

## 두영역모델을 사용한 원심펌프의 성능예측

최영석\* 심재혁\* 강신형\*\*

### Performance Prediction of Centrifugal Pumps using Two Zone Model

Young-Seok Choi, Jae-Hyeok Shim, Shin-Hyoung Kang

Key Words: Centrifugal pump(원심펌프), Performance prediction(성능예측), Two-zone Model(두영역 모델)

#### Abstract

In this study, the performance prediction programs for centrifugal pumps are developed. To estimate the losses in the centrifugal pump impellers, two-zone model and TEIS(two elements in series) model are applied to the program. The basic concept of two zone model considers the primary zone that is an isentropic core flow and the secondary zone that is non-isentropic region at the impeller exit. The flows through two different zones mixed out at the impeller exit and the mixing process occurs with an increase in entropy, a decrease in total pressure. The level of the core flow diffusion in a impeller was calculated using TEIS(two elements in series) model. The effects of various parameters which are used in this program on the prediction of head and efficiency are discussed. The correlation curves to select the effectiveness of the primitive TEIS model were suggested according to the specific speed of the centrifugal pumps.

#### 1. 서론

원심 펌프는 주로 원심력의 작용에 의하여 작동유체의 압력을 상승시키는 것으로서 임펠러에 유입된 유체는 고속으로 회전하는 날개에 의하여 에너지를 얻게되고 임펠러와 디퓨저에서 압력 에너지로 변환되어진다. 원심펌프 내의 유동에서는 여러 가지 물리적인 현상으로 인하여 손실이 발생하는데 이런 손실들을 정확하게 예측하고 설계점과 탈 설계점에서의 작동 결과를 미리 예측하는 것은 원심 펌프의 기본설계 과정에 있어 매우 중요하다.

성능예측을 통하여 실제 성능시험을 거치지 않고서도 펌프의 특성을 파악할 수 있으며 펌프의 적용 범위나 문제점을 미리 알아 낼 수 있다. 따라서 성능예측 프로그램의 성능예측의 정확성은 매우 중요하게 된다. 펌프 내부의 손실을 예측하기 위한 노력은 그 동안 많은 연구자에 의해 수행되어져 왔다<sup>(1,2,3)</sup>. 대부분의 성능예측 방법이 펌프내부의 손실을 판단함에 있어 손실을 발생시키는 손실성분에 대하여 실험식이나 경험식에 의존하고 있다. 하지만 이러한 실험식이나 경험식이 여러 펌프에 대하여 항상 적용 가능한 것은 아니다. 따라서 펌프의 성능예측을 연구하는 많은 연구자가 넓은 영역에서 안정적으로 사용 가능한 경험식을 제시하려고 노력하고 있다.

본 연구에서는 원심펌프 성능예측 방법으로서 회전차의 손실을 예측하기 위하여 두영역 모델 및 TEIS(Two elements in series)모델을 사용하

\* 한국생산기술연구원 냉동공조연구팀

\*\* 서울대학교 기계공학과

었다. 두영역 모델 및 TEIS 모델을 사용하면 기존에 회전차 내에서 발생하는 여러 손실성분 즉, 충격손실(Incidence loss), 날개부하손실(Blade loading loss), 날개 마찰손실(Skin friction loss), 날개 간극 손실(Clearance loss), 혼합손실(Mixing loss) 등에 대하여 개개의 손실 상관식을 적용할 필요가 없으며 두 모델에 사용되는 몇몇 계수에 의해서 예측된다는 장점이 있다. 단 여기서 주의해야 할 것은 이러한 간편함이 장점이 되기 위해서는 두영역 모델 및 TEIS모델에서 사용되는 계수에 대하여 적용범위나 적용되는 값에 대한 믿을 만한 수준의 검증된 결과가 필요하다는 것이다.

따라서 본 연구에서는 두영역 모델 및 TEIS 모델을 사용한 원심펌프의 성능예측 프로그램을 개발하고 성능예측에 영향을 미치는 인자를 도출하여 각 인자가 헤드상승 및 효율예측에 영향을 미치는 정도를 정성적 또는 정량적으로 분석하여 본 성능예측 방법을 실제 모델에 적용할 때 최적의 성능예측이 가능하도록 하고자 하며, 또한 성능예측에 가장 큰 영향을 미치는 인자에 대한 적용범위를 제시하고자 한다.

