

〈論 文〉

# 원심형 공기압축기 성능시험

신유환\* · 안이기\* · 허남건\* · 김광호\* · 손병진\*\*

(1994년 6월 24일 접수)

## Performance Test for a Centrifugal Air Compressor

Y. H. Shin, I. K. Ahn, N. Hur, K. H. Kim and B. J. Son

**Key Words :** Centrifugal Compressor(원심압축기), Performance Test(성능시험), Nondimensional Parameters(무차원 변수), Mass Flow Ratio(질량유량비)

### Abstract

In the present study, the performance characteristics of a centrifugal air compressor were investigated experimentally. The PC controlled performance test facility for a centrifugal air compressor driven by an electric motor with a gear box to achieve higher compressor rotating speed was set up in the present study. The performance test for a turbocharger compressor of a diesel engine was conducted, and in a case of 34,800 rpm, pressure ratio 1.18, flow rate 0.09 kg/s, compressor efficiency 61% were investigated. Adiabatic power for a tested compressor showed maximum value at mass flow ratio 0.8. The value of mass flow ratio of maximum efficiency was about 0.37, and it was independent of compressor rotating speed.

### 기 호 설 명

- $C$  : 절대속도
- $D_2$  : 임펠러 출구직경
- $H_{ad}, H_c$  : 단열동력, 기어손실을 제한 압축기 실 구 동동력
- $H_g, H_t$  : 증속기의 동력손실, 증속기 손실이 포함된 압축기 구동동력
- $m, m_{in}$  : 질량유량, 식(4)에 의한 등가질량유량, 유 량비
- $N, N_e$  : 회전수, 식(5)에 의한 등가회전수
- $p$  : 압력
- $Q$  : 체적유량
- $T$  : 온도, 토크
- $U_2$  : 임펠러 팁속도

- $\Delta h_{o,s}$  : 등엔트로피 엔탈피 변화, 식(10)
- $\delta$  : 기준압력에 대한 압축기 입구 전압력의 비
- $\eta$  : 압축기 효율
- $\theta$  : 기준온도에 대한 압축기 입구 전온도의 비
- $\kappa$  : 비열비
- $\phi, \psi$  : 유량 및 양정계수
- $\omega$  : 회전각속도

### 하첨자

- $e$  : 압축기출구
- $h$  : 허브
- $i$  : 압축기입구
- $m$  : 자오면 성분(meridional component)
- $t$  : 임펠러 팁
- $ref$  : 압축기 입구에서의 압력 및 온도 기준치
- $0$  : 정체상태(total state)
- $1, 2, 3$  : 인듀서입구, 임펠러출구 및 디퓨저출구

\*\*정회원, 한국과학기술연구원 터보기계연구실

\*\*\*정회원, 한양대학교 기계공학과

## 1. 서 론

원심압축기는 로터의 회전에 의해서 생기는 원심력을 이용하여 유체의 압력을 증가시키는 역할을 하는 것으로서 축류압축기에 비해 단단일 경우 압축비가 높다. 또한 구조가 간단하므로 제작 및 설계가 상대적으로 간단하다. 용도로는 산업용 압축기, 산업용 가스터빈뿐만 아니라 자동차, 선박 등의 터보차저에 널리 이용되고 있다. 원심압축기는 일반적으로 인듀서, 임펠러, 디퓨저 및 볼류트 케이싱 등으로 구성되어 있다. 유입된 공기는 고속으로 회전하는 임펠러로부터 에너지를 얻게되며, 이러한 에너지는 임펠러 및 디퓨저에서 압력에너지로 변환된다.

