

차압을 이용한 터빈유량계 성능 진단

하영철*, 허재영**

Diagnosis on performance of turbine flowmeter using differential pressure in the meter

Young-cheol Ha, Jae-young Her

Key Words: turbine flow meter, differential pressure, pressure drop

Abstract

We have investigated the feasibility of using differential pressure (pressure drop) of gas turbine meter to diagnose turbine performance degradation caused by mechanical wearing damage and/or dirt buildup or erosion. If the differential pressure between the upstream piping and the throat of a turbine meter can be correlated to meter flow rate over the operating range of the meter, then a relatively simple differential pressure measurement in the field might be used to detect meter performance changes. To test this method, we have conducted two experimental simulation on Straightener Integrated Type (SIT) turbine meter. One is for dirt buildup on turbine blade, the other is for eccentricity of the blade. Results show that this method provide a reliable measure of performance degradation and is useful maintenance indicator.

기호설명

- A : 터빈유량계 상류배관 단면적(m^2)
 D : 배관의 호칭 직경(mm)
 E : 차압 오차, 즉 기준시점과 점검시점의 측정과 예측 차압 편차의 차이 (%)
 N : Nm^3/h 에서 N 은 노말조건 즉, $0\text{ }^\circ\text{C}$, 101.325 kPa 을 나타냄
 V : 배관내 유속 (m/s)
 L : 손실계수
 β : 상류배관과 터빈환형부의 직경비
 ΔP_M : 실측 차압 (Pa)
 ΔP_P : 예측 차압 (Pa)
 ΔP_{P_1} : 기준시점의 예측 차압 (Pa)
 ΔP_{P_2} : 점검시점의 예측 차압 (Pa)
 θ_L : 손실계수에 대한 차압오차의 상대민감도
 ρ : 가스 밀도 (kg/m^3)

1. 서론

터빈유량계는 기존 오리피스 유량계에 비해 유량비가 크고, 정확도가 높으며, 운영이 간편하여 세계적으로 천연가스 상거래에 가장 많이 사용되고 있다. 한국가스공사(KOGAS)도 98년부터 터빈유량계를 주거래용 유량계로 적용하기 시작했으며 현재는 전체 가스 공급량의 26%를 계량할 정도로 이 유량계의 사용은 급격히 증가하고 있다.

하지만 터빈유량계에는 회전자, 날개, 베어링으로 구성된 구동부가 있어서, 날개손상이나 베어링 마모, 이물질 부착 등에 취약하며, 이에 대한 세심한 관리를 하지 않을 경우 상당한 계량오차가 발생할 수 있다.

이러한 문제 때문에 국가간 대유량의 상거래가 이루어지는 국외 일부 계량기지의 경우, 상거래 계량설비[†]에 직렬로 비교유량계를 설치하여 터빈

* 한국가스공사 연구개발원

** 한국가스공사 연구개발원

[†] 계량설비는 보통 병렬로 배열된 3~4개의 긴 배관으로 구성되고 각 배관에는 유량계가 설치된다.

의 성능을 감시하는 경우도 있으나 이는 부지 제한, 비용 등의 문제로 극히 제한적으로 사용되고 있다.

터빈유량계의 성능변화를 가장 정확히 알 수 있는 방법은 교정(calibration)이지만, 비용과 교정에 걸리는 시간 때문에(대유량 천연가스 교정설비는 국제적으로 수개월에 불과함)에 상시 검사 방법으로는 사용하기 어렵다.

교정 외의 방법으로 터빈의 성능 변화를 검사할 수 있는 방법은 아직까지는 거의 정립되어 있지 않다. 몇몇 제작사에서 자사 제품에 대한 진단 방법을 갖고 있기는 하나 적용범위가 극히 제한적이다. 다만 최근에 Mckee[1]가 연구한 터빈차압을 이용하는 방법이 일반화 될 수 있는 가능성을 갖고 있다.

Mckee의 방법은 터빈유량계 상류배관에 압력탭 1개와 차압계만 있으면 현장설비에 적용할 수 있는 매우 현실적인 방법이며 충분한 이론적 근거를 갖고 있다. 그러나 연구결과가 유동안정기 비내장형 터빈에서 도출된 것이어서, 유동안정기 내장형(Straightener Integrated Type, SIT) 터빈까지 적용하는 데는 문제가 따른다. 또한 구동부 이상에 대한 모사시험으로 이 방법의 유효성을 입증하지 않았고, 충분한 재현성 시험결과도 없다.