## 2. 성능예측 방법

### 2.1 임펠러의 성능예측

임펠러는 펌프의 설계에 있어서 가장 중요한 부분으로서 유체에 에너지를 전달하는 역할을 한다. 임펠러의 성능예측을 위해서 두영역 모델(Two zone model)이 사용되었다. 두 영역 모델 또는 제트-웨이크 모델을 이용한 터보기계의 설계 및 성능예측 방법은 Dean & Senoo<sup>(4)</sup>에 의해 최초로 제안되었으며 Japikse<sup>(5)</sup>에 의해 정립되었다. 이 모델의 기본적인 개념은 임펠러 출구의 유동 영역을 Fig. 1과 같이 등 엔트로피 영역인 제트영역과 손실을 포함한 웨이크 영역으로 나눈다. 각각의 영역에 대하여 방정식을 구성한 후, 임펠러 출구에서 두 영역이 급격히 혼합된다는 가정 하에 유도된 혼합 영역에 대한 방정식을 구성하여, 세 가지 방정식을 연립하여 회전차 출구

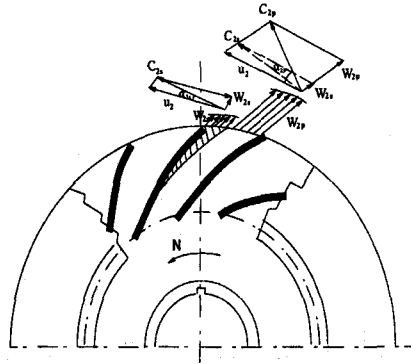


Fig. 1 Two-zone model

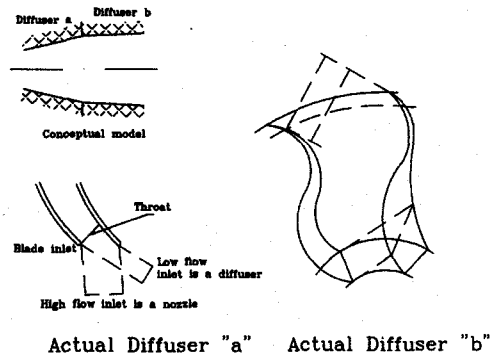


Fig. 2 TEIS(Two elements in series) model

에서 유동 조건을 계산한다.

임펠러 출구 제트영역에서의 확산정도는 임펠러 입구 쉬라우드에서의 상대속도( $W_{1t}$ )와 임펠러 출구 제트영역에서의 상대속도( $W_{2p}$ ) 비로 나타내어지는 확산비( $DR_2 = W_{1t}/W_{2p}$ )가 사용된다.

임펠러를 통과하면서 확산정도를 나타내기 위해 도입된 확산비를 결정하기 위해서 TEIS(two elements in series) 모델이 사용된다. TEIS 모델은 Fig. 2와 같이 임펠러가 인듀서 입구에서 목까지의 구간에서 압력 상승을 일으키는 요소 (a), 인듀서 목에서 임펠러 출구까지의 구간에서 압력 상승을 일으키는 요소 (b), 즉 직렬로 연결이 된

두개의 요소로 구성되었다고 가정한다. 즉 입사각의 영향을 받는 인듀서 부분의 가변 기하 디퓨저 요소와 일정한 형상을 가지는 임펠러 유로 (passage)부분 디퓨저 요소로 나누어서 해석을 한다. 첫 번째 요소의 효율을  $\eta_a$ 로서 나타내고 두 번째 요소의 효율을  $\eta_b$ 로서 나타내며 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_a = \frac{Cp_a}{Cp_{a, ideal}} \quad (1)$$

$$Cp_{a, ideal} = 1 - 1/AR_a^2 = 1 - \left( \frac{\cos \beta_{1a}}{\cos \beta_{1b}} \right)^2 \quad (2)$$

$$\eta_b = \frac{Cp_b}{Cp_{b, ideal}} \quad (3)$$

$$Cp_{b, ideal} = 1 - 1/AR_b^2 = 1 - \left( \frac{A_{th}}{A_e} \right)^2 \quad (4)$$

최종적으로 확산비는 다음과 같다.

$$DR_2 = W_{1t} / W_{2p} \quad (5)$$

$$DR_2^2 = \frac{1}{1 - \eta_a Cp_{a, ideal}} \times \frac{1}{1 - \eta_b Cp_{b, ideal}} \quad (6)$$

여기서  $Cp$ 는 압력계수,  $AR$ 은 면적비  $A_{th}$ 는 목에서의 면적,  $A_e$ 는 출구면적,  $W$ 는 상대속도를 나타낸다.