원심압축기 기술은 기본적으로 유체역학의 응용에서 출발하였으나 오늘날까지도 그 형상 및 유동의 복잡성으로 인하여 완전히 개발되어 있지 않기 때문에 많은 실험을 통하여 이러한 문제를 극복하고 있다.<sup>(1)</sup> 원심압축기의 설계시 중요한 설계인자가 되는 미끄럼계수에 대하여 Wiesner<sup>(2)</sup>는 Stodola, Busemann, Stanitz 등의 연구결과를 60개 이상의 원심임펠러를 이용한 실험결과를 비교검토하여 유용한 실험식을 제시하였고, Johnston<sup>(3)</sup>은 원심압축기 및 펌프의 디퓨저 손실에 대한 연구를 통하여 디퓨저입구 선회변수와 디퓨저 효율의 관계를 제시하여 설계에 이용할 수 있도록 하였다. Casey<sup>(4)</sup>는 작동유체로서 공기 및 프레온을 이용한 마찰손실 및 압축기 효율에 대한 연구를 통하여 레이놀즈수와 마찰계수사이의 관계를 실험적으로 표현하였다. 원심압축기 임펠러 내부의 복잡한 유동현상을 이해하기 위하여 Eckardt,<sup>(5)</sup> Hayami,<sup>(6)</sup> Krain<sup>(7)</sup> 등은 레이저장비를 이용하여 인듀서 및 임펠러출구에서의 선회유동에 관해 고찰하였다.

본 연구에서는 소형 원심압축기의 성능특성을 고찰하기 위하여 성능시험장치를 설계, 제작하였으며, 모터의 회전수를 압축기의 회전수에 적합하게 증가시키기 위해서 증속기를 제작, 이용하였다. 제작된 압축기 성능시험장치를 이용, 터보차저용 소형 원심압축기(독일 KKK사의 K28 모델)에 대한 특성곡선 및 효율 등을 측정하였다. 본 연구를 통하여 단열동력과 유량비 및 압축기 구동동력과 압축기 회전수 그리고 압축기 최대효율과 유량비의

상호관계를 연구하고 압축기 특성과 관련한 무차원 변수에 대하여 고찰하고자 한다.

## 2. 성능시험 장치 및 방법

### 2.1 성능시험장치

본 연구에서 설계, 제작한 원심압축기 성능시험장치 및 개략도를 Fig. 1과 Fig. 2에 각각 나타내었다. 모터는 3상 4극(정격회전수 1,750 rpm)으로서, 시험용 원심압축기의 축동력을 고려하여, 용량은 30 kW를 사용하였다. 시험용 원심압축기의 기본적인 형상은 Table 1과 같다. 고회전수의 증속기 제작을 위하여 증속기 기어는 고회전수 엔진(경주용 오토바이)에 이용되고 있는 변속기의 기어를 사용하였다. 증속비는 3단으로서 약 47.6 : 1(단당 증속비는 3.625 : 1)이며, 증속기 출력축의 최고 회전수는 약 83,000 rpm이다. 압축기 흡입관은 아크릴로 제작하였으며 여기에 유량측정을 위한 오리피스를 장착하였다.<sup>(8)</sup> 오리피스 전후의 압력차 및 압축기 입·출구에서의 압력측정은 마이크로압력계

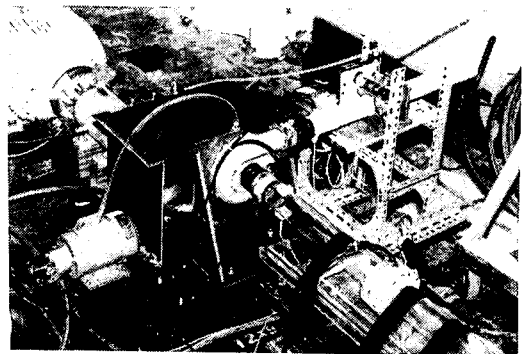


Fig. 1 Performance test facility for centrifugal air compressor

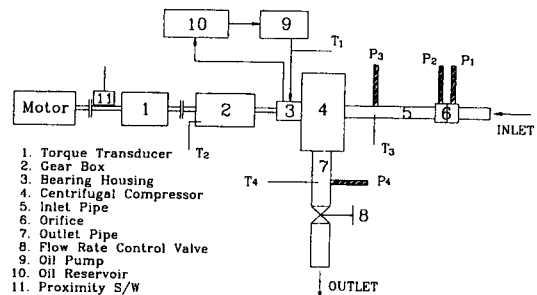


Fig. 2 Schematic diagram of performance test apparatus

**Table 1** Geometric parameters of test compressor

Impeller exit diameter(D <sub>2</sub> )	82 mm
Inlet hub diameter ratio(D <sub>1h</sub> /D <sub>2</sub> )	0.244
Inlet tip diameter ratio(D <sub>1t</sub> /D <sub>2</sub> )	0.662
Impeller exit width ratio(b <sub>2</sub> /D <sub>2</sub> )	0.076
Diffuser radius ratio(D <sub>3</sub> /D <sub>2</sub> ) (vaneless diffuser)	1.75
Inlet blade angle at tip(β <sub>1t</sub> )	57 deg
Exit blade angle(β <sub>2b</sub> )	0(radial)
Number of impeller blades(Z) (including 6 splitter blades)	12