Mckee의 방법을 SIT 터빈에 적용할 때 예상되는 문제는, 유동안정기 비내장형 터빈과 달리 차압 예측식의 손실계수가 유량에 따라 상당히 변할 가능성이 있는 것이며 이럴 경우 Mckee의 방법 일부에 대해 수정을 해야한다는 점이다.

따라서 본 연구에서는 SIT 터빈유량계에 대해 McKee의 방법을 검토하고, 충분한 재현성 실험과 모사시험으로 이 방법을 일반화 하고자 하였다. 실험에 사용된 유량계는 압력손실이 가장 큰 다공판 SIT 터빈이며, 손실계수는 유동조건에 따라 상당히 변한다고 가정하였다.

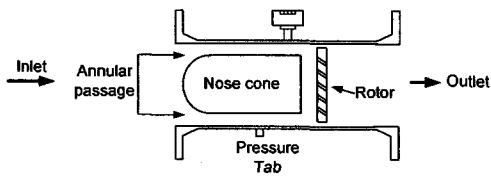


Fig. 1 Schematic of gas turbine meter.

2. 터빈성능 진단이론

2.1. 기본 개념

가스 터빈유량계에는 회전자 구동에 필요한 충분한 동력을 얻기 위해 유로가 축소되는 환형부(Fig. 1)를 갖고 있다. 유량계로 유입된 가스는 이 환형통로를 지나면서 유속이 증가하며 이에 따른 압력강하가 동반된다. 압력취출구는 환형통로에 있으며 바로 뒤에는, 실제적유량(actual flow rate)에 비례하는 신호를 얻기 위한 회전자가 있다.

상류배관과 터빈환형부 사이의 압력강하(이하 차압)는 손실계수를 고려한 베르누이식[2]으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta P = (\beta^{-4} - 1 + L) \frac{\rho V^2}{2} \quad (1)$$

식(1)에서 ΔP 와 L 은 터빈유량계 상류배관과 환형부 사이의 차압과 손실계수를 각각 나타내고, β 는 직경비로서 터빈 환형부와 배관단면적비의 제곱근을, ρ 는 가스밀도, V 는 배관내 가스속도를 나타낸다. 여기서 밀도는 실측 또는 가스분석기로부터 알 수 있고, 직경비는 제작사 사양으로부터 정확히 알 수 있는 값이다. 그리고 손실계수는 2.3절에 설명하겠지만 대략적인 값을 사용해도 문제되지 않는다.

식(1)을 터빈유량계의 측정유량과 관련시키기 위해 속도를 유량으로 대체하면 식(2)와 같이 된다.

$$\Delta P_p = (\beta^{-4} - 1 + L) \frac{\rho(q/A)^2}{2} \quad (2)$$

여기서 A 는 상류배관의 단면적, q 는 터빈의 실제적유량을 나타낸다. 식(2)의 특징은 터빈유량계의 성능을 반영한다는 점이며 터빈에 성능변화(%)가 있을 경우 그 변화는 2배 증폭되어 차압변화(%)로 나타난다는 점이다.

반면 Fig. 2와 같이 터빈의 압력취출구(P_r)와 상류배관 사이의 차압을 실측한다면 이 차압은 식(2)의 예측차압과 달리 터빈의 성능변화와 무관하게 된다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 압력취출구가 회전자 상류에 있어서, 회전자에 문제가 생기더라도 측정차압에 영향을 주지 못하기 때문이다.

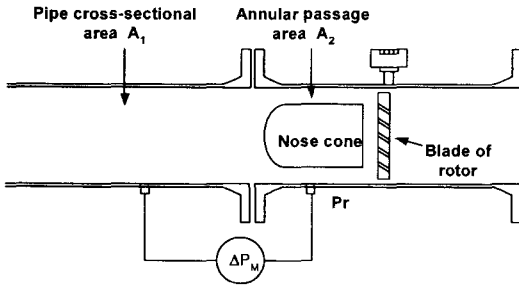


Fig. 2 Location of pressure taps for differential pressure measurement.

