

## 스팀터빈의 공력성능 평가를 위한 공기 상사실험

임병준\* · 이은석\* · 양수석\* · 이억형\*\* · 김영상\*\* · 권기범\*\*

### Air Similarity Test for the Evaluation of Aerodynamic Performance of Steam Turbine

Byeung-Jun Lim\*, Eun Seok Lee\*, Soo-Seok Yang\*, Ik-Hyoung Lee\*\*,  
Young-Sang Kim\*\*, Gee Bum Kwon\*\*

*Key Words: Steam Turbine (스팀 터빈), Air Similarity (공기상사), Performance Test (성능실험), Uncertainty Analysis (불확실도 해석)*

#### ABSTRACT

The turbine efficiency is an important factor in power plant, and accurate evaluation of steam turbine performance is the key issue in turbo machinery industry. The difficulty of evaluating the steam turbine performance due to its high steam temperature and pressure environment makes the most steam turbine tests to be replaced by air similarity test. This paper presents how to decide the similarity conditions of the steam turbine test and describes its limitations and assumptions. The test facility was developed and arranged to conduct an air similarity turbine performance test with various inlet pressure, temperature and mass flow rate. The eddy-current type dynamometer measures the turbine-generated shaft power and controls the rotating speed. Pressure ratio of turbine can be controlled by back pressure control valve. To verify its test results, uncertainty analysis was performed and relative uncertainty of turbine efficiency was obtained.

#### 1. 서론

화력 또는 원자력 발전용 스팀 터빈의 경우, 터빈 효율이 전체 발전 시스템의 효율에 미치는 영향이 크기 때문에 발전 시스템의 효율을 높이기 위해서는 터빈 자체의 효율을 높여야 한다. 터빈의 손실은 공력 손실 (aerodynamic loss) 과 누설 손실 (leakage loss) 이 대부분을 차지하고 있으며, 이러한 손실을 최소화

하고 효율을 높이기 위해서는 최적의 형상을 가진 터빈 설계가 필요하다. 선진국에서는 최근 3차원 설계기법을 도입한 최적 설계기법을 고효율 터빈 개발에 적용하고 있다. 이러한 터빈 개발과정에서 터빈의 성능을 정확히 평가하는 것은 매우 중요하며 대부분 성능시험에 의존하고 있다. 스팀 터빈은 고온, 고압의 스팀을 작동유체로 사용하기 때문에 성능을 실험적으로 평가하기 어렵다. 따라서 대부분의 경우, 상사법칙을 이용하여 공기를 작동유체로 사용하는 상사시험을 통하여 성능을 평가한다<sup>(1)</sup>.

최근 국내에서도 터빈 성능시험 평가를 위한 연구들이 진행되어왔으나 실제 산업현장에서 많이 사용되

\* 한국항공우주연구원

\*\* 두산 중공업

책임저자 E-mail : bjlim@kari.re.kr

는 발전용 스팀 터빈의 성능평가를 위한 대형 성능시험설비가 부족한 실정이었다<sup>(2)</sup>.

본 연구에서는 대형 터빈의 성능평가를 위한 시험설비를 설계/제작하여 성능 시험을 수행하였으며, 측정 결과의 신뢰도 확보를 위한 오차해석을 수행하였다.

## 2. 상사시험 개요

### 2.1 터빈 성능시험

터빈의 성능시험은 기본적으로 특정한 작동상태에서 대상 터빈의 출력과 효율을 구하는 것이며, 터빈 성능시험에서 터빈의 효율은 다음과 같이 구해진다<sup>(3)</sup>.

$$\eta_{T-S} = \frac{Q\omega}{\dot{m} C_p T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

여기서  $\gamma$ 는 비열비,  $C_p$ 는 정압비열,  $Q$ 는 토크,  $\omega$ 는 각속도,  $\dot{m}$ 은 유량을 나타내며  $T_{01}$ 는 터빈 입구 전온도,  $P_{01}$ 은 터빈 입구 전압력,  $P_2$ 는 터빈 출구 정압력을 나타낸다.

터빈의 성능을 표시하는 방법은 크게 두 가지로 나눌 수 있는데, 먼저 일정한 회전속도에 대하여 압력비 변화에 따른 유량, 출력, 효율의 변화를 그래프로 나타내는 방법이 있다. 이러한 성능표시 방법은 압력비와 부하 변화에 따른 터빈의 운전특성 및 성능을 파악하는데 유용하다<sup>(4)</sup>.

