

〈논 문〉 SAE NO. 943716

## 과급기용 Radial Turbine의 비정상 유동특성에 관한 연구

An Investigation of Flow Characteristics of Radial Gas Turbine  
for Turbocharger under Unsteady Flow

최재성,\* 고대권,\*\* D.E.Winterbone\*\*\*  
J. S. Choi, D. K. Koh,

### ABSTRACT

Turbocharging is one of the best methods to improve the performance of diesel engines, because of its merits, -power ratio, fuel consumption and exhaust emissions. Most of them in small and medium diesel engines have adopted the pulse turbocharging method with twin entry vaneless radial turbines to maximize the energy utility of exhaust gas. This method requires the high performance of turbine under unsteady flow, and also the matching between turbine and diesel engine is most important. However, it is difficult to match properly between them. Because the steady flow data are usually used for it. Accordingly, it is necessary to catch the characteristics of turbine performance correctly over the wide range of the operation conditions under unsteady flow.

In this paper, the characteristics of turbine performance under unsteady flow are represented at varying conditions, such as inlet pressure amplitude, turbine speed and frequency.

주요기술용어 : Radial Turbine(라디얼터빈), Unsteady Flow(비정상류), Turbocharger(과급기), Pulse Charging(동압과급), Internal Combustion engine(내연기관)

### 1. 머리말

디젤기관의 성능을 개선함에 있어서 배기가스 터빈 과급기를 이용한 과급은 비출력의 증가, 연료소비율의 감소 및 배기배출물 저감등 여러 가지 장점들 때문에 가장 널리 이용되는 방법이며, 특히 소·중형 고속기관에 있어서는 배기에 너지의 이용율을 높이기 위하여 동압방식이 주로

이용되고 있다. 한편, 과급디젤기관의 성능예측은 과급기 성능예측의 결과에 크게 좌우되고, 과급기의 성능은 특히 동압과급방식의 경우 터빈에 들어가는 배기맥동류에 의하여 크게 영향을 받는다. 그러나, 과급기의 성능예측에 있어서 일반적으로 이용되고 있는 방법은 과급기의 운전상태를 준정상상태로 가정하여 정상상태하에서 측정된 실험결과를 이용하는 방법이 이용되어 왔다.

\* 정회원, 한국해양대학교 기관공학과

\*\* 한국해양대학교 대학원

\*\*\* 영국 UMIST 기계공학과

이는 압축기의 경우 압축기 출구에서 공기의 압력맥동진폭이 크지 않으므로 적절한 방법일 수 있으나, 터빈의 경우는 터빈입구에 있어서 배기가스의 압력맥동 진폭이 크기 때문에 적절한 방법이 될 수 없다. 그러므로 동압과급시에 있어서 과급기의 운전상태를 준정상상태로 가정한 성능 예측결과는 실제와 상당한 차이를 나타내게 된다. 따라서, 비정상상태하에서도 터빈의 성능을 정량적으로 정확히 예측할 수 있는 새로운 예측모델이 요구되고 있다.

터빈의 성능은 동압과급의 경우 배기관내 맥동류에 의하여 결정적으로 영향을 받기 때문에, 터빈입구에 있어서 배기압력의 맥동 및 가스흐름의 형태가 터빈의 성능을 결정하는 중요한 인자가 된다. 그러므로, 새로운 예측모델을 개발하기 위하여는 비정상 상태하에서 터빈입구에서 변동하는 가스의 맥동상태(맥동진폭과 파형등)가 터빈의 운전특성에 미치는 영향을 정확히 파악할 필요가 있다.

이와 관련한 초기의 연구는 과급기 자체를 대상으로하여 연구되어 왔으나, 압축기에 의하여 운전범위가 제한되기 때문에 넓은 운전범위에 있어서의 과급기의 특성을 파악하는 데는 한계가 있으며, 아직도 터빈 자체만으로도 개선해야 할 많은 문제가 남아있다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 최근에는 압축기 대신에 특수하게 설계된 동력계를 이용하여 좀더 넓은 운전범위에 걸친 터빈의 운전특성을 파악하고자 하는 연구가 영국의 UMIST(University of Manchester Institute for Science and Technology) 등에서 진행되고 있다.<sup>1-6)</sup>

본 연구에서는 압축기 대신에 특수하게 설계된 유압식 동력계를 이용하여, 소형, 고속디젤기관에 많이 이용되고 있는 Twin Entry Vaneless Radial Turbine의 운전특성(유량특성)을 비정상상태하에서 조사하였으며, 그 결과를 보고한다.

