

<기술논문>

원심 압축기의 성능 예측 및 손실 해석

오형우* · 윤의수** · 정명균***

(1996년 6월 25일 접수)

Performance Prediction and Loss Analysis of Centrifugal Compressors

Hyoung Woo OH, Eui Soo YOON and Myung Kyoon CHUNG

Key Words : Centrifugal Compressors(원심 압축기), Mean Streamline Analysis(평균 유선 해석), Loss Models(손실 모델), Performance Prediction(성능 예측)

Abstract

The present study has tested most of loss models previously published in the open literature and found an optimum set of empirical loss models for a reliable performance prediction of centrifugal compressors. In order to improve the prediction of efficiency curves, this paper recommends a modified parasitic loss model. Predicted performance curves by the proposed optimum set agree fairly well with experimental data for a variety of centrifugal compressors. The prediction method developed through this study can serve as a tool for preliminary design and assist the understanding of the operational characteristics of general purpose centrifugal compressors.

기호 설명			
b	: 임펠러 폭 또는 확산기 폭	PR	: 압축기 단에서의 전압력 비
b^*	: 임펠러 출구 폭에 대한 디퓨저 입구 폭의 비	r	: 반지름
C_f	: 표면 마찰 계수	T	: 온도
C_p	: 정압 비열	U	: 날개 속도
D	: 지름	V	: 절대 속도
D_f	: 확산비	W	: 상대속도
D_{hyd}	: 임펠러 평균 수력학적 지름	W_{ui}	: 임펠러 입구측 상대 속도의 접선 방향 성분
L_B	: 임펠러 유로 길이	Z	: 임펠러 날개수
L_o	: 자오면상에서의 임펠러 평균 유선 길이	α	: 자오면을 기준으로 한 절대 유동 각
m	: 질량 유량	β	: 자오면을 기준으로 한 상대 유동 각
P	: 압력	γ	: 비열비
		Δh	: 엔탈피 변화량(J/kg)
		ϵ	: 간극
		ϵ_{wake}	: 임펠러 출구 면적에 대한 후류영역의 비
		η_s	: 압축기 단에서의 효율
		ν	: 동점성 계수
		ρ	: 유체 밀도

*회원, 한국과학기술원 기계공학과, 박사과정

**회원, 한국기계연구원 열유체 시스템 연구부, 선임 연구원

***회원, 한국과학기술원 기계공학과, 정교수

하첨자

- 1 : 임펠러 입구
- 2 : 임펠러 출구측 또는 디퓨저 입구측
- 3 : 디퓨저 출구측(압축기 토출측)
- act : 실제의 조건
- BLD : 날개 부하
- CL : 간격
- DF : 원판 마찰
- Euler : 오일러
- H : 임펠러 입구측 허브
- INC : 입사각
- int : 내부 조건
- LK : 누설
- MIX : 혼합
- m : 제곱근 평균 위치 또는 자오면 방향
- p : 정체조건
- RC : 재순환
- SF : 표면 마찰
- T : 임펠러 입구측 단
- u : 접선 방향
- VLD : 깃없는 디퓨저

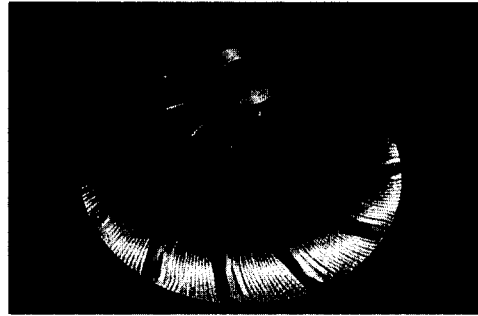


Fig. 1 Vane profile of KIMM impeller

1. 서 론

최근에 터보 기계의 해석을 위한 전산 유체 역학의 주목할 만한 발전에도 불구하고 회전을 고려한 상태에서 심한 곡률을 갖는 날개 사이의 유동 현상과 같은 복잡한 난류 유동에 대한 신뢰할 만한 모델 개발이 부족한 상태이므로, 원심 압축기에 대한 실제적인 설계 및 탈설계점의 해석은 여전히 실험적 손실 상관식에 의존하고 있는 상황이다.