또 하나의 대표적인 터빈 성능표시 방법은 효율과 속도비 ( $U/C_{ad}$ )의 관계를 나타내는 것이다. 여기서  $U$ 는 터빈 동익의 회전속도 (=대표반경×회전 각속도),  $C_{ad}$ 는 터빈 입구 압력에서 출구의 압력까지 가역적으로 팽창했을 때 얻을 수 있는 최대 유체 속도를 의미하고 아래의 식 (2)와 같이 정의된다.

$$C_{ad} = \sqrt{2 C_p T_{01} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (2)$$

이 속도비는 회전수와 엔탈피 강하량 즉 압력비를 무차원화시킨 의미를 갖고 효율은 속도비만의 함수로 표시되기 때문에 데이터 처리 및 특성곡선의 전반을 파악할 때 많은 도움이 되며 스팀 터빈 설계에 주

로 사용된다<sup>(4)</sup>. 본 연구에서는 효율과 속도비로 표시되는 터빈 성능 표시방법으로 성능시험을 수행하였다.

### 2.2 터빈 상사시험 설계점 결정

터빈의 상사시험조건은 다음의 다섯 가지 조건을 만족시켜야 정확한 상사를 이룰 수 있다<sup>(5)</sup>.

- ① 기하학적 상사 : 실제터빈과 상사터빈은 동일한 형상을 가져야 한다. 본 연구에서는 실제터빈을 1/3로 축소한 상사터빈을 적용하였다.
- ② 속도비 상사 : 실제터빈과 상사터빈의 속도비는 같아야 한다. 이 조건으로부터 상사시험 회전수가 결정된다.

$$\left( \frac{U}{C_{ad}} \right)_R = \left( \frac{U}{C_{ad}} \right)_S \quad (3)$$

여기서 하첨자  $R$ 은 실제 (real),  $S$ 는 상사 (similarity) 조건을 나타낸다.

- ③ 비열비 : 일반적으로 실제기체와 상사기체의 비열비 차이가 5% 이하이면 비열비가 같다고 가정한다. 본 연구에서 사용된 스팀 (1.327)과 공기의 비열비 (1.4)의 차이는 약 5.5%로 비교적 작으므로 이 조건을 만족한다고 가정하였다.
- ④ 마하수 상사 : 정확한 상사를 위해서는 실제터빈과 상사터빈의 마하수가 같아야 하며 이 조건으로부터 압력비가 결정된다.

$$\left( \frac{C_{ad}}{a} \right)_R = \left( \frac{C_{ad}}{a} \right)_S \quad (4)$$

압력비는  $P_{01}/P_2$ 로 정의되고, 식 (4)에서  $a$ 는 음속을 나타낸다.

스팀터빈의 공기상사시험에서는 대부분 실제터빈과 같은 압력비를 사용하거나 압축성 효과를 약간 보정해주는 것이 일반적이다. 본 연구에서는 상사터빈의 압력비를 실제터빈의 압력비인 1.29로 사용한 경우와 비열비의 차이를 고려하여 압축성효과를 보정한 경우에 대하여 각각 상사조건을 결정하였다. 비열비의 차이를 고려하면 전체 유동장에 대해 스팀터빈과 동일한 압축성 효과 (마하수)를 가지는 것은 이론적으로 불가능하

므로 유동장 내의 한 곳, 터빈 출구의 마하수만을 맞추었다. 이때의 상사터빈 압력비는 식 (2)와 (4)로부터 1.31로 계산되며 압축성 효과를 무시할 경우의 압력비 1.29보다 약 1.55% 증가한다.

- ⑤ 레이놀즈 수 : 실제터빈과 모델터빈의 레이놀즈 수는 같아야 한다. 본 연구에서 레이놀즈 수는 스팀터빈의 경우가  $5.7 \times 10^6$ 이고 공기상사의 경우가  $4.6 \times 10^6$  으로 그 효과가 상대적으로 작으므로 조건을 만족한다고 가정하였다.

위의 상사조건들을 만족하는 상사시험 설계점을 Table 1에 나타내었다. 첫 번째 상사조건은 압축성 효과를 고려한 공기상사이며 두 번째 상사조건은 압축성 효과를 무시한 경우이다. 상사시험은 두 가지의 경우에 대하여 모두 수행하였다.