따라서 기준시점에 실측차압과 예측차압의 편차를 기록해두고 점검시에 이 차압편차를 다시 측정하여 기준시점의 값과 비교한다면 터빈의 성능변화를 예측할 수 있게 된다.

2.2. 밀도 효과

식(2)로 알 수 있는 바와 같이 동일 체적유량조건에서도 차압은 밀도에 따라 달라지게 되며 이로 인해 차압편차의 절대값도 변하게 된다. 이렇게 되면 차압편차의 반복성이나 재현성이 크게 떨어져서, 본 방법으로 터빈의 성능변화를 정밀하게 검사하는데 어려움이 생긴다. 따라서 차압편차의 산정은 밀도효과가 상쇄되는 방법을 택해야 한다.

밀도효과 상쇄는 상대편차 비교 방식으로 간단히 해결될 수 있으며, 차압편차의 절대값을 기준이 되는 실측밀도로 나누어주면 된다. 이는 실측과 예측차압 모두 밀도에 비례하는데서 비롯되는 것으로 밀도를 제외한 나머지항을 상수로 놓으면 식(3)과 같이 밀도가 상쇄되는 것을 확인할 수 있다.

$$\delta \Delta P = \frac{\Delta P_P}{\Delta P_M} - 1 \approx \frac{C \cdot \rho}{C \cdot \rho} - 1 \quad (3)$$

이로부터 예측차압 계산에 정확한 밀도값이 쓰인다면 차압편차의 상대값(이하 차압편차)은 밀도에 무관함을 알 수 있다.

그러나 현실적으로 오차 없는 밀도를 산정한다는 것은 불가능하며, 어느 정도의 불확도(≒ 모르는 오차)가 존재할 수 밖에 없다. 현재 KOGAS에서 사용하는 압력/온도 전송기, 가스분석기, 밀도 계산식[3,4,5]를 고려하여 밀도의 불확도를 ISO

GUM[6]에 따라 산정하면 $\pm 0.13\%$ (신뢰도 95%) 정도가 되며 이로부터 밀도가 차압편차에 미치는 영향은 $\pm 0.13\%$ 로 볼 수 있다. 하지만 이 불확도값의 상당 부분은, 방향성이 있는 계통불확도이어서 동일한 계측기를 이용하여 기준시점과 점검시의 밀도를 산정한다면, 두 시점의 차압편차의 차이를 산정하는데는 밀도값의 불확도 영향이 $\pm 0.13\%$ 보다 훨씬 작을 것으로 예상할 수 있다.

2.3. 손실 계수

식(2)로 예측차압을 산정하는데는 손실계수 L 의 값이 필요하다. L 값은 실유체를 이용한 교정으로 가장 정확하게 구할 수 있으며, 대략적인 값은 문헌으로부터도 구할 수 있다.

본 방법을 사용할 때 필요한 L 값의 정확도 수준은 L 값에 대한 본 차압편차 비교방법의 상대민감도를 분석해보면 알 수 있다.

먼저 기준시점과 필요시점의 차압편차의 차이 즉, 차압오차는 식(4)와 같이 표현할 수 있다.

$$E = \frac{\Delta P_{P_1} - \Delta P_{P_2}}{\Delta P_M} \quad (4)$$

L 에 대한 E 의 상대민감도는 식(5)와 같이 정의되며, 이를 풀어서 정리하면 식(6)과 같다.

$$\theta_L = \frac{\partial E}{\partial L} \frac{L}{E} \quad (5)$$

$$\theta_L = \frac{L}{\beta^{-4} - 1 + L} \quad (6)$$

식(6)의 의미는 L 값의 1% 변화가 유발하는 E 값의 % 변화를 의미한다. 여기서 직경비 β 는 일반적으로 0.63~0.64 정도로 설계되며, L 의 값은 1 또는 6 근방의 값을 갖는다. L 이 1 근방인 경우는 스윙을 제거하기 위한 유동안정기가 터빈입구에 설치되지 않았거나 Etoil[7] 타입의 유동안정기가 노즈콘에 장착되어 있는 경우이며, 6인 경우는 다공판 유동안정기가 설치된 경우이다.

