

## 선박 엔진용 TURBO-CHARGER의 압축기 성능해석 (Performance analysis in radial turbo-charger compressor of Marine Engine)

유 광택, 류 재덕  
(쌍용중공업 엔진기술연구소)

### 1. 서언

현재까지 선박엔진용 turbo-charger의 국내기술은 해외 선진사의 기술제휴 생산방식으로 압축기, 터빈등 주요부품의 생산기술 및 국산화 제품의 성능시험평가 수준에 머물고 있다.

중형디젤엔진 및 turbo-charger 전문업체로서 당사는 turbo-charger의 핵심설계기술인 압축기 공력설계기술을 확보함과 동시에 향후 고유모델개발을 도모하고자 1,000 마력급 엔진에 장착되는 radial type 압축기에서의 비압축성, 압축성 유동해석을 수행하였으며 그 해석결과를 turbo-charger 단독시험 data와 비교하였다.

### 2. Turbo-charger 기술개요

Turbo-charger는 엔진의 주요 구성품으로 엔진 배기가스 에너지에 의한 터빈 구동에너지는 연결축으로 압축기를 구동하여 연소실에 가압된 공기를 공급한다. 압축기는 엔진으로 흡입되는 공기의 압력 및 밀도를 증대시켜 체적효율 및 연소효율을 높이므로 엔진의 열효율과 연비를 향상시키는 역할을 한다. 그러므로, 고압축비 압축기 설계가 엔진의 출력향상과 직결된다고 할 수 있다. 압축기의 고압축비를 이루기 위해서는 터빈의 공력설계도 병행되어야 하며 터빈은 고온의 배기가스를 작동유체로 사용하므로 내열재 소재기술을 개발하는 것도 매우 중요하다. 또한, turbo-charger와 엔진의 matching을 위해서 엔진 부하변동에 따라 압축기의 회전수와 엔진으로 공급되는 공기유량이 변화시 충분한 surge margin을 갖도록 turbo-charger의 공력설계가 되어야 한다.

Turbo-charger의 개발에는 성능개선을 위한 공력설계 뿐만이 아니라 실제사용시 많은 문제를 야기시키는 축계 및 bearing 의 안정성설계 또한 요구된다. Bearing 의 유막성능이 직접적으로 압축기와 케이싱사이의 tip clearance 를 결정하는 변수가 되며, 압축기와 터빈간 압력 불평형으로 발생하는 추력에 의한 불안정거동을 방지하기 위하여 2차유로의 설계가 요구된다. 축계에서 고속회전으로 인한 진동과 과열을 방지하기 위해서는 운전중에 적절한 유막을 유지하는 윤활유 공급방법 및 bearing, seal의 설계가 필요하다.

실제로 turbo-charger와 같은 열·유체기계를 생산하기 위해서는 3차원 형상을 갖는 압축기 및 터빈 blade의 주조·가공기술, 다른 재질을 갖는 터빈과 연결축의 마찰용접기술, balancing 및 spin test 기술등 고도의 생산기술이 요구된다. 복잡한 3차원 형상을 가진 압축기 및 터빈의 제작에는 5축 machine 에 의한 가공방식과, 정밀주조방식이 주로 채용된다.

### 3. 압축기 성능해석 및 시험평가

#### 3.1 Compressor 설계 사양

고려된 turbo-charger 압축기는 radial type의 impeller와 diffuser ring, volute casing으로 구성되어 있으며, 터빈의 경우는 radial type의 터빈과 nozzle ring, insert casing 으로 구성되어있다. 그림.1 은 turbo-charger 개략도를 나타낸다.

