

원심압축기의 모형시험 및 성능평가

강신형, 조성국, 최봉근

1. 머리말

높은 에너지를 보유한 압축 공기는 활용 범위가 넓다고 할 수 있다. 이러한 압축 공기를 양산하는 압축기 중 축의 회전을 통해 압축을 시행하는 부류를 터보 압축기라고 한다. 터보 압축기는 유동 방향에 따라 크게 축류형과 원심형으로 분류하고 그 중 원심압축기의 특성과 활용 범위는 다음과 같다.

먼저 원심압축기는 원심 효과를 이용하여 유체에 에너지를 부가한다. 유동 방향이 심하게 굴절되기 때문에 비슷한 규모의 축류형보다 유량 범위가 작고 또한 비슷한 유량 범위의 축류형보다 효율도 낮다. 하지만 운전 유량 범위가 넓어 저 유량 범위에서 축류형보다 안정된 운전이 가능하고 유동의 불균일이나 왜곡으로 인한 성능의 저하량이 작다. 또한 단단(single stage)을 통해 상승되는 압력량이 현저하게 커서 고압의 압축 공기를 효과적으로 양산할 수 있으며 소형화가 가능하여 제작이 용이하므로 국내 상황에서 개발과 제작이 적합하다. 이러한 원심압축기는 내연기관의 터보 과급기나 열병합 발전을 위한 소형 가스터빈, 그리고 터보 냉동기 등에 이용된다.

국내의 압축기 시장은 상당히 거대하지만 대부분의 물류를 수입에 의존하며 기술 수준이 낙후되어 자체 제작하는 종류는 그리 다양하지 않아 송풍기 등에 국한되어 있다. 이러한 국내 상황에서 고성능, 고효율의 압축기 설계 및 제작이 꾸준히 요구되고 있다.

실제로 원심압축기를 개발하기 위해서는 구동부의 설계 등 여러 가지 요소 설계 기술이 필요하겠으나 그 중에서도 공력 설계 기술이 압축기 설계 기술의 핵심 기술이 된다. 공력 설계는 성능 예측, 유동 해석 등에 의하여 수행되며 이에 필요한 기술은 축적된 데이터베이스에 근거를 두고 이루어진다. 따라서 이러한 기술의 확립을 위해서는 제작된 실물이나 모형에 대한 시험 평가가 선행되어야 한다. 하지만 아직 국내에서는 이러한 시험 평가가 보편화되지 못하였고 시험 평가에 대한 기술 축적 또한 이루어지지 못하였다. 본 연구는 원심압축기의 모형 시험을 통한 공력 성능 및 유동 특성을 평가하기 위한 시험 장치를 구축하고 시험 평가법을 정립하며, 시험 정도(精度)의 향상을 통한 데이터베이스의 구축을 위해서

강신형/서울대 기계공학과/1949년 생/난류 유동장 해석, 유체기계를 전공하였으며, 유체기계의 성능 향상 및 유체기계 내의 유동해석에 관심을 가지고 있다.
 조성국/서울대 대학원/1969년 생/유체기계를 전공하고 있으며, 원심압축기의 성능 향상에 관심을 가지고 있다.
 최봉근/서울대 대학원/1971년 생/유체기계를 전공하고 있으며, 원심압축기의 성능 향상에 관심을 가지고 있다.

수행되었다.

설계한 실물을 축소한 모형의 성능을 알기 위해서는 고속의 축 회전이 필요하다. 이때 구동부로서 대형 모터나 가스터빈 등을 사용할 수 있는데 모터는 필요한 회전수를 위해 증속 기어를 첨가해야 한다. 이 방법의 단점은 고속 회전 시 발생하는 증속기의 소음이나 진동 및 공기 소음으로 인하여 회전수를 높이는 데 있어서 제약을 받는 것과 그로 인해 고속회전체에 대한 밸런싱과 고정밀도의 기어 제작기술 및 윤활 기술을 요하게 되는 것이다. 본 연구에서는 이러한 점을 고려하여 구동부로서 가스터빈 방식을 채용하였다. 대형 압축기에서 공급되는 고압 공기를 전기 가열기로 적절히 가열시키고 이를 이용하여 반경류 터빈을 회전시켜 터빈과 동축(同軸)으로 연결되어 있는 원심압축기의 회전차를 회전시키는 방법이다. 이러한 방법으로 큰 어려움 없이 고속 회전에서의 실제적인 성능 평가가 가능하였고 정상 운전 시 회전수의 변동도 아주 적었다.

2. 실험 장치

실험 장치는 크게 구동부, 윤활부, 시험부 및 계속 장치로 구성되어 있고 각 시스템의 구성 요소는 다음과 같다.

2.1. 구동부 (Driving System)

Fig.1에는 원심압축기 구동을 위한 설비가 도시되어 있다.

