

〈논 문〉 SAE NO. 97370037

원심 압축기의 성능 예측

Performance Prediction of Centrifugal Compressors

오 형 우*, 정 명 균**
H. W. Oh, M. K. Chung

ABSTRACT

The present study has been carried out to develop a computational procedure for the analysis of the off-design performance in centrifugal compressors with vaneless diffusers by integrating empirical loss models and analytical equations. Losses in centrifugal compressors stem from a number of sources and their exact calculation is not yet possible. This study investigates several modeling schemes and shows that a fairly good prediction can be achieved by a proper selection of the most important flow parameters resulting from a meanline one-dimensional analysis. The performance maps for compressors are calculated and compared with measured performance maps. The off-design performance characteristics in terms of the pressure ratio vs. mass flow produced have generally correct forms. However, no universal means have been found to predict accurately the onset of surge. The prediction method developed through this study can serve as a tool to ensure good matching between parts and it can assist the understanding of the operational characteristics of general purpose centrifugal compressors.

주요기술용어 : Off-Design Point(탈설계점), Incidence Loss(입사각손실), Blade Loading Loss(날개 부하손실), Skin Friction Loss(표면마찰손실), Clearance Loss(간격손실), Disk Friction Loss(원판마찰손실), Recirculation Loss(재순환손실), Mixing Loss(혼합손실), Vaneless Diffuser Loss(깃없는확산기손실), Total-to-Total Pressure Ratio(정체압력비), Total-to-Total Efficiency(정체효율), Eckardt impeller(Eckardt임펠러)

* 한국과학기술원 기계공학과

** 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

기 호 설 명

- BLCK1 : 유로 폐쇄 계수
- b : 임펠러 입·출구 폭
- C_r : 표면 마찰 계수
- C_p : 정압 비열
- D : 직경
- D_f : 확산 계수
- D_{hyd}/D_2 : 평균 수력학적 직경과 출구측 직경의 비
- d : 직경
- f : 실험계수
- h : 엔탈피
- L/D_2 : 평균 유동 경로 날개 길이와 직경의 비
- \dot{m} : 질량 유량
- N : 축 회전수
- P : 압력
- PR : 압축기 입·출구의 정체 압력비
- q_{th} : 오일러 엔탈피 변화와 원주 방향 속도의 비 ($\Delta h_{Euler}/U_2^2$)
- Re : 레이놀즈 수
- r : 반경
- s : 엔트로피
- T : 절대 온도
- U : 원주 방향 속도
- v : 절대 유속
- w : 상대 유속
- Z : 임펠러 날개수
- α : 절대 유동각
- β : 상대 유동각
- γ : 비열비
- Δh : 정체 엔탈피 변화량 또는 축동력에 대한 정체 엔탈피 변화율
- δ_o : 압축기 입구의 정체 압력과 표준 압력 (101.325kPa)의 비
- ϵ : 임펠러 입구 상대 유동각과 최적화된 입사각과의 차 또는 정지 상태의 임펠러와 캐이싱 사이의 간격
- ϵ^* : 후류 영역과 임펠러 출구 유동 영역과의 비
- λ : 임펠러 입구 허브 직경과 쉬라우드 직경과의 비 (D_{IH}/D_{IT})

- ρ : 밀도
- ν : 동점성 계수
- η : 효율
- $\Delta \eta$: 효율 변화량 또는 축동력에 대한 정체 엔탈피 변화량
- θ_o : 압축기 입구의 정체 온도와 표준 온도 (288.1K)의 비

하 첨 자

- act : 실제 상태
- avg : 평균
- BL : 날개 부하
- b : 날개
- CL : 간격
- D : 설계점
- DF : 원판 마찰
- des : 설계점
- Euler : 오일러
- h : 허브
- hyd : 수력학적 치수
- Imp : 임펠러
- INC : 입사각
- Loss : 손실
- MX : 혼합
- m : 자오면
- N : 수직
- opt : 최적 조건
- RC : 재순환
- rms : 제곱근 평균
- SF : 표면 마찰
- SL : 미끄러짐
- T : 임펠러 입구 날개끝(tip)
- TT : 정체 상태의 입출구
- u : 접선 방향
- VLD : 깃 없는 확산기
- 0 : 정체 조건
- 1 : 임펠러 입구측
- 2 : 임펠러 출구측 또는 깃없는 확산기 입구측
- 3 : 깃 없는 확산기 출구측

상 침 자

— : 질량 평균

1. 서 론

원심 압축기는 유체에 원심력과 각운동량을 가하여 압력을 상승시키는 기구로서, 성능이 설계 및 제작의 정확성에 덜 민감하고 제작이 용이하며, 운전 범위가 넓고 구조가 간단하고 견고하다는 장점이 있다.

원심 압축기는 주로 냉동 사이클, 비행기 보조 기관, 터보 엔진, 그리고 경량의 압축이 요구되는 여객기 기관에 사용된다. 축류 압축기에 비해 효율이 떨어져 다단으로 큰 압축기를 얻기가 곤란하나, 다단(single-stage)으로 큰 압축비(원심 압축기는 4~6, 축류 압축기는 1.2~1.4)를 얻을 수 있고, 일반적으로 서어지(surge)와 초우크(choke)의 운용범위가 넓다.

원심 압축기 내부에서의 유동은 복잡하고 변수가 많을 뿐만 아니라, 최적의 유동 조건이 명확하게 정의되어 있지 않기 때문에, 일반적으로 통용되는 최적의 설계 방법은 없다. 그리고 원심 압축기의 성능 예측은 단지 각 부분별 대략적인 크기와 유동의 입·출구 조건만 알면 가능하기 때문에, 본 연구에서는 임펠러의 입구와 출구에서의 각도, 치수 그리고 열역학적 변수들을 결정한다. 그리고 깃없는 확산기(vaneless diffuser)를 갖는 유체 기계의 성능을 해석한다.

본 연구에서 사용한 해석 방법은 평균유선 해석방법(meanline analysis)에 준한다. 그리고 작동 유체인 공기가 이상 기체로 거동한다고 본다. 여기에 각 부분별 기하학적 변수들과 속도 삼각형에 따른 경험적 손실 발생 구조를 고찰·비교함으로써, 설계 조건에 맞는 임펠러와 확산기의 성능을 예측한다.