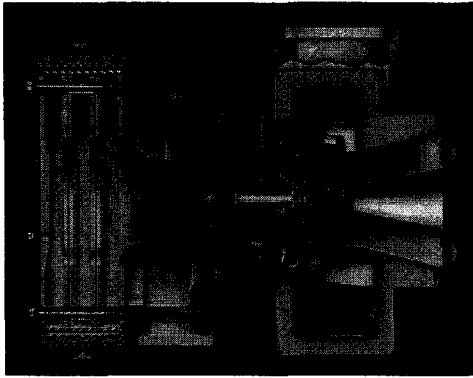


그림. 1 turbo-charger 개략도

압축기 impeller를 범용 3차원 modeling software 인 pro-engineer로써 3차원 modeling 하였으며(그림 2) impeller blade의 주요 치수 및 설계 data 는 아래의 표.1, 그림.3 과 같다. Impeller 입구에 회전수 계측을 위한 magnet 취부면이 있으며, 출구 뒷면에는 기밀유지를 위한 seal 취부면이 보이고 있다.

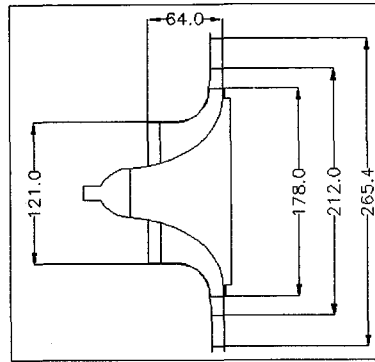


그림.3 압축기 lay-out

형상 data		성능data	
입구 tip 반경	60.5 mm	유량	1.4 kg/s
입구 hub 반경	11.3 mm	압력비	3.0
출구반경	89 mm	회전수	48,150
날개수	18개	소요동력	약250kW

표.1 compressor data

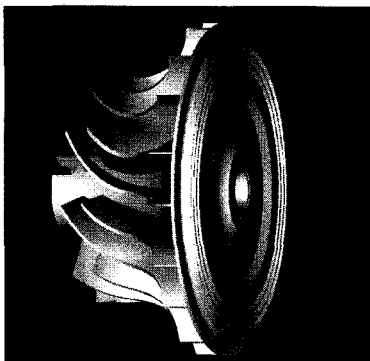
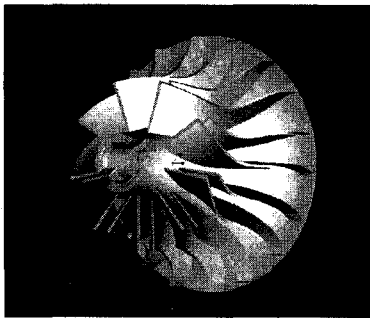
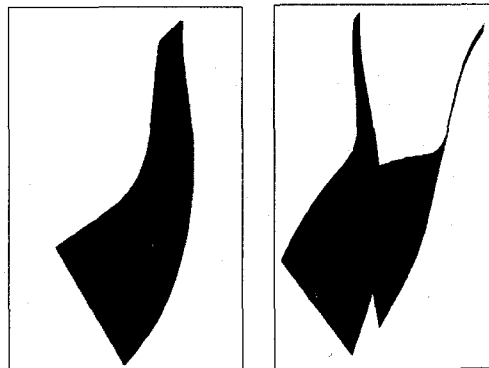


그림 2. impeller modeling 형상

### 3.2 비압축성 성능해석

Blade 간 유동해석을 통한 정량적인 유동장 해석 및 압력분포를 예측키 위해 상용 CFD code인 Fluent를 사용하여 3차원 유동장 해석을 수행하였다. Impeller blade 의 3차원 형상은 아래의 그림. 4 와 같다.



main blade

splitter

그림. 4 Impeller blade 3차원 modeling

그림. 4에서 volume mesh 는 unstructured mesh 로써 약 40,000 개를 구성하였다. 유동장은 blade 와 shaft의 회전부와 housing 부의 비회전 부로 구분되므로 sliding mesh 를 사용하였고, 난류 model은 가장 일반적인 k-ε model를 사용하였다. 벽면에서는 wall function 을 이용하였고, 열 전달 효과는 단열로 가정하였다. 비압축성 유동으로 가정한 성능해석 계산시간은 Silicon Graphics 사의 main memory 128 Mbyte 의 Power indigo 2 로써 약 4시간이 소요되었다.

