

250마력 급 차량용 터보차저 서지현상에 대한 실험적 연구

이형창* · 한재영* · 이명희** · 임석연*** · 유상석**
* 충남대학교 기계공학과, ** 세아 엔지니어링, *** 동명대학교

Experimental Study of Compressor Surge for 250-hp Class Vehicular Turbocharger

Hyungchang Lee*, Jaeyoung Han*, Myeonghee Lee**, Seokyeon Im*** and Sangseok Yu**

* Dept. of Mechanical Engineering, Chungnam Nat'l Univ.,

** Seah Engineering.,

*** Dept. of Automotive Engineering, Dongmyeong Univ.,

(Received July 29, 2014 ; Revised September 5, 2014 ; Accepted September 18, 2014)

Key Words: Turbocharger(터보차저), Surge Phenomenon(서지현상), Turbo Compressor(터보 압축기), Inlet Guide Vane(입구 안내깃), Anti-Surge Valve(서지 방지 밸브)

초록: 터보압축기의 서지는 압축기의 불안정 운전영역으로 주로 소음과 맥동을 유발하며 수회 지속될 시 압축기 시스템 전반에 걸쳐 막대한 피해를 입힌다. 압축기의 안전한 운전을 위해서는 서지현상에 대한 특성과약과 제어전략 수립이 중요하다. 서지현상의 제어는 주로 압축가스의 통과유동량 증대, 필요한 헤드 저감, 압축기 회전수 감속, 가스의 바이패스를 통하여 이루어진다. 본 연구에서는 차량용 터보차저에 서지를 유발했을 때 각 운전 구간별 발생하는 압력변동 특성을 연구하고자 한다. 서지 특성 확인을 위한 파라미터는 압축기 입구 유량과 출구 유량, 관경, 회전수 등으로 선정하였다. 입구단과 출구단 유량을 조절하여 서지 압력 변동을 조사한 결과, 출구단 보다는 입구단 유량의 급격한 변화가 서지와 압축기 내구에 더 영향이 크다는 것을 확인하였다.

Abstract: A surge phenomenon cause noise and pulsations in a turbo compressor, which is an unstable operating regime. Because surge protection ensures a safe compressor operation, it is important to understand the physics of the surge phenomenon. In this study, the surge characteristics of a 250-hp class turbo-compressor were evaluated experimentally. The experimental parameters were the rotational speed, opening angles of the inlet guide vane and exit valve, and inlet pipe diameter and flow rates of the inlet gases. The results showed that the compressor surge was very sensitive to the gas flow rates, exit pressure, rotational speed, and bypass flow rates.

- 기호설명 -

- Wcr : 수정 질량 계수
- Wcp : 실제 질량 유량
- δ : 대기압 대비 입구 압력
- θ : 외기 온도 대비 입구 온도
- Pcp, in : 압축기 흡입 압력
- Tcp, in : 압축기 흡입 외기 온도

1. 서론

터보압축기는 고속으로 임펠러를 회전시켜 회전 운동에너지를 압력에너지로 변환하여 압축가스를 생산하는 장치로서 가스터빈, 내연기관, 터보 제트 엔진, 연료전지 등 많은 산업기반시설에 사용되고 있다.

터보압축기에 서지(surge)가 발생하면 압축기 제어를 어렵게 하며, 여러 가지 운전상의 제약물 가지고 온다. 서지는 압축기 유동 현상인 스톨에 의해 매우 복잡한 변수를 가지는데, 유량과 압력

† Corresponding Author, sangseok@cnu.ac.kr

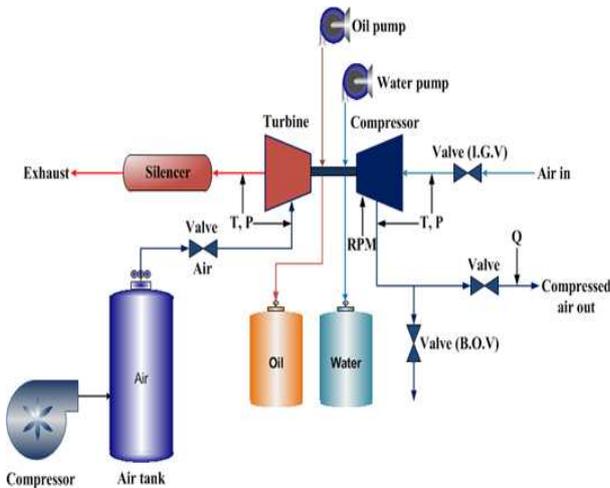


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus



Fig. 2 Signal acquisition diagram

에 따라 크게 네 가지로 구분할 수 있다. 마일드 서지(mild surge), 클래식 서지(classic surge), 모디파이 서지(modify surge), 딥 서지이며(deep surge), 마일드 서지에서 딥 서지로 갈수록 서지의 강도가 강해진다.⁽¹⁾