과거 수 십년 동안 실험적 손실 상관식을 적용한 방법은 꾸준히 개발되어 왔는데, Dixon,⁽¹⁾ Whitfield와 Baines,⁽²⁾ Yahya⁽³⁾ 그리고 Lakshminarayana⁽⁴⁾과 같은 '교과서적'인 문헌에 잘 나타

나 있다. 이러한 동일한 방법을 적용한 최근의 연구는 많은 사람들 가운데, Aunginer,⁽⁵⁾ Thanapandi와 Prasad,⁽⁶⁾ Takagi 등⁽⁷⁾ 그리고 Denton⁽⁸⁾ 등에 의해 수행되었다. Takagi 등⁽⁷⁾은 3가지 다른 비교 회전속도를 갖는 원심 펌프에 대한 실험을 바탕으로 한 누설 유량과 원판 마찰에 대한 손실 모델을 제시했다. Thanapandi와 Prasad⁽⁶⁾는 수많은 손실 상관식들을 조사하였고, 저 비교 회전속도를 갖는 펌프(low specific speed submersible pumps)의 성능 해석에 적합한 손실 모델의 조합을 제시했다. 본 연구를 수행하기 위해 먼저 다음과 같은 예측 기법에 대한 비교를 수행했다. 즉, 동일한 성능 예측 방법에 대해 위해서 언급한 논문들에서 제안한 성능 예측 모델을 Eckardt 임펠러 (Table 1)와 본 연구에서 실험한 임펠러(Fig. 1, Table 2)에 적용시켜 보았으나, 객관적으로 증명될 만한 결과를 얻지 못했다.

본 연구는 각각의 손실 구조에 대해 가능한 모든 손실 상관식들 중 최적의 조합을 찾는 데 목적을 둔다. 이를 수행하기 위해 Table 3에 제시된 바와 같이 각종 문헌들에서 자주 인용되어지는 실험적 손실 모델들을 수집한다. 6가지 내부 손실 구조에 대해 Table 3로 부터 발생할 수 있는 144가지의 가능한 조합들은 위에서 언급한 임펠러들의 전압력 비에 대한 성능 예측과 비교를 거쳐 최적의

Table 1 Specifications of Eckardt impellers

Impeller	β_{1T}	β_{2b}	D_{1T}	D_{1H}	D_2	D_3	b_2	Z
O	63°	0°	$\phi 280$	$\phi 90$	$\phi 400$	$\phi 674.3$	26 mm	20
A	63°	30°	$\phi 280$	$\phi 120$	$\phi 400$	$\phi 674.3$	26 mm	20
B	60°	40°	$\phi 280.3$	$\phi 191.8$	$\phi 400$	$\phi 674.3$	26 mm	20

Table 2 Specifications of KIMM impeller*

Impeller	Inlet tip diameter, mm	95.3
	Inlet hub diameter, mm	45
	Discharge diameter, mm	207.4
	Discharge width, mm	7.5
	Number of blades	12
	Length in axial direction, mm	75
	Blade thickness, mm	3
	Blade angle at inlet tip, deg	56.26
	Blade angle at inlet hub, deg	34.22
	Blade angle at discharge, deg	30
Vaneless diffuser	Outlet diameter, mm	370
	Inlet and outlet width, mm	8

*Design mass flow rate is 0.3kg/s at 15000rpm.

Table 3 List of internal loss models

Loss mechanism	Loss model
Incidence loss	Aungier ⁽⁵⁾
	Galvas ⁽⁹⁾
	Conrad et al. ⁽¹⁰⁾
Blade loading loss	Aungier ⁽⁵⁾
	Coppage et al. ⁽¹¹⁾
Skin friction loss	Coppage et al. ⁽¹¹⁾
	Jansen ⁽¹²⁾
Clearance loss	Aungier ⁽⁵⁾
	Jansen ⁽¹²⁾
	Krylov and Spunde ⁽¹³⁾
Mixing loss	Aungier ⁽⁵⁾
	Johnston and Dean ⁽¹⁴⁾
Vaneless diffuser loss	Coppage et al. ⁽¹¹⁾
	Stanitz ⁽¹⁵⁾

내부 손실 모델 조합을 찾는다. 최적의 내부 손실 모델 조합이 결정된 상태에서 정확한 압축기 효율을 결정하기 위해 필요한 원판 마찰 손실, 재순환 손실 그리고 누설 손실에 대한 외부 손실 모델들의 조합을 찾기로 한다. Table 4는 본 연구에서 고려하기로 한 외부 손실 모델들을 나타낸다.