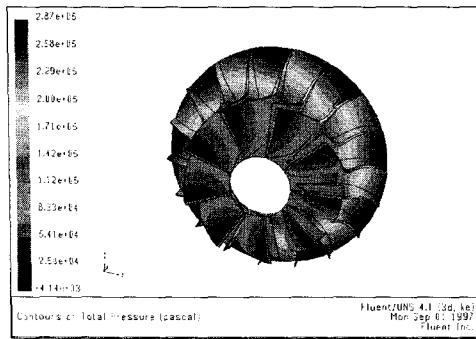


그림. 5 Total pressure contour at impeller

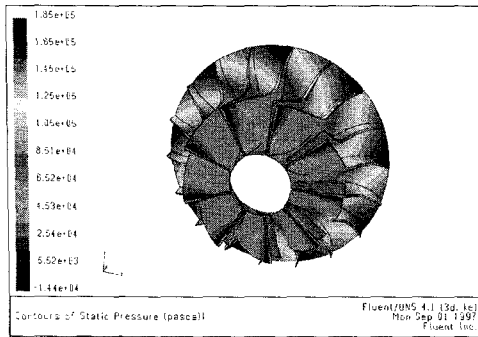


그림. 6 Static pressure contour at impeller

그림. 5 과 그림. 6 은 비압축성으로 가정한 impeller의 유동장을 design rpm 에서 계산한 결과로서, main blade 와 splitter, shaft에서의 total pressure, static pressure 를 보여주고 있다. Impeller의 반지름이 입구에서 출구쪽으로 커짐에 따라 선속도가 증가하여 압력이 점진적으로 증가 되는 것을 보여주고 있다. splitter 입구에서 일부의 vortex가 발생되는 것으로 예측되었는데, 이는 입구부에서 blade 3차원 modeling 의 부정확성 때문인 것으로 판단된다. 입구에서 속도벡터

boundary condition 을 pre-swirl 이 없으며 입구면에 수직인 방향으로 가정시, main blade 입구면에서 압력 gradient가 나타나는 것으로 예측되었다. 출구부 및 blade 면에서는 압력과 속도 contour상에서 suction surface 와 pressure surface 가 잘 나타나는 것으로 판단된다. 계산 결과 impeller 출구면에서 total pressure 는 3.5 bar, tangential velocity 는 350 m/s 로 예측되었다. 그러나, 전반적으로 Impeller 출구압력이 실제 test결과보다 크게 예측되었고, off-design rpm 으로 갈수록 차이가 더 크게 나타나는 것을 알 수 있었다. 그 이유는 본 model 은 impeller만을 고려한 유동장계산이어서 실제 압축기 diffuser에서 압력 손실에 의한 영향이 무시되었기 때문인 것으로 생각된다. 그림. 7 은 design rpm에서 속도 vector 를 나타내며 전체 유동장에서 2차 유동(vortex)이 없는 원활한 유동을 보여주고 있다.

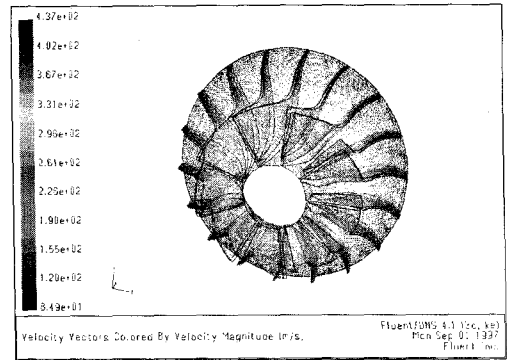


그림. 7 velocity vector at impeller

### 3.3 압축성 유동해석

그림 8 부터 그림. 10 는 압축성으로 가정한 유동해석의 결과로서 main blade 와 splitter, shaft에서의 압력장, mach No, 온도장을 보여주고 있다. 압축성 유동 해석조건으로서 회전수는 42,150 rpm 이며, 입구온도는 300 K로 가정하였고, 난류 model 및 벽면에서의 boundary condition 은 비압축성 유동해석과 동일하게 주었다. 압축성유동해석 계산시간은 비압축성과 동일한 hardware로 약 16 시간 소요되었다.