서지 현상이 발생하는 원인은 입구 안내깃(Inlet Guide Vane)의 변화에 의해 흡입단의 유량이 부족할 경우와 흡입단의 압력이 증가할 경우, 그리고 토출유량이 압축기 후단의 유량조절밸브에 의해 급격히 감소할 경우로 볼 수 있다.⁽¹⁾

서지 제어는 통과 유량의 증대, 필요한 헤드 저감, 압축기 rpm 감속을 통해 효과적으로 제어할 수 있으며, 이 중 압축기 주변의 가스를 재순환시키거나 가스를 대기 중으로 분출시키는 바이패스(bypass) 밸브를 열어 통과량을 증가시키는 방식이 많이 사용된다.^(1,2)

Table 1 Specifications of turbocharger

Bearing type	Ball bearing
Displacement	1.8 ~ 3.0L
HP range	250 ~ 360 HP
Turbine housing	Wastegated
Max efficiency	77%(120000RPM)
Max mass flow rate	0.26kg/s

대부분의 서지 현상에 대한 연구는 실험 장치와 기반구축에 어려움이 많아 주로 해석적 방법 위주로 진행이 되고 있으므로 실험적 데이터가 부족한 상황이다. Galindo 등은 차량용 터보차저를 사용하여 실제 서지 현상을 관찰하고 모델링과 비교 분석하여 그에 따른 특성을 도출하였다.^(3~6)

본 연구에서는 터보압축기의 고유 특성인 서지 현상을 인위적으로 유발하여, 이때의 압축기 압력비 변동 특성을 확인하고자 한다. 또한 압축기에 서지 제어 밸브를 설치했을 때 압력비 변동에 대해서도 조사하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

터보 압축기의 서지 현상을 확인하기 위해서는 서지를 유발하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 터보 압축기와 터빈이 동 축으로 연결되어 있는 차량용 터보차저를 이용하여 터빈 부로 압축공기를 공급하여 원하는 회전수에서 압축기가 정상 작동 될 수 있도록 시스템을 구성하였다. Fig. 1은 터보차저를 이용한 압축기 서지 현상 관측을 위한 개통도 이다. Fig. 2는 각종 데이터 획득을 위한 장치를 보여주고 있다. 터빈에 압축공기를 공급하기 위해 40마력 급 피스톤 압축기를 직렬로 터보 압축기 성능평가 설비와 연결하여 실험을 진행하였다.

터빈으로 공급되는 압축공기의 유량을 조절하기 위해 볼밸브를 사용하고, 입구 단 유량조절을 위해 입구 안내깃 역할을 할 수 있도록 버터플라이밸브를 사용하였다. 서지 방지를 위해 비례 제어 볼밸브를 압축기와 후단 유량 조절 밸브 사이에 장착하여 서지제어 밸브 역할을 할 수 있도록 하였다. 또한 맥동과 소음 방지를 위해 터빈 후단에 소음기를 장착하였고, 압축기의 공기 단열

Table 2 Parameters used in the experiment

Parameter	Range, Size	Unit
rpm	60000 ~ 90000	RPM
I.G.V angle	90, 60, 30, 20	°(degree)
Compressor Inlet tube diameter	25(34mm) 50(60.9mm) 80(89.1mm)	A

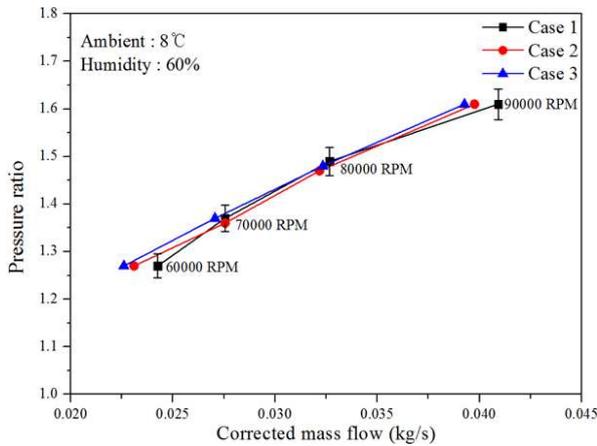


Fig. 3 Experimental Reliability of performance analysis of turbo-compressor

압축으로 인해 압축기가 과열되는 것을 방지하기 위해 냉각 순환루프를 구성하여 냉각하였다.