## 2.2 디퓨저의 성능예측

디퓨저는 임펠러를 빠져 나온 유체의 운동에너지를 압력에너지로 바꾸어 주는 역할을 한다. 디퓨저에는 여러 종류가 있으나 여기서는 베인리스디퓨저의 경우만 다루도록 한다.

베인리스 디퓨저의 성능예측은 벽 마찰계수를 도입한 1차원 해석을 통해 디퓨저를 통과할 때의 손실을 고려하였다<sup>(6,7)</sup>.

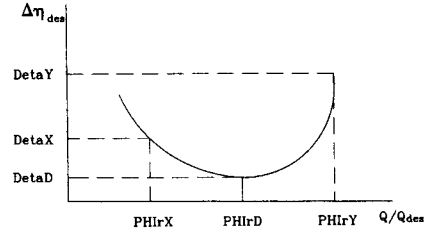


Fig. 3 Recirculation model

## 2.3 벌류트의 성능예측

회전차 및 디퓨저를 빠져 나온 유체는 컬렉터 내지 벌류트에 의해서 접선 방향으로 연결된 출구 파이프로 펌프를 빠져나가게 된다. 벌류트에 대한 성능예측 모델링은 다음과 같은 가정을 통하여 수행되었다<sup>(7)</sup>.

첫째, 벌류트로 들어가는 유체의 자오방향 속도 성분은 모두 손실이 된다. 둘째, 벌류트를 따라가는 회전방향(tangential) 속도 성분의 경우 만일 유동이 가속이 된다면 손실은 없고, 유동이 감속된다면 손실은 면적의 갑작스런 확대에 의한 혼합손실과 같다고 가정한다.

## 2.4 외부손실 모델링

### 2.4.1 원판 마찰 손실

임펠러의 쉬라우드와 허브에서의 디스크의 마찰로 인하여 생기는 마찰 손실량을 결정하는 관계식은 Daily and Nece<sup>(8)</sup>의 상관관계식을 사용하였다.

### 2.4.2 재순환 손실

베인리스 디퓨저 입구공간에서 임펠러로 향하는 유체의 재순환은 펌프에서의 일손실을 의미한다. 재순환 손실은 유량계수에 따른 효율감소 정도를 모델링하여 적용하였다. 이 손실 모델을 사용하려면 Fig. 3과 같은 3지점  $\phi/\phi_{design} = PHIrX, PHIrD, PHIrY$ 에서의 유량 계수와 효율

감소(오일러 일에 대한 감소분)의 값을 알고 있어야 한다. 이 값들로 임의 유량계수에서의 효율 감소를 계산해 낼 수가 있다.

### 2.4.3 셸 간극을 통한 누출손실

본 성능예측에서는 링셀(ring seal)에 대하여 Winn<sup>(9)</sup>의 이론을 통하여 누출유량을 계산하여 누출손실을 계산하였다.

누출유량은 층류영역( $Re < 2300$ )에서는

$$m = \frac{\pi r_s \omega h^3 (p_{in} - p_{out})}{6 \mu L_s} \quad (7)$$

이고, 난류영역( $Re > 2300$ )에서는

$$m = \frac{2^{8/7} \rho^{4/7} h^{12/7} (p_{in} - p_{out})^{4/7} \pi r_s}{0.079^{4/7} L_s^{4/7} \mu^{1/7}} \quad (8)$$

이다. 여기서  $m$ 은 누출유량,  $r_s$ 는 셸의 반경,  $h$ 는 셸의 간극,  $p_{in}$ 은 상류 압력,  $p_{out}$ 은 하류 압력,  $L_s$ 는 셸의 축방향길이, 그리고  $Re$ 는 레이놀즈 수를 나타낸다.

### 3. 계산 대상 펌프 및 검토된 변수의 선정

본 성능예측 방법을 적용할 펌프로는  $N_s = 100 \sim 300$  정도에 해당하는 3종류의 편흡입 원심 펌프를 선정하여 성능예측을 수행하여 그 결과와 실험결과를 비교 검토하였다. Fig. 4에 적용 대상 펌프의 회전차 형상을 나타내었다.