Table 1 Design points of similarity test

Parameters	Air similarity 1	Air similarity 2
Scale factor	1/3	1/3
RPM	6350	6131
Inlet temperature (K)	312	312
Inlet pressure (kPa)	172	172
Pressure ratio (total-static)	1.31	1.29
Velocity ratio	0.52	0.52
mass flow rate (kg/sec)	7.3	7.0
Power(kW)	146	131

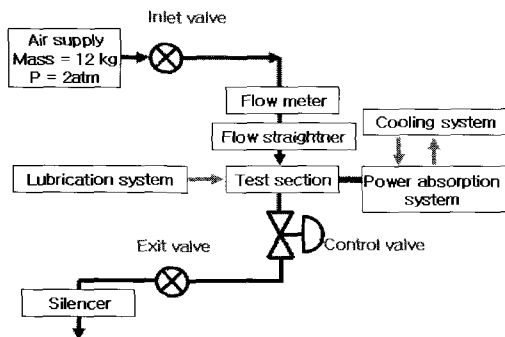


Fig. 1 Schematic of turbine test facility

### 3. 시험장치 및 시험절차

#### 3.1 터빈 성능시험 설비

터빈 성능시험 설비는 공기 공급장치, 유량계, 유질 조절부, 터빈 시험부, 동력 흡수장치, 배압 조절 밸브로 구성된다 (Fig. 1).

공기 공급장치는 2대의 압축기로 구성되어 있으며 최대 공급유량은 각각 15.8 kg/sec와 18 kg/sec이며 최대 토출압력은 227.5 kPa이다. 시험기에 공급되는 공기의 온도 조절은 35℃를 전후하여 35℃ 이상은 압축기 후방에 위치한 열교환기를 이용하여 온도를 조절한다. 35℃ 이하는 액체공기를 압축된 공기에 혼합하여 온도를 낮추는 방법을 사용하며 이 시스템을 이용하여 안정실내의 온도를 18℃ 까지 조절할 수 있으며 온도 설정의 정확도는  $\pm 1$ ℃이다.

터빈 시험부는 유입 공기의 와류 성분 등을 제거, 유동의 질을 향상시키기 위한 직경 900 mm의 안정실 (stilling chamber)과 연결된다. 시험부에서 발생한 진동이 입구 배관으로 전달되지 않도록 벨 마우스 (bellmouth)와 안정실은 공기팽창식 실 (inflatable seal)로 연결하였다. 시험부를 통과한 공기는 출구 배관으로 빠져나게 되고 시험부의 출구에는 진동의 전달을 방지하기 위하여 벨로스 (bellows)를 설치하였으며 벨로스 후방에 배압과 유량 조절을 위한 공압 컨트롤 밸브를 설치하였다 (Fig. 2).

입구부에는 3개의 지지대로 지지되는 노즈콘 (nose cone)을 설치하여 정익 (stator)으로 유입되는 공기의 갑작스러운 유로 감소로 인한 손실이나 유동박리 발생을 억제하였다. 정익이 장착되는 부분까지의 전반부 케이싱은 상하로 분리되어 동익 디스크를 교체할 수