본 연구를 진행하기 위해 실험 장치에서 터보 압축기의 압력, 온도, 유량, 임펠러의 회전수 등을 측정할 수 있도록 하였다. 특히 압축기의 회전수를 측정하기 위해서는 압축기 임펠러나 축의 회전수를 직접 측정하는 것이 필요했다. 이를 위해 압축기의 볼류트를 천공하고 마그네틱 홀센서를 장착하여 압축기 회전수를 획득할 수 있도록 하였다.

Fig. 1의 T, P, Q, RPM 점에서 각각 압력 트랜스미터, K-Type 열전대, 피토투브 유속/유량계, 마그네틱 홀센서를 사용하여 데이터를 수집하였고, 모든 데이터는 Graphtec사의 데이터로거를 이용하여 필요한 데이터를 획득하였다.

본 실험에서는 압축기 전단과 후단의 유량 조절 밸브 개폐를 통해 흡입, 토출 되는 유량을 감소시키는 방식으로 서지를 유발시켰다. 또한 압축기 입구 배관 직경도 실제 운전 시 입구 유량 변동의 원인이 될 수 있기 때문에 특성 조사 변수로 포함시켜 압축기의 운전특성에 미치는 영향을 조사하였다.

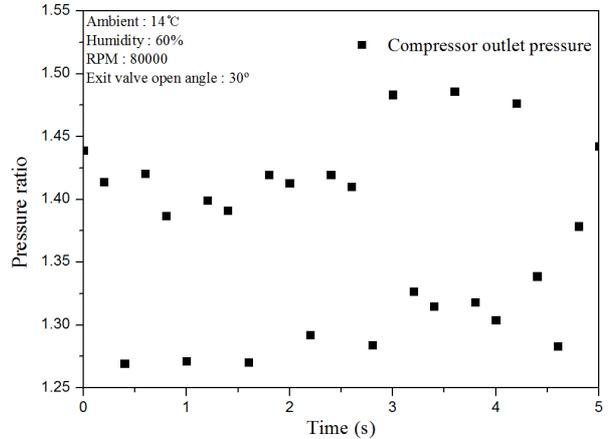


Fig. 4 Variation of pressure ratio under surge condition at 80000 rpm [Induction of deep surge by exit valve closing 30°]

서지현상이 발생하면 주로 소음, 진동이 발생하게 된다. 서지가 발생되지 않는 경우에는 고주파의 안정영역의 압축기 구동 소음이 발생한다. 이에 비해 서지 발생 시에는 저주파의 특유의 소음이 발생한다. 또한 안전영역의 압축기 구동 진동과는 달리 서지 발생 시에는 압축기 후단에서 맥동이 감지되는데 이러한 압력 변동 신호와 소음이 감지되면 정성적으로 서지영역에 들어섰다고 판단하였다. 또한 데이터로거에 측정된 압력이 큰 변동 폭을 보이게 되는 경우도 서지현상으로 정의하고 관찰하였다.

모든 실험은 항온, 항습 조건을 유지하는 압축기 샵테스트실에서 진행하였고, 유량데이터는 실제 측정된 질량 유량을 식 (1)에 대입하여 수정 질량 계수로 변환하였다.

$$W_{cr} = W_{cp} \times \frac{\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (1)$$

$$\delta = \frac{P_{cp, in}}{1atm}, \theta = \frac{T_{cp, in}}{298K}$$

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 압축기 회전수별 압력비 재현성

터보 압축기의 서지 실험에 앞서 우선 원하는 회전수에서 획득되는 신호의 재현성을 확인하였다. 재현성 실험에서는 압축기의 회전수를 60000 rpm, 70000 rpm, 80000 rpm, 90000 rpm 등 4가지 회전수에 대해, 압축기 후단의 밸브를 모두 개방하고 성능실험을 진행하였다.