2. 실험장치 및 실험방법

넓은 운전범위에서 과급기용 가스터빈의 발생 동력 및 운전상태를 측정하기 위하여 압축기 대신

유압식 동력계를 터빈로터에 직접 연결하였다. 일반적으로 자동차용 과급기의 터빈은 고속이고, 또한 발생 토크는 크지 않기 때문에 적절한 터빈용 동력계를 설계, 제작하기는 쉽지 않다.

UMIST에서는 Holset Engineering Company와 협력하여 유압식 동력계를 설계제작하였으며, 이 동력계는 Fig1에서 보는 바와 같이 유압식으로, 흡수된 동력은 Load Cell에 의하여 측정되고, 주요 구성부품은 동력을 흡수하기 위한 임펄서와 그 반작용에 의하여 토오르크를 측정하기 위한 케이싱으로 구성되어 있다. 또한, 이 케이싱은 마찰손실을 최소화하기 위하여 공기베어링에 의하여 지지되게 되어 있다.

Fig2는 실험장치의 개략도이다. 동력계의 부하가 걸리는 부분과 과급기의 베어링부분의 윤활을 위하여 3대의 오일펌프를 설치하였고, 윤

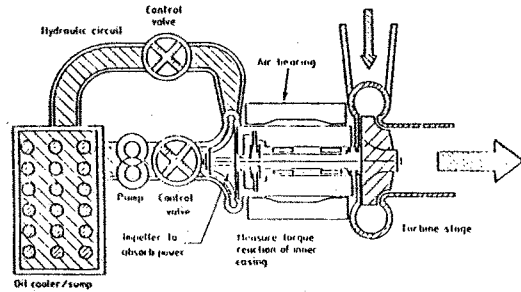


Fig.1 A block diagram representation of the dynamometer.

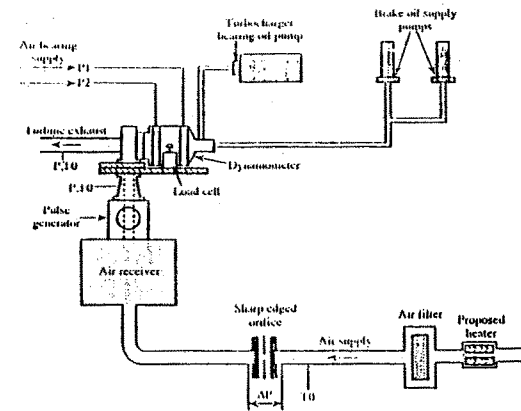


Fig.2 A schematic representation of the test rig.

활유는 냉각기에 의하여 적절한 온도를 유지할 수 있도록 하였다. 또한, 안전운전을 위하여 베어링 오일압력과 온도, 공급공기의 압력 및 터빈 회전속도가 허용범위를 넘을 때는 공기의 공급을 자동적으로 차단하도록 하였다.

터빈입구에서 5-100Hz 범위의 맥동류를 발생시키기 위하여 변속모터로 구동되는 Pulse Generator(P/G)를 설치하였으며, 변속모터에 의하여 회전속도를 조절할 수 있게 되어 있다. P/G의 로터에는 두개의 원통형 통로가 가공되어 있고, Twin Entry의 경우에도 이용될 수 있도록 하기 위하여 두 통로 사이의 위상은 임의로 변경시킬 수 있는 구조로 설계제작 하였다.

