 작동하게 된다. 연료캠의 회전운동은 플러가이드를 거쳐서 플런저의 상·하왕복운동을 발생시키게 된다. 플러저의 상승운동을 통하여 플러저와 스피홀(spill hole)의 상대위치는 변하고 이에 따라서 연료유는 정해진 시점에 분사되게 된다. 물론 실제 플러저에 의한 압축시점과 연료분사 밸브를 통하여 실제 연료유가 분사되는 시점 사이에는 지연시간(분사지연: injection lag)이 존재한다. 분사지연($T_3=T_1+T_2+T_3$)은 플러저의 송출행정 시작 후 연료유의 압력상승이 연료펌프 토출밸브의 스프링압력을 극복하는 데 소요되는 시간(T_1)과 연료유 고압관내 음속으로 전파된 압력파가 노즐에 도달하는데 걸리는 시간(T_2), 연료분사밸브의 개도밸브(opening pressure)가 열리는데 소요되는 시간(T_3)의 합과 같다. 분사역학은 그림 17.과 같다. 비

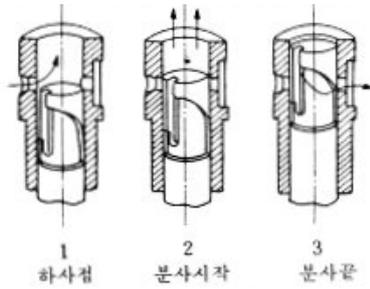


그림 17. 보쉬타입 연료펌프 분사원리

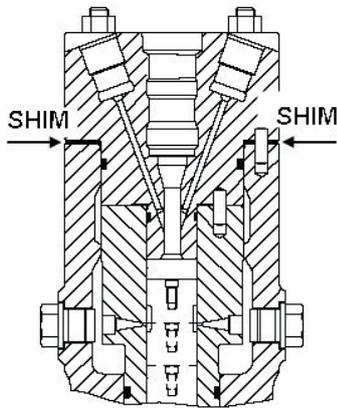


그림 18. 연료펌프 씸(fuel pump shim)

압축성유체인 연료유는 플런저가 스피럴홀을 지나는 순간부터 연료출구를 통하여 분사되기 시작하여 스피럴홀을 지나게 되면 스피럴홀을 통하여 누설되어 분사가 종료된다.

연료유의 분사시점은 앞의 캠의 운동에서 설명하였듯이 상사점(TDC) 이전 -5°C 로 설정된 캠의 각도를 통하여 표준 설정된다. 그러나, 연료펌프의 씸의 두께를 조절하는 것을 통하여 연료유의 분사시기를 미세 조절할 수 있다. 그림 18.을 통하여 연료펌프에 씸이 삽입되는 위치(\leftarrow)를 확인할 수 있다. 연료펌프에 씸이 삽입되면 스피럴홀의 위치는 아래로 이동하게 된다. 그러므로, 플런저의 상승운동(송출행정)시 플러저가 스피럴홀을 차단하는 시점은 당겨진다. 즉 분사시점은 앞당겨(Advanced)지고 최대폭발압력은 증가(Increased)하게 된다. 반대로 씸을 제거하거나 얇은 씸으로 교체하게 되면 스피럴홀의 위치는 이전에 비하여 위로 이동하게 되고 결과적으로 분사시점은 늦춰(Decreased)



그림 19. 연료펌프

지게 되며 최대폭발압력은 감소(Reduced)한다.

그러나, 일반적으로 공장에서 연료펌프 씸은 없는 상태로 출고되어 선내 탑재되므로 해상시운전 중에는 펌프씸을 추가함으로 연료분사 시점을 앞당기는 것만이 가능하게 된다.

이후에 다시 설명하겠지만 VIT의 원리는 바렐(barrel)을 회전시켜 스피럴홀의 위치를 이동함으로써 연료유의 분사시기를 조정한다는 면에서 연료펌프씸의 원리와 같다고 하겠다.

6 연료분사밸브(Fuel Injection Valve)와 무화기(Atomizer)

실린더 커버에는 엔진의 모델에 따라서 2~3개의 연료분사밸브(fuel injection valve)가 설치된다. 연료분사밸브는 400 bar에서 개도되어 약 800 bar까지 도달하도록 설계되어 있다. 연료분사밸브의 무화노즐(atomizer)은 높은 분사압력과 함께 실린더내 연소실에서 연료유의 연소과정동안 직접 노출되므로 공장 시운전후 개방검사 시 선주와 선급의 주된 검사대상이 된다. 무화노즐의 재질은 MAN-B&W엔진의 경우 "Stellite 6" 혹은 "HIP'ed NiCr 22 WAl"을 사용하며, SULZER엔진의 경우 "Stellite 6"의 고온용 재료를 사용한다.

