

회전중인 로터리 밸브를 통과하는 압축공기의 질량유량
감소에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Mass Flow Rate Reduction of
Compressed Air Flow through Rotating Rotary Valves

장영근 (건축설비과)

Young-Keun Jang (Dept. of Architectural Equipments)

이준서 (충청대학 메카트로닉스학부)

Joon-Seo, Lee (Faculty of Mechatronics, Chung Cheong University)

Key Words : mass flow rate (질량유량), disc-type rotary valve (디스크형 로터리 밸브)
intermittent flow (간헐유동), exhaust system simulator (배기계 모의실험장치)

ABSTRACT : Flow characteristics of a compressible gas flow through a rotating disc-type rotary valve are investigated experimentally under various conditions. It is known that the mass flow rate through poppet valves of 4-cycle engines and piston valves of 2-cycle engines decrease according to engine speed increase. Rotary valve is one means by which air may be made to flow intermittently through a pipe. In this paper an exhaust system simulator of engine was used to experimentally analyze the decrease in flow rate at high rotation speeds and to determine what variables, other than rotational speed, give rise to the observed behaviour. These variables have been included in an empirical equation which is representative of the measured flow characteristics.

1. 서론

엔진 밸브를 통한 질량유량의 연구는 Stanitz등⁽¹⁾에 의하여 최초로 수행되었다. 그들의 실험에서 4행정 사이클 엔진의 흡기에서 포핏밸브(poppet valve)를 사용하여 질량유량이 회전속도가 약 800 rpm이하이면 정상(steady)조건 하에서 얻어진 질량유량과 거의 같게 된다는 것을 알았다. 엔진의 고속회전에서 질량유량은 엔진속도가 증가함에 따라 정상조건에서 얻어진 질량유량보다 감소되었다. 2행정 사이클 엔진의 슬리브를 통한 질량유량에 대한 실험에서 Komotori와 Watanabe⁽²⁾는 엔진속도의 증가와 밸브 사이 압력차의 감소로 인하여 질량유량이 현저히 감소된다는 것을 알았다. 이것은 밸브를 통한 질량유량이 비정상 유동 조건하에서 감소한다는 것을 연구한 Benson⁽³⁾과 Kastner⁽⁴⁾에 의하여 이전에 밝혀졌던 사실을 재확인하였

다. 파이프를 통해 공기를 간헐적으로 유동시키기 위한 로터리 밸브는 왕복형 엔진과 압축기의 흡기와 배기 파이프에서 맥동류의 연구에 자주 이용되어 왔으며 이러한 형태의 밸브는 많은 연구가^{(5),(6)}들에 의해 파이프에서의 맥동류를 연구하기 위하여 사용되었다. 로터리 밸브는 디스크형과 실린더형으로 크게 구분되는데 실린더 형태의 로터리 밸브는 실린더가 회전하면서 실린더에 관통된 구멍을 통하여 맥동류를 발생시키나 작동원리는 두 형태가 같다. 본 연구에서는 디스크형의 로터리 밸브를 이용한 기관 배기계 모의실험장치를 제작하여 사용하였으며 비정상 유동조건하에서 질량유량의 미세한 감소를 연구하기 위하여 디스크 형태의 로터리 밸브를 통한 질량유량을 다양한 조건하에서 실험하였다. 이러한 실험 결과들은 하나의 경험식으로 제안되었다. 또한 실험으로 얻어진 결과들은 로터리 밸브를 사용한 기관 배기시스템의 모의실험 장치에서 파이프 유입 직전의 유동특성을 정확히 규명함으로써 이후의 논문에서 파이프의 압력맥동 진파특성의 수치해석 자료로 사용되어진다.