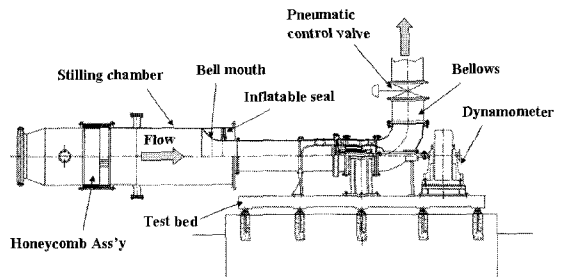


Fig. 2 Schematic of test section

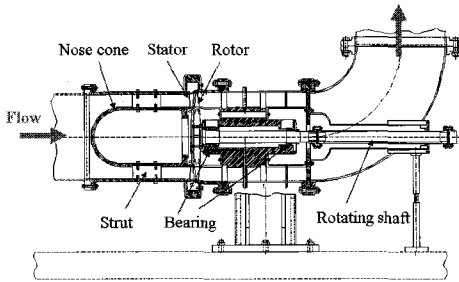


Fig. 3 Test section

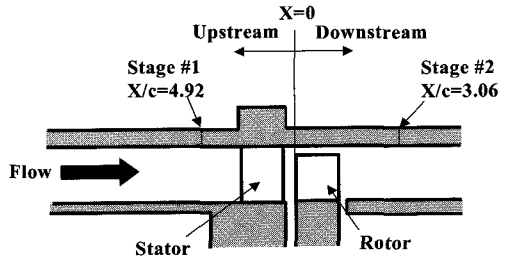


Fig. 5 Axial instrumentation position

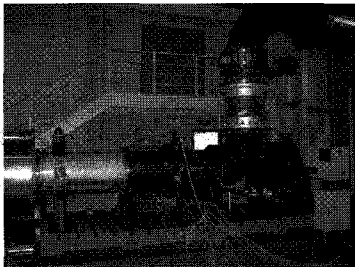


Fig. 4 Turbine test facility

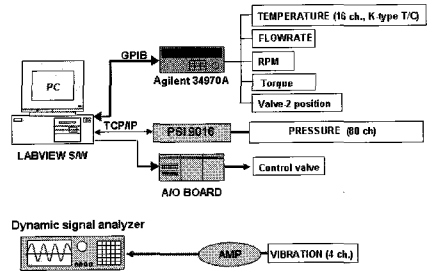


Fig. 6 Schematic of data acquisition and control system

있도록 하였다 (Fig. 3). Fig. 4에 조립이 완료된 터빈 성능 시험부를 나타내었다.

터빈 성능시험에 사용된 동력흡수장치는 Froude Cosine사에서 제작한 와전류형 동력계 (eddy-current type dynamometer, AG-250)이다. 동력흡수장치는 터빈 시험부의 회전축과 동축으로 연결되어 토크와 회전수를 측정하고 제어할 수 있는 장비이다. 와전류형 동력계는 토크에 의해 소산되는 기계적 에너지를 측정하여 엔진과 같은 동력원으로부터 발생하는 동력이나 토크를 측정하게 된다.

### 3.2 측정장치 및 자료획득 시스템

유량은 벤투리형 유량계의 일종인 V자 원추형 유량계를 사용하여 측정하였으며 터빈의 회전수와 토크는 동력흡수장치에서 측정하였다. 성능시험에 사용된 동력흡수장치의 회전수 측정장치는 최대 8,000 rpm까지 측정할 수 있다. 토크는 동력흡수장치에 장착된 로드셀에서 측정되며 시험 전에 400 Nm까지 보정을 수행하였다.

터빈 입구온도와 압력비를 측정하기 위하여 터빈 단 상류에는 원주방향으로 4곳에 레이크 (rake)를 설치하여 터빈 입구 유동의 전압력과 전온도를 측정하였

으며 하류에서는 원주방향 4곳의 정압력 탭에서 공압 평균 (pneumatic average)하여 정압력을 측정하였다. 측정면 위치는 동익의 중간 및 앞전을 기준면으로 동익 코드길이( $c$ )에 대한 비로 나타내었다 (Fig. 5). 온도는 K형 열전대를 사용하여 측정하였으며 레이크와 정압력 탭은 모두 차압센서 (PSI 9016 system)에 연결되어 대기압과의 압력차를 측정하게 된다. 압력 측정시스템은 측정범위가 30 psid이고 정확도는  $\pm 0.05\%$ 이다.

각 측정 장치로부터 측정된 신호들은 자료획득 시스템을 통하여 PC에 기록된다. 열전대로부터 나오는 온도 신호와 유량 신호, 동력흡수장치로부터 나오는 토크와 회전수 신호 그리고 컨트롤 밸브 위치 신호는 Agilent 34970A Data logger에서 디지털 신호로 변환되어 GPIB 통신을 통하여 PC에 기록된다. 압력은 PSI 9016 압력 측정 시스템을 통하여 디지털 신호로 변환되고 TCP/IP 통신을 통하여 PC로 전달된다. 터빈 단의 배압을 조절하기 위한 밸브 (control valve)의 제어 신호는 아날로그 출력 보드를 통하여 밸브로 전달된다. 시험 중 안전을 위하여 베어링 부분에 장착된 가속도계 신호를 동적 신호 분석기 (Dynamic signal analyzer)를 통하여 모니터링 하였다. Fig. 6은 자료획득 및 제어 시스템의 구성을 나타낸 것이다.