β 를 0.63으로하고 L 값이 1인 경우와 6인 경우의 상대민감도 θ_L 을 구해보면 각각 0.16%, 0.53%가 되는 것을 알 수 있다. 다시말해 10%의 L 값 오차가 10%인 경우 E 값에 1.6%, 5.3%의 오차가 발생한다는 것이다. 이 수치는 언뜻 보면 큰 것 같지만 E 가 차압오차라는 것을 상기하면

큰 값이 아님을 알 수 있다. 즉, E 의 값이 2 %인 경우 10 %의 L 값 오차로 인한 E 값의 오차는 2%의 5.4 %인 0.11 %에 불과하며, 이 오차를 포함한 E 값은 2.11%정도가 될 것이기 때문이다. 따라서 L 의 값은 대략적으로 추론해도 크게 문제 없음을 알 수 있다.

3. 실험

3.1. 실험설비

실험은 중동공급소(부천)에 있는 “유량계 시험설비(MRF)”를 이용하였다. 이 설비의 유동 매체는 천연가스로서 도시가스 공급용 정압설비(7 MPa → 0.95 MPa로 감압) 직후단에서 가스를 우회시켜 본 시험설비를 통과한 후 거래용 계량설비로 유입되도록 설계되었다. 따라서 도시가스로 공급되는 압력제한 때문에 시험 유량은 1100 m³/h actual (=10,000 Nm³/h) 이하로 제한되었다.

이 시험설비에는 3개의 터빈유량계와 1개의 오리피스 유량계가 있는데 (Fig.3 참조) 이중 다공판 스트레이트너가 내장된 터빈유량계를 선택하였다. 제작사 및 형식은 Instronet사 SMRI-XL이며 크기는 DN 150, 최대유량은 1600 m³/h이다.

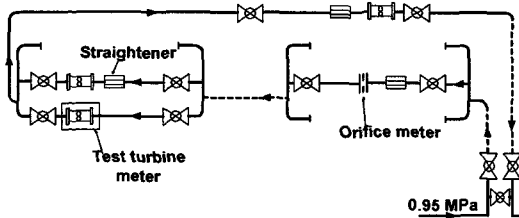
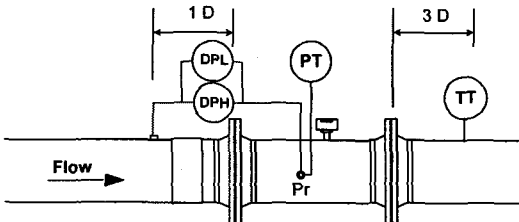


Fig. 3 Schematic of MRF



- DPL : Diff. Pressure Transmitter, Low
- DPH : Diff. Pressure Transmitter, High
- PT : Pressure Transmitter
- TT : Temperature Transmitter

Fig. 4 Installation of turbine meter(150 A) and diff. pressure transmitters in the MRF test section.

터빈유량계 내에서 차압을 측정하는 것은 어려우므로 Fig. 4와 같이 터빈유량계 상류 1 D 지점과 터빈의 압력취출구(Pr)의 차압을 측정하였다. 넓은 유량 범위에서 차압 측정을 하기 위해 2대의 전송기(Rosemount 3051, Acc ±0.075 %)를 사용하였으며, High 차압계의 범위는 15000 Pa, Low 차압계의 범위는 3000 Pa로 하여 5: 1의 차압비를 두었다.

터빈의 실유량 알기를 위해 HF(High Pulse)측 펄스 신호를 전용 펄스카운터(Kogas I, KOGAS)를 이용하여 측정하였고, 교정성적서를 이용하여 K 인자 오차 보정을 하였다.

예측차압 계산에 필요한 손실계수는 선실험을 통하여 측정차압과 실험차압이 대략적으로 일치하는 6.3을 주었다.

유동 밀도를 산정하기 온도전송기(Rosemount 3144) 1대와 압력전송기 (Rosemount 3051) 1 대를 Fig. 4와 같이 설치하였고, 가스조성은 1 시간에 한 번 분석되는 가스분석기(Danalyser 500)결과를 적용하였다. 그리고 밀도계산 코드는 SGERG-88[4] Set C(=AGA-8 GCM2[5])를 이용하였다.