터빈의 작동유체는 압축공기로서 예열기, 예어필터 및 유량측정용 B.S. Orifice를 거쳐 Surge Tank에 보내진 다음 P/G를 거쳐 터빈에 공급된다. 이 Orifice에 의하여 터빈을 통과하는 평균유량을 측정하였으며, 비정상류 실험시 Orifice 전후의 압력변동을 감소시키기 위하여 Surge Tank와 Orifice 사이에 감쇠용 Orifice를 삽입하였다. 본 실험장치는 실험을 통하여<sup>1,2)</sup> 압력비 2:1, 회전속도 70,000RPM 이상까지도 안정된 운전이 가능하여 본 연구의 목적에 이용될 수 있음이 확인되었다.

비정상상태하에서의 터빈성능을 파악하기 위하여는 공기의 압력, 온도는 물론 유량 등 모든 상태량의 순간변동치를 측정하지 않으면 안된다. 본 연구에서는 터빈 입출구에서의 변동압력을 측정하기 위하여 압력변환기(Kistler, 0-10bar)를 이용하였고 온도는 평균온도를 측정하였다. 특히, 터빈을 통과하는 순간유량은 터빈입구에 두개의 Constant Temperature Hot-wire Anemometer를 설치하여 입구단면에 있어서의 7개 측정점에서(X방향 3점, Y방향 5점) 순간속도를 측정하여 계산으로 구하였다. 순간속도는 Collis<sup>7)</sup>등이 제안한 식(1)을 이용하여 구하였다.

$$V^2 = [A + B \cdot (Re)^n] \cdot (T_m/T_a)^n \cdot \Delta T \quad (1)$$

여기서, V: 출력전압,  $\Delta T$ : hot-wire 온도( $T_w$ )와 가스온도( $T_a$ )와의 차, Re: Reynolds number,

$$T_m = (T_w + T_a)/2, n = -0.17.$$

즉, 식(1)에 의하여 측정점에 있어서의 Re를 구할 수 있으며, 이로부터 순간속도를 구할 수 있다. m, A 및 B는 실험에 의하여 얻어져야 하는 상수로서 본 연구에서는 가스의 압력과 온도가 다른 여러조건하에서 정상류실험을 행하여 구하였으며, 그 값은 각각  $m=0.466$ ,  $A=1.1601$ ,  $B=0.0167$ 이었다.

식(1)에 의하여 얻어진 각 측정점에서의 순간속도를 이용하여 다음의 식(2)에 의하여 순간평균속도를 구한다음 이로부터 터빈입구를 통과하는 순간유량을 계산하였다.

$$U_{mean} = (\sum u_{xi}) \cdot (\sum u_{yi}) / u_{ref} / 24 \quad (2)$$

여기서,  $u_{xi}$ ,  $u_{yj}$ : x, y방향의 각 측정점에 있어서의 순간속도.

비정상상태하에서의 터빈성능을 결정하는 터빈의 운전인자로 터빈입구압력변동의 진폭 및 주파수와 터빈회전수를 취하고, 실험계측에 있어서 운전상태는 입구압력의 최대치를 일정하게 유지하면서 동력계의 부하를 조절함으로써 터빈의 회전속도를 변경시켜 결정하였으며, 운전상태의 계산에 있어서 모든 데이터는 0.5deg 간격으로 측정하여 8cycle의 평균치를 이용하였다.

Table 1은 실험계측한 운전조건과 그 때의 두 유량 즉, Orifice를 이용하여 구한 유량과 Hot-Wire에 의하여 구한 유량과의 비교를 나타낸다. 운전조건은 비교를 위하여 터빈 회전속도 30,000 RPM, 터빈입구에서의 평균압력 1.323bar의 상태를 비교기준(US)으로 설정하고, 터빈입구에서의 평균 압력만을 변경시킨 경우(UPH, UPL), 터빈 회전속도만을 변경시킨 경우(URH, URL), 그리고 터빈 출구 압력을 높인 경우(UVC)들을 선택하였다. Hot-Wire에 의한 유량계산 결과가 항상 약간 적게 나타나고 있으나, 그정도가 거의 90% 정도로 일정한 것으로 보아 Hot-Wire에 의한 유량측정의 결과를 이용할 수 있을 것으로 생각된다. 두 계측결과에 차이가 나는 주된 이유로 생각되는 것은 첫째로 P/G의 Rotary Valve 개폐시 통로내의 흐름이 매우 복잡하고, 또한 이때의