연료유의 분무특성 즉 미립화(atomization), 관통(penetration), 분산(dispersion), 분포(distribution)는 압축행정 말기에 고압의 연

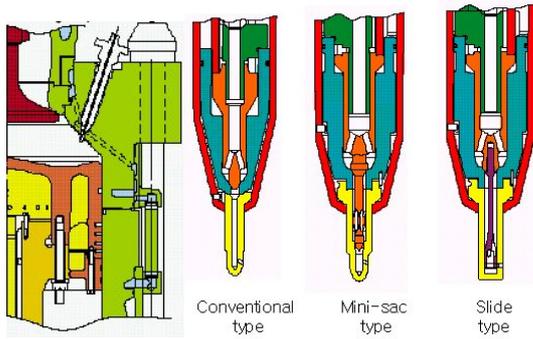


그림 20. 연료분사밸브

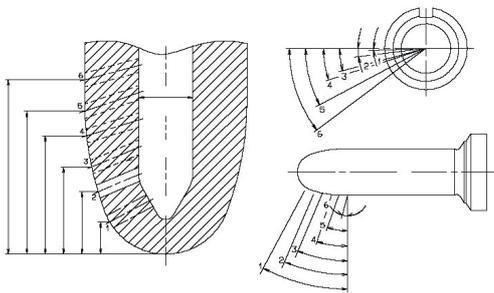


그림 21. 무화노즐(Atomizer)

료를 분사함으로써 자연착화 연소하는 엔진의 연소특성 상 연소성능에 매우 중요한 영향을 미치게 된다. 무화노즐의 분무홀의 위치, 각도, 크기, 숫자에 따라 연료유의 분무특성은 변하게 되며, 연소상태의 변화를 통하여 연소실내의 각 부품의 온도, 연료소비율, NOX 발생량이 함께 바뀌므로 엔진의 형식에 따라서 최적의 분사형태를 갖도록 노즐을 설계하는 것은 매우 중요하다.

그림 20.와 같이 연료유밸브는 썩볼륨(sac volume)을 감소시킴으로써 연료소비량을 향상시키는 방향으로 개발(conventional type→mini-sac type→slide type)되어왔다. 과거 conventional type fuel valve가 사용되었으나 현재 slide type fuel valve의 적용이 표준이 되어가고 있는 추세이다. mini-sac type은 conventional type에 비하여 썩볼륨이 작기 때문에 연료분사 후 썩볼륨에 채워져있는 연료가 기화되어 불완전 연소되는 연료량을 줄임으로써 연료소비량 및 탄화물의 발생량을 줄일 수 있는 장점이 있다. 여기서 slide

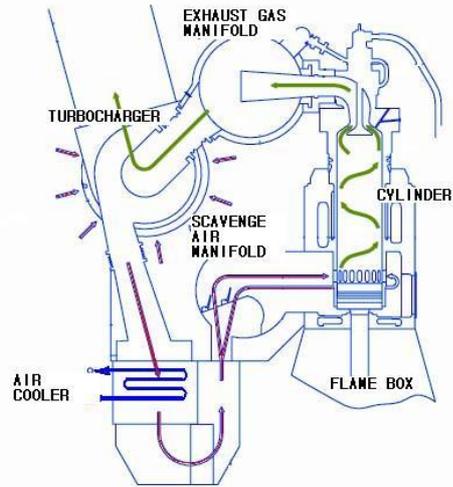
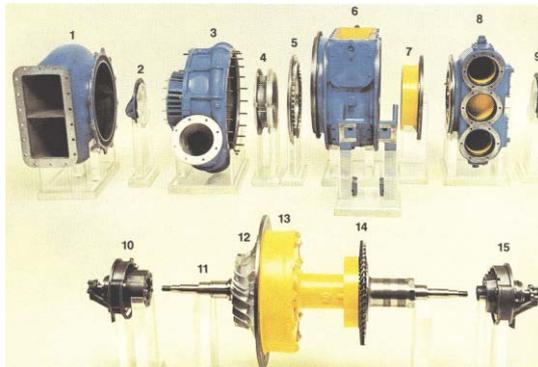
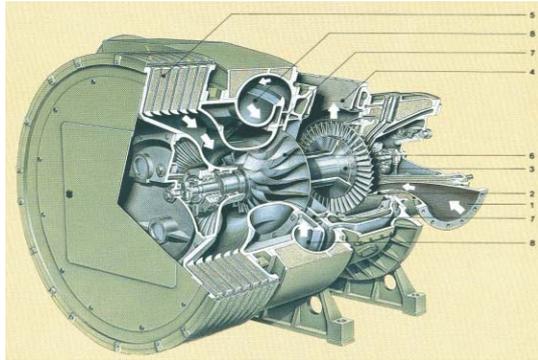