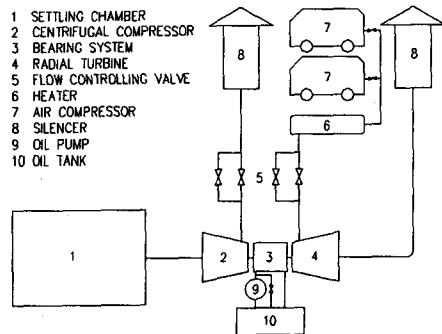


Fig.1 Experimental layout

터빈을 구동하기 위해 두 대의 이동식 스크루 압축기를 사용한다. 주 구동 동력으로 사용하는 공기 압축기

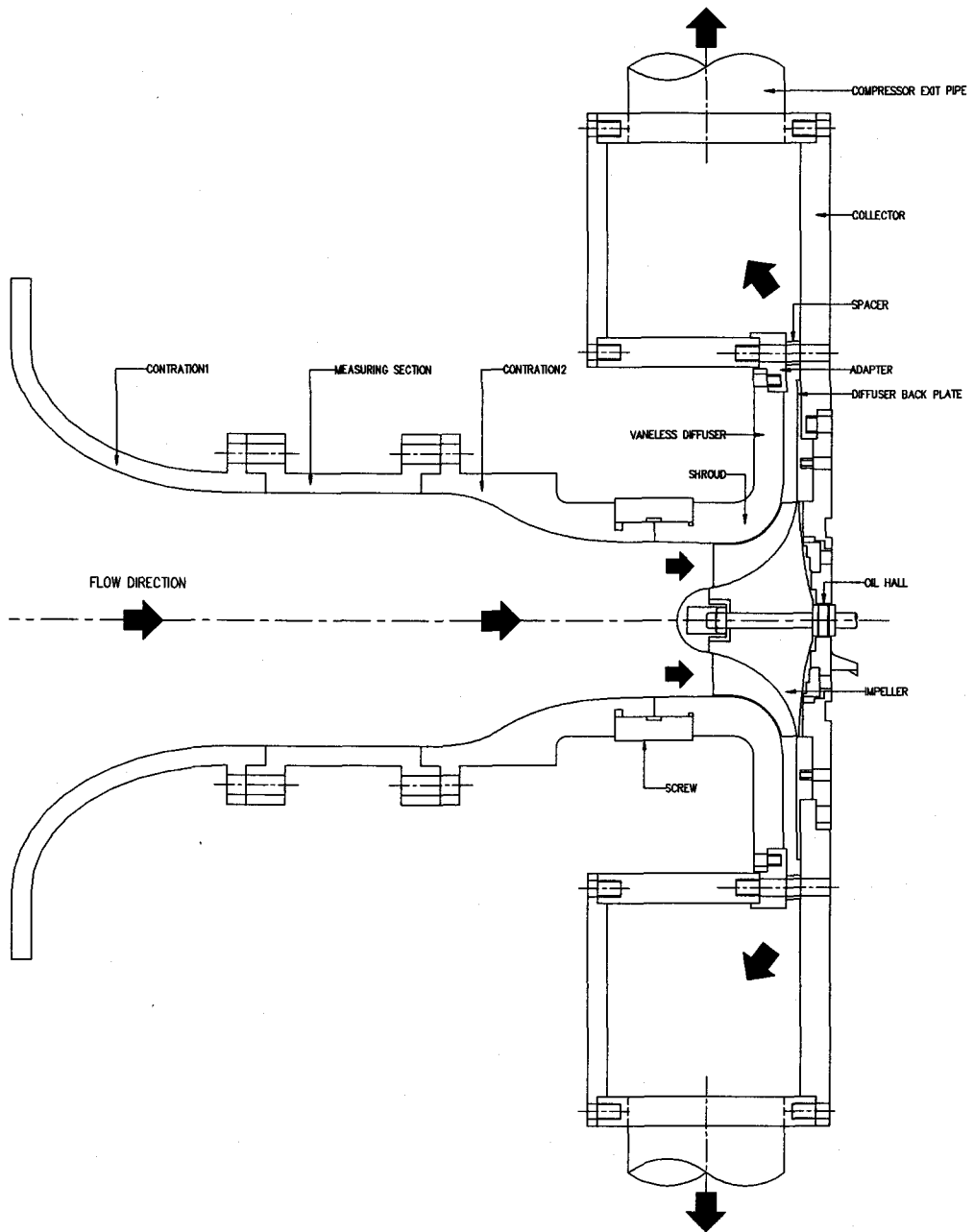


Fig.3 Side view of the test rig

을 없애기 위해 콜렉터의 원주 방향으로 네 군데 설치하였다. 한편 압축기 입구에서부터 콜렉터의 배관까지 세 겹의 단열재(두께 6cm)를 사용해 단열 조건을 구비하였다.

압축기로 흡입되는 공기의 흐름을 균일하게 하고 성능 해석의 주요 인자가 되는 유량을 측정하기 위하여 흡입구 쪽에 유동 안정 챔버를 설치하였다. 챔버의 크기는 폭과 높이가 모두 800 mm이며 길이 방향으로 1100 mm이다. 흡입부 쪽에 필터를 설치하여 외부로부터 먼지 등 이물질의 유입을 차단하였으며 스크린을 설치하여 유동을 안정화시켰다. 유량 측정을 위해서 예비 실험을 통해 교정한 노즐 어셈블리를 챔버 안에 설치하였고 챔버 출구에 수축관을 설치하여 균일한 유동이 회전차로 흡입되도록 하였다. 회전차와 디퓨저를 통해 상승되는 정압의 크기를 측정하기 위해 쉬라우드에는 6개, 디퓨저 앞, 뒤 판에는 각각 반경 방향으로 11개, 4개의 정압 구멍을 뚫었다. 정압 구멍의 제작은 내부 유동 장애와 측정의 정확도 및 가공의 편이성 등을 고려하여 측정하는 면에서는 지름 0.8mm의 드릴 날을 사용하였다. 벽의 반대쪽 면에는 실링을 위해 나사를 넣고 각 압력 구멍에 고무 튜브를 부착하여 이것을 스키나벨브의 각 채널에 연결했다.

압축기의 각 위치와 대기의 온도를 측정하기 위해서 열전대를 설치하였다. 챔버 안에 설치된 것으로 입구의 온도를 측정하고 압축기 출구 전(全)온도는 콜렉터의 중앙에 위치한 것으로 측정한다. 또한 대기 중에 열전대를 두어 대기 온도를 측정하고 케이싱의 벽을 따라 여러 개의 열전대를 부착하여 대기로의 열전달량을 구하고자 하였다. 또한 회전차의 회전수를 측정하기 위해 반경류 터빈의 축에 영구 자석을 부착하고 그 주위에 마그네틱 픽업을 설치하였다.

2.4. 계측 장치

압축기의 성능 해석에 필요한 변수인 유량, 압력, 온도, 회전수를 측정하기 위해 다음의 장치를 이용하였다. 비교적 압력 값이 작은 노즐 전후의 차압과 입구 전압 측정을 위해 마노미터(MKS, 측정 범위는 대기압 기준 10torr)를 사용하였고 압력 값이 높은 압축 시스템의 내부 벽정압 측정을 위해서는 차압 센서(Sensotec, 측정 범위는 대기압 기준으로 1기압)를 사용하였다. 각각의 트랜스듀서의 아날로그 전압은 시그널 분석기(HP35665A)로 들어가 디지털화되어 GPIB를 통해 PC에 저장된다. 또한 T형 열전대(Omega)를 통해 측정된 전압(電壓)은 자료 획득 장치(FLUKE)를 통해 온도 값으로 디지털화되어 GPIB를 통해 PC에 저장된다.

회전차의 회전수는 마그네틱 픽업(magnetic pickup)을 사용하여 측정하였다. 터빈의 회전축 끝 부분에 영구 자석을 부착하고 코일을 감아 자석을 감싸게 한다. 터빈 축과 함께 자석이 회전하면 자기장의 변화에 의하여 감겨진 코일에 유도 기전력이 발생하고 여기서 발생된 기

전력이 자체 제작한 회로의 입력 신호로 들어가게 된다. 유도 기전력은 정현파이며 이를 계측기의 입력 신호로 바꾸기 위한 회로를 부가했다. 측정 인자에 대한 계측 장비와 장비간의 배열이 Fig.5에 도시되어 있다.

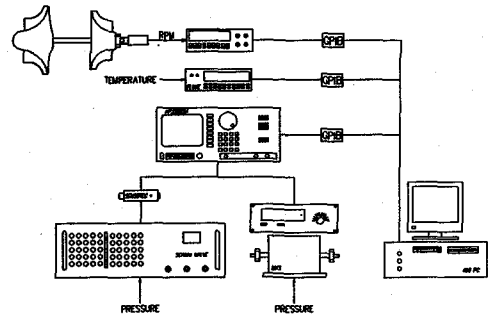


Fig.5 Measuring system

3. 실험 방법

구동부의 공기 압축기 유량과 가열기의 온도를 조절하여 터빈이 일정한 회전수를 유지하도록 한다. 이 때 회전수만을 측정하여 원하는 회전수가 얻어질 수 있도록 두 종류의 밸브를 통해 터빈으로 유입되는 공기의 유량을 조절하게 된다. 회전수를 1초 간격으로 획득하여 획득한 값들 사이의 오차가 0.2% 이내에 들게되면 (예를 들어 40000rpm \pm 80rpm) 측정된 회전수는 GPIB를 통해 컴퓨터의 하드디스크에 저장하게 된다.

시스템이 정상 상태로 운전되어 회전수가 일정하게 되면 미리 교정된 노즐 어셈블리 전 후의 차압을 읽어 먼저 유량을 측정한다. 유량의 측정이 끝나면 입구 측정부에 설치된 전압 프로브(Kiel)를 통해 압축기 입구 전압을 측정하는데 읽혀지는 값은 대기압과의 차압이다. 노즐 어셈블리 전 후의 차압과 압축기 입구 전압과 대기압 사이의 차압은 마노미터(MKS)에 의해 아날로그 전기 신호로 바뀌고 신호 분석기(HP35665A)를 통해 디지털화되어 GPIB를 통해 컴퓨터의 하드디스크에 저장하게 된다.

이후로는 회전차의 쉬라우드 및 디퓨저 판 등 각 부분에서의 벽정압을 측정하게 된다. 압력 값이 차압 센서(Sensotec)를 통해 아날로그 전압(電壓) 신호로 변하여 신호분석기를 통해 디지털화 되는데 각 지점에서의 압력은 1만 개의 값을 받아들여 평균값을 취하였다.

압력 측정이 끝날 때까지 대략 30분이 소요되는데 이 시간동안 압축기 케이싱 및 콜렉터의 온도가 정상 상태에 다다르게 되고 온도 측정을 시작하게 된다. 각 지점에 설치된 T형 열전대에서 나온 전압 신호는 자료 획득 장치(Fluke)를 거쳐 온도로 디지털화되고 이 값이 GPIB를 통해 컴퓨터에 저장됨으로써 주어진 회전수 곡선 상의 한 유량점에서의 실험이 끝나게 된다. 또한 각각의 압력과 온도 측정을 시작하기 전에 회전수를 측정하여 차

후 회전수의 변동으로 인한 측정값의 오차를 보정할 수 있도록 했다.