대부분의 터보 기계와 마찬가지로 원심 압축기는 운용 시간의 대부분을 탈설계점(off-design conditions)에서 작동하기 때문에, 탈설계점에서의 성능 예측은 매우 중요하다. 특히, 안정적으로 작동되는 범위의 고찰을 위해서도 이에 대한

예측은 중요하다. 압축기의 작동 범위는 서어지와 초우크에 의해 결정되는데, 서어지는 낮은 질량 유량에서 작동될 때 유동의 불안정성으로 인해 압축기내에서 소음의 발생 및 성능의 저하가 발생한다. 그리고 초우크의 예측은 질량 유량의 증가에도 불구하고 성능의 한계가 나타나는 것으로서 알 수 있다.

원심 압축기의 예비 설계 단계(preliminary design phase)에서는 설계에 필요한 최소한의 입력 변수 때문에 간단한 손실 모델을 이용한 평균유선 해석방법이 유용하다. 또한 성능 예측에 있어서는 상세한 수 많은 압력 변수와 상당한 고가의 계산 시간을 요구하는 3차원 Navier-Stokes 방정식을 이용하기 보다는 사용하기가 간편한 평균유선 해석방법이 널리 이용되고 있는 실정이다. 따라서 본 연구의 목적은 예비 설계 단계와 성능 예측시 사용자가 다루기 쉽고 상당한 계산 시간의 비용을 줄임과 동시에 예측 정도가 우수한 성능 예측 방법을 제시하는데 있다.

2. 원심 압축기의 열역학적 해석

원심 압축기의 성능 해석 과정은 인듀서(inducer), 임펠러 출구측 및 깃 없는 확산기 부분의 순으로 크게 3단계로 구분된다.

인듀서 부분의 성능 해석 과정은 이미 결정되어 있는 설계 변수들에 대해서, 탈설계점에서의 유동각 변화와 이에 따른 열역학적 변수들을 결정한다.

임펠러 출구 측에서의 유체·열역학적인 물리량들은 임펠러 내부에서의 손실 발생 정도를 계산한 후, 반복하는 과정을 거쳐서 얻게 된다.¹⁾

깃 없는 확산기 부분의 해석은 Stanitz²⁾가 제시한 방법을 적용시켜 해석하기로 한다.

Fig.1은 각 부분에서의 물리량 결정 및 계산 과정을 보여준다.

2.1 열역학적 압축 과정

원심 압축기의 압축 과정은 Fig.2의 엔탈피-엔트로피 선도로 표현된다.¹⁾ 원심 압축기에 대한 성능 해석을 하는데, 발생하는 일반적인 오류는

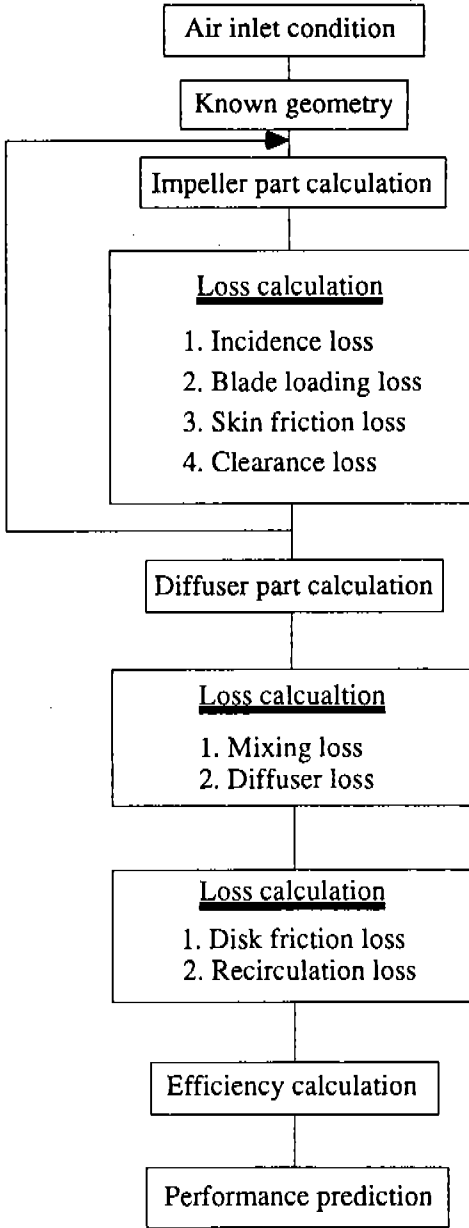


Fig.1 Flow chart of performance prediction for centrifugal compressors

임펠러 출구의 정체 엔탈피와 확산기 및 토출구의 정체 엔탈피를 동일하게 취급한다는 것이다.³⁾ 임펠러 외부의 유동 현상에 기인한 외부 손실(원판 마찰 손실, 재순환 손실, 누설 손실 및 기

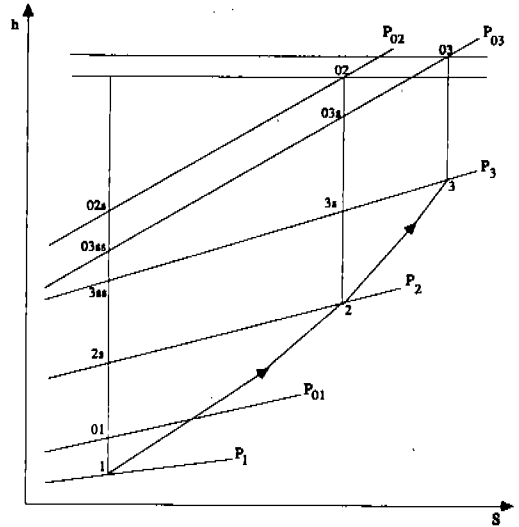


Fig.2 Enthalpy-entropy diagram for flow through compressor stage

타 기계적 손실)로 확산기와 토출구의 정체 엔탈피는 임펠러 출구의 정체 엔탈피보다 크게 나타난다.