2. 본론

2.1 실험장치 및 방법

본 연구에 사용했던 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 도시하였다. 실험에서 필요로 하는 공기를 얻기 위하여 15마력의 압축기와 유량을 정확히 조절하기 위한 5마력의

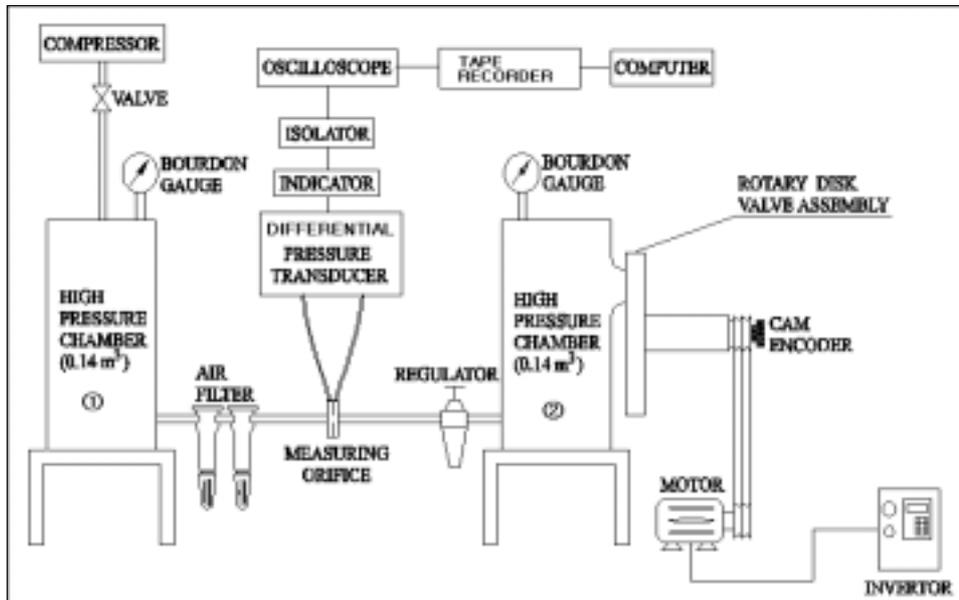
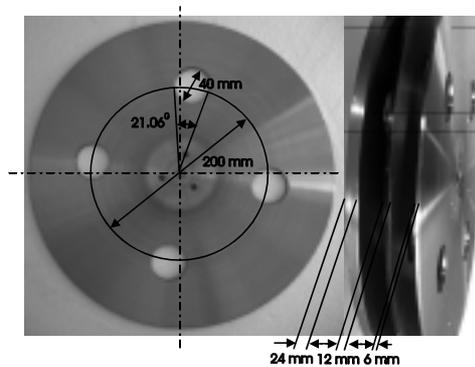


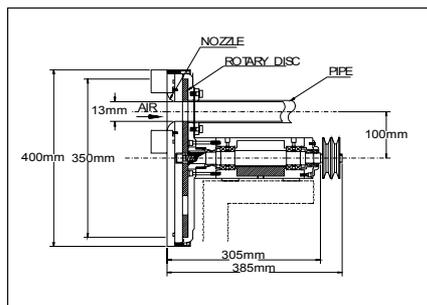
Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

의 보조 압축기를 장착하여 압축기로부터 고압 공기를 첫 번째 챔버로 유입시킨다. 이때 챔버내부에서 안정된 공기를 파이프로 연결된 두 번째 챔버로 유입시킨 후 로터리 밸브를 통해서 대기로 방출시킨다. 상류챔버와 하류챔버사이에는 유량측정을 위하여 JIS⁽⁷⁾ 규격에 맞게 설계된 오리피스가 설치되었다. 두 개의 챔버내의 공기는 로터리 밸브를 통과할 때의 유량이 회전하는 조건뿐만 아니라 정적인 조건에서도 충분히 안정적이었다. 실험적인 전체 유량의 범위를 조절하기 위하여 5마력의 보조압축기와 3개의 다른 직경(25.1 ϕ , 17.9 ϕ , 13.9 ϕ)의 오리피스가 사용되었다. 오리피스의 수축부(vena contracta) 사이에 압력차이는 차압센서로 측정하고 지시계에 기록한 후 변환기에서 전압으로 변환시켜 테이프 레코더에 저장시킨다.