한 점에서의 실험이 완료되면 압축기 출구의 밸브를 닫아 유량을 줄이고 이로 인해 상승된 회전수를 고정하기 위해 터빈 입구의 밸브를 동시에 닫아준다. 전 실험과 동일한 회전수에서 실험자가 요구하는 유량 조건에 다다르면 앞의 과정을 반복하게 된다.

유량을 줄여 가면 일정 유량 조건에서 압축 시스템이 불안해 지는데 불안정성은 대개 챔버에서의 주기적인 압력파와 소음 및 미소 진동을 동반하므로 실험자가 쉽게 감지할 수 있고 이 점을 실험 시에 일정 회전수에서의 최소 유량점이 되도록 했다. 한편 일정 회전수에서의 실험이 완료되면 압축기 출구 밸브를 열어 유량을 증가시킨 후 터빈 입구의 밸브 작업을 통해 또 다른 지정 회전수의 첫 점을 고정하고 앞의 과정을 되풀이한다. 일정 유량점에서의 실험 과정을 보여주는 순서도가 Fig.6에 나타나 있다.

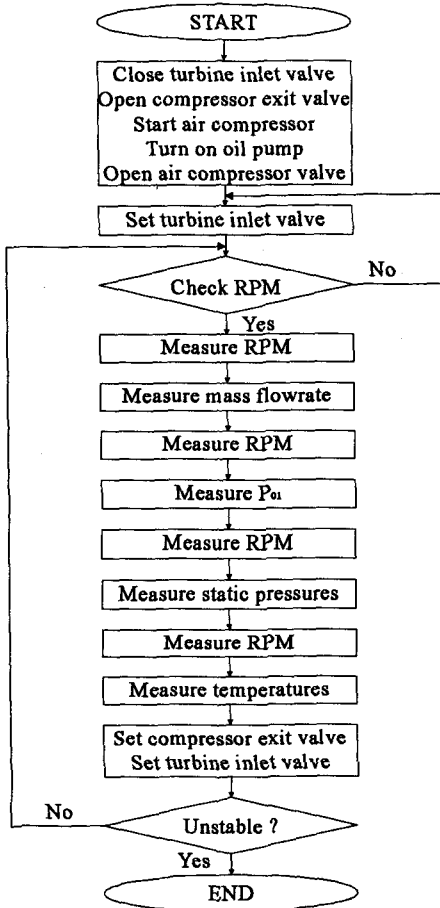


Fig.6 Flowchart of experimental process

4. 결과

4.1. 성능 평가법

실제 운전 시 회전차 출구의 유동장은 회전차 날개로부터의 주기적인 토출로 인한 비정상 유동과 날개 유로에서 발달한 경계층과 2차 유동 등으로 형성된 저속 영역인 후류(wake)의 영향으로 심하게 왜곡되어 있다. 이러한 왜곡된 유동장에서 프로브를 이용하여 회전차 출구의 유동 성분을 측정하는 것은 매우 어려운 문제일 뿐만 아니라 측정치에 대한 신뢰도도 낮다. 그러므로 회전차 출구의 유동장을 해석하기 위해서 실험자는 비교적 측정이 용이하며 측정값의 신뢰도가 높은 인자를 규정하고 적절한 구속 조건을 구비하여 회전차 출구의 유동장을 해석할 수 있다. 본 연구에서는 질량 유량(m), 압축기 출구의 전온도(T_{03}), 그리고 출구 정압(p_2)을 측정하고 단열(斷熱) 조건을 구비하여 회전차 출구의 평균 유동장을 해석하도록 했다.

회전차 출구의 정압은 케이싱 벽에 정압 구멍을 내어 측정하였으므로 출구 전압 p_{02} 를 계산하기 위해서는 출구의 유속(C_2)을 산출해야 한다. C_2 는 반경 방향 성분(C_{r2})과 회전 방향 성분($C_{\theta 2}$)으로 구성되며 유속의 각 성분을 구하는 방법은 다음과 같다.

단열된 압축 시스템의 디퓨저와 콜렉터의 경계를 통해 일과 열의 전달이 없고 유동이 디퓨저와 이후의 콜렉터를 지나면서 유속은 현저하게 줄어들게 되므로 콜렉터 부분에서 일반적인 T형 열전대를 통해 획득한 온도 값은 회전차 출구의 전온도(T_{02})의 값으로 생각할 수 있다.

출구 유동 속도의 회전 성분인 $C_{\theta 2}$ 는 회전차 전후에서 측정된 전온도와 회전 속도를 오일러의 방정식(1)에 대입하여 쉽게 구할 수 있는데 이 때 회전차의 입구에서는 예선회(pre-swirl)가 없으므로 $C_{\theta 1}$ 의 값은 다음과 같이 표시된다.

$$C_{\theta 2} = \frac{c_p(T_{02} - T_{01})}{u_2} \quad (1)$$

한편 반경 방향 성분 C_{r2} 는 $C_{\theta 2}$ 의 경우처럼 간단하게 구할 수 없고 다음의 세 가지 관계식을 연립하여 구한다.

$$\bullet \text{ 연속식 : } m = \rho_2 A_2 C_{r2} = 2\rho_2 \pi r_2 b_2 C_{r2} \quad (2)$$

$$\bullet \text{ 이상 기체식 : } p_2 = \rho_2 R T_2 \quad (3)$$

$$\bullet \text{ 전온도관계식 : } T_{02} = T_2 + \frac{C_{r2}^2 + C_{\theta 2}^2}{2c_p} \quad (4)$$

$$1) u_2 C_{\theta 2} - u_1 C_{\theta 1} = h_{02} - h_{01}$$

위의 세 방정식을 연립하여 식 (1)을 통해 계산된 C_{a2} 의 값을 대입하면 다음의 2차 방정식이 유도된다.

$$C_{a2}^2 + \frac{4\pi c_p r_2 b_2 \rho_2}{mR} C_{a2} + C_{a2}^2 - 2c_p T_{a2} = 0 \quad (5)$$

식 (1)과 (5)를 통해 C_2 의 값이 구해지면 회전차 출구의 전압 ρ_{a2} 와 정온도 T_2 의 값이 다음의 식을 통해 정해진다.

$$T_2 = T_{a2} - \frac{C_2^2}{2c_p} \quad (6)$$

$$\rho_{a2} = \rho_2 \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \frac{C_2^2}{\gamma R T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (7)$$

한편, 실험자는 앞서 제시된 실험 방법에 따라 일정 회전 속도를 고정하여 유량을 줄여 가며 실험값을 획득하게 되는데, 구동 압축기의 운전 상태의 불안정 등으로 인해 현실적으로 회전 속도의 고정은 불가능하게 된다. 그러므로 일정한 회전 속도 곡선에서 벗어난 실험값을 일정 회전 속도 곡선 상으로 떨어뜨리는 일련의 보정 과정이 필요하게 된다.

압축성 효과가 그리 크지 않은 정상 운전 상태에서 Saprio[11]와 Cumpsty[12] 등에 의해 일정 압축 시스템에서 등엔트로피 양정계수(ψ)와 무차원화한 엔트로피 상승량(ξ)는 유량 계수(ϕ)만의 함수임이 확인되었다. 각 변수는 다음과 같이 정의된다.

$$\psi = \frac{PR^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(\gamma-1)M_u^2} \quad \text{where } M_u = \frac{u_2}{\sqrt{\gamma R T_{01}}} \quad (8)$$

$$\xi = \frac{(h_{a2} - h_{01})}{u_2^2} \quad (9)$$

$$\phi = \frac{m}{\mu} = \frac{m}{\left(\frac{N}{N_0}\right)} \quad (10)$$

PR 은 회전차 전후의 전압대 정압비(ρ_2/ρ_{01})나 전압대 전압비(ρ_{a2}/ρ_{01})를 나타낸다. 보정된 유량 계수는 회전차 입구에서의 축방향 속도를 정확히 규명하지 어렵기 때문에 실제 차원을 갖게끔 정의했다. 하지만 이것은 C_x/u 로 정의되는 기존의 유량 계수와 동일한 물리적 의미를 가지는 것을 알 수 있다. 한편 유량 계수를 정의하는 기준 회전수인 N_0 는 실험자 임의로 선정하며 본 연구에서는 실험 회전 속도의 중간 크기인 38000 rpm을 사용했다. Fig.7에는 실제 실험치를 이용하여 ξ 와 ψ 를 구성하여 ϕ 의 함수로 나타내었고 비교적 각 곡선은 회전 속도와는 상관없이 한 곡선으로 수렴하는 것을 확인할 수 있다.