### 3.3 시험절차

터빈의 성능시험을 위하여 공기 공급장치에서 압력과 온도를, 동력흡수장치에서는 회전수를 조절한 뒤 배압조절밸브를 조절하여 압력비를 설정하여 원하는 속도비를 선택한다. 그리고 효율 계산에 필요한 토크, 회전수, 유량, 터빈 입구 전온도, 터빈 입구 전압력, 터빈 출구 정압력을 측정하여 성능시험을 수행한다.

### 4. 측정오차 분석

터빈 성능을 정확히 평가하기 위하여 터빈 효율 측정에 대한 오차분석을 수행하였다.

측정 불확도를 포함한 측정결과는 다음 식 (5)와 같이 나타낼 수 있으며 측정값 ( $r$ )의 확장 불확도 ( $U_r$ )는 아래 식 (6)과 같이 계통오차(systematic error)에 기인한 불확도  $B_r$ 와 우연오차(random error)에 기인한 불확도  $S_r$ 로 구분할 수 있다<sup>(6),(7)</sup>.

$$R = r \pm U_r \quad (5)$$

$$U_r = k \sqrt{\left(\frac{B_r}{2}\right)^2 + S_r^2} \quad (6)$$

여기서  $k$ 는 포함인자(coverage factor)로 2~3의 값을 갖는다.

계통오차는 측정센서의 교정이나 설치과정 또는 측정 데이터 처리과정에서 발생하는 오차로 반복측정과 무관하게 일정한 값을 가지는 오차를 의미하며, 우연오차는 측정값의 불안정성이나 반복시험에 의해 나타나는 오차를 의미하며 보통 모평균의 실험표준오차를 사용한다. 식 (7)과 같이 측정값이 여러 가지 측정변수들에 의해 결정되는 경우 계통오차는 아래의 식 (8)과 같이 구할 수 있고 감도계수(sensitivity coefficient)는 식 (9)와 같이 정의된다.

$$r = r(X_1, X_2, \dots, X_i) \quad (7)$$

$$B_r^2 = \sum_{i=1}^I (\theta_i B_i)^2 + 2 \sum_{i=1}^I \sum_{k=i+1}^I \theta_i \theta_k B_{ik} \quad (8)$$

$$\theta_i = \frac{\partial r}{\partial X_i} \quad (9)$$

식 (8) 우변의 첫 번째 항목은 각 측정요소들의 불확도에 대한 것이고, 두 번째 항목은 측정요소사이의 상관관계에 의한 불확도에 대한 것이다. 식 (1)에서와 같이 터빈 효율의 측정에 사용되는 측정변수들은 토크, 회전수, 유량, 입구 전온도, 입구 전압력, 출구 정압력이며 각 변수들은 독립변수이므로 효율의 계통오차는 다음 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$U_\eta^2 = \left(\frac{\partial \eta}{\partial m}\right)^2 U_m^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q}\right)^2 U_Q^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial w}\right)^2 U_w^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{01}}\right)^2 U_{T_n}^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P_{01}}\right)^2 U_{P_n}^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial P_2}\right)^2 U_{P_2}^2 \quad (10)$$

각 측정변수들의 불확도가 전체 불확도에 미치는 영향을 평가하기 위하여 UPC(Uncertainty Percentage Contribution)를 식 (11)과 같이 정의한다.

$$UPC_i = \frac{(\partial r / \partial X_i)^2 U_{X_i}^2}{U_r^2} \times 100 \quad (11)$$

UPC는 각 측정변수들의 불확도가 전체 불확도에서 차지하는 비중을 백분율로 나타낸 것이다.

Table 2는 설계점에서 각 측정 변수들의 계통오차를 나타낸 것이다. 설계점에서 터빈 효율의 상대 계통오차는 0.68%이다. 각 측정변수 중에서 토크의 측정 불확도가 전체 불확도의 39% 이상을 차지하고 입구 전온도의 불확도가 22%를 차지하였다.

터빈 효율측정에서 우연오차는 측정하는 동안 입구 유동조건이 변하여 발생하는 측정값의 불안정성과 반복시험에 의해 나타나는 오차로 나눌 수 있다.