Fig. 2(a), (b)는 실험에 사용된 세 가지 형태의 로터리밸브와 로터리밸브의 조립도를 나타낸 그림이다. 세 가지 다른 두께의 디스크형 로터리 밸브가 질량유량에 대한 출구 길이의 효과를 알아보기 위하여 사용되었다. 실험에 사용된 로터리 밸브의 치수는 Table 1에 나타내었다.



(a) Disc-type rotary valves



(b) rotary valve assembly

Fig. 2 Schematic diagram of rotary valve

Table 1. Leading dimensions of valve assembly

rotational speed (rpm)	500 ~ 3500 rpm (500 rpm step)
diameter of disc-holes	40 mm
number of holes	4
pitch circle diameter between holes	200 mm
thickness of disc	6 mm, 12 mm, 24 mm
angle subtended by holes at center	42.12 deg ($\frac{11\pi}{15}$)
clearance between end plate and disc	0.5 mm

두 번째 챔버에서 고정된 정체압력비(P_t/P_a)는 1.04, 1.06, 1.08, 1.10로 하였다. 로터리 밸브의 회전속도는 변속모터에 의하여 500 rpm에서 3500 rpm까지 500 rpm 씩 증가되면서 각각 다른 속도에서 작동되었다. 각각의 회전속도는 회전축 전방에 설치된 디지털 타코미터(digital tachometer)를 사용하여 구하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 로터리 밸브의 개방면적

로터리 밸브의 개방면적은 식(1)에 의하여 구할 수 있다.⁽⁸⁾

$$A = C_d A_o \frac{2}{\pi} (\cos^{-1} \phi - \phi \sqrt{1 - \phi^2}), \quad \phi = \sin \frac{4\theta - \theta}{4} / \sin \frac{4\theta}{4} \quad (1)$$

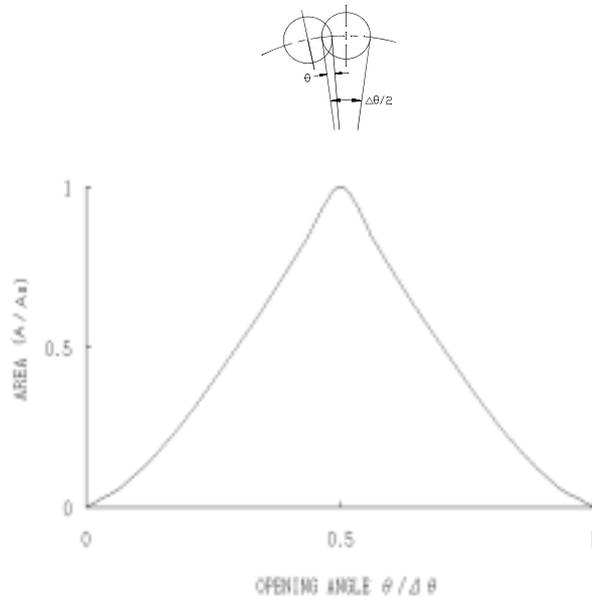


Fig. 3 Area change for rotary valve

여기서, A_0 는 최대개방면적이고 θ 는 Fig. 3에서 도시하였듯이 디스크 구멍과 케이싱 구멍이 접하면서 밸브가 개방되는 시점부터 측정된 각(angle)이다. $\Delta\theta$ 는 디스크구멍과 케이싱구멍이 서로 접할 때의 각이다. 그리고 C_d 는 유출계수이다. Fig. 3에 디스크의 회전에 의한 밸브 개방면적의 기하학적 면적비를 나타내었다.

3.2 정적조건하에서 측정된 유출계수

하류챔버로부터 일정하게 유지된 정체압력에 대하여 디스크를 고정시키고 밸브를 통한 질량유량을 정상조건하에서 열림각 θ 에 대하여 측정하였다. 그 측정들은 정체압력비 P_t/P_a 가 1.04, 1.06, 1.08, 1.10으로 4개의 다른 압력비들에 대하여 반복 측정되었다. 이들 압력비에 대한 두께가 12 mm인 디스크를 사용하여 얻어진 결과들을 Fig. 4에 나타내었다. 유출계수는 일반적으로 다음과 같이 나타낸다.