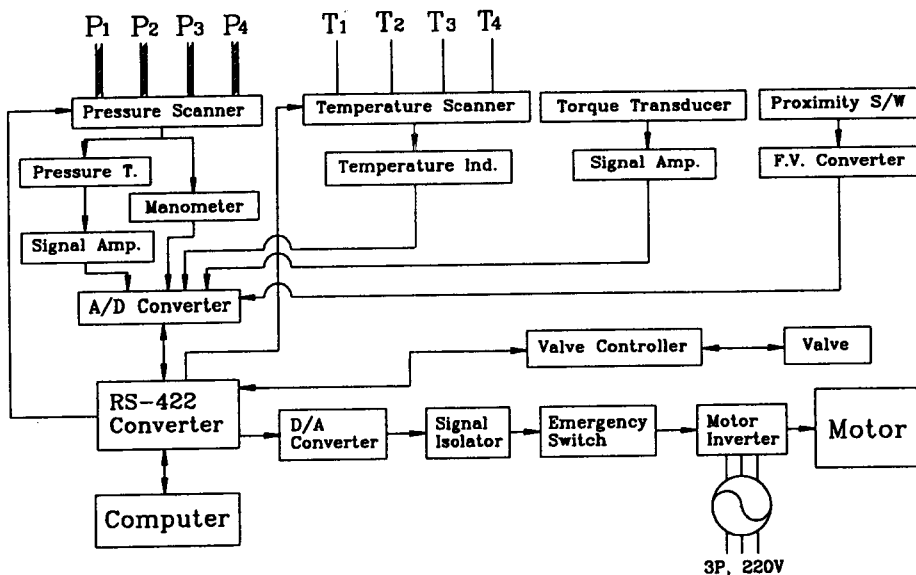
및 압력센서를 사용하였으며, 사용한 마이크로압력계는 Furness사의 FCO12 모델로서 최대측정범위는 199.9 mmAq이며 측정오차는 0.01 mmAq이다. 압축기입구 압력은 인두서입구를 기준으로 15cm 떨어진 위치에, 출구압력은 스크롤케이싱과 토출관을 연결하는 플랜지를 기준으로 10cm 떨어진 위치에 압력공(wall pressure tap)을 뚫어 압력센서와 연결하였으며, 압력 센서는 Validyne 사의 DP15TL-36모델로서 측정허용범위는 35 kPa이며 정확도는 측정범위의 0.5%이다. 압축기 입·출구의 온도는 K-type 열전대를 압력공과 동일한 위치

(관 원주방향으로 압력공과 180°의 위상각을 가짐)에 관 내부로 삽입하여 측정하였다. 압축기의 유량을 제어하기 위하여 강관으로 제작된 토출관 출구에 감속기어모터로 작동되는 볼밸브를 장착하였다. 또한 압축기 구동축의 윤활을 위하여 오일펌프 및 저장탱크를 장착하였다. 압축기 구동동력 계산을 위한 회전축의 토크를 측정하기 위하여 토크센서를 구동모터와 증속기 입력축 사이에 장착하였고, 이때 토크센서는 Kyowa사의 TPN 20K CB모델(정격용량은 20 kgf-m, 비선형성은 정격출력의 0.03%)을 이용하였다. 압축기의 회전수를 측정하기 위하여 모터축에 회전판을 부착하고, 회전판 앞에 근접스위치를 장착하였다. 동력은 측정된 토크 및 회전수를 이용하여 식(1)에 의해 계산될 수 있으며, 이때 회전수는 토크센서의 회전수이며 압축기 축의 회전수는 토크센서의 회전수에 증속비를 곱하면 된다.

$$H = T \cdot \omega \tag{1}$$

2.2 성능시험방법

측정시스템은 Fig. 3에서 보여준다. 컴퓨터에 의해 전달된 명령은 압력스캐너로 전달되어 원하는 측정위치와 연결된 밸브를 개폐하게 되며, 이렇게 선택된 압력은 압력센서에 의해 아나로그신호로 변환되며, 이는 증폭기에 의하여 증폭된 후 A/D 컨