Table 1 Comparison of mass flow rates between by hot-wire and by orifice

Item of expt.	Operating conditions			Measurements of mass flow rates		
	Turbine speed (rpm)	P <sub>inlet</sub> (bar)	Freq. (Hz)	by hot-wire (Kg/s)	by orifice (Kg/s)	ratio
U S	30,000	1.323	30	0.2320	0.2542	0.913
UPH	30,000	1.405	30	0.3046	0.3072	0.992
UPL	30,000	1.216	30	0.1736	0.1908	0.910
URH	40,000	1.290	30	0.2314	0.2392	0.967
URL	20,000	1.347	30	0.2152	0.2455	0.877
UVC	30,000	1.389	30	0.2248	0.2538	0.886

\* P<sub>inlet</sub> means inlet mean pressure.  
 \*\* Peak inlet pressure is constant approximately(except UPH and UPL).

흐름은 난류가 될 것으로 추측되기 때문에, 속도 Profile을 파악하기에는 측정점의 수가 충분하지 못한 점과 Hot-Wire의 특성상 흐름의 방향을 파악하는 것이 불가능하기 때문에 닫혀있는 기간 동안의 통로내 흐름을 정확히 판단하기가 어려운 점등을 들 수 있다. 따라서, 순간유량은 Hot-Wire에 의한 측정결과 두 유량과의 비를 고려하여 구하였다.

### 3. 비정상상태하에서의 터빈특성

터빈의 성능은 P/G에 의한 압력변동의 형태(파형)에 따라 변화한다. Fig.3은 터빈입·출구에서의 압력변동을 나타낸 것으로, 비정상상태 하에서는 P/G 밸브는 30 deg에서 150deg까지 120 deg. 기간동안 열리며 한 사이클동안에 두번 열린다. 이 기간동안 터빈입구압력은 상승하지만, P/G 밸브가 닫혀 있는 기간동안 입구압력은 출구압력보다 낮게 됨을 그림으로부터 알 수 있다.

Fig.4는 터빈입구에서 측정된 유속을 나타낸 것으로 각 측정점에서 측정된 유속을 식(2)에 의하여 구한 공간적 평균값을 나타내고 있다. P/G 밸브의 열림면적이 큰 기간 즉, 유속이 크게 나타나는 기간에 있어서 높은 주파수 성분의 유속 변동이 나타나고 있으나 이는 밸브면적의 변화에 따른 흐름의 간섭과 난류에 의한 것으로 생각되며, 실제로 통과하는 평균유량은 이로부터 구할 수 있다. Fig.3과 관련지어 생각할 때, 입구에 있어서 가스의 평균속도는 밸브가 열리고 난 잠시

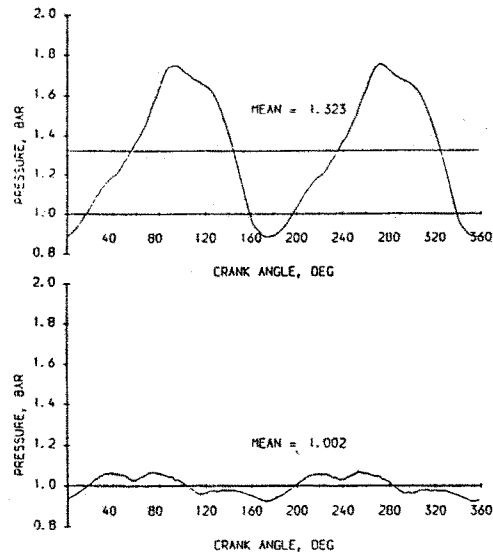


Fig.3 Variations of inlet and outlet pressure at US condition.

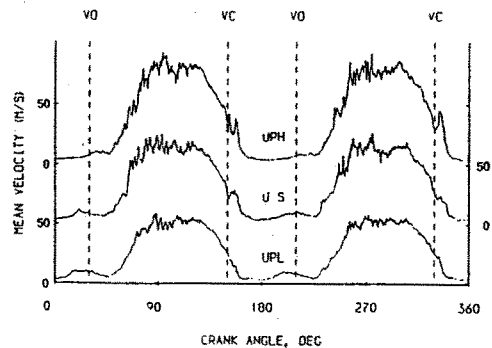


Fig.4 Variations of mean instantaneous velocity.