Fig. 3은 외기온도 8°C, 습도60%의 조건으로 압

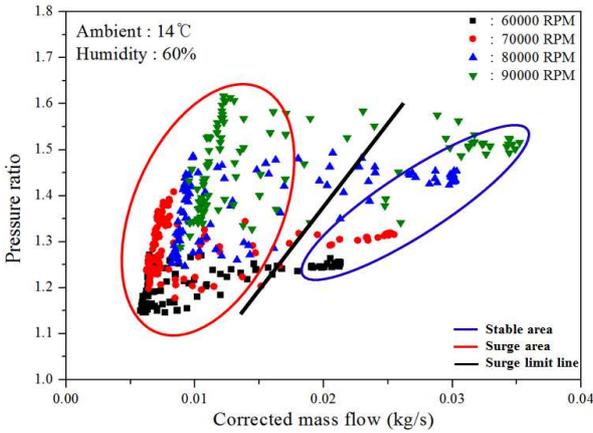


Fig. 5 Pressure and mass flow rate patterns under surge detection

축기 회전수별 실험 결과를 보여주는 것으로 3차에 걸쳐 실험을 유지하면서 진행하였으며, 각 회전수별 출구 압력은 회전수별로 1.26bar, 1.36bar, 1.5bar, 1.6bar로 오차범위 $\pm 2\%$ 내에서 획득 되었다. 유량은 회전수별로 각각 0.024kg/s, 0.028kg/s, 0.033kg/s, 0.04kg/s로 운전 되었으며, 모두 유사한 경향의 압력과 유량 분포를 보여 실험의 재현성이 있다고 판단된다. 또한, 재현성 실험을 진행하면서 회전수 60000 rpm ~ 80000 rpm 영역은 압력과 유량의 변화가 크지 않았던 반면, 90000 rpm 이상의 영역에서는 회전수 변화에 압력이 급격히 변하는 영역으로 진입하였다. 본 연구에서는 두 영역을 구분하기 위해 편의상 90000 rpm 미만의 영역은 저속운전, 90000 rpm 이상의 영역은 고속운전이라 정의하였다.

3.2 서지 유발 시 압축기 압력비 변동

서지 유발 실험은 압축기 후단 유량 조절 밸브의 개방 각도를 조절하여 밸브 출구 유량을 조절하는 방식으로 진행하였다. Fig 4는 회전수 80000 rpm 에서 실험한 결과로 서지영역의 압력 변동을 나타낸다. 서지 발생에 따라 압력비(Pressure ratio)의 변위가 1.275 ~ 1.475까지 변동되는 것을 볼 수 있다. 압력비 변동 폭을 정량적으로 정확하게 정의하여 서지를 진단하는 것은 주어진 회전수, 입구 조건, 압력, 온도 등 매우 복잡하게 얽혀있어서 실제로 매우 어렵기 때문에 위와 같이 압력 변동 폭이 큰 경우를 서지 발생 영역으로 판단하였다. 또한 서지 유발 실험에서는 압축기 회전수 60000 rpm ~ 90000 rpm 영역에서 각 실험 변수별로 진행하였고, 획득된 압력과 유량

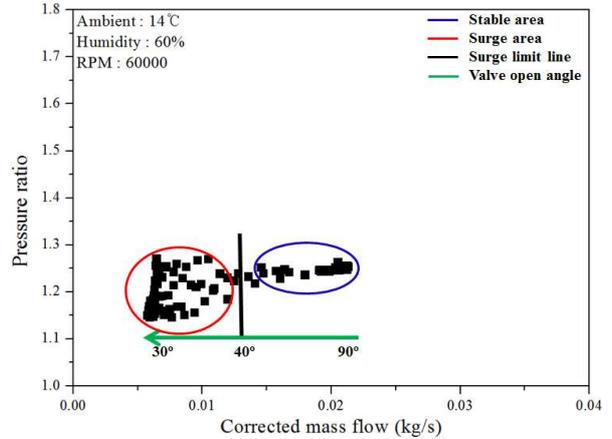


Fig. 6 Pressure and mass flow rate patterns under surge detection (60000RPM)

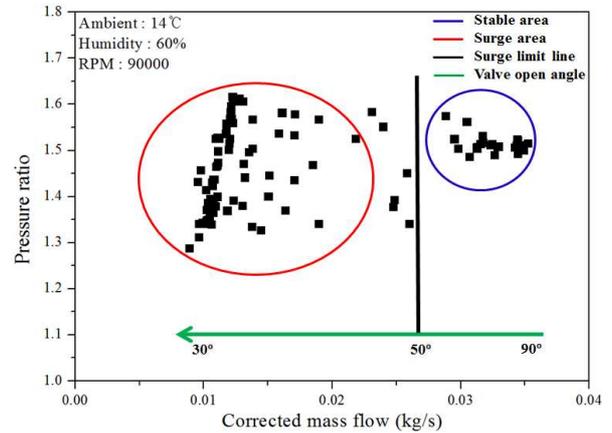


Fig. 7 Pressure and mass flow rate patterns under surge detection (90000RPM)

데이터를 매칭시켜 분석하였다.