**Fig. 3** Performance measuring system

버터를 통하여 컴퓨터로 전달된다. 이러한 경로는 온도의 경우도 마찬가지이다. 토크센서에 의한 신호는 Kyowa사의 DPM-612A 증폭기를 통하여 증폭된다. 근접스위치에 의한 주파수신호는 주파수-전압 컨버터를 통하여 전압신호로 바뀌어 컴퓨터로 전달된다. 유량조절용 밸브의 제어는 밸브 제어기를 이용하여 컴퓨터에서 전달되는 명령에 따라 원하는 각도로 밸브를 여닫게 하였다. 컴퓨터에서 모터로 가는 명령의 경로에 있어서는, 컴퓨터에서 전달되는 디지털 명령이 D/A 컨버터를 통하여 아날로그 신호로 변하여 모터 인버터를 제어하게 된다. 특히 모터측에서 오는 전기 노이즈를 없애기 위하여 신호분리기를 이용하였으며, 안전을 위하여 이상상태 발생시 모터의 전력을 차단할 수 있도록 안전스위치를 장착하였다.

Fig. 4는 압축기 성능시험 프로세스를 나타낸 것이다. 그림을 통하여 알 수 있듯이, 성능시험의 준비단계로 모터의 주동력 스위치를 켜고(ON), 안전스위치가 꺼진(OFF)상태에 있는지 확인한다. 압력스캐닝 밸브를 전부 닫는다. 서지현상을 고려하여 유량조절 밸브는 완전히 개방한다. 측정에 들어가는 것은 먼저 측정을 원하는 회전수를 컴퓨터로 입력한 후 원하는 회전수가 되었는지를 확인한다. 그리고 유량조절 밸브를 작동시켜 원하는 각도로 조절을 하는데 본 연구에서는 밸브각도를 약 10도 간격

으로 제어를 하였다. 밸브를 조절된 후에 압축기의 회전수 변동이 오차범위( $\pm 200$  rpm)를 넘을 경우 다시 조절할 수 있게 하였다. 이렇게 회전수의 제어가 끝나면, 오리피스판 앞 부분의 압력공과 연결된 압력 스캐닝 밸브를 열어 압력을 측정하고, 측정이 끝나면 압력 스캐닝 밸브를 닫고, 오리피스판 뒷부분의 압력공과 연결된 밸브를 열어 압력을 측정한다. 압축기 입·출구의 압력도 동일한 방법으로 순차적으로 행해진다. 온도측정도 온도 스캐너에 의해 압력측정과 동일한 방법으로 이루어진다. 압력 및 온도의 측정이 끝나면 토크를 순차적으로 측정하게 된다. 서지현상이 발생하지 않으면 다시 유량조절 밸브를 작동시켜 유량을 감소시킨 후 측정을 하고, 서지현상이 발생하면 유량조절 밸브를 완전히 개방한 후 새로운 회전수로 측정을 행한다. 최종적으로 원하는 최고 회전수까지 측정이 완료되면 성능시험을 마치게 된다.

특히 오리피스 전후의 압력측정은 먼저 압력센서로 측정한 후 만약 그 압력차가 1,500 Pa보다 작으면 마이크로압력계로 다시 측정하게 함으로써 측정의 정밀도를 높일 수 있도록 하였다. 본 연구에서는, 압력 및 온도측정의 경우 0.5초 간격으로 5번 측정 후 산술평균하였다. 한 회전수당 총 측정 시간은 약 25분 정도 소요되었다.

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 5는 압력센서의 교정곡선을 나타낸 것이며, 교정을 위한 압력교정기는 Jofra사의 LPC 10A로