$$C_d = \frac{\dot{m}}{AP_t \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{1}{RT_t} \left[\left(\frac{P_a}{P_t}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_a}{P_t}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}}} \quad (2)$$

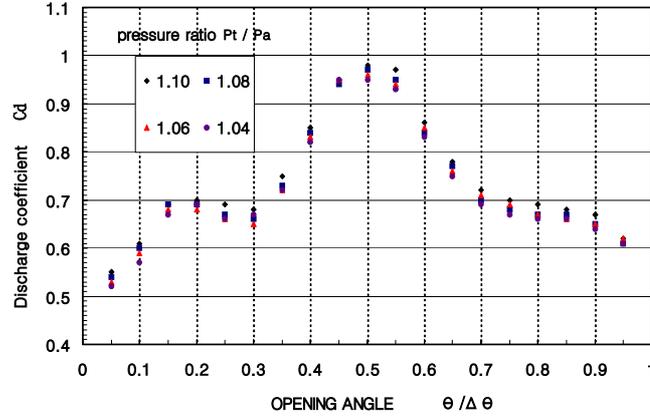


Fig. 4 Variation of discharge coefficients with valve opening angle

여기서, \dot{m} 는 측정된 질량유량이고 A 는 밸브 개방의 기하학적 면적이다. 아래 첨자 t, a 는 각각 하류챔버와 대기의 조건을 나타낸다. 무차원 밸브개방각 $VOA = \theta/\Delta\theta$ 는 디스크에서 구멍으로 인한 밸브 개방의 기하학적 면적비이다. 그것은 Fig. 3에 정의된다. Fig. 4에서 유출계수는 $VOA = 0.15$ 까지 선형적으로 증가하다가 $VOA = 0.20$ 에서 $VOA = 0.30$ 까지 다른 유동양식을 나타내며 감소를 하는데 이는 강한 제트와 고체표면과의 강한 부착효과로 인한 상호작용으로 유효 유동면적이 감소하는 데에 기인된다고 생각된다. $VOA = 0.5$ 즉, 밸브가 완전히 개방되는 지점에서 최대값을 나타내며 $VOA = 0.5$ 를 중심선으로 하여 대칭의 양상을 나타낸다.

3.3 회전하는 디스크 밸브를 통과하는 유동

디스크밸브가 주어진 속도에서 안정적으로 회전할 때 두 개의 챔버 사이에 연결된 파이프로부터 오리피스에 의해 안정된 상태로 측정할 경우 밸브를 통한 질량유량은 앞에서 설명한 정적조건하에서의 질량유량보다 더 적어진다. Fig. 5에 디스크의 두께에 따른 질량유량을 로터리디스크의 회전속도에 대하여 도시하였다. 점선으로 표시된 선은 압력비(P_t/P_a)가 1.04, 1.06, 1.08, 1.10일 때 정적조건하에서 얻어

진 시간-평균 유량이다. 디스크가 회전할 때의 속도가 낮을 경우에만 정적 실험에 의해 잘 예측될 수 있다는 것을 분명히 알 수 있다. 한편, 디스크가 회전하지 않을 때와 회전할 때에 대한 질량유량의 차이를 분명히 보여주기 위하여 다음과 같은 계수를 도입하였다.

$$\alpha = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_S} \quad (3)$$

여기서, \dot{m}_R 은 디스크가 회전할 경우의 질량유량이고 \dot{m}_S 는 정적조건하에서 시간-평균한 것이다. 이와 같은 두 경우에 대한 유량차이는 주로 유동 출구부근에서 공기의 관성에 기인한 것이라고 생각된다. 만약 유동을 단순화시켰을 경우, 계수 α 는 밸브를 통한 유동의 이론적인 속도 V_0 와 디스크의 회전속도 n , 디스크의 두께 ℓ , 그리고 디스크에서 구멍의 지름 d 에 종속된다는 것이 보고 되고 있다.⁽⁹⁾ 따라서 이러한 관계로부터 계수 α 의 종속함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다. 즉,

$$\alpha = f \left[\frac{V_0 d}{n \ell'} \right] \quad (4)$$

여기서, $\ell' = \ell + \Delta \ell$ 은 교정된 디스크 두께 또는 교정된 오리피스 길이이고, $\Delta \ell$ 은 다음과 같다.