2.2 임펠러 입·출구 속도 삼각형과 자오면

Fig.3(a)는 임펠러 입구에서의 예선회(pre-whirl)를 고려하지 않은 경우의 속도 삼각형을 나타낸다. 탈설계점에서 원심 압축기가 작동될 경우, 즉 설계 질량 유량을 벗어나는 경우에는, 이미 결정되어있는 인듀서 부분에서의 입구 날개 각(β_0)과는 다른 각도(β)에서 유체가 유입하게 된다. Fig.3(b)는 임펠러 출구에서의 속도 삼각형을 나타내는 것으로서 절대 유속이 접선 방향으로 미끄러지는 현상(slip)을 보여준다. 이 미끄러짐 정도는 미끄러짐 계수(slip factor)를 도입함으로써 결정할 수 있다. 이 계수에 대한 많은 제안들이 있었으나, 본 연구에서는 Wiesner⁴⁾가 제안한 계수를 적용해서 출구 유동 계산을 수행하기로 한다. 오일러 일공식은 임펠러 출구에서의 미끄러짐을 고려한 절대 유동과 식 (1)에서와 같이 정의된 입구에서의 제곱근평균 위치(D_{1ms})에서의 절대 유동에 따라 식 (2)와 같이 계산한다.

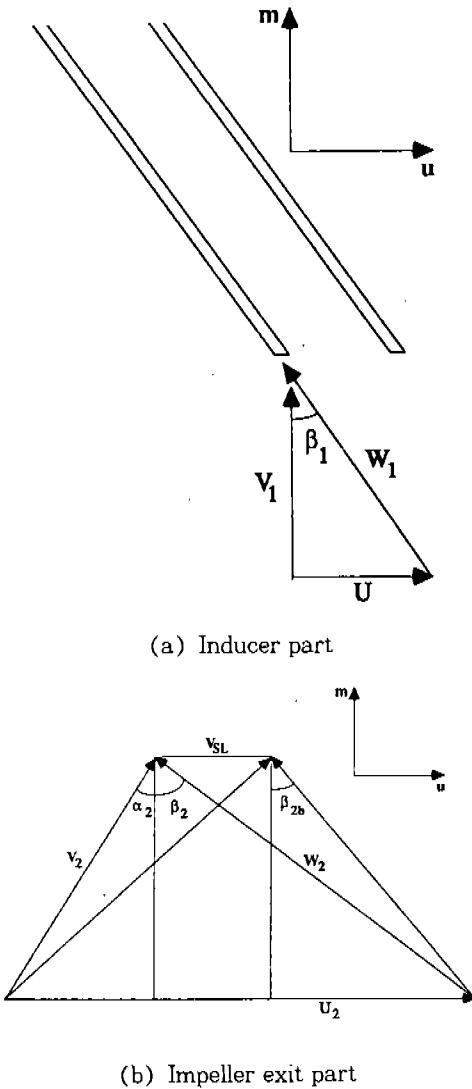


Fig.3 Velocity triangles for centrifugal compressor

$$D_{1rms} = \left(\frac{D_{17}^2 + D_{1h}^2}{2} \right)^{1/2} \quad (1)$$

$$\Delta h_{Euler} = U_2 V_{u2} - U_{1rms} V_{u1rms} \quad (2)$$

Fig.4는 자오면(meridional plane)에서의 기하학적 형상을 나타낸다.

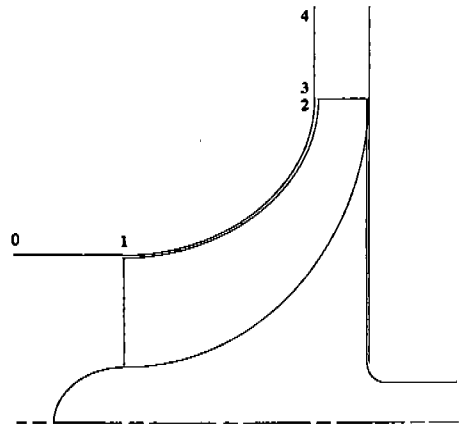


Fig.4 Meridional cross section of centrifugal compressor

3. 손실 해석과 효율의 결정

유체가 임펠러를 통과하면서, 손실되는 에너지의 계산은 준경험적 손실 관계식들에 기초를 두고 있다. 이에 대한 초기의 연구는 Balje⁵⁾에 의해 행해졌고, Coppage 등⁶⁾은 원심 압축기에 대한 성능 예측을 하는데 필요한 손실 모델을 더욱 발전 시켰다. Jansen⁷⁾은 임펠러 유동에 대한 2차원적 해석에 손실 모델을 적용시키도록 확장시켰다. Denton 등⁸⁾은 실험적 관계식들에서 나타나는 손실 발생을 물리적인 관점에서 설명하는데 기여했다.

이러한 손실 발생 구조는 크게 임펠러 내부 손실과 외부 손실 및 기타 손실 3가지로 나눌 수 있다. 임펠러 내부 손실로는 유체 마찰, 박리, 확산, 경계층 성장, 2차 유동 손실, 그리고 토출구 내에서의 손실 등으로 나뉘어 진다.

3.1 내부 손실

3.1.1 입사각 손실

원심 압축기의 입구측 날개에서 입사각(incidence angle)에 기인하는 손실을 말한다. 입사각의 변화는 압축기가 설계점에서 벗어나 작동할 때 나타난다. 즉, 임펠러 날개 두께와 날개의 방향 등에 기인한 입구에서의 유동 조건의 변화로 발생하는 손실이다.

Galvas⁹⁾는 최적의 유동 방향에 수직인 상대 속도 성분이 없어지는데 기인하는 손실로 생각하고

$$W_N = W_{1rms} \sin(|\beta_{opt} - \beta_{1rms}|) \quad (3)$$

$$\Delta h_{INC} = \frac{W_N^2}{2} \quad (4)$$

에서 손실을 계산했다. 위의 식 (3)의 결정을 위해선 최적의 날개각이 결정되어야 한다. 이것은 입구측 날개의 유로 폐쇄(blockage)를 고려해서 다음과 같이 결정될 수 있다.

$$\varepsilon = \tan^{-1} \left\{ \frac{(1 - BLCK1) \tan \beta_{1rms}}{1 + BLCK1 \tan^2 \beta_{1rms}} \right\} \quad (5)$$

$$\beta_{opt} = \beta_{1rms} - \varepsilon \quad (6)$$

여기에서 ε 은 최적의 입사각, 그리고 BLCK1은 입구측에서의 유로 폐쇄 계수(blockage factor)를 나타낸다. 유효 유로 면적의 기하학적 유로면적에 대한 비를 유로 폐쇄 계수로 정의하는데, 경험과 실험 등에 의해 결정된다.