압축기가 안정된 운전 영역에서 서지영역으로 진입하게 되면 동일 유량에 대해서도 압력 변동이 지속적으로 발생되게 된다. Fig. 5는 각 회전수별 안정영역과 서지영역에서의 압력과 유량 분포를 보여주고 있다. 서지가 발생되지 않는 영역에 대해서는 압력비 변동이 작지만, 압축기 출구 단 유량 조절 밸브의 각도를 조절함에 따라 출구 유량이 감소하면서 안정영역에서 서지영역으로 압력비가 변동하는 것을 볼 수 있다. 출구 유량 조절 밸브는 90°가 완전 개방 상태이며, 0°가 폐쇄상태로 폐쇄상태에 가까워지면 밸브 통과 유량이 현저하게 줄어든다. 출구 유량을 감소시키게 되면 압축기는 서지 영역으로 들어서게 되고 압축기 임펠러 회전수별 압력대비 유량이 현저히 감소하여 압축공기의 역류가 발생하게 된다. 이때 압력과 유량 모두 변위 폭이 증가하여 Fig. 5

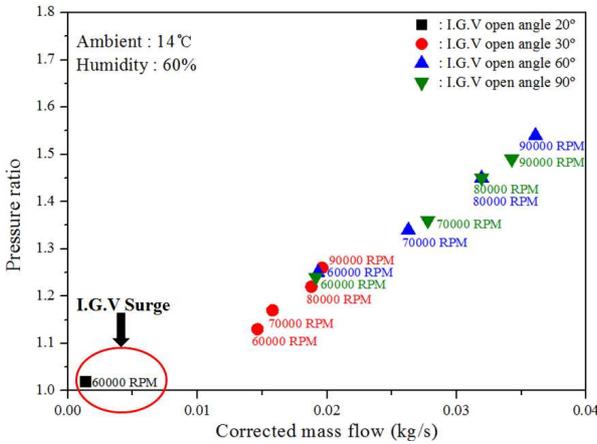


Fig. 8 Performance variation of compressor in terms of open angle of I.G.V.(Inlet Guide Vane)

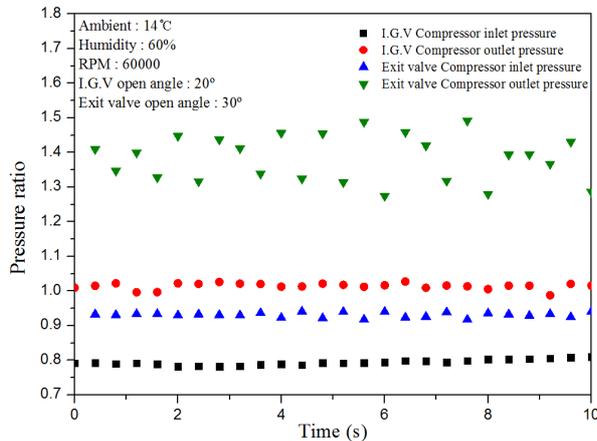


Fig. 9 Comparison of pressure variation under surge condition on angle variation of the exit valve and the I.G.V.(Inlet Guide Vane)

와 같이 상하로 서지영역 운전이 진행된다.

압축기 회전수를 60000 rpm 부터 90000 rpm 까지 변화시킨 경우 서지에 따른 압력비 변동 폭은 각각 0.1bar, 0.15bar, 0.2bar, 0.3bar로 압축기 회전수가 증가할수록 압력비 변동 폭도 점차 증가하였다. 회전수 60000 rpm ~ 80000 rpm 영역은 압력과 유량의 변화가 크지 않았던 반면, 90000 rpm 이상의 영역에서는 회전수 변화에 압력이 급격히 변하는 영역으로 진입하였다. 본 연구에서는 두 영역을 구분하기 위해 90000 rpm 이하의 영역은 저속운전, 90000 rpm 이상의 영역은 고속운전이라 정의하였다.