그림 22. 주기관의 흡·배기의 흐름
type은 썩볼륨이 "O"이 되므로 탄화물의 양은 훨씬 줄어들게 된다.

4. 과급기(Turbocharger)

1. 주기관의 출력의 향상

선박의 운항속도나 화물의 적재량을 증가시킬 목적으로 주기관의 전체 출력을 증가시키기 위한 방법으로 (1)행정체적을 증가시키거나 (2)피스톤 평균속도를 향상시키고 (3)과급에 의하여 과잉공기를 공급하는 방법이 사용되어왔다. 행정체적을 증가시키는 방법은 실린더직경 혹은 행정길이를 증가시켜서 실린더 체적을 늘이는 방법과 실린더 기통수를 늘이는 방법이 있다. 피스톤의 평균속도를 증가시키는 방법은 크랭크축의 회전속도를 증가시키는 것을 의미한다. 그러나, 엔진의 고속회전은 체적효율의 감소를 발생시키고 마찰손실의 증가를 발생시키므로 이 방법은 관성력이 적은 소형엔진에서 효과적인 것이라 할 수 있다. 과급에 의한 소기의 과잉공급은 선박용 2행정엔진에서 연소성능이 탁월하게 향상되는 장점이 있으나 소기압력의 상승으로 소기온도의 상승이 필연적이고, 실린더 내부 압력이 증가하게 되고 결과적으로 연소온도가 상승하므로 보다 효과적인 열전달 효과가 적용된 실



- 1. silencer 3. compressor casing 5. diffuser 6. gas outlet casing 7. nozzle ring 8. gas inlet casing 10. bearing assembly 11. rotor 12. compressor wheel 14. turbine wheel 15. bearing assembly

그림 23. ABB VTR Turbocharger

런더 냉각기술이 필요하게 된다.

2. 과급기의 구조와 과급원리

그림 23.는 ABB VTR 터보차저의 구조적 명칭을 보여주고 있다. 과급기는 배기가스 터빈으로 구동되는 일종의 송풍기로 생각할 수 있으며, "Compressor Side"와 "Turbine Side"의 2개 구조로 크게 구분할 수 있다.

Turbine Side=Turbine Blade+Nozzle Ring
Compressor Side=Compressor Wheel+Diffuser

배기가스리시버 내에 비교적 균일한 고압상태로 축적된 배기가스는 과급기의 가스입구케이싱(gas inlet casing)을 지나고 노즐



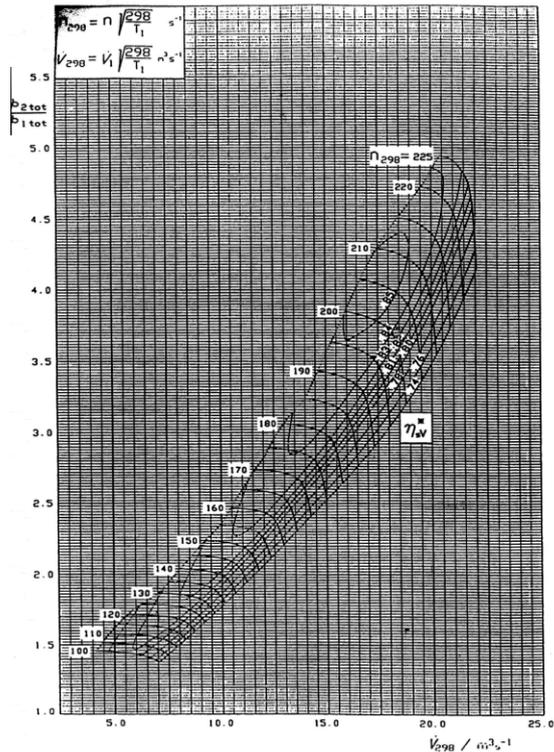
그림 24. 과급기의 탑재과정

링(nozzing ring)을 지나 터빈블레이드와 충돌하여 회전축(rotor)를 구동하게 된다. 노즐링은 고압의 연소가스가 가지고 있는 압력 에너지를 속도에너지로 변환시키는 기능을 하고, 터빈블레이드(turbine blade)는 노즐링을 지나 나오는 고속의 배기가스가 가지고 있는 속도 에너지를 회전축의 회전에너지로 변환시키는 기능을 한다.