3.1.2 날개 부하 손실

임펠러 내부의 경계층 성장은 임펠러 내부의 작동 유체의 확산에 달려 있다. 이러한 날개 표면 위에서의 경계층 성장과 박리 및 2차 유동 등에 기인한 손실들을 날개 부하 손실이라 부른다.

Coppage 등⁶⁾은 날개 현(blade chord)를 따른 균일한 속도 부하(uniform velocity loading)에 근거한 임펠러의 확산 계수(D_I)를 다음과 같이 제안했다.

$$D_I = 1 - \frac{W_2}{W_{1T}} + \frac{f_{bl} q_{th}}{(W_{1T}/W_2) [(Z/\pi)(1 - D_{1T}/D_2) + 2(D_{1T}/D_2)]} \quad (7)$$

여기에서 f_{bl} 은 보통의 임펠러의 경우 0.75, 분리 날개(splitter blades)형 임펠러에서는 0.6의 값이 사용된다.⁹⁾ 그리고 q_{th} 는 오일러 엔탈피 변화량을 의미하는 것으로서

$$q_{th} = \frac{\Delta h_{Euler}}{U_2^2} \quad (8)$$

과 같이 정의된다.

날개 부하에 기인한 에너지 손실은 다음과 같다.

$$\Delta h_{bl} = 0.05 D_I^2 U_2^2 \quad (9)$$

3.1.3 표면 마찰 손실

임펠러 날개의 공력학적 부하에 의해 생긴 손실들(날개 부하 손실)에 덧붙여, 임펠러와 쉬라우드(shroud)의 젖은 면적(shroud wetted area)에서이 표면 마찰에 의해 임펠러 내부에 손실이 발생하게 되는데, 이를 표면 마찰 손실이라 부른다.

이 손실 모델은 완전 발달된 난류 관유동(fully developed turbulent pipe flow)에 근거한다. Coppage 등⁶⁾은 다음과 같은 손실 모델을 제시했다.

$$\Delta h_{sf} = f_{sf} C_f \frac{L/D_2}{D_{hyd}/D_2} \left(\frac{W}{U_2} \right)_{avg}^2 U_2^2 \quad (10)$$

여기에서 L/D_2 는 평균유동경로 날개 길이-직경 비(mean flow path blade length-diameter ratio)로서 다음과 같다.

$$\frac{L}{D_2} = \frac{1}{2} \frac{1 - D_{1rms}/0.3048}{\cos \beta_{2b}} \quad (11)$$

D_{hyd}/D_2 는 평균 수력학적 직경과 출구측 직경의 비(mean hydraulic-exit diameter ratio)로서 다음과 같다.

$$\frac{D_{hyd}}{D_2} = \frac{1}{\frac{Z}{\pi \cos \beta_{2b}} + \frac{D_2}{b_2}} \quad (12)$$

$$+ \frac{\frac{D_{1T}}{D_2}}{\frac{2}{1-\lambda} + \frac{2Z}{\pi(1+\lambda)} \sqrt{1 + \left(\frac{1+\lambda^2}{2}\right) \tan^2 \beta_{1T}}}$$

$(W/U_2)_{avg}^2$ 는 평균 상대 속도와 임펠러 출구 속도의 비(mean relative velocity-impeller exit velocity ratio)로서 다음과 같다.

$$\left(\frac{W}{U_2}\right)_{avg}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{W_{rms}^2 + W_2^2}{U_2^2} \right) \quad (13)$$

f_{SP} 는 보통의 임펠러의 경우 5.6, 분리 날개(splitter blades)를 갖는 경우 7.0의 값이 사용된다.⁹⁾

3.1.4 간격 손실

쉬라우드가 없는 임펠러의 경우, 정지되어 있는 케이싱(casing)과 회전하는 임펠러 사이엔 유한한 간격이 필요하다. 임펠러의 압력면(pressure side)과 흡입면(suction side)의 압력차에 의해 압력면에서 흡입면으로 날개 끝 간격을 통과하는 유동이 발생한다. 이때 압력면 측의 간격을 통과하는 유동은 급격한 축소 유동을 경험하며 흡입면 측의 간격을 빠져나오는 유동은 이와 반대로 팽창 유동을 경험한다. 이때 발생하는 손실을 간격 손실이라 하는데, 이 손실은 특히 낮은 비속도(low specific speed)를 갖는 임펠러에 대해 크게 작용한다.

Jansen⁷⁾이 제시한 모델은 다음과 같다.

$$\Delta h_{CL} = 0.6 \frac{\varepsilon}{b_2} v_{v2} \left[\frac{4\pi}{b_2 Z} \left\{ \frac{r_{1r}^2 - r_{1h}^2}{(r_2 - r_{1r})(1 + \rho_2/\rho_1)} \right\} v_{v2} V_{m,rms} \right]^{1/2} \quad (14)$$

여기에서 ε 은 정지한 상태에서의 끝간격(stationary tip clearance)을 나타낸다.

3.2 외부 손실

각운동량(angular momentum)의 변화와 함께 정(static)압력 증가는 없고, 정체(stagnation) 압력의 감소와 더불어 임펠러 출구의 정체 엔탈피 상승을 일으키는 손실이다. 외부 손실은 원판 마찰 손실, 재순환 손실, 그리고 누설 손실을 포함하며, 외부와의 열전달, 모터 기어 박스 내에서의 손실 등도 포함할 수 있다. 효율 예

측을 하는데 있어서 외부 손실의 예측은 중요하다. 누설 손실, 기타 기계적 손실량에 대한 실험 자료를 얻기가 어렵기 때문에 본 연구에서는 외부 손실로서 원판 마찰 손실, 재순환 손실만을 생각하기로 한다.