$$\Delta \ell = \delta dE \quad (5)$$

여기서, δ 는 관련된 실험에서 0.82⁽⁹⁾와 같은 교정계수이며, dE 는 디스크에서 구멍의 시간-평균된 면적으로부터 계산된 구멍의 등가지름이다. 그 항 $\Delta \ell$ 은 또한 디스크의 회전속도 n 에 종속된다고 생각된다. 회전속도가 증가될 때 유동출구에서 공기의 외관상 질량은 증가한다. 그러므로 주어진 압력차이에서 유동출구의 공기의 질량은 분명히 움직이기 더 어렵게 된다. 즉, 공기의 관성은 디스크 속도가 높을수록 증가하고 그러므로 $\Delta \ell$ 도 회전속도가 증가할수록 커진다. 이 함수는 가장 단순한 형태를 제외하고는 아직까지 알려지지 않았다. 따라서 그것은 다음과 같이 가정될 수 있다.

$$\Delta \ell = \delta dE \left[1 + \delta' \left(\frac{n}{n_0} \right) \right] \quad (6)$$

여기서, δ' 는 경험적인 계수이고, n_0 는 지시회전속도(reference rotational speed)이다. Fig.6 (a), (b), (c), (d)는 사용된 4개의 다른 압력비 P_t/P_a 에 대한 계수 $\beta = V_o d / [Rn(1 + \Delta\ell)]$ 와 식(3)의 계수 α 를 도시한 것이다. 여기서, R 은 디스크에서 오리피스에의 피치원의 지름이고, $\Delta\ell$ 은 식(6)에 의해 주어진 것이다. Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)에서, 지시디스크 속도는 3500 rpm으로 하였고, δ' 은 0.1로 고려하였다. 그러므로 Fig. 6에 나타난 것처럼 각 압력비에 대한 실험적인 결과들은 식(7)의 곡선 상에 근접하고 있음을 보여주고 있다.

$$\alpha = 0.9 \tanh(5\beta)^{0.7} \quad (7)$$

여기서,

$$\beta = \frac{V_o d}{Rn \left\{ 1 + \delta d E \left(1 + \delta' \left(\frac{n}{n_0} \right) \right) \right\}} \quad (8)$$

그러나, 높은 압력비($P_t/P_a=1.08$, $P_t/P_a=1.10$)에서 식(7)로부터 계산된 계수 α 값과 실험값은 좋은 일치성을 나타내고 있지만, 낮은 압력비($P_t/P_a=1.04$, $P_t/P_a=1.06$)에서는 일치하는 경향이 낮다. 이러한 차이는 이론적으로 설명하기 어렵다. 디스크에서 유동출구의 단면적이 일정할 때, 그때 $\Delta\ell$ 은 0.82로 일정하다. 본 논문에서는 시간에 대한 유동출구의 면적변화 효과는 조사될 수 없었다. Fig. 6(d)에서처럼 전체 압력비 P_t/P_a 가 상대적으로 낮을 경우 즉, $P_t/P_a=1.04$ 에서 식(8)의 β 값이 작을 때 계수 α 는 식(7)에 의해 주어진 곡선으로부터 점점 더 벗어난다는 것을 나타낸다. 만약 더 큰 값이 δ' 에 할당된다면 실험적인 결과와 경험적인 곡선 사이의 일치는 비록 이러한 증가가 높은 압력비에서 주어지지 않더라도 향상될 것이다. 또한, 이론적인 속도가 식(9)와 같을 때

$$V_o = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} RT_t \left\{ 1 - \left(\frac{P_a}{P_t} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}} \quad (9)$$

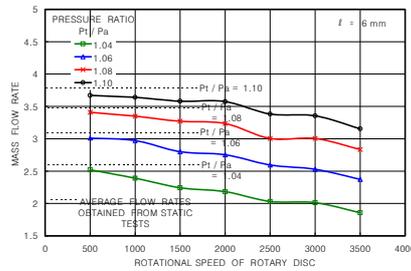
실험적인 결과와 보다 더 일치하기 위하여서는 교정계수를 결정해야 하는데 이

때 회전속도와 더불어 고려되어야만 한다. 따라서 다음과 같은 함수적인 형태를 나타낸다.