본 연구에서는 ψ 를 전압대 정압비(ρ_2/ρ_{01})를 사용

해서 정의하여 회전차 출구의 정압(ρ_2)을 일정 회전수의 값으로 보정했다. Fig.8 우측 $\psi-\phi$ 곡선 상의 한 점은 좌측 $PR-m$ 곡선의 여러 회전수의 각 유량점으로 대응되고 이 때 회전수를 실험 시 일정 회전수(N_{ref})로 지정하면 실험을 통해 얻은 (PR_1, m_1) 에 대한 대응점 (PR_{ref}, m_{ref}) 이 결정되는데 그 과정에 사용된 식은 다음과 같다.

$$\psi_{ref} = \frac{PR_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(\gamma-1)M_{u1}^2} = \frac{PR_{ref}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(\gamma-1)M_{u_{ref}}^2} \quad (11)$$

$$\phi_{ref} = \frac{m_1}{\left(\frac{N_1}{N_0}\right)} = \frac{m_{ref}}{\left(\frac{N_{ref}}{N_0}\right)} \quad (12)$$

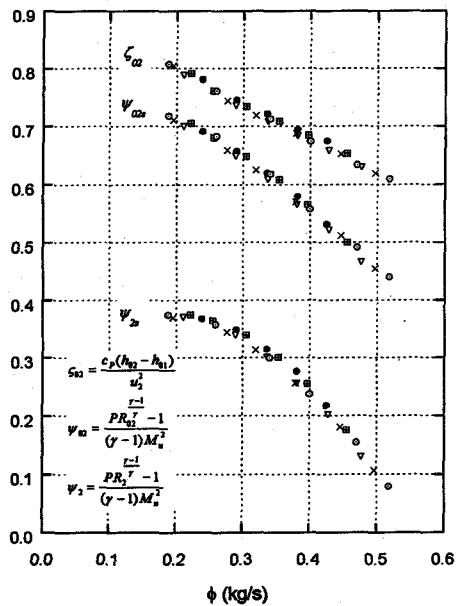


Fig.7 Nondimensionalized parameters

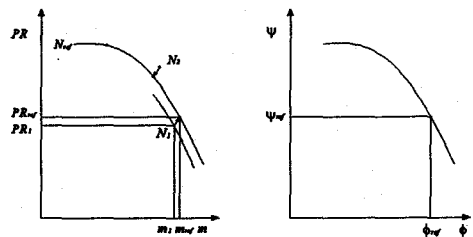


Fig.8 Data collapse methodology

한편 위 과정을 통한 회전수와 유량의 변화에 따른 출구 전온도의 변화는 무차원화한 엔탈피 상승량 ξ 를

이용하여 다음의 식을 통해 보정할 수 있다.

$$\zeta_{ref} = \frac{c_p(T_{02} - T_{01})}{u_{21}^2} = \frac{c_p(T_{02ref} - T_{01})}{u_{2ref}^2} \quad (13)$$

식 (10), (11)과 (12)를 이용해 보정된 회전차 출구의 정압과 전온도, 질량 유량을 근거로 앞서 제시한 방법의 의해 회전차 출구의 전압(p_{02})을 구하게 된다.

4.2. M12 모델의 일반적인 성능 해석

Fig.9에 회전차를 통해 상승된 정압의 측정치를 도시하였다. 정압의 측정 위치는 그래프 상에 나타낸 바와 같이 회전차 출구 부분의 쉬라우드 벽이다. 5개의 각 곡선은 일정 회전 속도를 갖는 점들을 이은 것이고 곡선 위 각 점에서의 정압 상승량은 질량 유량에 따라 나타내었다.

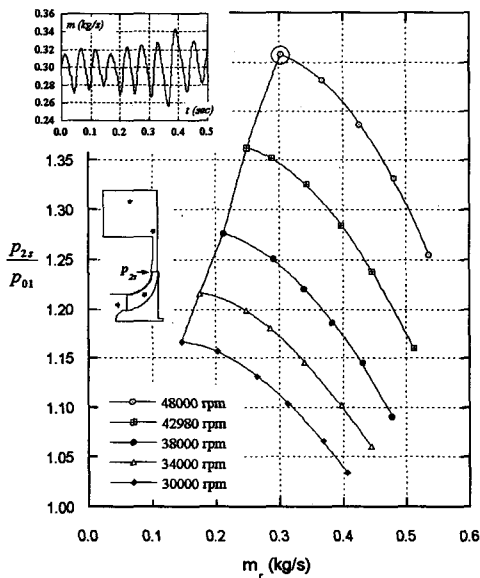


Fig.9 Impeller total to static pressure ratio

미끄럼 계수가 일정한 값을 가지는 경우 후향 베인을 갖는 회전차를 통해 증가하는 엔탈피 량은 유량이 감소함에 따라 직선적으로 증가하게 된다. [16] 이 사실은 앞서 제시한 Fig.7의 $\zeta - \phi$ 곡선의 특성을 통해서도 확인된다. 하지만 Fig.9에서 보는 정압 상승 특성은 엔탈피 상승 특성과 같이 유량의 감소에 따라 직선적인 증가를 보이지 않고 유량이 감소함에 따라 그 증가율이 점차 둔해져서 위로 볼록한 곡선의 형태를 갖는다. 각 곡선 기울기의 특징을 보면, 고유량 범위에서 적정 유량 범위까지 엔탈피 증가율에 비해 더 빠르게 압력의 상승이 이루어진다. 그러나 유량이 좀더 감소하면 압력의 상승 속도가

엔탈피의 증가 속도보다 작아지게 된다. 이 사실은 고유량 범위와 저유량 범위 모두 회전차 내부 유동의 압력 손실²⁾이 많아 엔탈피 상승에 비해 효과적인 압력 상승이 이루어지지 않았다는 것을 나타내며 적정 유량점에서 최고 효율점이 존재한다는 것을 의미한다.

축의 회전수가 커질수록 일정 회전수 곡선의 기울기가 유량에 따라 큰 값으로 변하는 것을 볼 수 있으며 이것은 고 회전수에서 작동 유체인 공기의 압축성 효과가 저속의 경우보다 현저한 사실을 말해준다. 하지만 본 실험을 위해 설계된 회전차의 압력비가 그리 높지 않아 압축성 효과가 그리 크지 않으므로 일정 회전수 곡선의 곡률은 상대적으로 크지 않았다.

유량이 적정 이상으로 감소하여 정상 운전 범위를 벗어나게 되면 회전차 입구 인두서에서의 영각이 증가하여 선단으로부터 유동 박리가 형성되어 시끄러운 소음이 발생된다. 하지만 주기성을 가진 압력파나 시스템의 진동은 없었고 유량이 좀더 감소한 후에야 이러한 현상이 발생하였으며 실험자는 그 유량점을 운전 한계점으로 지정하여 실험을 중단하였다. 각 회전수 곡선 상의 최저 유량점을 이은 선은 시스템의 불안정성이 어느 정도 진행된 상태를 나타낸다. 이 지점에서 시스템은 주기적인 압력파를 동반한 큰 소음과 진동으로 반응한다. 이러한 현상은 선회 실속(rotating stall)을 지난 약한 서지(mild surge)의 전형적인 모습이다. 참고로 48000 rpm 곡선의 최저 유량점에서 시간에 따른 유량 변화를 측정하여 Fig.9에 함께 도시하였다. 최저 유량점에서 시스템의 반응은 측정 회전수마다 비슷한 경향을 가졌지만 높은 회전수의 경우 압력 상승 폭이 커서 이러한 경향이 뚜렷하게 나타났다. 대략 18Hz의 주파수를 가지고 유량이 주기적으로 변하는 것을 볼 수 있으며 유량의 변동량은 최대, 평균 유량의 $\pm 13.2\%$ 정도였다. 유량의 주기적인 변화와 함께 회전차 출구에서의 압력 변화도 예상되어 성능 곡선의 한 구역에서 약한 서지의 전형적인 현상인 사이클을 형성하는 것으로 이해할 수 있다.