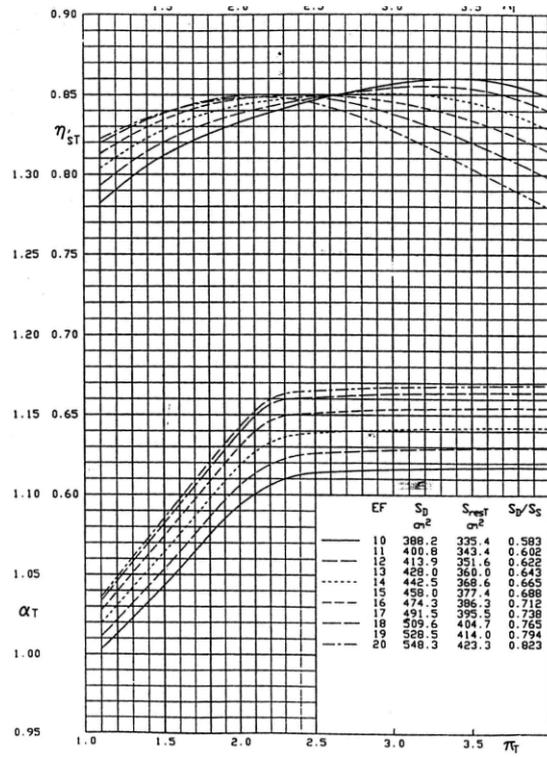
흡입공기는 소음기(silencer)와 압축기케이싱(compressor casing)을 지나고 압축기휠(compressor wheel)과 디퓨저(diffuser)을 지나며 압축되어 소기메니폴드에 축적되고 엔진이 행정을 하면서 연소실로 유입된다. 터빈블레이드에 의한 회전축의 회전토크를 전달받아서 압축기휠(compressor wheel)은 외기를 고속 흡입한다. 압축기휠을 지난 고속의 흡입공기는 디퓨저를 지나면서 속도는 감소하고 압력은 증가(diffusing)하게 된다. 이러한 과급기의 구동역학에 의하여 소기압력은 이전보다 향상되게 된다.

그림 22.은 주기관의 급·배기의 흐름을 일목요연하게 보여주고 있다. 실린더로부터 배출되는 고온 고압의 배기가스는 배기리시버를 지나서 과급기의 터빈을 구동하고 배출된다.

과급기의 설치는 엔진의 출력증가가 가장 큰 목적이다. 물론 터보차저의 효율이 향상됨에 따라 소기효율이 증가하므로 연료 소비율이 감소하는 효과도 있지만 소기 압력의 증가에 따라 연소실에 공급되는 공기



(a) 압축기선도(Compressor Map)



(b) 터빈특성도(Turbine Characteristic Curve)

그림 25. 과급기 서징특성의 검토

의 양이 크게 증가하게 되고, 이에 따라 많은 양의 공기(높은 압력의 고밀도의 공기)를 연소시킬 수 있으므로 엔진출력이 크게 향상됨이 주된 목적이 된다. 또한 과급에 의하여 실린더의 열부하도 감소한다. 일반적인 중유의 공연비 14:1을 고려하면 과급기에 의하여 과급된 흡입공기의 약 35%는 소기, 약 25%는 연소반응, 나머지 40%는 연소실에서 연소반응에 도움을 주며 연소실을 냉각하는 역할을 하게 된다.