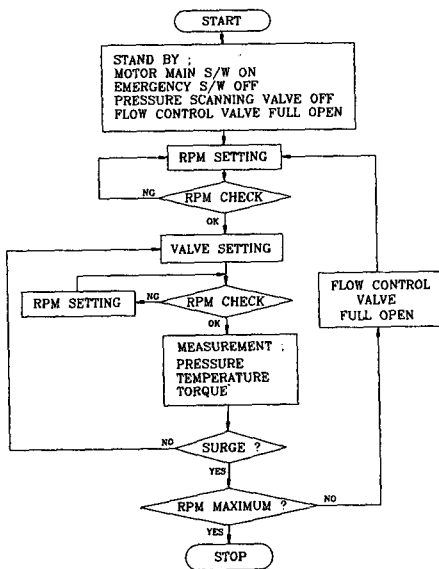


Fig. 4 Performance test process

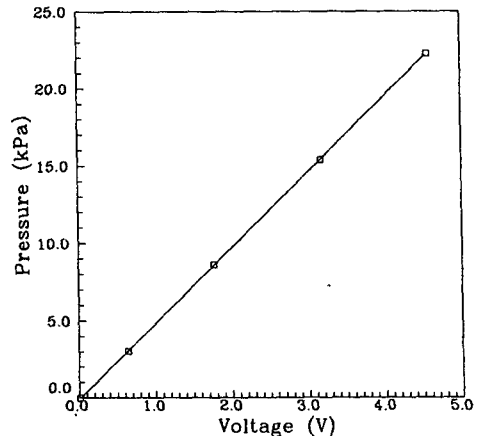


Fig. 5 Pressure transducer calibration map

델(정확도 측정범위의 0.1%)을 이용하였다.

압축기의 특성곡선을 나타내기 위해 일반적으로 입구 압력 및 온도를 기준상태로 정규화한 값을 사용하며, (9,10) 이러한 기준상태는 특별히 지정된 값으로 정해진 것은 아니므로 본 연구에서는 압력 98.1 kPa, 온도 293 K를 기준상태로 취급하여 나타내었다. 성능시험 결과를 기준상태로 환산하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수를 이용하였다.

$$\delta = \frac{p_{0,i}}{p_{ref}} \quad (2)$$

$$\theta = \frac{T_{0,i}}{T_{ref}} \quad (3)$$

여기서, 하첨자  $i$ 은 압축기 입구상태를 말하며, 0는 정체상태(total)를 나타낸 것이다.  $\delta, \theta$ 는 기준 압력, 온도에 대한 압축기 흡입측 전(total) 압력 및 온도비를 각각 나타낸다. 식 (2), (3)을 이용, 흡입유량과 회전수를 기준상태로 환산한 등가흡입 유량 및 등가회전수는 식(4) 및 (5)와 같으며, 이를 사용하여 압축기 특성곡선을 표시할 수 있다. (11,12) 또한 압축기 입·출구에서의 전압력 및 전온도는 계산에 의해 구할 수 있다. 여기서, 압축기 입·출구 절대속도  $C_i, C_e$ 는 측정된 정압 및 온도와 입·출구 면적으로 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_e = \dot{m} \sqrt{\theta} / \delta \quad (4)$$

$$N_e = N / \sqrt{\theta} \quad (5)$$

$$T_{0,i} = T_i + \frac{C_i^2}{2C_p}$$

$$\left(\frac{p_{0,i}}{p_i}\right) = \left(\frac{T_{0,i}}{T_i}\right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (6)$$

$$T_{0,e} = T_e + \frac{C_e^2}{2C_p}$$

$$\left(\frac{p_{0,e}}{p_e}\right) = \left(\frac{T_{0,e}}{T_e}\right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (7)$$

Fig. 6은 압축기 성능곡선(압력-유량곡선)을 나타낸 것으로서 유량이 증가하면 압력비가 감소하고 유량이 감소하면 압력비가 증가하는 압축기의 특성을 잘 보여주고 있다. 또한 회전수가 높을수록 최대유량은 증가하며 압력비도 상승한다. 이러한 관계는 Fig. 7을 통해서도 알 수 있다. Fig. 7은 압력비와 유량을 무차원 특성변수인 양정계수와 유량계수의 관계로 나타낸 것이며 압축기의 특성곡선(Fig. 6)의 또 다른 형태로 취급될 수 있다. 여기서 유량계수 및 양정계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