Table 2 Systematic uncertainties and UPCs for measured variables in turbine efficiency determination

Measured variables	$B_i$	$UPC_i$ (%)
Torque	1 Nm	39.2
Rotational speed	1 RPM	0.1
Mass flow rate	0.02 kg/sec	14.2
Turbine inlet total temperature	1 K	22.0
Turbine inlet total pressure	0.1 kPa	9.0
Turbine exit total pressure	0.1 kPa	15.5

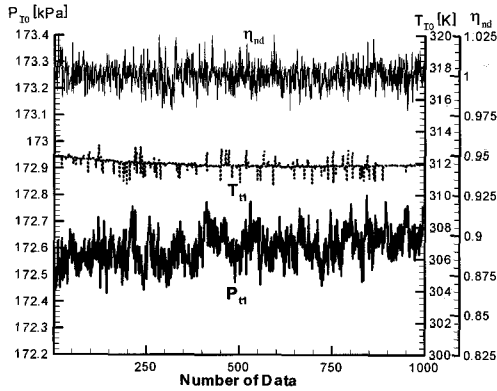


Fig. 7 Variations of pressure, temperature, efficiency with time for a design condition

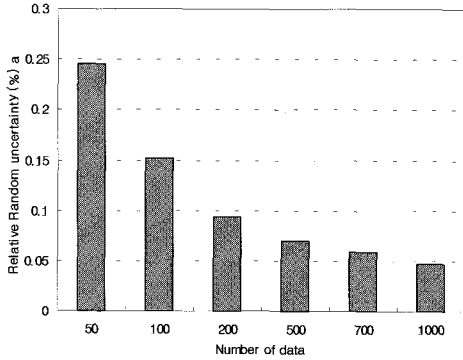


Fig. 8 Variation of relative random uncertainty for turbine efficiency with number of data

설계점에서의 정확한 효율측정을 위해서는 측정하는 동안 입구 압력과 입구 온도를 일정하게 유지해 주어야 한다. 입구 온도의 경우 공기 공급장치의 열교환기에 의해서 조절되는데 정확한 조절과 유지가 어렵다. Fig. 7을 보면 시간에 따른 입구 유동조건의 변화를 볼 수 있다. 여기서 터빈 효율( $\eta_{nd}$ )은 측정된 효율을 설계점의 평균효율로 나누어 무차원화 한 것이다. 이러한 우연오차는 데이터의 개수가 증가함에 따라 감소하게 되므로 측정 데이터 개수에 따른 우연오차의 변화를 고려하여 측정 데이터의 개수를 1000개로 정하였고 이때 설계점 효율의 상대 우연오차는 95% 신뢰도 에서 0.042%이다 (Fig. 8).

우연오차의 경우, 유량의  $UPC_i$ 가 약 68%로 가장 크게 나타났다 (Table 3). 하지만 우연오차는 계통오차에 비해 상대적으로 크기가 작으므로 전체 합성 불확도에 미치는 영향은 작다.

Table 3 Random uncertainties and UPCs for measured variables in turbine efficiency determination

Measured variables	$S_i$	$UPC_i$ (%)
Torque	0.05 Nm	22.5
Rotational speed	0.24 RPM	0.9
Mass flow rate	0.0027 kg/sec	68.3
Turbine inlet total temperature	0.02 K	1.7
Turbine inlet total pressure	0.004 kPa	4.0
Turbine exit total pressure	0.1 kPa	2.7

Table 4 Result of uncertainty analysis for turbine efficiency

Parameter	$B_\eta$	$S_\eta$	$U_\eta$
Relative	$\pm 0.68\%$	$\pm 0.042\%$	$\pm 0.69\%$

Table 4에서와 같이 대부분의 오차는 측정 센서의 정확도에 의해 결정되는 계통오차이므로 성능시험의 정확도를 향상시키기 위해서는 측정 센서들의 정확도를 높여야 한다. 특히 전체 오차에 차지하는 비율이 큰 토크와 입구 온도 측정 센서의 정확도를 향상시켜야 할 것으로 판단된다.

### 5. 성능시험결과

성능시험은 시험 터빈에 대하여 압축성 효과를 배제한 경우, 즉, 압력비를 스팀 터빈의 경우 (압력비 1.29)과 정확히 일치시킨 경우와 압축성효과를 고려한 경우 (압력비 1.31)에 대하여 각각 수행하였다.