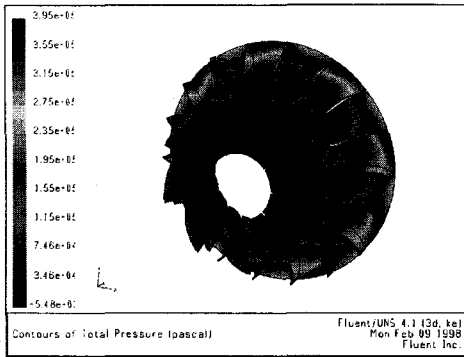


그림.8 total pressure contour

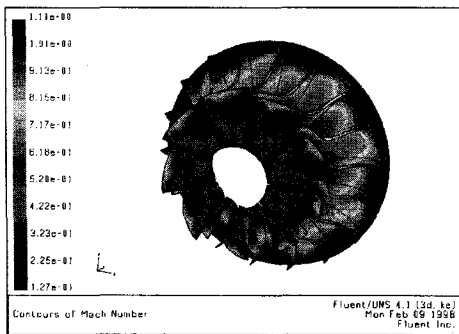


그림. 9 Mach No contour

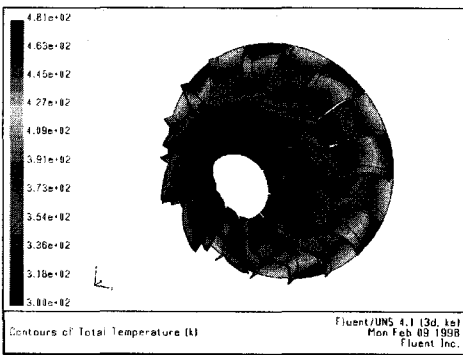


그림. 10 Total temperature contour

압축성 유동해석 결과는 공기의 압축성효과(밀도의 증가)로 인하여 impeller 에서의 압력상승률의 증가로 출구압력이 약 4.8 bar로 예측되어 비압축성 유동해석 결과 보다 크게 나타났다. Impeller 입구 및 Splitter 입구에서의 유동은 비압축성 유동에서와 같은 pressure gradient가 거의

나타나지 않았고, vortex 또한 거의 나타나지 않는 유동으로 예측되었다. 그러므로 비압축성 유동 해석에서보다는 유동장이 훨씬 원활하게 나타내어 반경방향으로의 압력상승을 또한 크게 예측되었다. Impeller 출구에서의 속도는 425 m/s 로 예측되어, mach No. 는 거의 1.1을 나타내었고, 출구에서 total temperature 는 480 K, 밀도는 2.5 kg/m<sup>3</sup> 으로 증가하였다.

### 3.4 성능 실험 및 결과 고찰

Turbo-charger 성능시험장치는 그림.11 과 같으며 원심터빈을 구동하기 위하여 연소기가 설치되며 압축기로부터 가압공기는 연소기로 공급된다. 연소기는 디젤유를 사용하며, 최대 5m<sup>3</sup>/s 공기량 및 최대 650℃ 배기가스온도까지 가능한 용량으로 되어있으며 압축기의 회전수는 impeller 입구에 magnetic sensor 를 설치하여 측정된다. 또한 축과 bearing의 윤활 및 냉각을 위한 윤활유가 공급되며, 윤활유의 냉각을 위해 cooler가 설치되어 있다.