차압계의 경우 영점 변화로 인한 측정오차를 줄이기 위해 실험 시작 전에는 반드시 영점을 맞추었으며, 터빈유량계는 유체가 흐르기 시작한 시점에서 10분 이상 구동시켜 유량계 기동 초기에 발생하는 비이상적인 현상들을 제거하였다.

3.2 터빈유량계 진단 모사 실험

터빈유량계에 이상이 있을 때, 본 방법으로 이를 검출할 수 있는지에 대한 2가지 모사 실험을 했다. 하나는 날개 손상 등으로 발생할 수 있는 회전자의 편심현상에 대한 것이고 다른 하나는 날개에 이물질이 부착되는 것에 대한 모사이다.

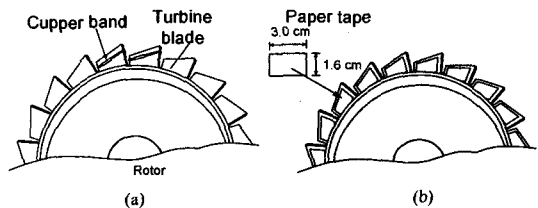


Fig. 5 Turbine blade. (a) Copper band installed for simulation test (b) Paper tape Applied for simulation test

편심 모사는 회전자의 원심력 때문에 실제 모사할 수 있는 편심의 정도는 상당히 제한적이었다. 편심은 Fig. 5(a)와 같이 터빈 날개에 편심추 2개를 연속되는 두 날개에 각각 1개씩 붙였다. 편심추는 케이블타이에 가는 금속튜브를 끼워 만들었으며, 케이블타이에서 금속튜브의 움직임을 방지하기 위해 압착기로 압착시켰다. 중량은 케이블타이와 금속튜브를 합쳐 약 1.7 g 정도이다.

이물질 부착은, 거래용 터빈유량계의 날개를 표면을 조사하여, 표면조도와 부착 두께가 가장 유사하다고 판단되는 종이테이프를 Fig. 5(b)와 같이 부착하여 실험하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1. 재현성

유량계에 이상이 없을 때 측정차압과 예측차압의 % 편차가(이하 기준선) 현장 조건에서 일정하게 재현될 수 있는 지 확인하기 위해 재현성 시험을 약 2개월 정도의 하였다. 이는 가스 비중 변화, 대기압 변동(도시가스 공급설비의 압력전송기 대부분이 게이지압계임), 터빈유량계의 탈부착, 가스분석기 성능변화, 공급온도, 압력 변화 등이 기준선의 재현성과 관련이 있을 수 있기 때문이다.

Fig. 6은 약 2개월에 걸친 기준선 시험 결과를 도시한 것이다. 표식에 나타난 숫자는 순서대로 두 자리씩 측정 년, 월, 일을 나타내며 숫자 뒤에 "new" 문자가 없는 것은 처음 기준선을, 있는 것은 새 기준선을 나타낸다(다음 단락에 설명). 이 기간 동안 가스 비중은 0.623~0.630까지 변동하였고, 한 번의 가스분석기 교정, 대기 온도 변화는 -2 ~ 18 °C, 15회 이상의 터빈유량계 탈부착, 6 회 이상의 유동안정기 탈부착 그리고 유동안정기 초기 분리시 유량계 플랜지 부위의 햄머링과 국소 용접(spot welding)작업이 있었다.

기준선이 바뀐 것은 2/19 ~ 3/13일 사이에 다른 실험을 위해 유동안정기를 유량계에서 떼 후 다시 설치한 일이 있는데, 재 설치된 위치가 처음 위치와 정확히 일치하지 않은데서 비롯된 것으로 판단된다. 기준선 변화의 다른 요인으로는 햄머링이나, 국소 용접을 들 수 있으나 햄머링은 2/18일 시험 전에도 있었고, 용접이 이유라면 용접 부위의 터빈 내경이 다른 부분과 차이가 있어

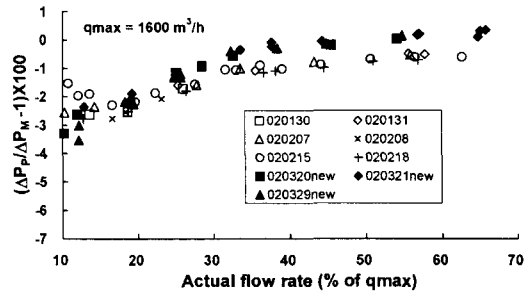


Fig 6. The result of baseline tests

야하나 그렇지 않았다. Table 1은 용접부위를 기준 위치로하여 ISO의 방법[8]으로 내경을 측정된 결과인데 용접부의 내경과 다른 지점의 내경이 일치하는 것을 관찰할 수 있다.