Table 4 List of parasitic loss models

Loss mechanism	Loss model
Disc friction loss	Daily and Nece ⁽¹⁶⁾
	Aungier ⁽⁵⁾
Recirculation loss	Coppage et al. ⁽¹¹⁾
	Jansen ⁽¹²⁾
	Present*
Leakage loss	Aungier ⁽⁵⁾
	Takagi et al. ⁽⁷⁾

*explained in Table 6.

2. 내부 손실 상관식들의 선택

임펠러 날개 사이에서의 유동이 이상적일지라도 날개 내부에서 발생하는 상대적인 와류(relative eddies)로 인해 임펠러 출구 유동각은 기하학적인 날개 각도와 일치하지 않는다. 이러한 정도는 미끄럼 계수(slip factor)를 통해 계산할 수 있다. 미끄럼 계수에 대한 실험적, 이론적 관계식들이 많이 있으나,^(1~4) 이러한 관계식들의 포괄적인 비교를 통해 정리한 Wiesner⁽¹⁷⁾의 식을 본 연구에서는 적용하기로 한다. 압축기 단 전체의 전압력 비는 다음과 같이 계산 되어 진다.

Table 5 Three sets of internal loss correlations

Loss mechanism	Set I-1	Set I-2	Set I-3
Incidence loss	Aungier ⁽⁵⁾	Aungier ⁽⁵⁾	Conrad et al. ⁽¹⁰⁾
Blade loading loss	Coppage et al. ⁽¹¹⁾	Aungier ⁽⁵⁾	Conrad et al. ⁽¹⁰⁾
Skin friction loss	Coppage et al. ⁽¹¹⁾	Jansen ⁽¹²⁾	Jansen ⁽¹²⁾
Clearance loss	Krylov and Spunde ⁽¹³⁾	Aungier ⁽⁵⁾	Jansen ⁽¹²⁾
Mixing loss	Aungier ⁽⁵⁾	Aungier ⁽⁵⁾	Johnston and Dean ⁽¹⁴⁾
Vaneless diffuser loss	Coppage et al. ⁽¹¹⁾	Stanitz ⁽¹⁵⁾	Stanitz ⁽¹⁵⁾

$$PR = \left\{ \left(\frac{\Delta h_{Euler} - \sum \Delta h_{int}}{C_p T_{1P}} \right) + 1 \right\}^{r/(r-1)} \quad (1)$$

여기에서 $\sum \Delta h_{int}$ 은 압축기 내부에서 발생하는 내부 손실들의 총합을 나타낸다.

이 논문에서는 터보 기계 내부의 수많은 손실 원에 대한 물리적인 접근보다는 여러 가지 손실 구조에 대한 모델 조합들이 압축기의 성능에 미치는 영향 정도에 초점을 맞추고자 한다. 이들 각각의 손실 모델이 터보 기계 내부의 엔트로피 증가에 기여하는 정도를 물리적인 관점에서 해석한 경우와 손실 모델들의 분포는 참고 문헌^(2,6,8)에 나타나 있다.

본 연구는 6가지 내부 손실 원에 대한 144가지의 모든 조합(Table 3)을 시험했다. 손실 모델들의 예측 정도를 비교함으로써, 주목할 만한 3가지 조합들을 택하기로 한다. (Table 5) 이들 조합에 대해 3가지 형태의 Eckardt^(18,19) 임펠러 (Table 1)와 KIMM 임펠러 (Fig. 1, Table 2)의 실험 자료와 비교해 보기로 한다.