압축기 회전수에 따른 서지 압력비 변동의 경향을 보다 명확하게 확인하기 위해 Fig. 5의 저속운전 속도인 60000 rpm 에서의 압력비 변동을 확인하였다(Fig. 6). 그림에서 보여 지듯이 압축기

후단 밸브 개방 각도를 감소시킴에 따라 압력 변동이 감소하는 것을 볼 수 있다. 압축기 회전수가 저속인 구간에서는 밸브 개방 각도가 40° 부근에서부터 서지가 발생되기 시작해서 밸브 개방 각도가 40° 미만에서는 압력변동이 매우 심각해지는 것을 볼 수 있다. 이 구간에서는 정상 운전 압력비보다 낮은 압력비에서만 압력비 변동이 진행되면서 서지가 발생하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 5의 압축기 운전 속도가 90000 rpm 까지 증가한 경우에는 밸브 개방 각도가 더 큰 약 50° 부터 서지가 발생하는 것을 확인할 수 있다(Fig. 7). 더욱이 이 경우 압력 변동을 보면 서지 발생시 압력 변동은 정상 운전 압력보다 큰 압력부터 작은 압력까지 변동을 하고 있는 것을 볼 수 있다. 압축기의 고속 운전 시 서지 발생에 의한 큰 진폭의 압력 변동은 내부에 압력파가 형성되면서 그 압력 변위를 키우는 것으로 생각된다.

3.3 입구 안내깃 개방 각도에 따른 압력비 변동

터보 압축기의 유량 조절을 위해서는 사용자 요구량(압축기 후단 밸브 조절)에 의한 방식이 일반적이지만, 압축기 운전 속도 제어가 어려운 대용량 터보 압축기에서는 입구 유량 조절을 통해 서지 억제 및 유량 제어를 하고 있다. 이러한 용도로 사용되는 것이 입구 안내깃으로, 입구 안내깃의 개방 각도 조절을 통해 유입 유량의 조절이 가능하며 또한 서지 구간의 회피도 가능하다. 본 연구에서는 입구 안내깃 유량 조절에 따른 압력비 변동 특성을 확인하기 위해 압축기 전단에 버터플라이밸브를 장착하여 실험을 진행하였다. 실험은 개방 각도를 90°(완전개방), 60°, 30°, 20° 총 네 단계로 압축기 회전수를 60000 rpm, 70000 rpm, 80000 rpm, 90000 rpm 으로 변화시키면서 실험을 진행하였다.

Fig. 8은 입구 안내깃 개방 각도별 압력과 유량의 분포를 보여주고 있다. 전반적으로 입구 유량 변화에 따라 선형적으로 압력이 증가하는 것으로 나타났으며, 이러한 경향은 회전수 증가에 관계 없이 일정한 경향을 보였다.

실험 결과 입구 안내깃 각도 90°, 60°의 경우 압력과 유량은 유사한 경향의 증가폭을 보였다. 그러나 개방 각도 30°는 버터플라이밸브 특성에 따라 두 경우에 비해 압력과 유량이 현저히 감소

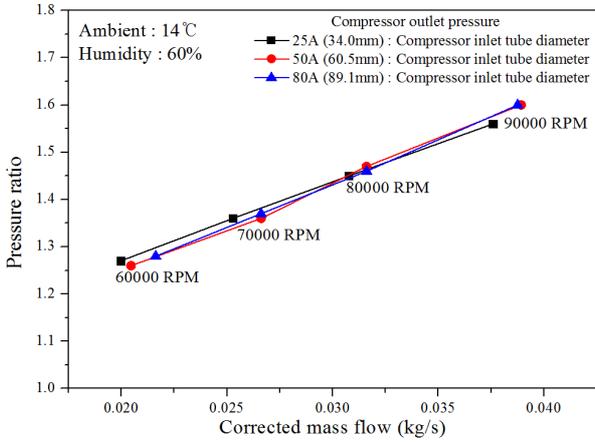


Fig. 10 Variation of pressure ratio in terms of inlet tube diameter

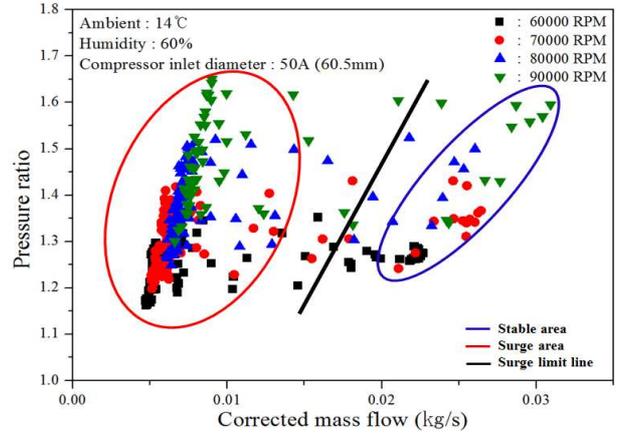


Fig. 12 Effect of inlet tube diameter on compressor surge (50A, 60.5mm)