기준선 변화를 스트레이트너 위치로 보는 또다른 근거는 실험데이터로도 있다. Fig. 7은 3/28일의 기준선 시험 결과인데 데이터가 새기준선 보다 처음 기준선에 더 가까운 것을 볼 수 있다. 이때는 스트레이트너를 터빈에 고정시키는 1개의 편과 고정나사 2 개 중 고정 나사 1개를 헐겁게 조였던 것이다. 따라서 재현성을 산정할 때 처음 기준선과 새기준선을 별개로 놓고 계산할 수 있다.

Fig. 6 또는 Fig. 7의 재현성을 살펴보면 qmax의 20%(320 m³/h a) 이상의 유량에서는 재현성이 0.3% 이내라는 것을 알 수 있다. 이 유량 미만에서 재현성이 나쁜 것은 차압이 작아, 현탕이 심하고, 영점값의 영향을 크게 받기 때문이라고 판단된다. 여기서 0.3%라는 재현성은 다소 크게 보

Table 1. The result of measurement for the inside diameters of turbine meter near welding point on the flange

Measuring point	D _{N1} (0°)	D _{N2} (45°)	D _{N3} (90°)	D _{N4} (135°)
value (mm)				
평균	152.28	152.27	152.28	152.28
Date : 02/03/22, Ambient Temp. : 12.5 °C				
Ref. Meter : Cylinder gage (Mitutoyo S11-175, resolution : 0.01 mm)				

일 수도 있지만 앞서 기술한 바와 같이, 현장 조건의 변화를 대부분 포함한 것이어서 결코 큰 수치는 아니라고 판단되며, 또한 기준선으로 사용

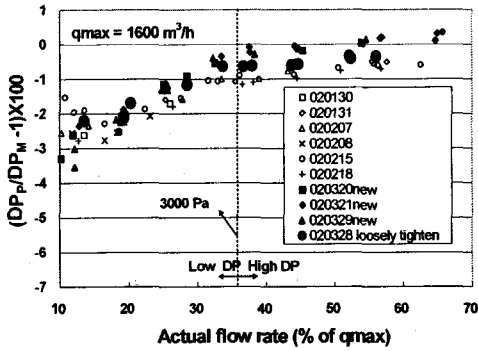


Fig. 7 Test result from loosely tighten flow straightener to the meter vs two baseline group.

하는데도 무리 없는 값이라 판단한다.

4.2. 편심 및 이물질 모사

Fig. 8, 9는 각각 터빈 날개 편심모사와 이물질 부착 모사 실험을 통해 얻은 결과이다. 편심 모사 실험의 경우 동일 실험을 두 번 반복했는데 이는 3/15일의 1차 시험 결과가 예상과 달리 터빈 날개가 더 빠르게 회전하는 것으로 나타나 이를 확인하기 위해 3/12일에 한 번 더 수행을 하였다.

그림을 보면 두 모사 실험에서 얻은 결과가 모두 기준선과 확연한 차이가 있는 것을 볼 수 있다. 편심모사의 경우는 실험 유량 전 범위에서 차압오차가 (+)플러스인 것으로 관찰되었고, 크기

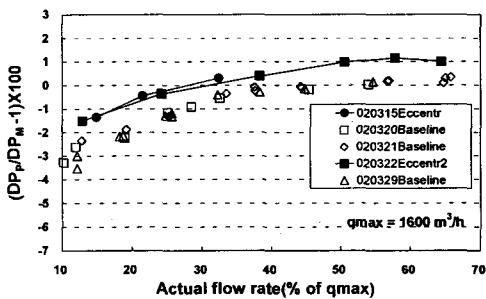
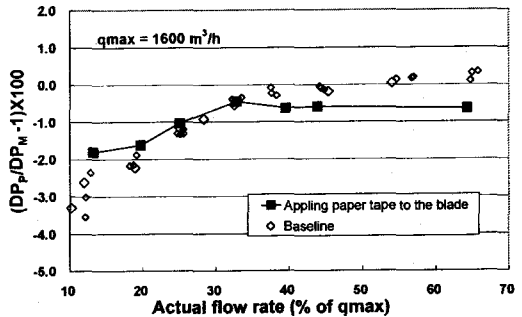


Fig. 8. The results of simulation test for eccentricity of turbine blade.