Fig. 2~Fig. 4는 3가지 형태의 Eckardt 임펠러

O, A, B에 대한 실험 결과와 계산 결과의 비교를 보여 주고 있다. 손실 모델 조합 I-1은 다른 조합들 I-2와 I-3에 비해 부정확한 예측을 보여주고 있으나, Eckardt 임펠러 B에 대한 예측 경향은 잘 따라가고 있음을 알 수 있다. 조합 I-2와 I-3는 Eckardt 실험 결과에 대해 대체적으로 비교할 만한 예측 정도를 보이고 있다. 즉, Fig. 2에서는

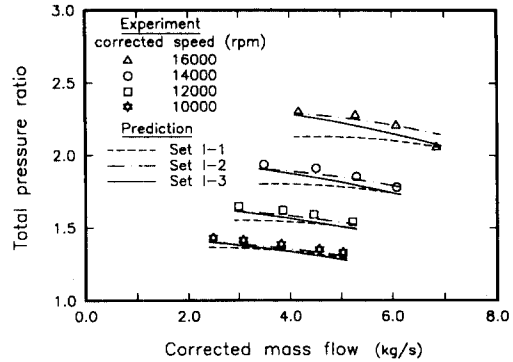


Fig. 3 Total pressure ratio of Eckardt impeller A

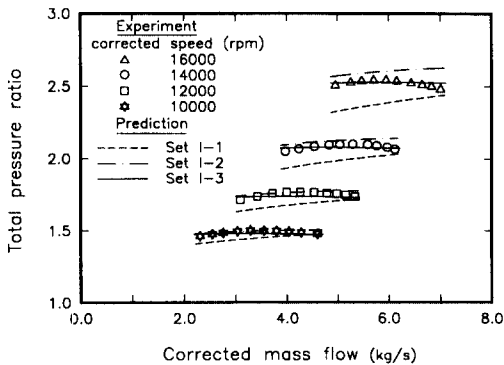


Fig. 2 Total pressure ratio of Eckardt impeller O

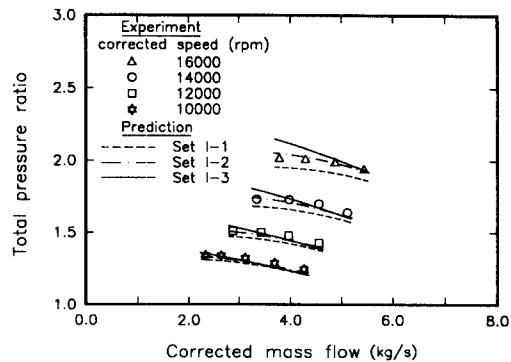


Fig. 4 Total pressure ratio of Eckardt impeller B

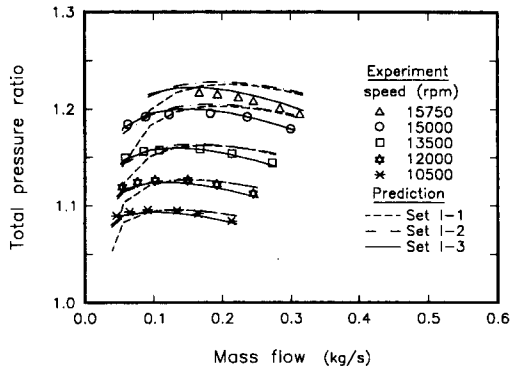


Fig. 5 Total pressure ratio of KIMM impeller

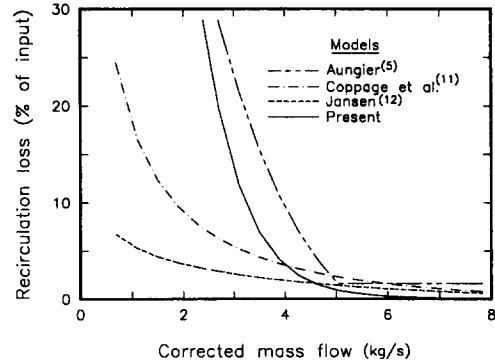


Fig. 6 Comparison of recirculation loss models

I-3 조합이 가장 좋은 예측 결과를 보이고 있음을 알 수 있다. Fig. 3의 경우, I-2 조합은 16000rpm 조건에서 높은 질량 유량의 경우를 제외하고는 I-3 조합의 결과보다 나은 예측 경향을 보이고 있다. 반면에 Fig. 4에서는 I-2 조합이 가장 좋은 결과를 보인다.

KIMM 임펠러의 전압력 비에 대한 성능 예측은 Fig. 5에 실려있다. 여기에서 보면, I-3 조합이 압축기의 운전 영역 전범위에서 다른 조합들에 비해 우수한 예측 결과를 보이고 있다.