3.2.1 원판 마찰 손실

임펠러의 뒷판과 인접해서 정지해 있는 케이싱 표면과의 전단력에 의해 유체에 가해지는 일에 의한 엔탈피 상승으로 인한 손실로서, 가장 보편적으로 인용되어지는 식은 Daily등¹⁰⁾의 실험식으로 Japikse¹¹⁾는 Daily등¹⁰⁾의 실험식 가운데 다음과 같은 형태의 것만을 인용해서 원판 마찰 손실의 양을 예측했다.

$$\Delta h_{DF} = f_{DF} \frac{\rho_2 r_2^3 U_2^3}{4m} \quad (15)$$

$$f_{DF} = \frac{0.0402}{Re_{DF}^2} \quad (16)$$

$$Re_{DF} = \frac{U_2 r_2}{\nu_2} \quad (17)$$

3.2.2 재순환 손실

베인없는 공간으로부터 임펠러의 출구측 안으로 유동이 반대로 흘러(backflow)감으로써, 유체에 가해지는 일에 의해 발생하는 손실로서, Jansen⁷⁾은 또다른 형태의 모델을 제시했는데 다음과 같다.

$$\Delta h_{RC} = 0.02 D_2^2 \sqrt{\tan \alpha_2} U_2^2 \quad (18)$$

3.3 혼합 손실 및 확산기 손실

임펠러 내부에서의 손실과 외부에서의 발생하는 손실 이외에 임펠러 출구에서 발생하는 혼합 손실과 확산기 내부에서의 손실, 그리고 토출구 내에서의 손실 등이 있다. 본 연구에서는 계산 영역을 확산기의 출구까지로 잡고 있으므로 토출구 내에서의 손실은 제외하기로 한다.

3.3.1 혼합 손실

임펠러 출구를 나가는 유동은 크게 제트(jet)와 후류(wake) 영역으로 나뉘어 지는데, 임펠러 출구에서 바로 혼합되어 진다. 이 두 영역의 혼합에 의해 정압력 상승과 정체 압력 감소 현상이 발생한다. 이러한 혼합 과정에서 수반되는 에너지 감소분은 고전적인 유동 현상인 급확대에 의한 손실과 매우 흡사한 구조를 갖는다.¹⁾

Johnston 등¹²⁾이 제안한 모델은 다음과 같다.

$$\Delta h_{MX} = \frac{1}{1 + \tan^2 \alpha_2} \left(\frac{1 - \epsilon' - b_3/b_2}{1 - \epsilon'} \right)^2 \frac{V_2^2}{2} \quad (19)$$

3.3.2 깃 없는 확산기의 손실

확산기 내에서의 마찰손실에 의한 정체 압력 손실로서, Stanitz²⁾는 마찰과 열전달 효과를 고려한 깃 없는 확산기 내부에서의 유동 해석을 통해 다음과 같은 식을 제시하였다.

$$\Delta h_{VLD} = C_p T_{02} \left\{ \left(\frac{P_3}{P_{03}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - \left(\frac{P_3}{P_{02}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right\} \quad (20)$$

3.4 효율 계산

임펠러 출구측의 물리량들을 결정하기 위해서 수행도는 반복 계산 과정은 임펠러 내부 손실과 관련된 임펠러 정체 효율을 다음과 같이 정의함으로써 이루어진다.¹⁾

$$\eta_{IT} = \frac{\Delta h_{Euler} - (\Delta h_{IX} + \Delta h_{BL} + \Delta h_{SF} + \Delta h_{CI} + \Delta h_{MX} + \Delta h_{VLD})}{\Delta h_{act}} \quad (21)$$

임펠러 내부 손실, 외부 손실 및 기타 압축기 내에서의 손실량을 계산하면 압축기 각 부분에서의 정체 엔탈피 변화량을 알 수 있다. Fig.2를

참조하면, 정체 엔탈피 변화에 대한 단열 효율을 다음과 같이 정의할 수 있다.¹⁾

$$\Delta h_{act} \equiv \Delta h_{Euler} + \Delta h_{DF} + \Delta h_{RC} \quad (22)$$

여기에서 Δh_{act} 는 압축기에서 실제로 요구되는 축동력에 연관된 정체 엔탈피 변화를 나타낸다.

4. 결과 및 검토

본 연구에서 수행한 성능 예측 방법의 타당성을 위해 3가지 형태의 Eckardt¹³⁾ 임펠러(type O, type A, and type B) 실험 결과와 비교함으로써 검증하기로 한다. Eckardt 임펠러의 전체적인 형상 자료는 Table 1에 실려있다.

Eckardt의 실험 결과^{13),14)}와 비교해 보면 다음과 같다.

먼저 O형 임펠러의 성능 예측을 살펴보기로 한다. O형은 출구측 날개 각도가 반경 방향으로 향하는 임펠러이다. Fig.5를 보면, 설계 질량 유량과 각 회전수에 대해서 입·출구 정체 압력비를 정확히 예측할 뿐만 아니라, 탈 설계점에서의 압력비 또한 제대로 예측하고 있음을 알 수 있다. Fig.6은 출구측에서 후향 경사각을 갖는 A형 임펠러의 성능곡선을 나타낸다. 질량 유량에 대한 정체 압력비의 예측 경향이 비교적 정확하다. Fig.7은 자오면 상의 입구측에서 축방향에 수직인 가상적인 면에 대해 경사각을 갖고¹⁴⁾ 출구측에서 후향 경사각을 갖는 B형 임펠러의 성능 예측을 나타내는 것으로 위의 2가지 형의 임펠러의 성능 예측에 비해 예측 정도가 비교적 덜 정확하다. 이는 임펠러 입구측 형상이 자오면 상에 대해 경사각을 가짐에 따라 낮은 질량 유량에서 입구측 유동 구조가 불안정해지는데 기인하는

Table 1

Impeller	β_T	β_{2b}	D_{1T}	D_{1h}	D_2	D_4	b_2	Z
O	63°	0°	φ280	φ90	φ400	φ674.3	26mm	20
A	63°	30°	φ280	φ120	φ400	φ674.3	26mm	20
B	60°	40°	φ280.3	φ191.8	φ400	φ674.3	26mm	20