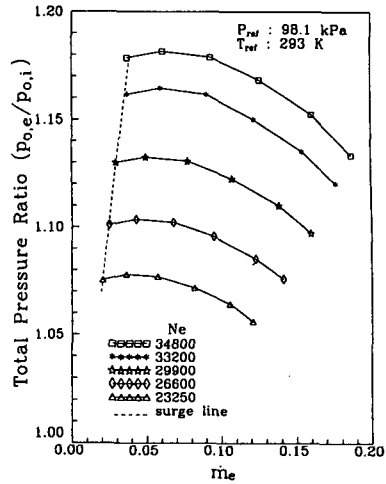


Fig. 6 Performance map of test compressor

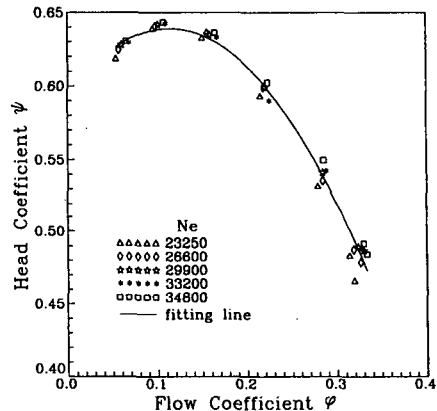


Fig. 7 Head coefficient vs. flow coefficient

$$\phi = C_{m,i} / U_2 \quad (8)$$

$$\psi = \Delta h_{0,s} / U_2^2 \quad (9)$$

$$\Delta h_{0,s} = C_p T_{0,i} \left[ \left(\frac{p_{0,e}}{p_{0,i}}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \right] \quad (10)$$

Fig. 7에서 보듯이 유량계수가 감소함에 따라 양정계수도 증가하며, 또한 무차원화한 측정값들이 회전수에 큰 영향을 받지않고 대부분 동일한 곡선상에 놓여지게 됨도 알 수 있다.

서지현상도 회전수가 증가할수록 높은 유량에서 나타난다. 이러한 서지현상은 압축기 효율의 급격한 감소뿐만 아니라 진동 등에 의해 심각한 손상이 발생할 수 있으므로 원심압축기의 서지제어를 위한 다양한 기술이 개발되고 있다. (13) 원심압축기의 경우 일반적으로 회전수가 높을수록 유량이 증가함에

따라 압력비는 급하게 감소하며 이에따라 안정한 (stable) 작동범위가 좁아진다. 터보차저용 압축기의 경우는 일반적으로 작동영역이 비교적 커야함으로 넓은 작동범위를 갖도록 설계를 한다.

본 연구에서는 압축기 실 구동동력( $H_c$ )을 구하기 위하여 증속기 출력축과 연결된 시험용 압축기를 완전히 제거한후 증속기 단독으로 구동시켜 증속기의 손실동력( $H_g$ )을 구하고, 압축기 총 구동동력( $H_i$ )에서 증속기 손실동력을 제하였다. 이것을 식으로 표현하면 식(11)과 같다.

$$H_c = H_i - H_g \quad (11)$$

Fig. 8은 증속기의 토크 및 동력손실을 나타내고 있으며 회전수가 증가할수록 증속기 구동에 소요되는 토크 및 동력손실( $H_g$ )은 급격히 상승한다. Fig. 9는 시험용 압축기의 구동동력 및 단열동력을 나타낸 것이다. 또한 유량비에 대한 정의는 식(12)와 같다.

$$\dot{m}_r = (\dot{m} - \dot{m}_{surge}) / (\dot{m}_{max} - \dot{m}_{surge}) \quad (12)$$

압축기 단열동력은 유량비가 약 0.8인 지점에서 최고치를 나타내는 포물선형을 이루고 있으나 압축기 실 구동동력은 유량에 따라 계속적으로 증가하는 형태를 보이고 있다. 단열동력 및 실 구동동력은 회전수가 증가할수록 상대적인 동력의 증가폭이 큰 것을 알 수 있다. 이러한 관계는 최대유량에서의 회전수에 따른 동력의 변화를 나타낸 Fig. 10을 통해서 명확히 알 수 있다. 특히 실 구동동력은 회전수 증가에 따라 급격히 증가하는 것을 알 수 있다.