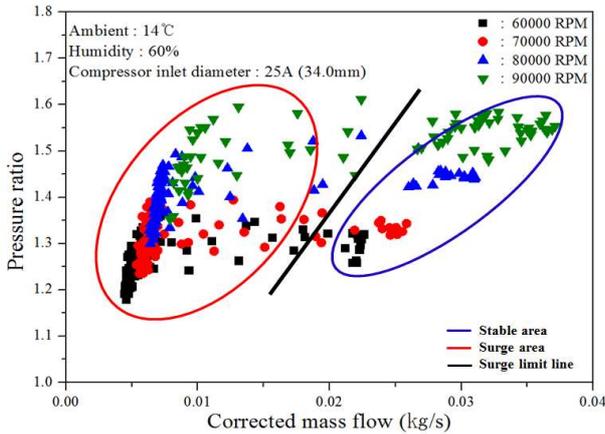


Fig. 11 Effect of inlet tube diameter on compressor surge (25A, 34.0mm)

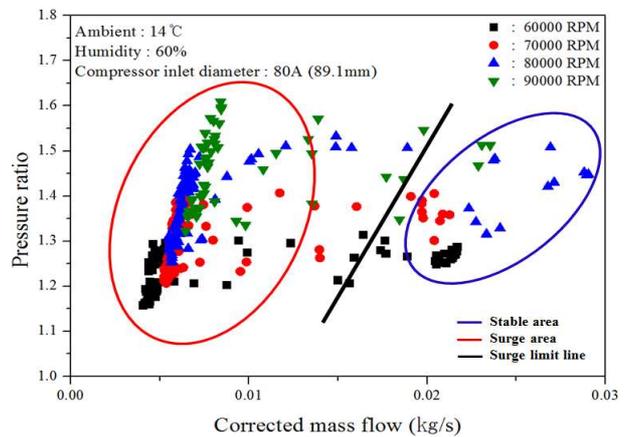


Fig. 13 Effect of inlet tube diameter on compressor surge (80A, 89.1mm)

하였다.

회전수별 압력은 입구 안내깃 개방 각도가 90° 일 때 각각 1.24bar, 1.36bar, 1.45bar, 1.49bar이다. 반면 개방 각도 30°의 회전수별 압력은 각각 1.13bar, 1.17bar, 1.22bar, 1.26bar로 개방 각도 90°에 비해 각각 9%, 14%, 16%, 15%가 감소하였다.

회전수별 유량은 개방 각도가 90°일 때 각각 0.019kg/s, 0.027kg/s, 0.032kg/s, 0.034kg/s이다. 반면 개방 각도 30°의 회전수별 유량은 각각 0.14kg/s, 0.016kg/s, 0.019kg/s, 0.020kg/s로 개방 각도 90°에 비해 각각 23%, 43%, 41%, 43%가 감소하였다. 또한 개방 각도 20°는 공기의 흡입이 없어 압력과 유량을 생산하지 못해 압축기 시스템에 서지가 발생했다.

다음으로 서지 발생 시 특성을 확인하기 위해 압축기 전단 입구 안내깃을 이용한 유량 조절과 후단 유량 조절 밸브를 이용한 유량 조절의 차이를 비교하였다. Fig. 9는 압축기 전단 입구 안내깃

과 후단 유량 밸브 조절을 통해 발생한 서지를 비교한 것으로 압축기 후단의 유량 조절로 유체 송출이 원활하지 않아 압력비의 변동이 발생하는 것을 볼 수 있다. 그러나 압축기 후단 밸브를 완전 개방한 후 입구 안내깃을 조절한 경우는 서지에 따른 압력비 변동이 다른 경향을 보여주고 있다. 유체 유입이 감소하면서 압축기 후단의 압력비는 크게 상승하지 않고 대기압에 가까운 경향을 보였고, 압축기 전단의 압력비는 입구 안내깃을 모두 개방했을 때와 비교하여 약 0.15bar가 감소하였다.