3 과급기 메칭테스트 (Turbocharger Matching Test)

선박의 출력과 설계항해속도를 고려하여 엔진의 최초 설계시에 요구되는 공기량, 소기압력, 연료소비율, 최대압축압력, 최대연소압력, 배기가스의 온도 등이 컴퓨터에 의한 전산해석으로 결정되며 터보차징데이터(turbo-charging data)로 제공된다. 제공된 엔진의 터보차징데이터를 만족하도록 "Heat

Balance"와 "SFOC", "흡배기관의 압력차"등을 고려하여 선정된 과급기의 "공기량", "소기압", "배기가스의 온도" 등을 계산한다. 과급기의 메칭테스트는 엔진에서 요구되는 터보차징데이터와 선정된 과급기를 실제 엔진에 설치하였을때 엔진에서 나오는 데이터가 일치하는지를 확인함으로써 과급기의 선정이 올바르게 되었는지 확인하는 절차이다. 전산계산의 오차로 인하여 테스트 결과의 불일치가 큰 경우 여분의 노즐링과 디퓨저를 적절히 교체함으로써 조정하게 된다. 그림 25.은 과급기 메칭테스트에 사용되는 "Compressor Map"과 "Turbine Characteristic Curve"이다. 이 커브를 이용하여 선정된 과급기의 각 부하상태에서의 운전상태가 서징상태(turbocharger surging)에서 충분히 안전한지 확인하게 된다.

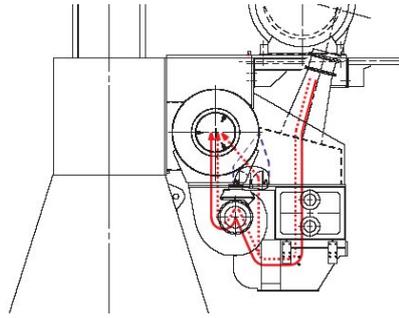
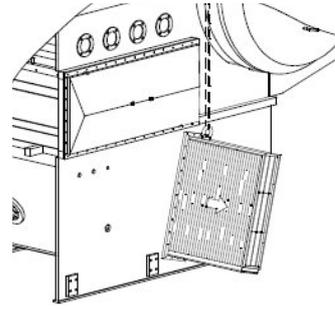


그림 26. 공기냉각기내의 공기흐름

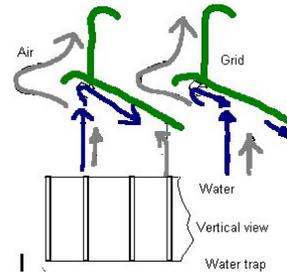
5. 공기냉각기(Scavenge Air Cooler)

높은 온도의 공기는 밀도가 낮기 때문에 과급의 효과는 떨어지게 된다. 과급기를 지나는 공기는 압축되는 동안 발생하는 압축 열과 고온의 배기가스로 부터 축과 케이싱을 통하여 전달되는 열로 인하여 가열된다. 그러므로, 과급공기를 냉각하여 밀도를 높임으로서 과급효율을 높이고 실린더의 열부하를 낮추기 위하여 과급기를 나온 공기는 공기냉각기와 워터미스트캐처에서 각각 냉각, 제습된다. 공기냉각기에는 해수관이 연결되어 해수가 냉각수로서 작용한다. 공기냉각기는 엔진 배기편(exhaust side)으로 그림 26.과 같이 설치되며, 공기냉각기 내에 워터미스트캐처는 그림 27.과 같은 원리로 소기를 제습한다.

고온의 공기가 공기냉각기를 지나며 냉각되면서 공기의 온도가 이슬점에 가까와지면 공기의 상대습도는 상승하게 된다. 과급효율의 향상을 위하여 과급공기의 냉각은 필수적이며, 과급공기가 냉각되면서 증가하는 상대습도는 실린더의 부식과 마찰마모를 촉진시키고 연소효율을 감소시키며 윤활유의 상태를 악화시키는 등 매우 위험하다. 그러므로, 공기냉각기 내 유동공기의 충돌판(워터미스트캐처)를 설치하여 냉각된 공기내에 존재하는 수분입자를 강제응축시켜 배출한다. 이를 통하여 실린더 내에 소기가 유입되기 전에 충분히 수분을 제거한다.



(a) 워터미스트캐처 위치



(b) 워터미스트캐처의 원리

그림 27. 워터미스트캐처(water mist catcher)

6. VIT(Variable Injection Timing)와 ME 엔진

1. VIT와 엔진출력

실린더의 설계압력 이내에서 최고폭발압력을 높일수록 엔진의 출력은 향상된다. 최대폭발압력은 소기압력과 최대압축압력, 연료분사시점(연료유의 착화시점)이 복합적으로 작용한다. 소기압력은 과급기의 효율 및 임펠러의 회전수에 상관하고 최대압축압력은 피스톤에 의하여 압축되는 연소실의 용적과 각각 관련하므로 조절이 용이하지 않다. VIT 장치는 엔진의 부분부하운전에서 소기압력과 최대압축압력의 변화없이 연료유의 분사시기만을 조절함으로써 실린더내의 최고폭발압력을 상승시키고 출력을 향상시키는 장치이다. 그림 29.은 VIT가 설치된 연료펌프의 사진이다. 흰 원안의 2개의 랙(rack)중 상부 랙이 “VIT timing rack”이고 하부 랙이 “fuel index rack”이다. fuel index rack과 VIT timing rack은 각각 펌프플런저(plunger)와 펌프바렐(barrel)에 톱니로 연결