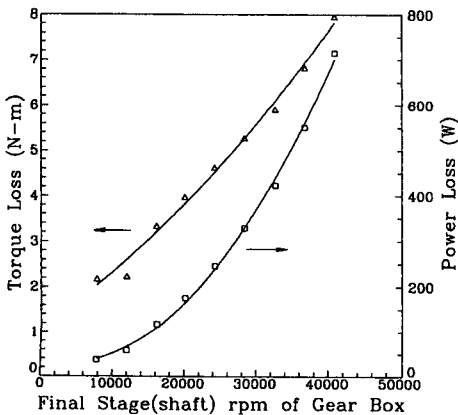


Fig. 8 Power loss( $H_g$ ) of gear box

Fig. 11은 시험용 압축기의 효율을 나타낸 것이며, 효율에 대한 정의는 식(13)과 같다. 본 연구에서 압축기의 단열은 하지않았으나 압축기의 크기가 작고, 단단(single stage)이며, 압축비가 낮으므로 주위 공기와의 열출입은 무시하였다.<sup>(9)</sup>

$$\eta = H_{ad} / H_c \quad (13)$$

압축기의 회전수가 증가할수록 효율은 상승하고 있으나, 이것은 시험용 압축기의 최대효율을 나타내는 회전수를 설계회전수로 볼때 설계회전수보다 측정회전수가 낮기때문이다. 따라서 설계회전수에 가까워 질때까지 효율은 계속 증가하며 설계회전수를 지나면 다시 감소할 것이다. 또한 Fig. 11에서 동일한 회전수에서 최대효율을 나타내는 지점의 유량

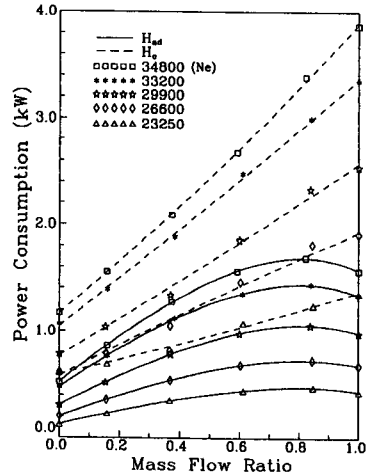


Fig. 9 Power consumption of test compressor

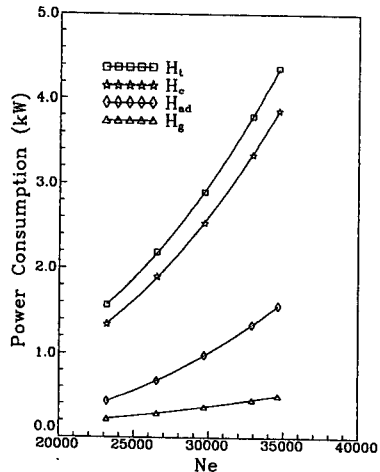


Fig. 10 Power consumption for maximum flow rate

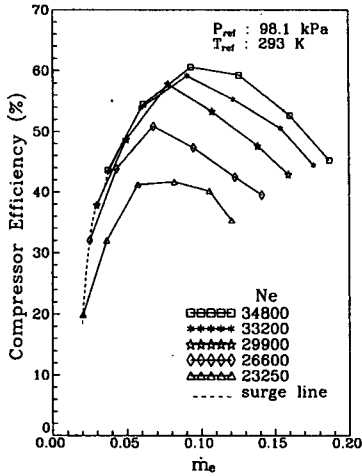


Fig. 11 Efficiency map of test compressor

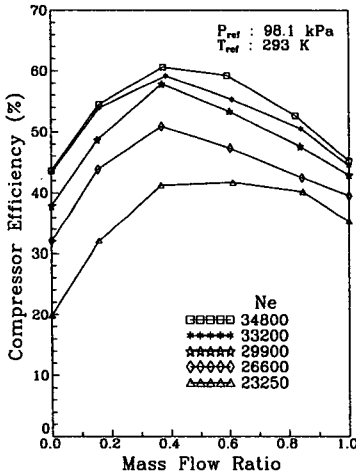


Fig. 12 Compressor efficiency vs. mass flow rate

도 회전수가 증가할수록 증가한다. 그러나 유량비에 대한 압축기 효율의 변화를 나타낸 Fig. 12를 보면 각 회전수에서 최대효율을 나타내는 지점은 유량비가 약 0.37로 일정한 것을 알 수 있다. 따라서 최대효율을 나타내는 유량비는 회전수와 무관하다는 것을 알 수 있다. Fig. 13은 시험용 압축기의 효율을 유량계수에 대해 나타낸 것이다. 시험용 압축기의 효율은 유량계수의 변화에 따라 포물선형태를 이루고 있으며, 포물선의 형태는 회전수에 큰 영향을 받지않음을 알 수 있다.