후인 45deg. 부근에서 급상승하여 밸브면적이 최대가 되는 90deg. 부근에서 상당기간 높은 속도를 나타내고 있다. 밸브가 닫히는 150deg. 부근에서는 평균유속의 변동폭이 크고 밸브가 닫힌 이후에도 유속이 곧바로 0이 되지 않음을 알 수 있다. 이 기간 동안 가스는 실제로 공급되지 않기 때문에 이로부터 밸브가 닫힌 직후 입구통로내의 흐름이 복잡하게 변화되고 있는 것을 추측할 수 있으며 이 기간 동안에 있어서의 Hot-Wire의 출력변화가 곧바로 유량변화를 나타낸다고는 생각되지 않는다.

Fig.5는 비정상상태하에서 측정된 순간치들을 이용하여 터빈특성도상에 순간작동점의 변화를 나타낸 것이다. 이미 열거한 사항들을 고려하여 작동점들의 이동궤적을 판단하면, 그림에 보인 바와같이 실선으로 표시되는 작동선을 생각할 수 있으며, 이 작동선을 따라 순간작동점이 이동하고, 그 궤적은 8자 형태로 된 두개의 타원형을 이루고 있음을 알 수 있다. 즉, 상부 타원형 궤적에 있어서 높은 압력비에서 작동점들이 분산되어 나타나는 것은 P/G 밸브가 완전히 열려 있는 기간으로 난류등에 의한 영향이며, 하부 타원형 궤적에 있어서 중심부에 위치한 작동점들은 P/G 밸브가 닫힌 직후 통로내에 일어나는 흐름의 교란등에 의한 영향으로 판단된다. Fig.5에는 비교를 위하여 정상상태하에서는 작동점들

을 연결하여 굵은 실선으로 표시하였다. 그림에서 알 수 있는 바와같이 상부궤적은 정상상태하에서 얻어진 작동선을 중심으로 타원형을 그리고 있으며, 중심에 위치한 작동선과 이동하는 순간작동점과의 차이가 비정상효과에 의한 영향이라고 생각된다. Watson<sup>11</sup>등도 이와같은 결과에 대하여 이미 보고한 바 있다. 하부에 나타난 궤적은 본 실험장치 즉, P/G에 의한 과정의 특성상 나타난 것으로 판단되며, 따라서 비정상상태하에서는 압력맥동의 형상이 성능에 미치는 중요한 인자로 고려되어야 할 것으로 생각된다. 비정상효과는 상부궤적의 경우와 같이 정상상태 때의 작동선을 중심으로 그 궤적이 이동하고 있음을 알 수 있다.

4. 운전조건에 따른 터빈특성변화

Fig.6은 터빈회전속도를 30,000RPM으로 일정하게 유지하면서 터빈입구압력의 Peak치를 변경시킨 경우의 측정결과를 이미 앞에서 언급한 방법으로 정리하여 그 작동점의 이동을 실선으로 나타낸 것이며, 각각의 운전조건은 Table 1에 보인바와 같다. 비정상상태하에 있어서 순간작동점은 Fig.3에서와 마찬가지로 정상상태하에서의 작동선을 중심으로 이동하고 있으나, 유량과 압력진폭이 크면 클수록 정상상태하에서의 작동선과 거리가 멀어짐으로서 비정상효과가 커지는

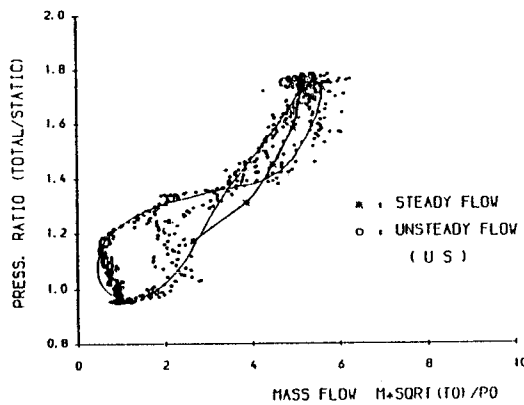


Fig.5 Trace of operating points at US condition. on the turbine characteristic map.