Fig.10에는 인두서 팁에서의 영각을 각 회전수와 유량에 따라 도시하였다.³⁾ 설계 회전수인 42980 rpm의 경우 최고 효율점에서의 영각은 대략 9° 이며 12° 이상이 되면 불안정한 운전 상태로 접어들게 된다.⁴⁾ 익렬 유동

2) 대부분의 압력 손실은 유로의 벽마찰이나 불균일한 내부 유동의 혼합 과정, 혹은 고속의 유동에서 발생하는 충격파의 생성을 통해 일어나며 단일 조건을 통해 이러한 손실 과정은 내부 유동의 엔트로피와 온도를 증가시킨다.

3) 수축관 이후의 회전차 입구 영역에서는 비교적 속도 분포가 균일하므로 입구의 벽에서 정압을 측정하고 입구 전압에서 속도 성분을 제거한 정온도를 취하여 회전차 입구의 축방향 속도를 계산하였다. 또한 예회전(pre-swirl)이 없으므로 유동 성분은 축방향의 것만 생각했다.

4) 본 결과는 인두서 팁에서의 값이므로 반경이 작은 나머지 부분에서는 더 작은 영각을 가지게 될 것이다.

이나 축류 압축기의 경우에서처럼 유동이 일정한 영역을 가지면 날개에 작용하는 양력이 증가하여 압력 상승이 효과적으로 이루어지는데 원심압축기의 경우도 회전차 입구에서 적절한 영역을 가질 때 효과적인 압축이 가능하다는 것을 알 수 있다. 하지만 축류 압축기의 날개와는 달리 원심압축기의 회전차는 얇은 선단을 가지고 있으므로 과도한 영역은 선단에서 유동 박리를 촉발시키며 선 회 속도로 압축기는 불안정한 운전될 하게 된다.

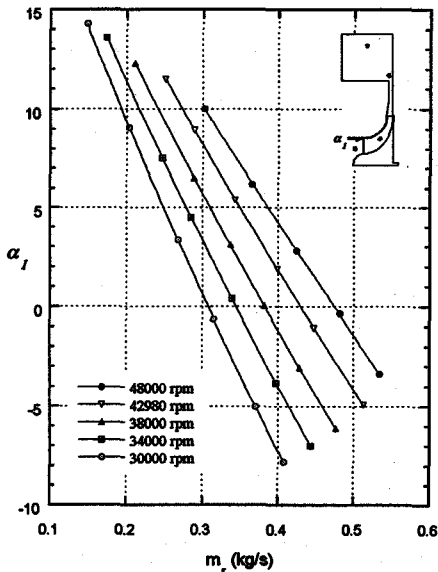


Fig. 10 Inlet incidence angle at the tip of inducer

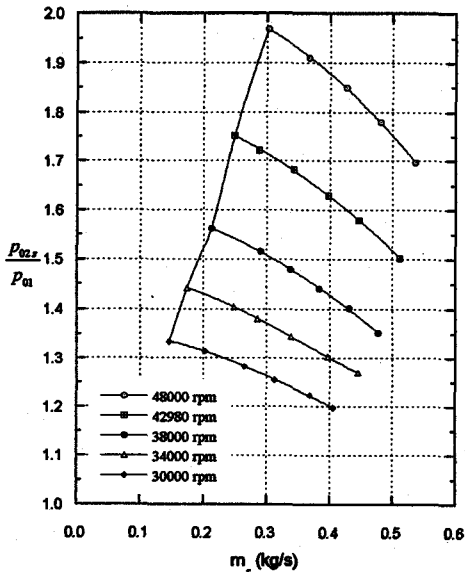


Fig. 11 Impeller total to total pressure ratio

Fig. 11에는 산출한 회전차 출구의 전압 P_{02} 를 입구 전압으로 나눈 값이 도시되어 있다. 그래프를 보면 전압 상승 곡선이 정압 상승 곡선의 경우보다 곡률이 작은 것을 볼 수 있으며 이 사실은 유량의 감소에 따른 전압의 상승률이 정압에서의 값이 유량이 감소함에 따라 많이 떨어지지 않음을 나타낸다. 이것은 회전차 출구의 절대 속도의 유량의 변화에 따른 특성을 통해 이해할 수 있다.

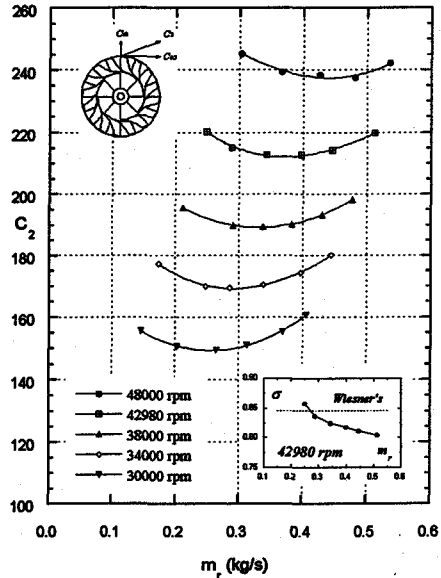


Fig. 12 Impeller exit absolute flow velocity

Fig. 12에는 유량의 변화에 따른 회전차 출구의 절대 속도를 각 회전수에 따라 나타내었다. 회전차 출구의 유속은 유량이 감소함에 따라 함께 감소하다가 저유량 범위에서는 다시 증가하는 추세를 보인다. 이러한 결과는 회전차 출구의 미끄럼 계수 σ 의 크기와 관계를 가지는데 Fig. 12에 함께 나타낸 그림에서 확인할 수 있는 바와 같이 저유량 범위로 갈수록 회전수는 상관없이 미끄럼 계수의 크기가 증가하는 것을 볼 수 있다. 고유량 범위에서는 절대 속도(C_2)의 상당 부분을 C_{2s} 가 차지하고 있지만 저유량 범위로 갈 때 따라 C_{2s} 가 유속의 대부분을 차지하게 된다. 저유량 범위에서 C_2 에 대한 C_{2s} 의 비중과 함께 미끄럼 계수가 증가하여 C_2 값이 다시 증가하게 되는 것이다.

이렇듯 고유량 범위와 저유량 범위 모두에서 회전차 출구의 절대 속도가 증가함에 따라 출구 정압과 절대 속도 등으로 구성되는 회전차 출구의 전압은 정압 곡선보다 작은 곡률을 갖게 된다.

5) $\sigma = 1 - \frac{C_{tip}}{w_2}$ 로 정의된다.