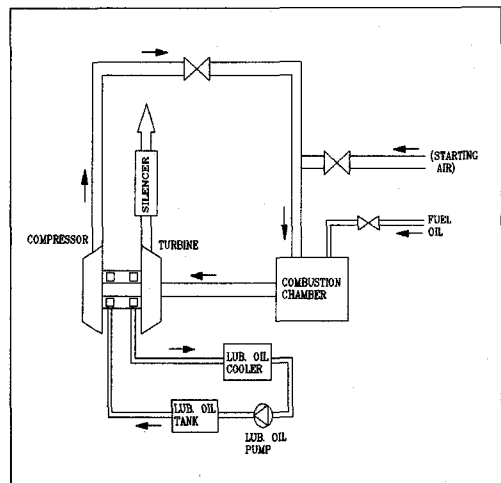


그림. 11 실험장치 lay-out

성능시험은 일정 회전수에서 압축기의 유량을 변화시키면서 압축기의 출구압력과 온도를 측정한다. 이때 압축기의 회전수는 연소기에 공급되는 연료량을 조절하여 제어되며, 압축기 유량은 압축기 출구측 밸브에 의해 제어된다. Turbo-charger 의 초기구동은 별도의 compressor에서 turbine 입

구축으로 공기를 투입하면서 최소 일정 압축기 회전수로 조정되면 연소기를 점화시켜 정상운전을 하게 된다.

그림. 12 는 압축기 성능해석결과를 비교하여 보여주고 있다. 여기에서 압력 및 유량 시험값이 해석값보다 크게 나타난 것은 diffuser 유동장 해석에 의한 압력손실을 고려할 수 없었으며, 계산 시간의 과소로 인하여 실제 impeller 와 casing 간의 clearance 약 0.5 ~ 0.9를 고려할 수 없었기 때문이므로 판단된다. 또한 시험결과에 있어서 압축기 출구압력이 계산값과 대비하여 낮게 나타난 것은 압축기 출구압력의 계측위치가 volute casing 후단이었기 때문으로 판단된다.

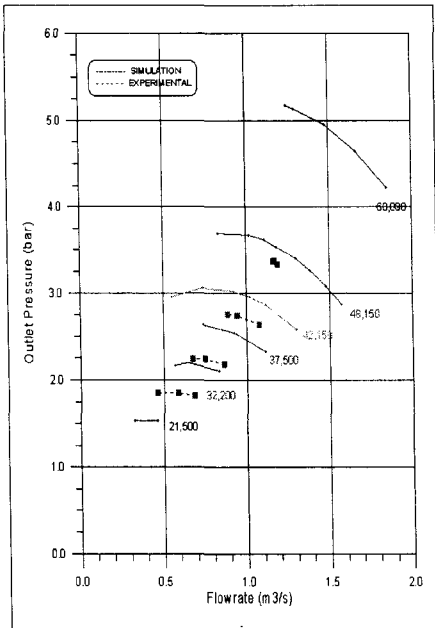


그림. 12 압축기 성능 map  
(experimental, simulation)

#### 4. 결론

본 연구를 통한 압축기 성능해석 및 시험결과와의 비교 고찰은 당사에서 생산하는 turbo-charger의 기술력향상 및 향후 고유모델개발을 위한 기술 초석이 될것으로 사료된다.

향후 압축기의 tip clearance 영향고려, diffuser

유동장해석, 터빈의 3차원 압축성유동해석 및 고속회전 축계류의 안정성해석등을 보완하여 국내 turbo-charger 기술품질 안정화에 더욱 기여하고자 한다.

#### 참고문헌

1. 홍 용식 '가스 터어빈 엔진 이론과 응용', 청문각, page 185 ~ 216, 1996
2. N. A Cumpsty 'Compressor Aerodynamics', Longman Scientific & Technical, pp 220 ~ 265, 1989
3. Manfred Appel 'High-efficiency exhaust gas turbochargers and power turbines for increasing the efficiency of Diesel engine plants' January 1989
4. 한국기계연구원 '터보제너레이터 및 관련 유체기계의 공력설계 및 해석기술(I) 과학 기술처 1차년도 완료보고서' 1997.9