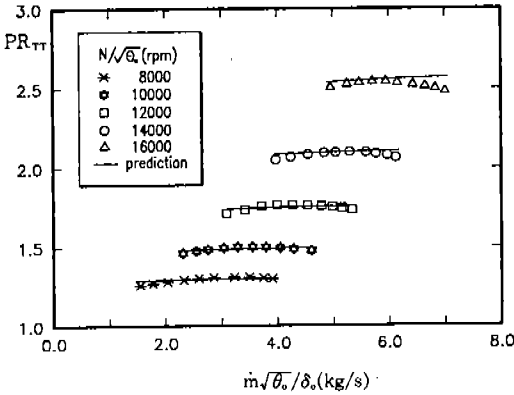


Fig.5 Comparison of total-to-total pressure ratio with Eckardt impeller O

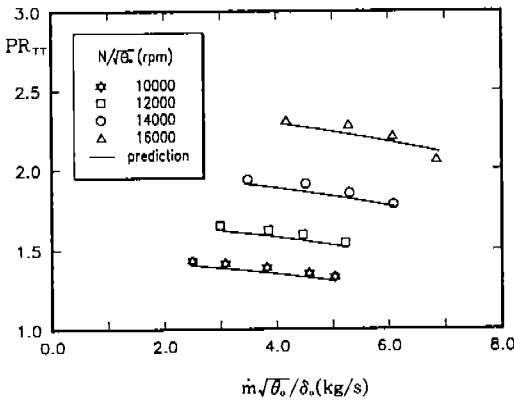


Fig.6 Comparison of total-to-total pressure ratio with Eckardt impeller A

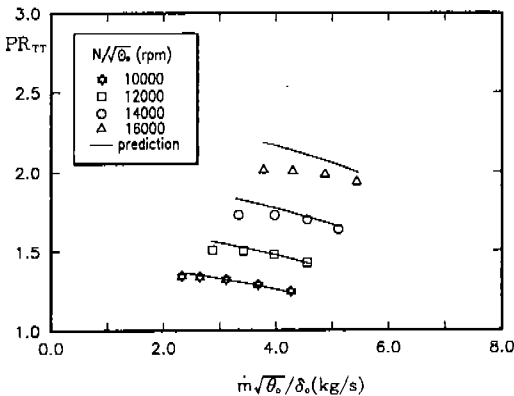


Fig.7 Comparison of total-to-total pressure ratio with Eckardt impeller B

것으로서, 낮은 질량 유량에서 발생하는 유동의 재순환에 대한 손실 모델의 연구가 필요하다. 그러나 설계점에서의 압력비와 전체적인 성능은 제대로 예측하고 있다.

Fig.8, 9, 10은 3가지 형태의 임펠러에 대한 효율 예측을 보여준다. 질량 유량에 대한 압력비 예측은 비교적 정확한 반면에 효율의 예측은 정확하지 않다. 정제 압력비의 예측은 임펠러의 내부 손실과 혼합 손실 및 확산기 내에서의 손실만으로 계산이 가능하다. 그러므로 압력비에 대한 성능 예측을 보면 내부 손실들에 대한 예측이 정확한 반면에, 효율 예측시 필요한 외부 손실 모델이 불충분하다는 것을 의미한다.

즉, 축동력에 필요한 외부 손실 모델을 고려하는데 있어서, 본 연구에서는 원판 마찰 손실과 재순환 손실만을 적용했다는 문제가 있다. 그러나 현실적으로 외부 손실을 정확하게 정량화하는 모델을 만든다는것도 어렵다. 왜냐하면 기계적 손실(각종 베어링 마찰 손실에 기인한 손실, 기어 상자내에서 발생하는 손실등) 량의 예측은 단순한 모델만으로는 불가능하기 때문이다. 어떤 경우에는 경험적으로 축동력에 대해 적당한 가중치(weighting factor)를 주고 계산하는 경우도 있으나, 본 연구에서는 이를 배제했다. 그리고 누설 손실같은 경우에는 여러 가지 손실 모델들이 제안되었지만, 예측하는데 필요한 입력 조건들(설계 변수와 유체의 물성치)이 실제로 적용하는데 어렵다는 것이다. 현재 성능 예측을 위해 쓰이는 상용 코드 조차 범용적인 압축기들에 대한 효율을 예측하는데 있어서 어려움이 많다는 것은 이를 간접적으로 보여주는 예라고 볼 수 있다.¹⁵⁾

본 연구에서 압축기의 성능 예측을 위해 조합한 손실 모델들의 각각의 크기 분포는 참고 문헌(1)을 참조하기로 한다. 본 연구에서는 O형의 Eckardt 임펠러에 대한 손실 구조를 언급하기로 한다. Fig.11에서 보면 표면 마찰에 의한 손실보다는 간격 손실과 날개 부하 손실의 영향이 더 크다는 것을 알 수 있다. 반면에 입사각 손실은 다른 손실량들에 비해 무시할만 하다. 왜냐하면 설계 단계에서는 입사각 손실을 최소화하는 방향