한편, 회전차 출구 유속의 두 요소의 비를 출구 스웰 파라미터라 하여 다음과 같이 정의한다.

$$\lambda_2 = \frac{C_{02}}{C_{r2}} = \tan \alpha_2 \quad (13)$$

(여기서 α_2 는 회전차 출구의 유동각)

설계 회전수인 42980 rpm에서는 λ_2 의 값이 유량이 감소함에 따라 1.32~3.73의 값을 갖는다. 높은 효율을 가지는 일반적인 회전차의 λ_2 값은 설계점에서 대략 3정도의 값을 가지는데 본 실험에 사용된 회전차는 설계점에서 $\lambda_2=2.00$ 이었다. 높은 λ_2 의 값에서는 회전차 출구의 왜곡된 유동으로 인해 생기는 반경 방향의 혼합 손실이 많이 줄어들게 되어 성능이 향상되지만 이후의 디퓨저에서의 유동이 불안정해지거나 성능이 저하되기도 한다. [16]

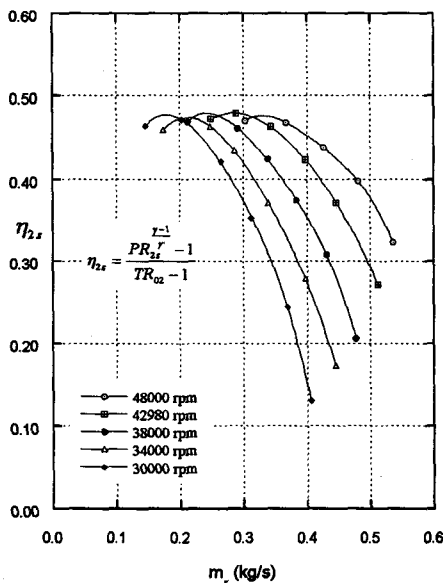


Fig.13 Impeller total to static efficiency

Fig.13와 Fig.14에는 회전차의 전대정 효율과 전대전 효율을 나타내었다. 각 효율의 정의는 다음과 같다.

$$\eta_{ts} = \frac{h_{2s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)^{\frac{r-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \quad (14)$$

$$\eta_{02} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{01}}\right)^{\frac{r-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \quad (15)$$

효율 곡선에서의 가장 두드러진 특징은 각 회전수에 서 효율의 최대값들은 차이가 작지만 최대치를 갖는 유량점들은 일정한 경향성을 가지고 차이를 보이는 것과 각각의 회전수에서 최고 효율점이 불안정 운전점 부근에 위치한다는 것이다. 이 결과는 서지점이 회전 속도가 증가함에 따라 고유량 범위로 옮겨가고 등효율 폐곡선이 서지라인과 비교적 평행하게 위치한다는 일반적인 결과와 일치한다.

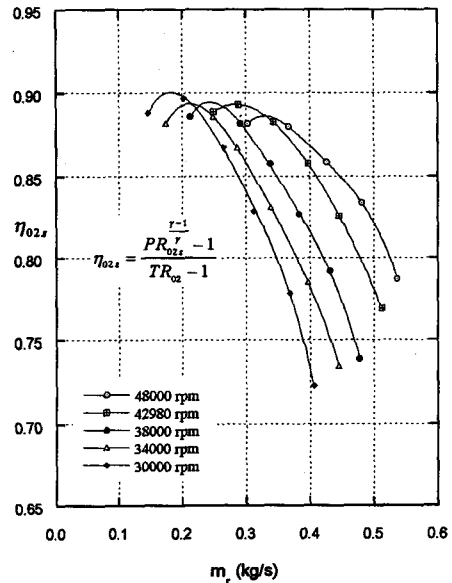


Fig.14 Impeller total to total efficiency

Fig.15과 Fig.16에는 베인리스 디퓨저를 포함한 원심 압축기의 단(stage)을 통해 상승된 정압 량과 전대정 효율을 도시하였다. 앞서 제시한 결과들을 참고하면 압력값과 효율값은 각각의 유량과 회전수에서 다음의 관계를 갖는 것을 확인할 수 있다.

$$\frac{p_2}{p_{01}} < \frac{p_3}{p_{01}} < \frac{p_{02}}{p_{01}} \quad \text{and} \quad \eta_2 < \eta_3 < \eta_{02} \quad (16)$$

회전차 출구의 유동이 디퓨저 유로를 따라 확산되므로 정압은 증가하지만 혼합 과정이나 벽마찰 등으로 인해 유로를 따라 전압은 계속 감소하게 된다. 또한 디퓨저의 유로가 단열되었으므로 디퓨저 입 출구 사이에서 전 온도는 보존된다.

Cumpsty[16]나 Japikse[17] 등의 문헌을 통해 일반적인 원심압축기 시스템의 불안정은 Fig.15와 같은 압축기 단(stage)의 정압 상승 그래프에서 일정 회전수 곡선의

6) 효율의 최대값을 가지는 유량점이 회전 속도가 증가함에 따라 함께 증가한다.

기울기가 음이 되는 유량점 부근⁷⁾에서 존재하는 것을 알 수 있다.

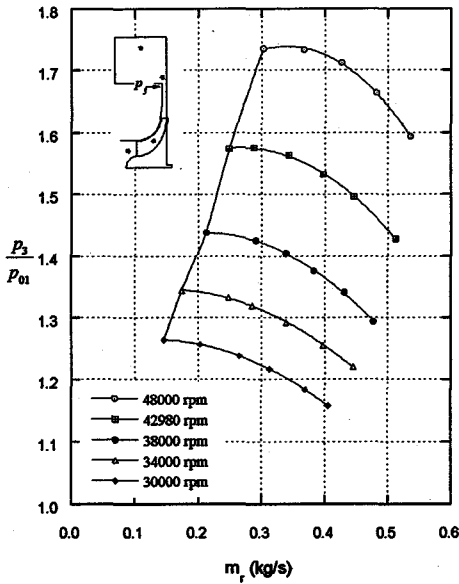


Fig. 15 Stage total to static pressure ratio

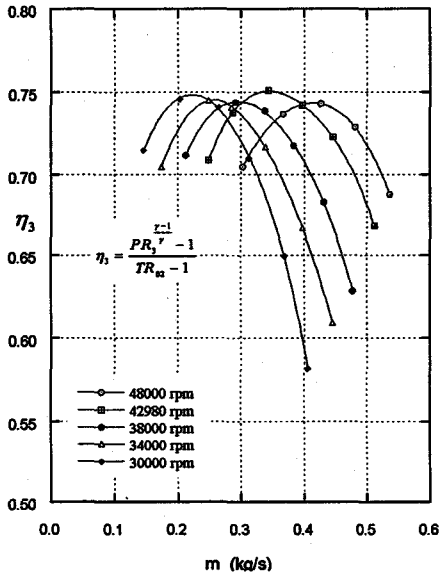


Fig. 16 Stage total to static efficiency

본 실험을 통해 42980 rpm과 48000 rpm의 곡선에서 기울기가 음이 되는 영역이 존재하는 것을 볼 수 있다. 48000 rpm의 경우는 최저 유량점에서의 불안정한 운전

7) $\frac{\partial}{\partial m} \left(\frac{P_3}{P_{01}} \right)_{N=const} \leq 0$ 의 경우를 만족하는 유량점을 말한다.

상태를 Fig.9에서 확인하였다.

Fig.16의 효율 곡선을 보면 일정 회전수 곡선 상에서 최고 효율점이 고유량 범위로 이동한 것을 볼 수 있다. 이 사실은 저유량 범위에서 정압 회복량이 떨어짐을 나타내며 또한 이것은 식 (13)에서 정의한 회전차 출구의 스윙 파라미터와 많은 관계를 갖는다. 즉, 일정 회전수에서 유량이 감소하면 회전차 출구의 λ_2 값은 증가하게 되고 유동은 디퓨저를 통해 빠져나가며 Fig.17에서 보는 바와 같이 더 긴 유로를 갖게 되어 벽마찰을 통해 압력의 손실이 많아져서 효율이 감소한다. 그러므로 η_3 의 최고 값을 갖는 유량점보다 η_3 의 최고 값을 갖는 유량점이 커지게 된다.

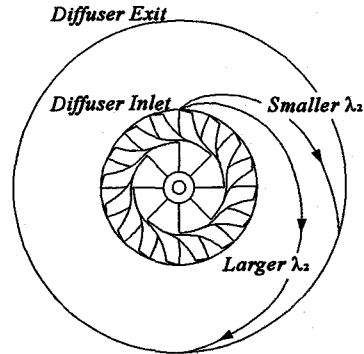


Fig. 17 Flow path in vaneless diffuser

베인리스 디퓨저를 통해 회복되는 정압 량을 디퓨저 입구의 동압 량으로 나눠 무차원화시킨 것을 베인리스 디퓨저의 정압 회복 계수(static pressure recovery coefficient)라 하여 다음과 같이 정의한다.

$$C_P = \frac{p - p_2}{p_{02} - p_2} \quad (17)$$

여기에서 분모 항은 디퓨저 입구의 동압(dynamic pressure)을 나타내며 이 값은 유동이 등엔트로피 과정을 통해 정지했을 때 증가하는 순 정압 량과 동일하다. 정압 회복 계수는 이상적인 확산 현상을 통해 증가하는 압력 량에 대한 실제 과정을 통해 증가하는 압력 량의 비라고 할 수 있다. 회전차를 통해 상승한 전압은 출구 정압과 동압의 합으로 표시되고 출구 속도와 관계를 갖는 출구 동압은 출구 정압과 비슷한 크기를 가진다. 본 실험에서는 회전차의 설계점 ($N_r = 42980$ rpm, $m_r = 0.4$ kg/s)에서 회전차 출구 전압을 구성하는 정압과 동압의 비율이 각각 45%, 55%로 동압의 비율이 더 큼을 볼 수 있다. 이렇듯 회전차를 통해 증가한 동압을 효과적으로 정압으로 회수하는 것은 압축기의 성능을 향상시키기 위한 중요한 작업이다.