본 연구에서는 압축기 회전수 34,800 rpm까지 측정하였다. 회전수가 증가함에 따라 증속기의 소음, 진동 및 공기소음이 심하였으며, 이로 인해 회

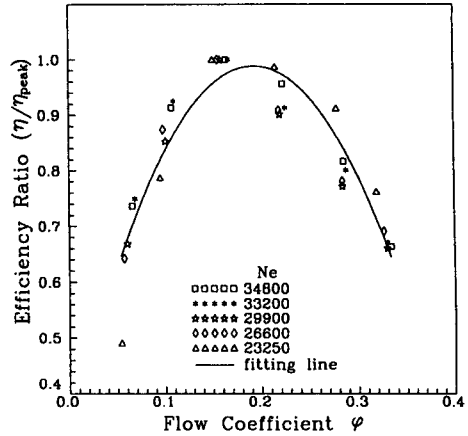


Fig. 13 Efficiency ratio vs. flow coefficient

전수 증가에 제약을 받았다. 이러한 소음 및 진동은 근본적으로 고회전에 의해서 발생하는 것이지만 증속기를 3단으로 제작하였으므로 기어에서의 소음이 클 것으로 생각된다. 이러한 문제의 해결에는 기본적으로는 고회전체에 대한 밸런싱, 소음 및 진동제어기술과 고정도의 기어제작기술 및 윤활기술 등이 바탕이 되어야 할 것이지만, 증속기의 단수를 줄이고 압축기 출구관에 소음기를 장착함으로써 일부 해결될 것으로 생각된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 모터와 증속기를 통해 구동되고 성능시험의 제어와 결과의 처리가 컴퓨터에 의해 자동적으로 조작되는 원심압축기 성능시험장치를 제작, 이용하여 터보차저용 소형 원심압축기에 대한 성능시험을 수행하였다. 그 결과 압축기 회전수 34,800 rpm에서 압축비 1.18, 유량 0.09 kg/s, 효율 61%로 측정되었다. 단열동력은 유량비가 약 0.8인 지점에서 최고치를 나타내는 포물선 형태를 이루고 있으며, 압축기 구동동력은 회전수가 증가함에 따라 급격히 증가한다는 것을 알았다. 또한 압축기 최대효율을 나타내는 유량비는 약 0.37로 회전수와 무관하다는 것을 알았다.

#### 후 기

본 연구는 1993년도 과학기술처의 국가특정연구 개발사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자

여러분들께 사의를 표한다.

### 참고문헌

- (1) Sawyer, J. W., 1985, *Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook*, Turbomachinery Int. Publications Division of Business Journals, Inc.
- (2) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," *Journal of Eng. for Power*, October, pp. 558~572.
- (3) Johnston, J. P. and Dean, R. C. Jr., 1966, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps : Analysis, Experiment, and Design," *Journal of Eng. for Power*, January, pp. 49~62.
- (4) Casey, M. V., 1985, "The Effects of Reynolds Number on the Efficiency of Centrifugal Compressor Stages," *Journal of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, April, pp. 541~548.
- (5) Eckardt, D., 1976, "Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller," *Journal of Fluids Eng.*, September, pp. 390~402.
- (6) Hayami, H., Senoo, Y. and Ueki, H., 1985, "Flow in the Inducer of a Centrifugal Compressor Measured With a Laser Velocimeter," *Journal of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, April, pp. 534~540.
- (7) Krain, H., 1988, "Swirling Impeller Flow," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 110, January, pp. 122~128.
- (8) "터어보형 블로우어, 압축기의 시험 및 검사 방법," KS B 6350.
- (9) Japikse, D., 1993, *Introduction to Axial and Radial Turbomachinery Analysis*, Concepts ETI, Inc., Lecture Series.
- (10) Galvas, M. R., 1973, "Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressor," *NASA TN D-7487*.
- (11) Bathie, William W., 1984, *Fundamental of Gas Turbines*, John Wiley & Sons.
- (12) Shepherd, D. G., 1956, *Principles of Turbomachinery*, Macmillan.
- (13) Botros, K. K. and Henderson, J. F., 1994, "Developments in Centrifugal Compressor Surge Control-A Technology Assessment," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 116, No. 2, April, pp. 240~249.