본 연구에서는 원심 압축기의 전압력 비를 예측 하는데 필요한 내부 손실 모델 조합으로서 I-3 조합을 제안하고자 한다.

3. 외부 손실 상관식들의 선택

원심 압축기의 전체 효율은 다음과 같은 식에 의해 결정된다.

$$\eta_s = \frac{\Delta h_{Euler} - \sum \Delta h_{int}}{\Delta h_{act}} \quad (2)$$

Table 6 Three sets of parasitic loss correlations

Loss mechanism	Set E-1	Set E-2	Set E-3
Disc friction loss	Daily and Nece ⁽¹⁶⁾	Daily and Nece (quoted by Japikse ⁽²⁰⁾)	Daily and Nece ⁽¹⁶⁾
Recirculation loss	Coppage et al. ⁽¹¹⁾	Aungier ⁽⁵⁾	Present*
Leakage loss	Aungier ⁽⁵⁾	Aungier ⁽⁵⁾	Aungier ⁽⁵⁾

$$*8 \times 10^{-5} \sinh(3.5 \alpha_2^2) D_1^2 U_2^2$$

$$\text{where } D_1 = 1 - \frac{W_2}{W_{1T}} + \frac{0.75 \Delta h_{Euler} / U_2^2}{(W_{1T} / W_2) \{ (Z / \pi) (1 - D_{1T} / D_2) + 2 D_{1T} / D_2 \}}$$

위식에서 분모는 외부에서 가해지는 일의 양을 포함한 실제의 입력 엔탈피 변화(actual input enthalpy change)를 나타낸다. 내부 손실에 대해 외부 손실은 임펠러의 출구측 정체 엔탈피를 상승시키는 효과를 부여한다.⁽²⁾ 본 연구에서는 외부 손실이 원판 마찰 손실, 재순환 손실 그리고 누설 손실로 구성되어 있다고 가정한다.

Table 4로부터 가능한 8가지 조합들 가운데, 만족할 만한 결과를 보이는 3가지 조합들이 Table 6에 실려있다. 여기에 본 논문에서 제안하는 수정된 재순환 손실 상관식이 포함되어 있다. 재순환 손실이 운전 영역에 걸쳐서 원판 마찰 손실과 누설 손실에 비해 영향력이 크기 때문에 효율 예측은 재순환 손실 모델에 많은 영향을 받는다. Fig. 6은 표준 대기압 상태를 기준으로 한 질량 유량에 대한 재순환 손실 분포를 보여 주고 있다. Jansen⁽¹²⁾ 모델은 Coppage 등⁽¹¹⁾ 모델의 수정된 형태의 모델이다. Aungier⁽⁵⁾는 기존의 모델을 개선하기 위해 낮은 질량 유량 조건에서 Lieblein⁽²¹⁾의 익렬 실속 한계점(blade stall limit)을 재순환 손실 모델에 적용

했다. 그러나 Fig. 6에서 알 수 있듯이 이 모델은 실속을 판단하는 점에서 물리적으로 비현실적인 급격한 손실 변화를 보이고 있다. 반면에 Japikse⁽²⁰⁾는 여러 가지 임펠러들의 실험 결과를 토대로 해서 무차원 질량 유량에 대한 실험적 재순환 손실 곡선 ('bucket' model)을 제안하였으나, 이를 표현하는 실험식은 제공하지 않았다. 그러므로 본 연구에서는 이 모델에 대한 시험은 제외 하기로 했다. Fig. 7~Fig. 9를 살펴 보면, 이 모델들이 낮은 질량 유량에서 재순환 손실을 너무 작게 예측하고 있다는 것을 알 수 있다. 지금까지 재순환 손실 모델들은 모두 임펠러의 확산비와 임펠러 출구 유동각의 함수로서 표현되어 있다. 여기에서 본 연구는 수많은 손실 실험식을 시험하여 재순환 손실은 낮은 질량 유량 조건하에서 Coppage 등⁽¹¹⁾과 Aungier⁽⁵⁾의 모델들 사이에 존재해야 함을 알아냈다. 이러한 작업은 임펠러 출구 유동각의 영향력을 키우고, 낮은 질량 유량과 높은 질량 유량 사이의 손실 분포를 매끄럽게 만들기 위해 쌍곡형 함수를 도입함으로써 이루어 졌다. (Table 6)

원판 마찰 손실에 대해서는 Daily와 Nece⁽¹⁶⁾의 모델이 여러 문헌에서 지금까지도 가장 많이 인용되어지고 있다. 본 연구에서도 이를 도입하기로 한다.