설계 회전수 42980 rpm에서의 C_p 값을 유량을 달리 하며 반경비에 따라 도시한 것이 Fig.16에 나타나 있다. 앞서 설명한 것처럼 디퓨저 입구의 유동각이 커짐에 따라 내부 유로의 길이가 길어져 손실이 많아지고 회복되는 압력 량이 줄어든다. 일정 회전수에서 유량의 감소는 회전차 출구 유동각의 증가를 말하며 이러한 유동각의 증가로 C_p 값이 작아진다. 최대 유량 조건에서 회복된 압력 량은 이상적인 등엔트로피 과정을 통해 얻을 수 있는 값의 80% 정도로 이 양은 일반적인 베인리스 디퓨저의 성능을 많이 초과하는 것이다. 차후에 설명하겠지만 고유량 범위에서 기존의 해석 방법을 통해 구한 회전차 출구의 전압값이 실제 보다 작은 값으로 산출되어 C_p 값이 과대 평가된 것이다. 한편, 반경비가 1.167인 부분에서 핀치(pinch)가 끝나고 디퓨저의 두께는 일정하게 되어 유로 면적의 증가율이 이 부분에서 갑자기 증가한다. 이러한 이유로 핀치가 끝나는 부근에서 C_p 값의 증가율이 변동이 있게 된다.

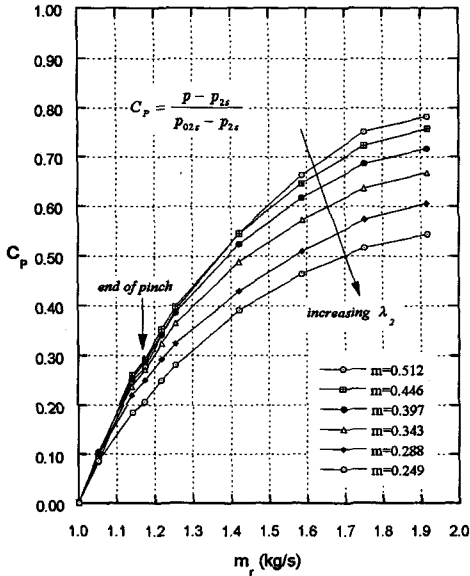


Fig.18 Static pressure recovery coefficient

4.3. 평가된 성능값에 영향을 주는 인자에 대한 고찰

성능값의 산출과정에서 회전차 출구의 전압 P_{02} 와 전대전 등엔트로피 효율 η_{02} 등의 값에 영향을 주는 인자로 회전차 출구의 허브-쉬라우드간 벽정압 차이와 회전차 출구의 공기 역학적 유로 폐쇄를 고려하였다. 그들에 의한 전대전 압력비와 전대전 등엔트로피 효율 변화를 Fig.19과 Fig.20에 도시하였고 그들의 영향성은 다음과 같다.

회전차의 성능을 산출하기 위해서 회전차 출구의 벽

에다 정압 구멍을 내어 벽정압을 측정한다. 앞서 언급한 4.1의 방법을 통해 이 측정치를 사용하면 회전차 출구의 전압을 추산할 수 있다. 하지만 Fig.21에서 보는 바와 같이 회전차의 앞면, 즉 쉬라우드면과 허브면에서의 측정된 정압값이 작지 않은 차이를 보이게 되며 그 차이값은 유량에 따라 변하게 된다. 즉, 고유량에서는 허브면에서의 정압값이 크며 저유량에서는 쉬라우드에서의 정압값이 상대적으로 커진다.

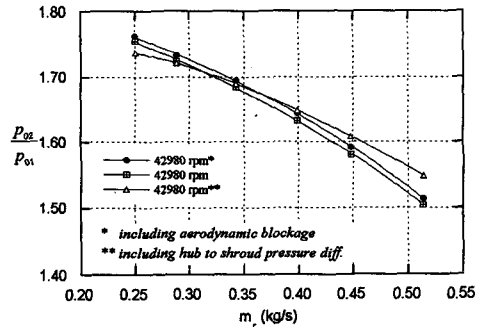


Fig.19 Parametric effects on pressure ratio

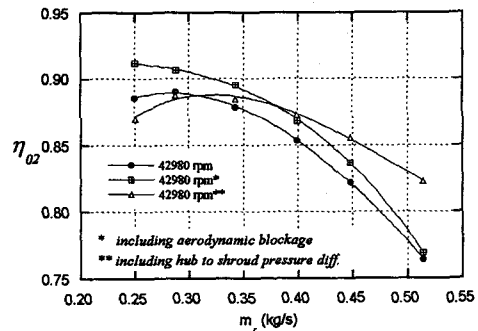


Fig.20 Parametric effects on efficiency

쉬라우드면의 정압을 기준으로 한 압력비를 PR_{shr} , 허브면의 정압을 기준으로 한 압력비를 PR_{hub} 라고 하면, 이러한 경향은 일정 회전수의 압력비 곡선에서 PR_{hub} 곡선의 기울기가 PR_{shr} 곡선의 기울기보다 작다는 사실과 일정 회전수 곡선 상에서 유량의 변화에 따른 PR_{hub} 값의 변화량이 PR_{shr} 값의 변화량보다 작다는 사실을 의미한다. 또한 효율값도 압력비와 같은 경향을 보이게 된다.

한편, 각각의 기준 정압을 통해 산출된 출구 전압의 변화는 C_p 값의 변화를 야기하는데 허브면의 정압을 통해 산출된 전압을 사용하여 계산된 C_p 값은 고유량 범위에서는 좀더 작은 값으로, 저유량 범위에서는 좀더 큰 값으로 변화하여 각 유량점간의 C_p 값의 차이가 Fig.18에 제시한 결과보다 줄어들게 되는 것을 Fig.22에서 확인

할 수 있다.

합리적인 성능값을 나타내기 위해서는 이들 정압값의 적절한 평균값을 사용해야 하지만 실험으로 그러한 평균값을 구하기가 상당히 어려우므로 이번 단계에서는 그 차이로 인한 성능값의 변화를 나타내는 것으로 만족한다.

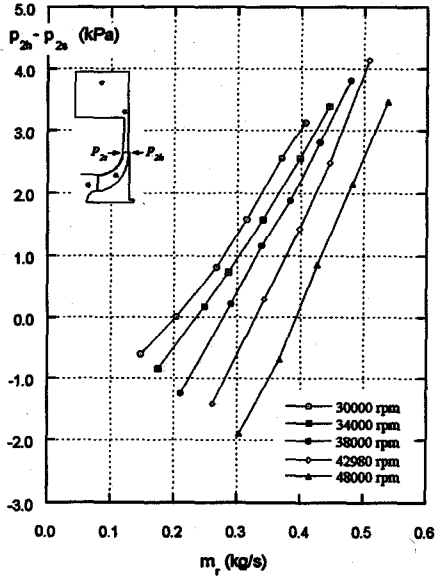


Fig.21 Hub to shroud static pressure difference

유량과 기타 관계식(Fig.5 참고)을 통해 결정되는 C_{22} 의 값에 영향을 주는 인자 중의 하나가 회전차 출구의 공기 역학적인 유로 폐쇄량(aerodynamic blockage)이다. 회전차 출구의 많은 면적을 저속 유동이 차지하고 있어 실제의 유로 면적은 형상 유로 면적보다 작게 되고 일정 유량에 대해 C_{22} 값은 더 큰 값으로 추산된다.