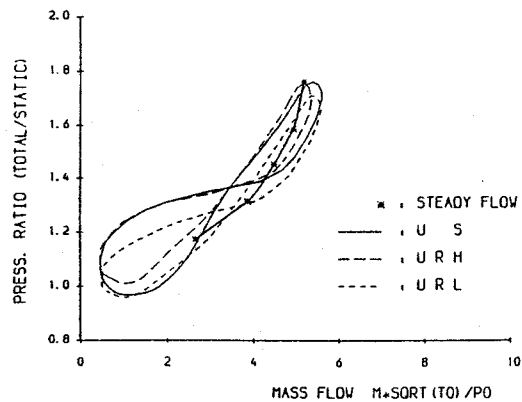


Fig.6 Traces of operating points at various inlet pulse amplitudes.(Turbine speed 30,000 RPM)

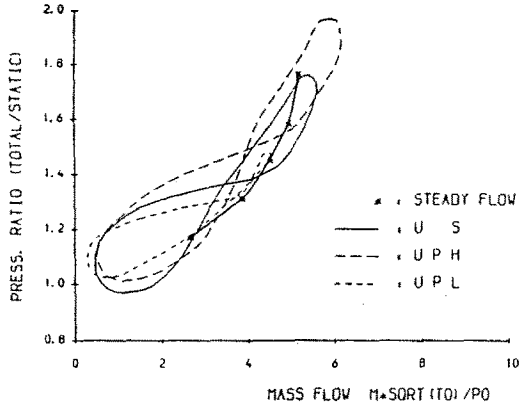


Fig.7 Traces of operating points at various turbine speeds.

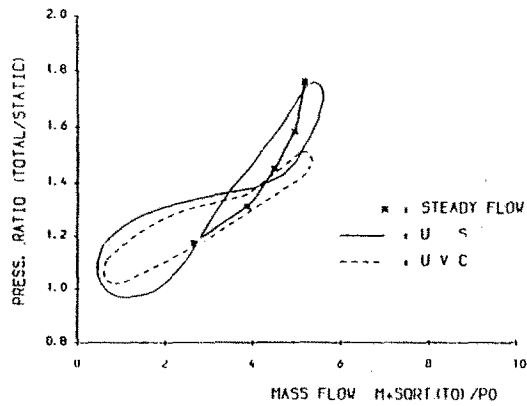


Fig.8 Trace of operating points at UVC condition.

것을 알 수 있다. 이 경향은 압력비가 낮은 범위에서도 같은 것으로 생각된다.

Fig.7은 터빈입구압력의 Peak치를 일정하게 유지하면서 터빈회전속도를 변경시킨 경우의 작동점의 궤적을 나타낸다. 압력비 및 수정유량의 적은 범위에 있어서의 경향은 뚜렷하지 않지만, 상부타원형의 궤적으로부터 비정상상태에서의 회전속도의 영향은 정상상태하에서의 경우와 비슷한 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 즉, 순간작동점의 궤적은 회전속도가 증가할수록 같은 압력비에서 수정유량이 적은 쪽으로 이동하고 있다. 그러나, 상부 타원형의 궤적에 있어서 폭의

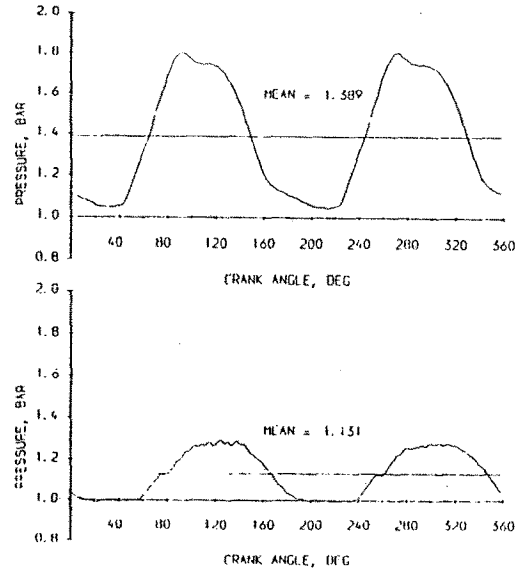


Fig.9 Variations of inlet and outlet pressure at UVC condition.