성능예측 프로그램에서는 펌프의 형상 외에도 프로그램에 사용되는 여러 손실모델에 대한 입력 변수를 사용자가 선택하여야 한다. 물론 가장 좋은 성능예측 프로그램이라면 형상 및 작동조건만 입력하면 다른 입력변수의 추가 입력 없이 탈 설계점에서의 성능이 자동으로 예측되면 될 것이다. 하지만 모든 경우에 만족할 만한 결과를 제

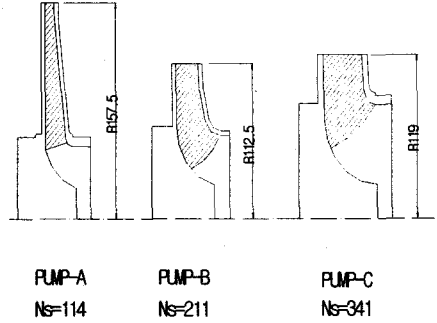


Fig. 4 Configuration of model pumps

공하는 손실모델이 존재할 수 없고, 또한 손실모델 자체도 모델에 사용되는 계수에 대하여 적용 범위를 제시하여 사용자가 선택하게끔 하는 경우가 많다. 본 성능예측 방법에서도 TEIS 모델 및 두 영역 모델에서 사용되는 여러 변수들에 대하여 사용자의 입력을 요구하고 있어 실제 적용에 있어 선택의 어려움이 존재하게 된다.

따라서 위와 같은 한계성을 해결하기 위해서는 사용자의 선택범위를 최대한으로 줄여줄 수 있는 방향으로 변수의 적용범위를 상세히 제시할 필요가 있다. 이를 위해서는 사용자가 선택할 변수가 어떤 범위를 가지고 있으며, 변수를 변화시키기에 따라 전압 및 효율예측에 어떤 변화를 가져오는지를 상세히 검토할 필요가 있다.

본 절에서는 TEIS 모델과 Two-zone 모델을 사용한 성능예측 프로그램에서 사용되는 중요한 몇 가지 변수를 추출하여 그 변수들의 변화에 따른 헤드와 효율 예측의 변화를 살펴보고 본 성능예측 방법을 적용할 때 기초가 되는 자료를 제공하도록 한다.

Table 1에는 본 연구에서 검토할 성능예측 모델에 사용되는 중요한 입력변수의 기본 값과 변화 범위를 나타내었다.

### 4. 주요변수의 변화에 따른 성능예측

위에서 선정된 변수들에 대하여 성능예측을 수행하여 각 변수들의 입력값에 따른 헤드 및 효율 변화를 살펴보았다. 하나의 변수를 변화시키며

Table 1 Selected variables and values to check the effect on performance of pumps

	Basic	Change 1	Change 2	Description
ETAa	0.6	0.4	0.8	Effectiveness in TEIS model
ETAb	0.1	-0.2	0.4	Effectiveness in TEIS model
$M_w/M$	0.25	0.1	0.4	Secondary region mass fraction
AK1	1	0.8	1.2	Tip/RMS velocity ratio

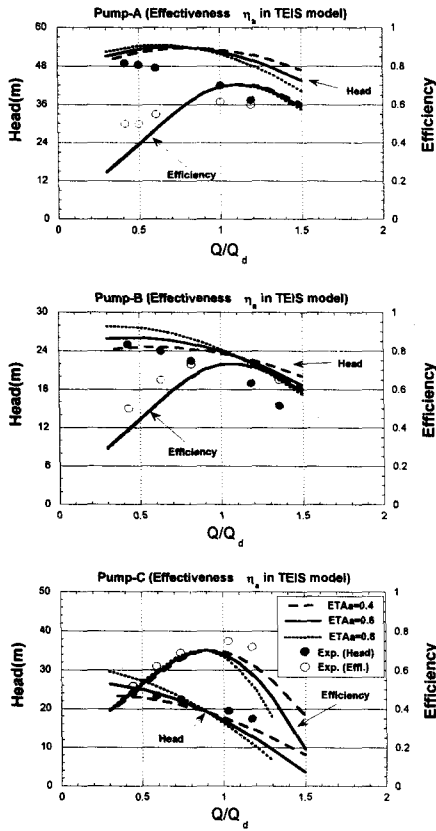


Fig. 5 Effect of Effectiveness  $\eta_a$  in TEIS model

성능예측을 수행할 때는 그 변수 이외의 다른 검토 대상 변수들은 고정된 기본값을 사용하였다.