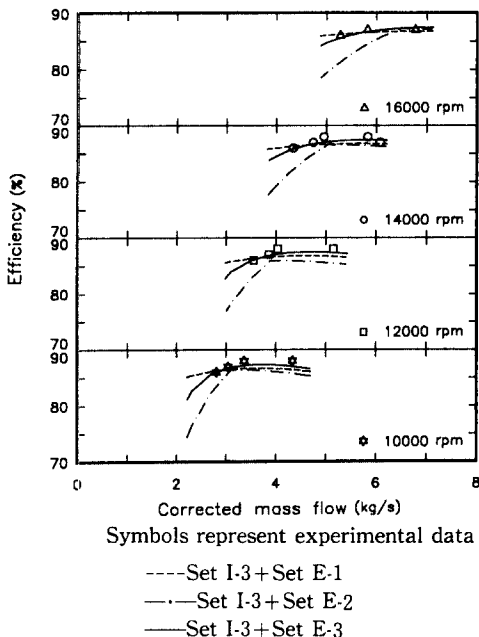


Fig. 7 Efficiency of Eckardt impeller O

누설 손실의 예측을 위한 실험적인 모델이 많이 연구되어 왔다. 대표적인 모델들을 Table 4에 실었다. Takagi 등⁽⁷⁾ 계열의 모델의 경우 밀봉의 간격, 밀봉의 형상 같은 많은 입력 조건들이 필요한

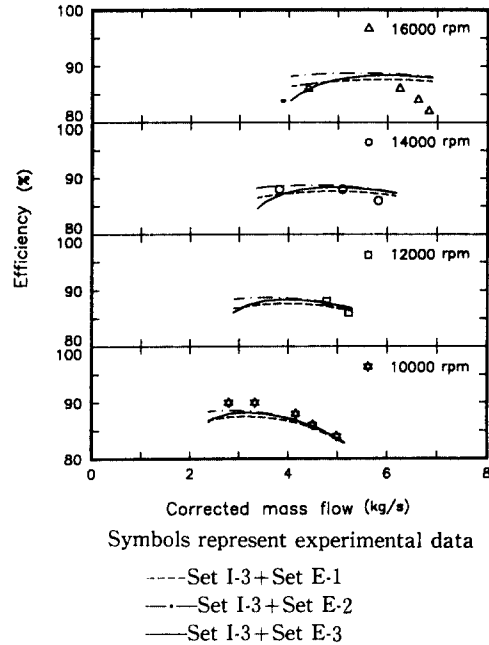


Fig. 8 Efficiency of Eckardt impeller A

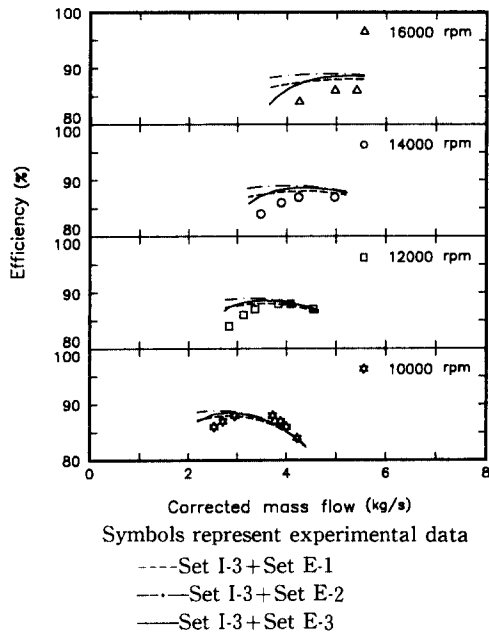


Fig. 9 Efficiency of Eckardt impeller B

반면 Aungier⁽⁵⁾ 모델은 밀봉 형태에 거의 무관하다는 장점이 있다.

다시 언급하면, Table 4로부터 생길 수 있는 8가지 조합을 Eckardt 임펠러의 압축기 효율에 대한 실험 결과와 시험해 보았다. 이들 중 대표적인 3가지의 조합을 Table 6에 실었다.