변화가 크지 않은 것으로부터 비정상효과에 미치는 회전속도의 영향은 압력진폭에 의한 영향보다 크지 않은 것으로 생각된다.

Fig.8은 맥동압력의 과정에 의한 영향을 알아보기 위하여 터빈출구로부터 약 1m 정도 떨어진 배기관의 끝에 밸브를 설치하여 밸브를 1/2 정도 닫아 터빈출구에 있어서의 압력을 높게한 경우의 측정결과를 보인다.

Fig.9는 이 때 터빈입구와 출구에 있어서의 압력변동을 나타낸다. Fig.3의 경우와 비교하여 볼 때 배기밸브를 일부 닫음으로 해서 압력비가 1.0이하인 경우는 발생하지 않으나, 최대압력비가 낮아질 뿐만아니라 압력과정도 다르다. 또한, 반사파의 영향등으로 압력과정의 위상이 늦어짐으로써, 순간작동점은 전체적으로 정상상태하에서의 작동선을 중심으로 이동하고 있으나, 하부의 타원형 궤적이 팽창한 것과 같은 결과를 보임으로써 비정상효과가 더욱 커지고 있다는 것을 알 수 있다. 또한 Table 1에서 알 수 있는 바와같이 유량은 거의 비슷한 운전조건임을 고려할 때 비정상효과는 터빈출구측의 상태변화에 의해서도 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

## 5. 결 론

이상의 검토결과 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 비정상상태하에서의 순간작동점은 정상상태하에서의 작동선을 중심으로하여 이동하고, 이 차이가 비정상효과를 의미한다.
- 2) 비정상효과는 맥동압력과의 형상(진폭, 파형등)에 크게 좌우 된다. 즉, 유량과 압력비가 클수록 비정상효과는 증가한다.
- 3) 비정상상태하에서 터빈의 성능에 미치는 회전속도의 영향은 정상상태의 경우와 비슷한 경향으로 비정상효과에 미치는 영향은 크지 않다고 생각된다.
- 4) 터빈특성선도상에서 작동점의 이동궤적은 8자와 같은 형태를 하고 있으며 이는 본 실험장치에서 사용한 P/G의 특성 때문인 것으로 생각된다.
- 5) 그러므로, 비정상상태하에서의 터빈성능을 예측하기 위하여는 압력파형을 수식적으로 묘사할 수 있는 새로운 예측수법의 개발이 필요하다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단의 Post-Doc. 지원에 의하여 영국 UMIST에서 수행한 연구이다. 관계 제위께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Winterbone, D.E., Nikpour, B. and Alexander, G. I. Measurement of the performance of a radial inflow turbine in conditional steady and unsteady flow. I. Mech. E. Turbocharging and Turbochargers, C405/015, pp.153-162, 1990.
2. Winterbone, D. E., Nikpour, B. and Frost, H. A contribution to the understanding of turbocharger turbine performance in pulsating flow. I. Mech. E. C433/011, pp.19-29, 1991.
3. Dale, A., Watson, N. and Cole, A. C. The development of a turbocharger turbine test facility. Experimental Methods in Engine Research and Development Published by I. Mech. E., pp.75-85, 1988.
4. Dale, A. and Watson, N. Vaneless radial turbocharger turbine performance. I. Mech. Engrs. Conf. "Turbochargers and Turbocharging", C110/86, pp.65-76, 1986.
5. Capobianco, M. and Gambarota, A. Unsteady flow performance of Turbocharger radial Turbine. I. Mech. E. Turbocharging and Turbochargers, C405/017, pp.123-132, 1990.
6. Yeo, J. H. and Baines, N. C. Pulsating flow behaviour in a twin-entry vaneless radial-inflow turbine. I. Mech. E. C405/004, 1990.
7. Collis, D. C. and Williams, M. J. Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers. J. Fluid Mech. No.6, pp.357-84, 1959.