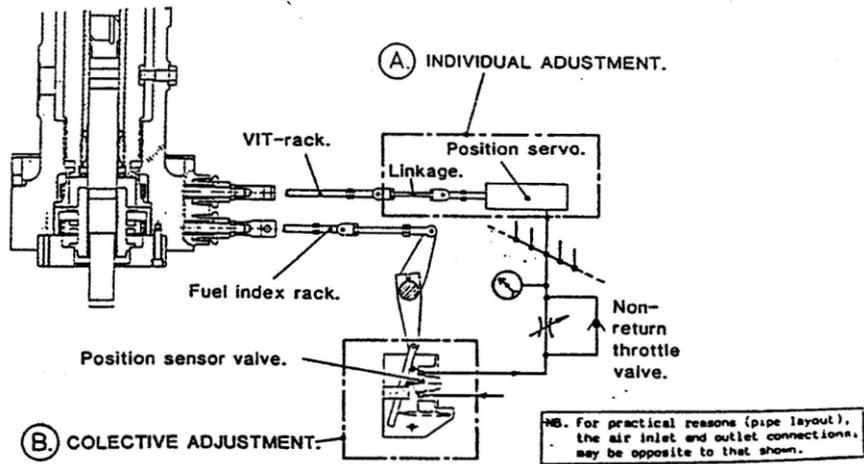


그림 28. VIT 시스템의 도해

되어있고, 랙의 삽입깊이에 따라서 플런저와 바렐의 위치를 이동시키게 된다. fuel index rack의 작용으로 회전하는 플런저는 각 부분부하 운전에서 분사되는 연료유의 양을 변화시키게 된다. VIT timing rack의 작용으로 상·하이동하는 펌프바렐은 엔진의 부하상태에 따라 연료유의 분사시점을 전진(advanced) 혹은 후진(delayed)시키게 된다.

2. VIT에 의한 연료분사시점의 조정

VIT 시스템의 구성은 연료펌프에 내장된 "timing guide", "VIT timing rack"과 엔진 원격조정장치(local control box) 내부에 위치한 "VIT actuator (position servomotor)"와 "pilot valve(=position sensor valve)"로 구성된다. "pilot valve(=position sensor valve)"가 조속기(governor)의 출력축의 각도나 "regulating shaft"의 위치를 감지하여 엔진의 운전부하를 감지하고, 운전부하에 따라 "position servomotor"는 "VIT timing rack"을 넣고 빼는 조정 작업을 하게 된다. "VIT timing rack"의 작동으로 "timing guide"가 회전하여 펌프바렐이 상·하 이동하게 된다. 펌프바렐의 상·하 이동으로 스프링홀(spill hole)의 높이가 변하고 플런저에 의하여 스프링홀의 차단시점이 바뀌게 되므로 연료분사 시기가 조정되게 된다(그림 28. 참조).

연료분사시기가 빨라지면 실린더 내에



그림 29. 연료펌프 "VIT rack(원안의 위)"과 "fuel rack(원안의 아래)"

착화시점 또한 빨라지므로 연소실 내의 연소최고압력이 증가하고 열효율은 향상된다. 연소최고압력이 10 bar가 증가하면 연료소비율은 대략 2% 정도 감소하는 효과가 있다. 반면에 이와 같은 연소조건에서는 질소산화물(NOx)의 발생량이 필연적으로 증가하게 되므로 질소산화물의 양을 제어할 수 있는 다른 기술이 필요하다. 엔진 제조자는 무화기(atomizer)의 분무특성을 개선함으로써 이를 해결하고 있다.