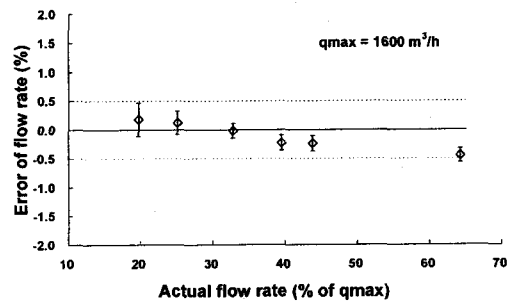
는 0.6 % ~ 1.2 %까지 었다. 이물질 부착 모사의 경우 저유량에서는 차압오차가 플러스로 관찰되다가 qmax의 33 %를 기점으로하여 마이너스(-)

바뀌는 것을 관찰되었으며 qmax의 65 %에서는 그 크기가 -1 % (유량오차는 -0.5 %) 정도까지 되는 것을 알 수 있다.

그런데 거친 종이 테이프를 날개에 부착했음에도 플러스 오차 즉, 터빈 회전수가 증가되는 것은 물리적으로 설명하기 어려운 부분이다. 실제로 플러스(+) 오차가 발생하는 지 확인하기 위해 Fig. 9(a)의 모사 결과를 불확도가 표시된 오차로 환산하여 나타내 보면 Fig. 9(b)와 같이 된다. 이를 보면 qmax 33 % 미만의 저유량에는 오차의 불확도 범위가 0 % 오차 이하까지 내려가 있는 것을 볼 수 있으며 이로부터 불확도를 고려한 Fig. 9(a)의 저유량 오차는 0 % 라고 말할 수 있다.



(a)



(b)

Fig. 9 The results of simulation test for dirt buildup on turbine blade.

5. 결론

본 연구에서는 터빈에서 발생하는 차압(또는 압력 강하)를 이용하여 터빈유량계의 성능변화를

진단하는 것이 가능한 지에 대하여 이론적 고찰 및 실험적 연구를 수행하였으며 이를 정리하면 다음과 같다.

첫째, 밀도변화는 기준선에 거의 영향을 주지 않는다.

둘째, 유동안정기 내장형의 터빈유량계의 경우 손실계수 L 이 일정하지 않으나, 이로 인한 오차는 미미하다.

셋째, 기준선의 재현성은 q_{max} 의 33 % 이상의 유량에서는 ± 0.3 % 이내로 매우 양호하여 터빈 성능에 변화가 있을 때 기준으로 하기에 충분한 것으로 확인되었다.

넷째, 이물질 부착과 편심 모사 실험을 통해 본 방법으로 터빈유량계의 성능변화를 검출할 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

- (1) McKee, R.J., 2000, GRI Report No. GRI-00/0125, Gas Research Institute, USA
- (2) Sabersky, R.H., 1971, "Fluid Flow", 2nd ed., Macmillan Publishing Co. Inc.
- (3) ISO 6976, 1995, "Natural Gas- Calculation of Calorific Values, Density, Relative Density, and Wobbe Index from Composition", International Organization for Standardization
- (4) ISO 12213, 1997, "Natural Gas- Calculation of Compression Factor", International Organization for Standardization
- (5) AGA Report No. 8, 1994, "Compressibility Factors of Natural Gas and Other Related Hydrocarbon Gases", American Gas Association
- (6) ISO TR 7871, 1995, "ISO Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement", International Organization for Standardization
- (7) ISO 5167-1, 2003, "Measurement of Fluid Flow by Means of Pressure Differential Devices Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full", International Organization for Standardization
- (8) ISO TR 9464, 1998, "Guidelines for the Use of ISO 5167-1:1991", International Organization for Standardization