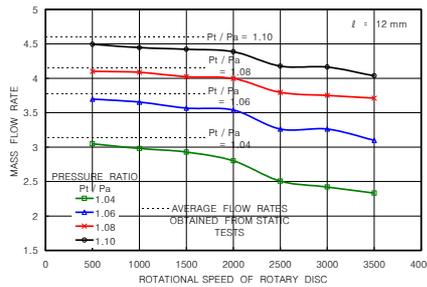
$$\Delta \ell = f(V_0, n) \tag{10}$$

낮은 압력비(P_t/P_a), 또는 낮은 속도(V_0)에서, 회전속도가 증가할수록 $\Delta \ell$ 을 증가시키는 하나의 항이 그 식 안에 포함되어서 실제로 $\Delta \ell$ 은 식(5)에 의해 주어진 $\Delta \ell$ 보다 더 커질 것이다. 후자의 효과는 이미 식(6)에서 고려되었다.

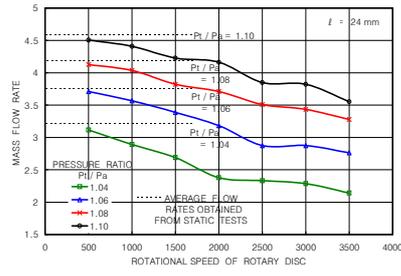
Fig. 7에 두께가 12 mm인 디스크에서 각각의 실험 압력비에 대한 계수 β 에 대한 계수 α 를 도시하였다. 각 압력비에 대하여 모두 식(7)의 계수 α 와 β 의 관계식인 $\alpha = 0.9 \tanh(5\beta)^{0.7}$ 에 근접하고 있음을 알 수 있다. 특히, 압력비 1.08에서 가장 근접한 경향을 나타내고 있으며, 압력비가 점진적으로 증가됨에 따라 계수 β 에 대한 계수 α 값이 작아짐을 알 수 있다.



(a) Disc Thickness 6mm

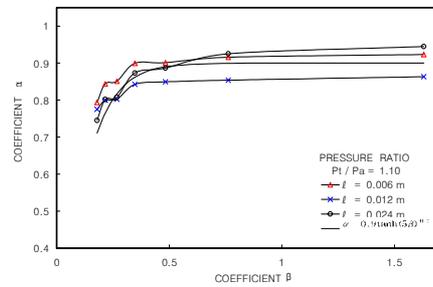


(b) Disc Thickness 12mm

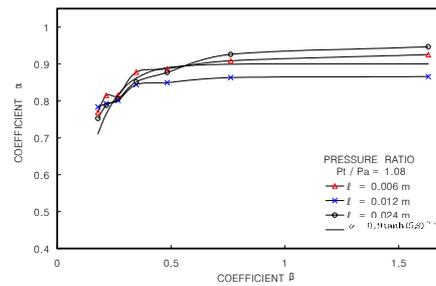


(c) Disc Thickness 24mm

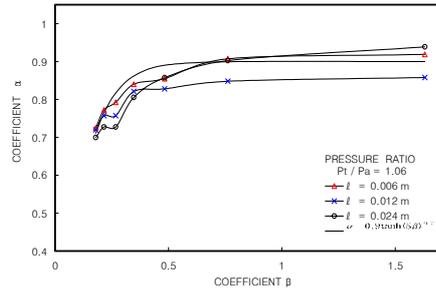
Fig.5 Comparison of mass flow rate with rotational speed