연료분사시기가 최대로 앞당겨(펌프바렐이 가장 낮은 위치로 이동)지는 즉 VIT

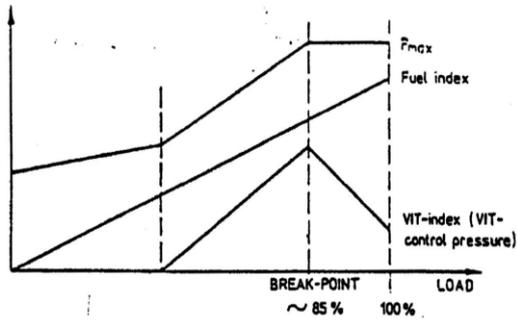


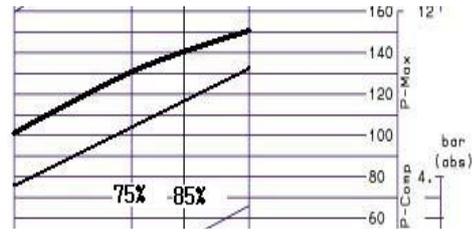
그림 30. 엔진의 각 운전부하별 "fuel index"와 "VIT index"

timing rack이 최대로 깊숙히 삽입된 때(VIT index가 최대인 때)를 “BREAK- POINT”라고 한다. 그림 30.과 같이 BREAK- POINT는 NCR 보다 약간 낮은 부하(MCR 75%~85%)로 설정된다. VIT가 작동하기 시작하는 때는 MCR 50%로 BREAK-POINT 까지 부하 증가에 따라 VIT index(VIT의 삽입량)는 정비례하게 증가하며 BREAK- POINT 이후에 감소하게 된다. 그러므로, VIT가 장치된 엔진의 출력은 MCR 50%부터 향상되기 시작해서 이후 전 부하에서 $P^{max} < 142\text{bar}$ 와 $P^{max} \cdot P^{comp} < 35\text{bar}$ 의 운전조건을 만족하는 범위에서 출력은 향상되게 된다. 공장에서는 자체시운전 중에 엔진 각 부하의 조속기 출력축의 각도에 대응하는 VIT index를 미리 설정하고, 실제 항해 시에는 조속기 출력축의 각도를 감지하여 운전 중인 엔진의 부하 결정하고 그림 30.과 같이 미리 설정된 VIT index에 따라 VIT를 조정하게 된다.

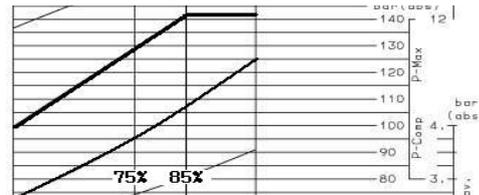
그림 31.은 (a)VIT가 적용되지 않는 50MC-C 엔진과 (b)VIT가 적용되는 50MC 엔진의 각 부분부하에서의 최대압축압력과 최대폭발압력선도이다. VIT가 적용된 엔진에서 MCR 50% 이후 부터 VIT가 적용되지 않은 엔진에 비해 높은 최대폭발압력을 보이며 계속 증가하다가 MCR 85% 이후 부터 142 bar로 설계 한계치를 유지하게 된다.

3. ME엔진의 출력향상

ME엔진은 기존의 MC엔진에 대하여 연



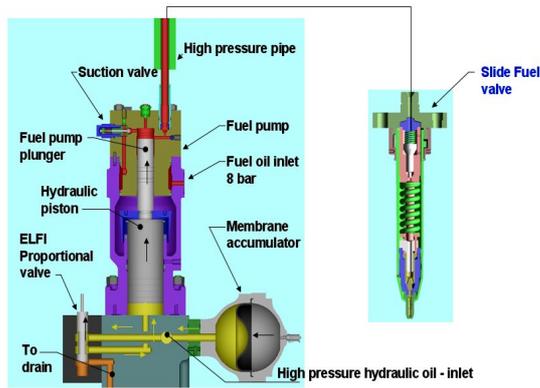
(a)VIT 설치되지 않은 엔진(50MC-C)



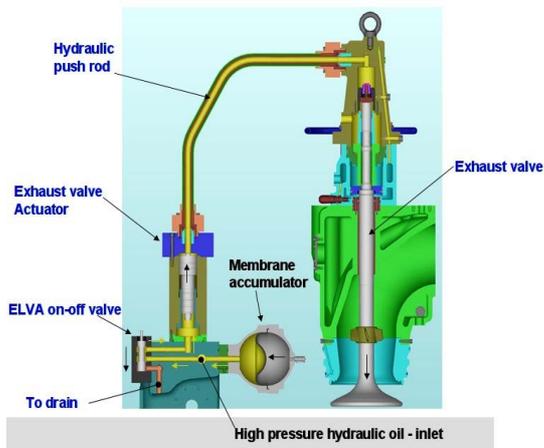
(b)VIT 설치된 엔진(50MC)