Fig. 9는 하중계수와 유량계수와와의 관계를 나타낸 것으로 하중계수와 유량계수의 비례관계<sup>(4)</sup>가 시험결과를 통해 잘 나타나는 것을 확인하였다. Fig. 9의 하중계수는 설계점에서의 하중계수로 무차원화한 값이며, 하중계수와 유량계수의 정의는 식 (12)와 식 (13)과 같다.

$$\Psi = \frac{Qw}{m U^2} \tag{12}$$

$$\phi = \frac{C_x}{U} \tag{13}$$

여기서  $C_x$ 는 터빈 출구의 축방향 속도이고 나머지 변수들은 앞에서 정의한 것과 같다.

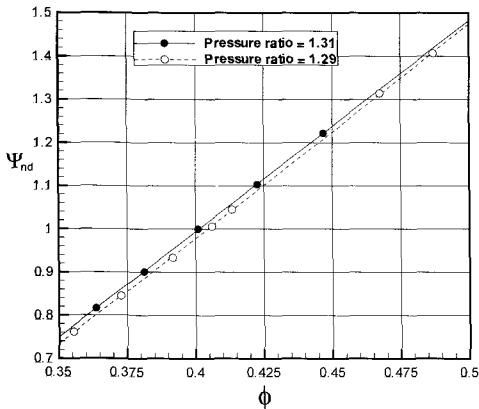


Fig. 9 Work coefficient vs. flow coefficient (pressure ratio 1.29 & 1.31)

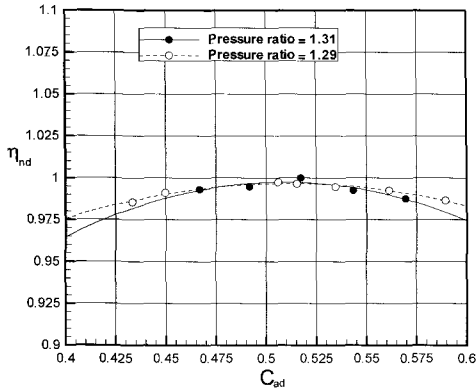


Fig. 10 Efficiency vs. velocity ratio (pressure ratio 1.29 & 1.31)

Fig. 10에 속도비에 대한 효율의 변화를 비교하였다. 두 경우 모두 설계 속도비 (0.52) 에서 최대 효율을 보였고 거의 같은 값을 나타내었다. 이것은 스팀 터빈에 대한 적절한 상사시험이 이루어졌음을 의미한다. 속도비가 낮거나 높은 경우에는 압축성 효과를 고려하지 않은 경우가 약간 높게 측정되었으나 성능곡선의 차이는 거의 없다고 할 수 있다.

## 6. 결론

터빈 성능시험기를 설계, 제작하여 스팀터빈에 대한 상사시험을 수행하였다.

상사 시험은 스팀 터빈과 동일한 압력비를 사용한 경우와 압축성 효과를 고려한 경우에 대하여 수행하였으며 두 경우 모두 설계 속도비에서 최대 효율이 나타났으며 효율은 유사한 값을 나타내었다.

터빈 성능시험에 사용되는 측정값들에 대한 측정오차 분석을 수행하였으며 효율에 대한 상대 불확도는 설계점에서  $\pm 0.69\%$  이며 향후 측정센서 교체 등 효율 측정의 정확도를 향상시키기 위한 방안을 모색하여 개선할 예정이다.

## 후기

본 연구는 두산 중공업(주)의 지원 및 도움으로 이루어졌으며, 관계자 여러분께 진심으로 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Cofer, J. I., Reinker, J. K. and Sumner, W. J., 1996, "Advances in Steam Path Technology," GE Power Generation Turbine Technology Reference Library Paper No. GER-3713E.
- (2) 윤용상, 송성진, 김홍원, 조성희, 2001, "회전 환경에서의 축류 터빈 성능평가," 유체기계저널 제 4권 제3호, pp. 46~52.
- (3) Song, S. J., 1995, "An Investigation of Tip Clearance Flow Excitation Forces in a Single-stage Unshrouded Turbine", Ph. D. Thesis, MIT. pp. 73~83.
- (4) Horlock, J. H., 1973, Axial Flow Turbine, Robert E. Krieger Publishing Company.
- (5) Lakshminarayana, B., 1995, Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, John Wiley, New York.
- (6) 윤민수, 양수석, 이대성, 2001, "가스터빈엔진의 고공환경성능의 측정불확도 분석," 한국항공우주학회지 제29권 제1호, pp. 128~133.
- (7) Coleman, H. W. and Steele, W. G., 1999, Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers, John Wiley & Sons, New York.