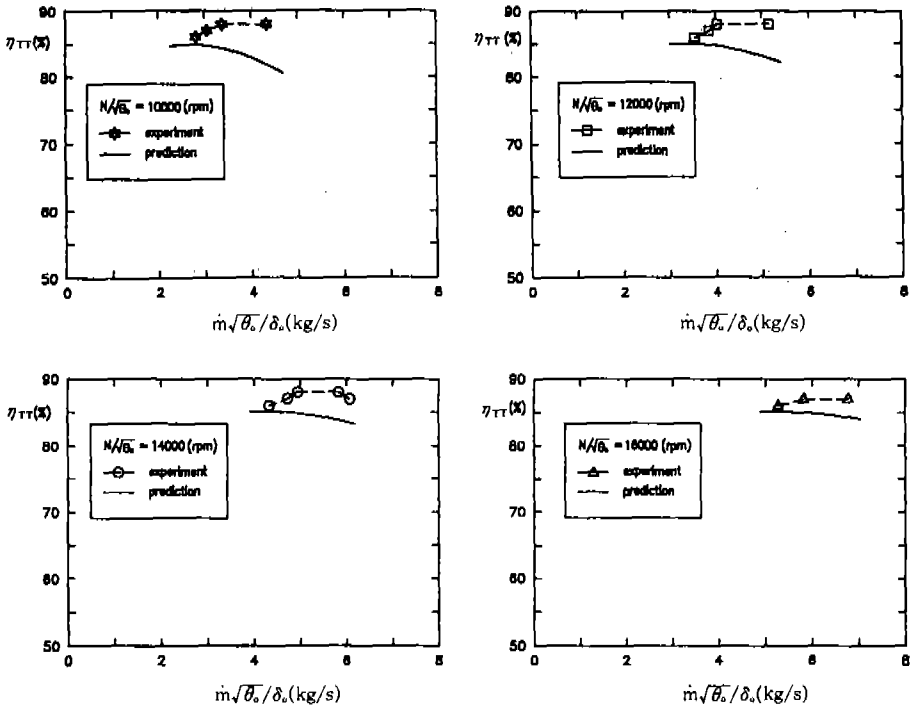


Fig.8 Comparison of total-to-total efficiency with Eckardt impeller O

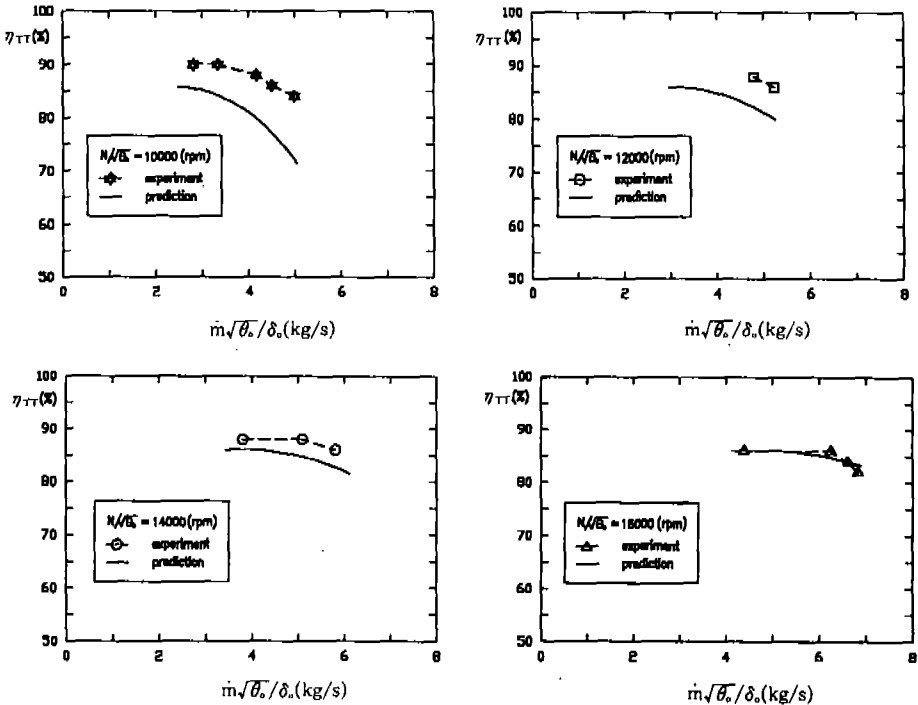


Fig.9 Comparison of total-to-total efficiency with Eckardt impeller A

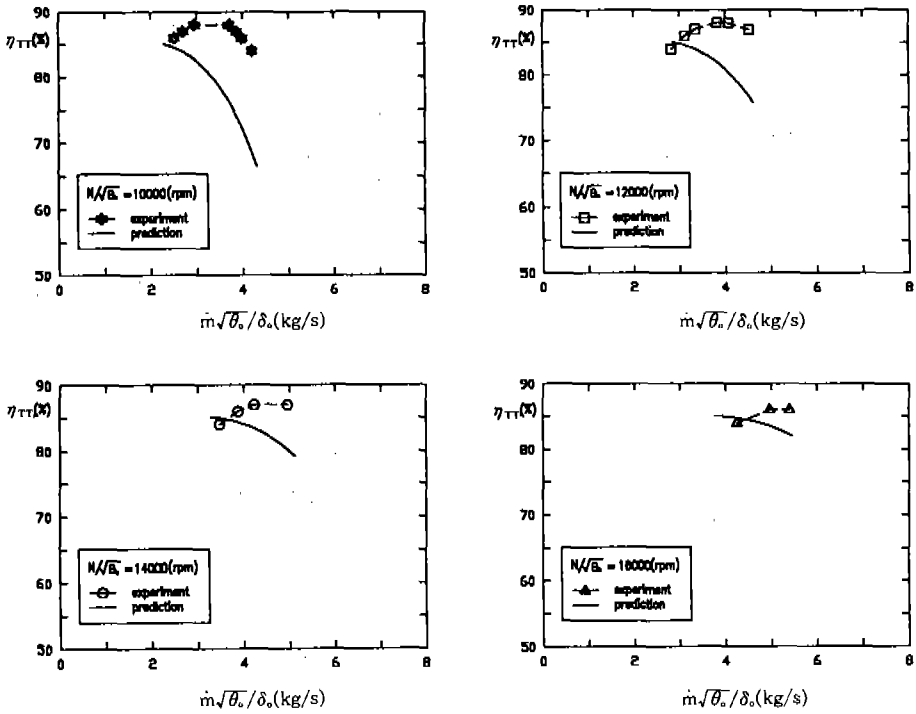


Fig.10 Comparison of total-to-total efficiency with Eckardt impeller B

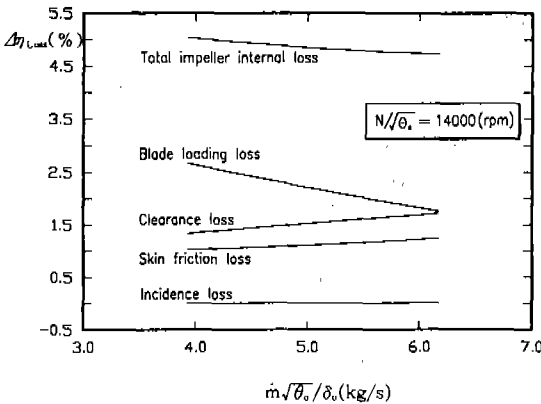


Fig.11 Prediction of Eckardt impeller O's internal losses

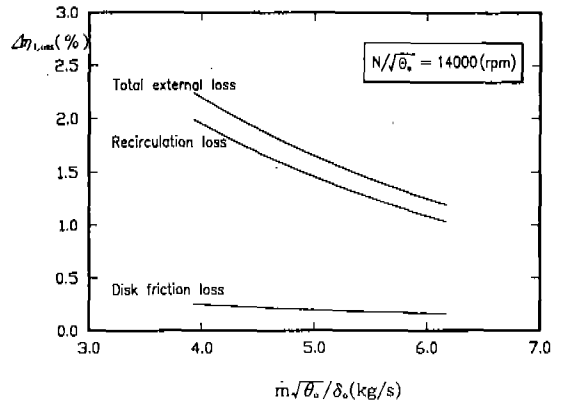


Fig.12 Prediction of Eckardt impeller O's external losses

으로 임펠러 입구 형상을 결정하는 때문이다. 그러나 탈설계점에서 압축기가 작동될 경우, 성능 예측에 큰 영향을 주는 손실 구조를 갖는다. Fig.12는 외부 손실 분포를 나타내는 것으로서, 원판 마찰 손실에 비해 유동 방향에 영향을 받는