그림 31. MAN-B&W 50MC엔진 표준 성능선도의 P^{comp} 와 P^{max} (그래프 윗선부터 P^{max} , P^{comp} , P^{scav})

료분사 시점의 조정성(timing)과 연료분사(intensity)의 집적성이 향상되었다. 또한, 배기밸브의 개폐시기 까지 조정할 수 있다. 이것은 캠에 의하여 구동되던 기계식 연료분사밸브와 배기밸브구동 시스템과는 전혀 다른 시스템을 채택하였기 때문이다. ME엔진의 연료유 분사밸브의 분사시점은 ELFI(Electronic Fuel Injection) 밸브에 의하여 전자 제어되므로 기존의 기계구동식보다 더 세밀한 제어를 할 수 있는 장점이 있다. 또한, ELVA (Electronic Exhaust Valve Actuator) 밸브에 의하여 전자적으로 배기밸브의 개도시점이 조절된다. 실제 ME엔진은 저 부하 운전시에 배기밸브의 폐쇄시점을 앞당김으로서 MC엔진과 비교하여 동일한 소기압력으로 높은 최대압축압력을 얻을 수 있다. 저부하에서 효율적인 연소제어를 할 수 있는 것이 ME엔진의 가장 큰 장점인데 ELFI 밸브에 의한 연료분사시점과 ELVA 밸브에 의한 배기밸브 폐쇄시점의 최적운용으로 결국 저부하에서 우수한 연료소비특성과 운전성능, 낮은 배기가스 배출율을 나타낸다. 그림 33.은 VIT가 설치된 MC-C엔진과 ME엔진의 성능선도를 비교한 것이다.



(a) ELFI 밸브



(b) ELVA 밸브

그림 32. ME엔진의 연료펌프와 배기밸브 구동 시스템

VIT가 MCR 50% 이후 작동하지만 기존 MC-C엔진에서 압축압력(compression pressure)은 운전 중 제어가 불가능하므로 저부하에서 최대폭발압력(maximum pressure)은 제한될 수 밖에 없다. 그러나, ME엔진에서는 전자제어에 의한 배기밸브 개폐시점의 제어로 MCR 85% 이하의 저부하에서 압축압력을 MC-C엔진에 비하여 높게 조절할 수 있다. 그러므로, 저부하 운전영역에 대하여 최대폭발압력을 MC-C엔진에 비하여 실린더 설계압력까지 근접하게 상승시켜 운전할 수 있게 된다. 즉, ME엔진은 저부하에서는 배기밸브의 개폐시점을 조절하여 폭발압력을 향상시킴으로 출력을 향상시키고, 고부하에서는 ELFI밸브를 통하여 연료분사시점을 조절하여 출력을 향상시키게 된다. 결과적으로

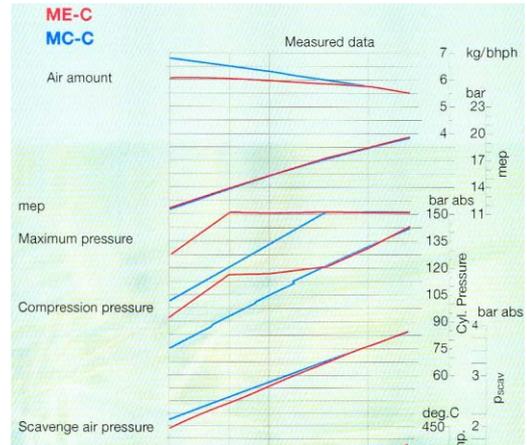


그림 33. MC-C엔진과 ME엔진의 성능선도

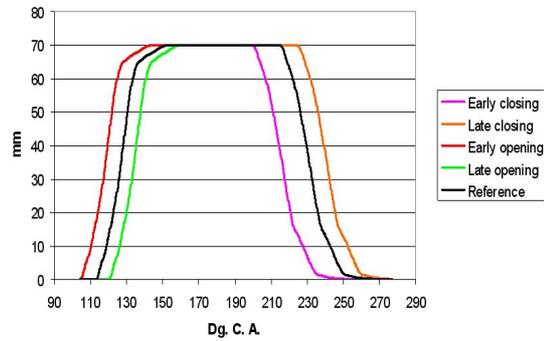


그림 34. 배기밸브 개폐시기의 조정

저부하와 고부하에서 모두 우수한 운전특성을 갖는다고 하겠다.