Fig. 7~Fig. 9는 대표적인 3가지 외부 손실 모

델들의 조합에 따른 압축기 효율의 예측을 보여준다. 여기에서 내부 손실 모델의 조합을 I-3로 선택한 상태에서 계산을 수행했다. Fig. 7에서 외부 손실 모델 조합 E-3가 실험 결과를 가장 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 그러나 Fig. 8과 Fig. 9의 경우를 보면, 3가지 조합들의 예측 정도는 서로 비슷한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 여기에서

Table 7 An optimum set of loss models for centrifugal compressors

Loss mechanism	Loss model	Reference
Incidence loss	$\Delta h_{\text{INC}} = f_{\text{INC}} \frac{W_{\text{ul}}^2}{2}$ <p>where $f_{\text{INC}} = 0.5 - 0.7$</p>	Conrad et al. ⁽¹⁰⁾
Blade loading loss	$\Delta h_{\text{BLD}} = 0.05 D^2 U_2^2$	Coppage et al. ⁽¹¹⁾
Skin friction loss	$\Delta h_{\text{SF}} = 2 C_f \frac{L_B}{D_{\text{hyd}}} \bar{W}^2$ <p>where $\bar{W} = \frac{V_{1T} + V_2 + W_{1T} + 2W_{1H} + 3W_2}{8}$</p>	Jansen ⁽¹²⁾
Clearance loss	$\Delta h_{\text{CL}} = 0.6 \frac{\varepsilon}{b_2} V_{u2} \left[\frac{4\pi}{b_2 Z} \left\{ \frac{r_{1T}^2 - r_{1H}^2}{(r_2 - r_{1T})(1 + \rho_2/\rho_1)} \right\} V_{u2} V_{m1m} \right]^{1/2}$	Jansen ⁽¹²⁾
Mixing loss	$\Delta h_{\text{MIX}} = \frac{1}{1 + \tan^2 \alpha_2} \left(\frac{1 - \varepsilon_{\text{wake}} - b^*}{1 - \varepsilon_{\text{wake}}} \right)^2 \frac{V_2^2}{2}$	Johnston and Dean ⁽¹⁴⁾
Vaneless diffuser loss	$\Delta h_{\text{VLD}} = C_p T_{2p} \left[\left(\frac{P_3}{P_{3p}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - \left(\frac{P_3}{P_{2p}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$	Stanitz ⁽¹⁵⁾
Disc friction loss	$\Delta h_{\text{DF}} = f_{\text{DF}} \frac{\bar{\rho} r_2^2 U_2^3}{4m}$ <p>where</p> $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2},$ $f_{\text{DF}} = \frac{2.67}{R_{\text{eDF}}^{0.5}}, R_{\text{eDF}} < 3 \times 10^5$ $f_{\text{DF}} = \frac{0.0622}{R_{\text{eDF}}^{0.2}}, R_{\text{eDF}} \geq 3 \times 10^5$ $R_{\text{eDF}} = \frac{U_2 r_2}{\nu_2}$	Daily and Nece ⁽¹⁶⁾
Recirculation loss	$\Delta h_{\text{RC}} = 8 \times 10^{-5} \sinh(3.5 \alpha_2^3) D^2 U_2^2$	Present (Table 6)
Leakage loss	$\Delta h_{\text{LK}} = \frac{m_{\text{CL}} U_{\text{CL}} U_2}{2m}$ <p>where</p> $U_{\text{CL}} = 0.816 \sqrt{2 \Delta P_{\text{CL}} / \rho_2}$ $\Delta P_{\text{CL}} = \frac{m \{ r_2 V_{u2} - (r_1 V_{u1})_m \}}{Z \bar{r} \bar{b} L_\theta}$ $\bar{r} = \frac{r_1 + r_2}{2}, \quad \bar{b} = \frac{b_1 + b_2}{2}$ $m_{\text{CL}} = \rho_2 Z \varepsilon L_\theta U_{\text{CL}}$	Aungier ⁽⁵⁾

본 연구는 외부 손실 모델로서 E-3 조합을 제안한다.

결론적으로 본 논문은 내부 손실 모델 조합 I-3에 대해서 실제의 엔탈피 변화를 계산하기 위해 외부 손실 모델 조합 E-3를 제안한다.