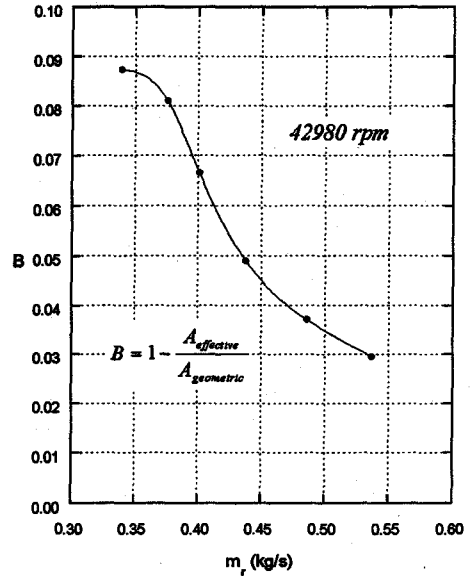


Fig.23 Calculated aerodynamic blockage

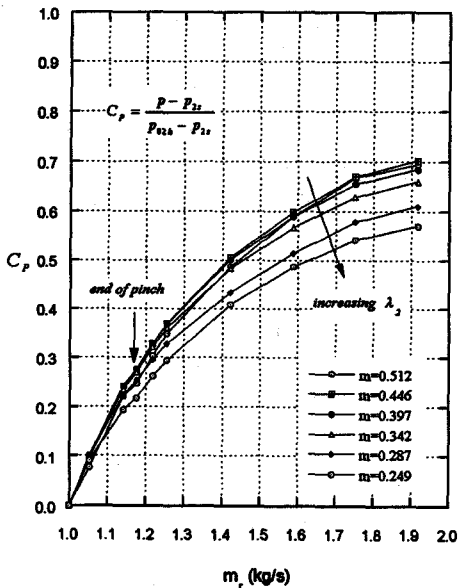


Fig.22 Static pressure recovery coefficient (based on P_{02h})

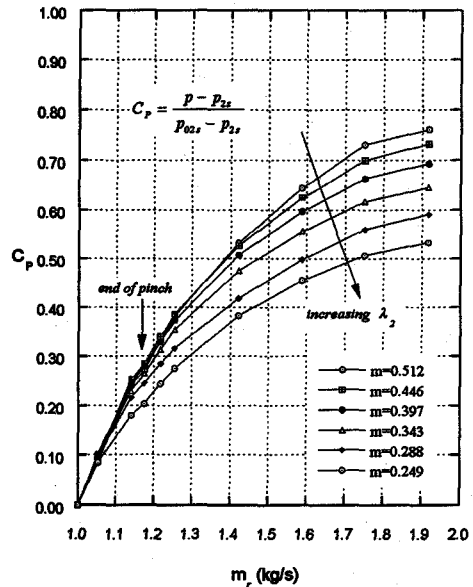


Fig.24 Static pressure recovery coefficient (considering blockage)

이렇게 증가한 출구 유속은 전압 상승과 효율 상승을 유발하며 회전차 출구의 전압 상승으로 인해 디퓨저의 정압 회복 계수 값의 전체적인 감소를 초래한다. Fig.23에는 본 연구 기관에서 실험과 병행하여 연구된 3차원 점성 계산을 통해 구한 회전차 출구의 유로 폐쇄량을 도시하였다. Fig.18과 Fig.24의 결과를 비교하면 유로 폐쇄량으로 인해 증가한 회전차 출구의 전압은 각 유량 점에서의 C_p 값은 하향 조정하게 되는 사실이 확인된다.

유로 폐쇄량은 회전차 출구에서의 유동장을 측정함으로써 정량화할 수 있지만 앞서 제기한 어려움으로 인해 실험적으로 실제의 유로 폐쇄량을 결정하기가 힘들다. 하지만 3차원 점성계산을 통해 비교적 정확한 양을 추정할 수 있으므로 실험자는 이 결과를 이용하여 좀더 효과적인 성능 평가를 시행할 수 있다.

5. 결론

첫째, 구동부로 가스터빈 방식을 채용함으로써 높은 회전수에서 정상적인 운전이 가능하였고 본 실험 설비를 통해 실제적인 압축기 해석을 수행함으로써 신뢰성 있는 정량적인 결과들을 산출하였다. 이 결과를 통해 새로운 압축기 해석이나 설계 작업등을 효율적으로 진행할 수 있다.

둘째, 단일 조건을 구비하여 전엔탈피 상승량을 측정함으로써 회전차 출구의 유체 열역학적인 인자들을 합리적으로 산출할 수 있었다. 또한 무차원 성능 변수인 ζ 와 η 를 도입하여 실험 중의 미소 회전수 변동에 의한 데이터 일탈을 정량적으로 보정할 수 있었다.

셋째, 원심 압축기 성능 평가 시 산출한 성능값에 영향을 주는 인자로 허브-쉬라우드간의 정압 차와 회전차 출구의 공기역학적인 유로 폐쇄량을 규정하고 그들의 영향성을 정량적으로 해석하여 다음의 결과를 얻었다. 쉬라우드 벽정압을 기준 정압으로 하여 산출한 회전차 출구의 전압과 전대전 효율값은 허브의 벽정압을 통한 해석값에 비해 유량에 따른 변화량이 현저했다. 한편 회전차 출구의 공기 역학적 유로 폐쇄를 감안함으로써 출구 전압과 전대전 효율의 향상을 얻었고 베인리스 디퓨저의 정압 회복량의 절감을 경험했다.

6. 참고 문헌

[1] Jansen W, 1964, "Steady Fluid Flow in a Radial Vaneless Diffuser", ASME Journal of Basic Engineering, pp. 607-619
 [2] Inoue M, Cumpsty N A, 1984, "Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharged Flow in Vaneless and Vaned Diffusers", ASME Journal of Gas Turbines

and Power, Vol.106, pp. 455-467

[3] Johnston J P, 1966, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps", ASME Journal of Engineering for Power, pp. 49-62
 [4] Wiesner F J, 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 89, pp. 558-572
 [5] Krain H, 1981, "A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 103, pp. 688-697
 [6] Krain H, 1988, "Swirling Impeller Flow", ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 110, pp. 122-128
 [7] Gyarmathy G, Hunziker R, 1991, "On the Change of Impeller Flow Non-uniformities with Flow Rate in a Centrifugal Compressor", IMechE, C423/054 pp. 143-154
 [8] Rautenberg M. 1986, "A Distinction between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage", ASME Journal of for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp. 83-92
 [9] Frigne P, Braembussche R V D, 1984, "Distinction between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor with Vaneless Diffuser", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 468-474
 [10] Morel T, 1975, "Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions", ASME Journal of Fluids Engineering. pp. 225-233
 [11] Sapiro L, 1983, "Effect of Impeller-Extended Shrouds on Centrifugal Compressor Performance as a Function of Specific Speed", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 105, pp. 457-465
 [12] Fink D A, Cumpsty N A, Greitzer E M, 1992, "Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System", ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp. 321-332
 [13] Yingkang Z, Sjolander S A, 1987, "Effect of Geometry on the Performance of Radial Vaneless Diffusers", ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 109, pp. 550-556
 [14] Dixon S L, 1978, "Fluid mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", Pergamon Press, 3rd Ed.
 [15] David G W, 1984, "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines" The MIT Press
 [16] N. A. Cumpsty, 1989, "Compressor Aerodynamics", Longman Scientific & Technical

- [17] Japikse D, Baines N C, 1994, "Introduction to Turbomachinery" Concept ETI, Inc.
- [18] Howard S B, 1971, "Fluid Meters", Report of ASME
- [19] Shepherd D G, 1956, "Principles of Turbomachinery", The Macmillan Company, New York
- [20] Japikse D, 1986, "Advanced Experimental Techniques in Turbomachinery", Concepts ETI, Inc.
- [21] 大橋秀雄 著, 강신형 역, 1992, "유체기계", 최중당