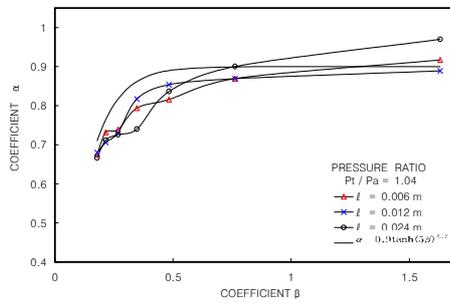
(a) Pressure Ratio 1.10



(b) Pressure Ratio 1.08



(c) pressure Ratio 1.06



(d) Pressure Ratio 1.04

Fig.6 Variation of coefficient α with β

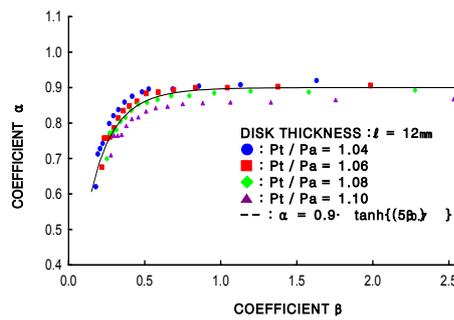


Fig.7 Variation of coefficient α with β

4. 결론

기관 배기계의 모의실험장치를 제작하여 회전중인 로터리 밸브를 통과하는 유동 특성에 대하여 실험을 수행하였다. 이때 4개의 다른 압력비와 회전속도변화에 대하여 디스크형 로터리 밸브를 통과하는 질량유량 감소를 실험을 통하여 확인하였다. 이 결과로부터 밸브출구 부근에서의 유체질량의 관성효과는 질량유량의 감소에 영향을 미치는 중요한 요인이 된다는 것을 알 수 있었다. 관성효과는 회전속도를 고려한 디스크의 유동출구의 길이를 증가시킴으로서 교정되었다. 계수 α 는 정적조건하에서 시간-평균 값 \dot{m}_S 와 디스크가 회전할 때의 시간-평균값인 \dot{m}_R 의 비로서 정의되고, 하나의 독립변수로서 $\alpha = 0.9 \tanh(5\beta)^{0.7}$ 에 의하여 구하여졌다. 디스크의 회전 조건하에서 시간-평균 질량 유량과 정적 조건하에서 시간-평균 질량 유량 사이의 일치의 향상은 관성 교정항인 Δl 이 전체 압력비의 효과 또는 유동 출구에서 이론적인 속도를 설명하는 하나의 항을 Δl 안에 포함하고 있을 때이다.

참고문헌

- (1) J.D.Stanitz, R.E.Lucia, and F.L.Masselle, 1946, "Steady and Intermittent Flow Coefficients of Poppet Intake Valves", *NACA TN No. 1035*, pp. 1~9.
- (2) K.Komotori and E. Watanabe, 1969, "A Study of the Delivery Ratio Characteristics of Crankcase Scavenged Two-Stroke Cycle Engines", *SAE Trans.*, Vol.78, pp. 608~636.
- (3) R.S.Benson, 1959, "Experiments on Two-Stroke Engine Exhaust Ports under Steady and Unsteady Flow Conditions", *Proc. I. Mech. E.*, Vol.173-19, pp. 511~546.
- (4) L.J.Kastner, T.J.Williams, and J.B.White, 1963, "Poppet Inlet Valve Characteristics and Their Influence on the Induction Process", *Proc. I. Mech. E.*, Vol.178-36, pp. 955~978.
- (5) R.S.Benson and A.Whitfield, "An Experimental Investigation of the Non-Steady Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor", *Proc. I. Mech. E.*, Vol.180, Part1, pp. 1~20.
- (6) T.Miyashita, T.Tomita, and O.Ishihara, 1975, "Performance of Radial Turbine under Unsteady Flow Conditions", *Ishikawajima Harima Giho*, Vol. 13-3, pp. 259~269.
- (7) Japan Industrial Standards, 1971, Z 8762.
- (8) J.Iwamoto, B.E.L.Deckker, 1985, "Application of RCM to the Calculation of Unsteady Flow in Pipes", *SAE Paper 851561*.
- (9) J.Iwamoto, 1974, "A Study of Flow Characteristics of a Rotary Valve", No.740-6, pp. 105~108.