재순환에 의한 손실 량이 더 크다는 것을 알 수 있다. 이것은 Eckardt 임펠러는 평면벽의 깃 없는 확산기를 가지고 있기 때문에, 임펠러 출구에서의 재순환의 억제 효과가 떨어진다는데 기인한다. 이를 방지하기 위한 방법 중의 한가지는 깃

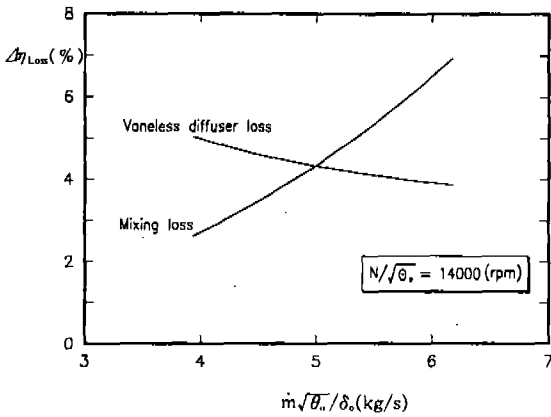


Fig.13 Prediction of Eckardt impeller O's other internal losses

을 확산기를 부착하거나, 평면벽 형상을 갖는 확산기 입구를 경사지게 (pinched) 함으로써 해결 가능하다. Fig.13은 기타 압축기 내부에서의 손실 분포를 나타내는데, 혼합 손실량이 질량 유량의 증가와 함께 커지고 있다는 것을 알 수 있다. 이에 대한 구조를 밝히기 위해 많은 사람들이 실험과 모델링 방법으로 연구를 하고 있으나, 현재는 1차원적 손실 구조로서 임펠러 출구측의 유동 구조를 제트와 후류로 구분하여 해석하는 정도이고 이외엔 3차원 유동 해석을 통한 연구가 이루어지고 있으나, 이것은 공학적 측면 보다는 너무나 이론적인 경향이 되기 쉽다. 즉, 간단한 손실 모델을 통한 해석이 이루어진 후, 실험을 통한 설계 보정이 공학적 측면에서는 더 유리하다. 깃 없는 확산기 내부 손실 구조를 보면 낮은 질량 유량에서 크게 나타나는 것을 볼 수 있는데, 이는 낮은 유량에서 후향 유동의 영향력이 크기 때문이다.

5. 결 론

본 연구를 수행하면서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 원심 압축기의 성능 예측을 위한 손실 모델에 대한 조합과 예측 코드를 개발했다.
- 2) Eckardt 임펠러에 대한 성능 예측을 비교

함으로써 손실 모델에 대한 타당성을 검증했다.

- 3) 설계점 뿐만 아니라 탈설계점 성능 예측도 비교적 정확하다.
- 4) 낮은 질량 유량에서의 성능 예측과 서어지 (surge) 및 초우크(choke)에 대한 손실 발생 구조의 해석과 모델링이 필요하다.
- 5) 효율을 예측하는데 필요한 임펠러 외부 손실에 대한 모델 연구와 기계적 손실량의 전체 축동력에 대한 대략적인 비율을 자료화하는 작업이 필요하다.

참 고 문 헌

1. 오형우, “원심 압축기의 성능 해석을 위한 손실 모델에 대한 연구”, 석사학위 논문, 한국과학기술원, 기계공학과, pp.1~77, 1994.
2. J. D. Stanitz, “One-Dimensional Compressible Flow in Vaneless Diffusers of Radial-and-Mixed-Flow Centrifugal Compressors, Including Effects of Friction, Heat Transfer, and Area Change”, NACA TN-2610, pp. 1~61, 1952.
3. S. L. Dixon, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, 3rd Ed., Pergamon Press, Oxford, pp. 1~263, 1978.
4. F. J. Wiesner, “A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers”, *ASME, J. of Eng. for Power*, Vol. 89, pp. 558~572, 1967.
5. O. E. Balje, “A Contribution to the Problem of Designing Radial Turbomachines”, *Trans ASME*, Vol. 74, 451~471, 1952.
6. J. E. Coppage, F. Dallenbach, H. P. Eichenberger, G. E. Hlavaka, E. M. Knoernschild, and N. Van Lee, “Study of Supersonic Radial Compressors for Refrigeration and Pressurization Systems”, WADC report 55~257, 1956.

7. W. Jansen, "A Method for Calculating the Flow in a Centrifugal Compressor Impeller when Entropy Gradients are Present", *Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery)*, IME, pp. 133~146, 1967.
8. J. D. Denton and N. A. Cumpsty, "Loss Mechanisms in Turbomachines", *Proceedings IME conference on turbomachinery-efficiency prediction and improvement*, paper C260/87, 1987.
9. M. R. Galvas, "Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors", NASA TN D-7487, pp. 1~57, 1973.
10. J. W. Daily and R. E. Nece, "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks", *ASME, J. Basic Eng.*, Vol. 82, pp. 217~232, 1960.
11. D. Japikse, *Centrifugal Compressor Design and Performance*, Concepts ETI, Inc., 4 Billings Farm Road Wilder, 1996.
12. J. P. Johnston and R. C. Dean, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps", *ASME, J. of Eng. for Power*, Vol. 88, pp. 49~62, 1966.
13. D. Eckardt, "Detailed flow Investigation Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller", *ASME, J. of Fluids Eng.*, Vol. 98, pp. 390~402, 1976.
14. D. Japikse, "A Critical Evaluation of Three Centrifugal Compressors with Pedigree Data Sets. Part 5 : Studies in Component Performance", *ASME paper No. 86-GT-194*, 1986.
15. 윤의수, "원심 압축기 설계 기술 개발(III)", 한국기계연구원 연구보고서, pp. 1~104, 1994.