4. 결 론

원심 압축기의 성능 곡선의 예측을 위한 내부 손실 모델과 외부 손실 모델의 최적의 조합을 찾기 위한 평균 유선 해석이 이루어졌다. 본 연구에서는 비교적 작은 오차 내에서 원심 압축기의 성능 곡선을 예측할 수 있는 손실 모델들의 조합을 제안했다. 그리고 압축기 효율의 예측을 향상시키기 위해서 외부 손실 중 영향력이 큰 재순환 손실에 대한 새로운 모델을 제안했다. 본 논문에서 제안한 실험적 손실 상관식들은 Table 7에 정리하였다. 본 연구에서 제안된 예측 모델들은 원심 압축기의 예비 설계 단계에 있어서 개념적인 설계 수단으로 사용되어질 수 있다.

참고문헌

- (1) Dixon, S. L., 1978, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, Pergamon Press.
- (2) Whitfield, A. and Baines, N. C., 1990, *Design of Radial Turbomachines*, Longman Scientific and Technical.
- (3) Yahya, S. M., 1983, *Turbines, Compressors and Fans*, Tata McGraw-Hill Publishing Company, Ltd.
- (4) Lakshminarayana, B., 1995, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*, John Wiley and Sons, Inc.
- (5) Aungier, R. H., 1995, "Mean Streamline Aerodynamic Performance Analysis of Centrifugal Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 360~366.
- (6) Thanapandi, P. and Prasad, R., 1990, "Performance Prediction and Loss Analysis of Low Specific Speed Submersible Pumps," *Proc. Instn Mech. Engrs.*, Part A, Vol. 204, pp. 243~252.
- (7) Takagi, T., Kobayashi, J., Miyashiro, H. and Morimoto, H., 1980, "Performance Prediction of Single-suction Centrifugal Pumps of Different Specific Speeds," *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors*, ASME 25th Annual International Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 227~234.
- (8) Denton, J. D., 1993, "Loss Mechanisms in Turbomachines," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 621~656.
- (9) Galvas, M. R., 1973, "Fortran Program for Predicting Off-Design Performance of Centrifugal Compressors," NASA TN D-7473.
- (10) Conrad, O., Raif, K. and Wessels, M., 1980, "The Calculation of Performance Maps for Centrifugal Compressors with Vane-Island Diffusers," *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors*, ASME 25th Annual International Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 135~147.
- (11) Coppage, J. E., Dallenbach, F., Eichenberger, H. P., Hlavaka, G. E., Knoernschild, E. M. and Van Lee, N., 1956, "Study of Supersonic Radial Compressors for Refrigeration and Pressurization Systems," WADC Report 55-257.
- (12) Jansen, W., 1967, "A Method for Calculating the Flow in a Centrifugal Impeller when Entropy Gradients are Present," *Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery)*, IME.
- (13) Krylov, P. and Spunde, A., 1965, "About the Influence of the Clearance Between the Working Blades and Housing of a Radial Turbine on Its Exponent," *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy, Energetika* (News of Institutions of Higher Learning), No. 7.
- (14) Johnston, J. P. and Dean, R. C., Jr., 1966, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps. Analysis, Experiment, and Design," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 88, pp. 49~62.
- (15) Stanitz, J. D., 1952, "One-Dimensional Compressible Flow in Vaneless Diffusers of Radial-

- and Mixed-Flow Centrifugal Compressors, Including Effects of Friction, Heat Transfer and Area Change," NACA TN2610.
- (16) Daily, J. W. and Nece, R. E., 1960, "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks," *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 82, pp. 217~232.
- (17) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 89, pp. 558~572.
- (18) Eckardt, D., 1980, "Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers. Part I: Flow Measurements Using a Laser Velocimeter," *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors*, ASME 25th Annual International Gas Turbine Conference and 22nd Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 77~86.
- (19) Japikse, D., 1987, "A Critical Evaluation of Three Centrifugal Compressors with Pedigree Data Sets: Part 5-Studies in Component Performance," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 1~9.
- (20) Japikse, D., 1996, *Centrifugal Compressor Design and Performance*, Concepts ETI, Inc.
- (21) Lieblein, S., 1959, "Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades," *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 81, pp. 387~400.