3.4 압축기 전단 배관 직경 변화에 따른 압력비 변동

압축기 전단의 배관 직경에 따른 특성을 관찰하기 위해 실험을 진행하였다. 실험에 사용된 배관의 직경은 25A(34.0mm), 50A(60.5mm), 80A(89.1mm)로 총 3단계에 걸쳐 압축기 회전수 60000 rpm,

70000 rpm, 80000 rpm, 90000 rpm의 영역에서 실험을 진행하였다. Fig. 10은 압축기 전단과 후단의 유량 조절 밸브를 모두 개방하고 안전영역에서 실험한 결과이다. 압력과 유량 모두 배관 직경 변수 별로 유사한 분포를 보이고 있다. 따라서 압축기 전단 배관 직경은 압축유체의 압력과 유량에 영향을 미치지 않는다고 판단된다.

그러나 서지영역에 대한 압력비 변동을 확인한 결과 배관 직경은 압력비 변동 폭과 서로 상관관계가 있는 것으로 나타났다. Fig. 11은 압축기 전단 배관 직경 25A, Fig. 12는 50A, Fig. 13은 80A에 관한 실험 결과로서 서지영역에서의 배관 직경에 따른 영향을 나타내고 있다. 배관 직경 50A, 80A의 서지압력 변동 폭은 압축기 회전수 60000 rpm ~ 90000 rpm 에서 각각 약0.15bar, 0.2bar, 0.25bar, 0.35bar인 반면 배관 직경 25A의 압력비 변동 폭은 각각 약0.15bar, 0.17bar, 0.2bar, 0.25bar로 압축기 회전수가 증가함에 따라 배관직경이 작을수록 압력비 변동 폭이 감소하는 경향을 보였다.

따라서 서지영역에서는 압축기 전단의 배관 직경이 클 경우에 비해 직경이 작을수록 압축기에 비교적 안전하다고 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 고용량 터보 압축기에서의 서지 유발에 따른 압력비 변동 특성을 확인하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압축기 저속 운전에서 서지현상에 따른 압력비는 정규 압력비 대비 낮은 영역에서만 변동되는 특성이 있는 반면, 고속 운전에서는 압력비 변동이 정규 압력 이상의 압력비부터 매우 낮은 압력비까지 변화하는 경향을 보였다.

(2) 압축기 전단의 입구 안내각의 각도를 변화시켜 실험한 결과 개방 각도 90°, 60°에서 안전한 운전이 가능한 반면 개방 각도 30°에서 압력과 유량이 현저히 감소하였고, 개방 각도 20°에서 압축기에 흡입 및 통과 되는 유체가 없어 서지가 발생하였다.

(3) 압축기 전단 배관 직경을 변화시켜 실험한

결과 안전영역에서는 배관 직경에 따른 압력과 유량의 변화가 없었다. 그러나 서지영역에서 배관 직경이 큰 경우에 비해 직경이 작을수록 서지 압력비 변동 폭이 압축기 회전수별 모든 영역에서 감소하는 경향을 보였다.

후 기

본 연구는 한국연구재단의 지역혁신 인력 양성 사업(201206A0106312010100)과 일반 연구자 지원 사업(20120007531)의 지원을 받아 수행된 것임.

참고문헌 (References)

- (1) Moore, R. L., 1989, Control of Centrifugal Compressors, ISA, North Carolina, pp. 29~58, 91~162.
- (2) Brun, K., Nored, M. G., Kurz, R., Platt, J., Elston, B., Couch, W., Raymer, R., Mariotti, G. and White, R. C., 2008, "Application Guideline for Centrifugal Compressor Surge Control Systems," *GMRC Guideline*, Release Version 4.3, pp. 9~16, 19~38.
- (3) Galindo, J., Serrano, J. R., Guardiola, C. and Cervello, C., 2005, "Surge Limit Definition in a Specific Test Bench for the Characterization of Automotive Turbochargers," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 449~462.
- (4) Galindo, J., Serrano, J. R., Climent, H. and Tiseira, A., 2007, "Experiments and Modelling of Surge in Small Centrifugal Compressor for Automotive Engines," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 818~826.
- (5) Shim, B. J., Park, K. S., Lee, C. H. and Kim, I. T., 2009, "Experimental Study to Reduce Turbocharger Surge During Abrupt Deceleration in HSDI Diesel Engine," *KSAE*, pp.587~592.
- (6) Liu, A. X. and Zheng, X. Q., 2013, "Methods of Surge Point Judgement for Compressor Experimentsm" *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 51, pp. 204~213.