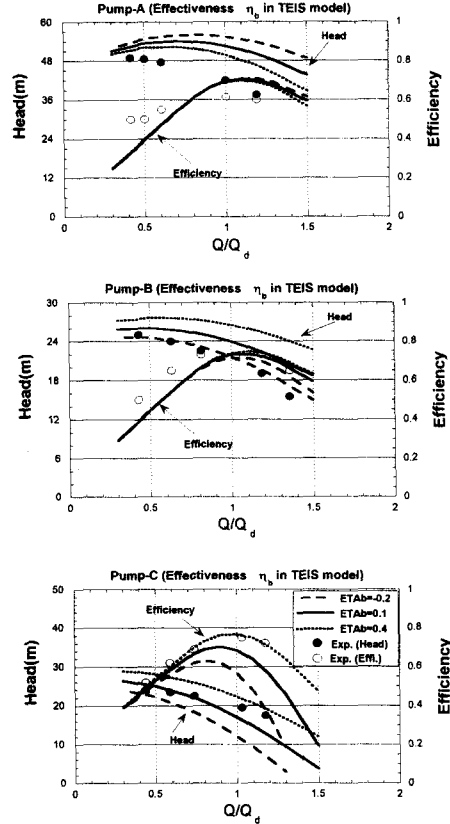


Fig. 6 Effect of Effectiveness  $\eta_b$  in TEIS model

Fig. 5에 ETAa(TEIS 모델의 첫 번째 요소의 효능)의 변화에 따른 전양정 및 효율의 변화를 나타내었다. 전양정의 경우는 ETAa의 값이 바뀌에 따라 설계점을 기준으로 유량에 따른 전양정 곡선의 기울기가 변하게 된다. 즉 ETAa의 값이 커질수록 전양정 곡선은 급경사를 갖는 형태를 나타내게된다. 효율의 경우는 저유량 영역에서는 ETAa의 변화에 따라 크게 바뀌지 않으나 고유량 영역에서는 ETAa의 값이 커질수록 효율이 약간 감소함을 알 수 있다.

ETAb(TEIS 모델의 두 번째 요소의 효능)의 변화에 따른 전양정 및 효율의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. 전양정의 경우는 ETAb의 값이 바뀌에 따라 ETAa에 따른 경향과는 달리 전반적으

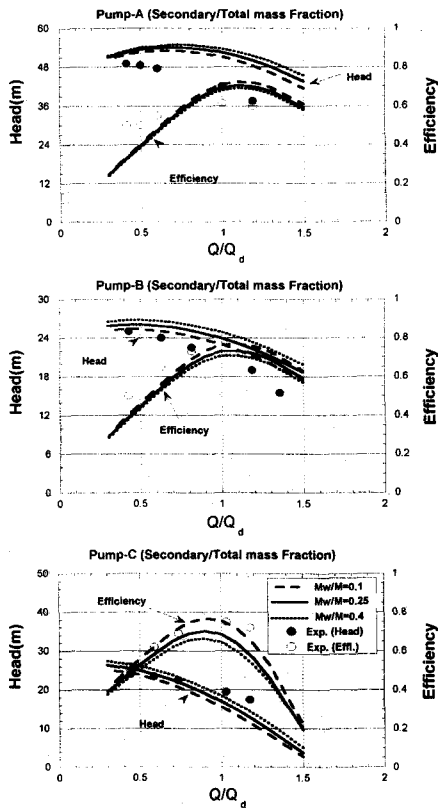


Fig. 7 Effect of secondary/total mass fraction

로 전양정 곡선의 상하 이동을 결정하게 된다. 즉 ETAb의 값이 커질수록 전양정 곡선은 전 유량범위에서 상승하게 되고 ETAb의 값이 작아지면 하강하게 된다. 효율의 경우는 저유량 영역에서는 큰 변화가 없으나 고유량 영역에서는 ETAb의 값이 커질수록 효율이 증가하고 있다.

Fig. 7에  $M_w/M$  (웨이크영역/전영역의 질량 유량 비)의 변화에 따른 전양정 및 효율의 변화를 나타내었다. 전양정의 경우는  $M_w/M$ 의 값이 바뀔에 따라 ETAb의 변화에 의한 경향과 비슷하게 전양정 곡선의 상하 이동을 좌우하게 된다. 즉  $M_w/M$ 의 값이 커질수록 전양정 곡선은 상승하게 된다. 효율의 경우는  $M_w/M$ 의 값이 커지면 작아지게 된다.

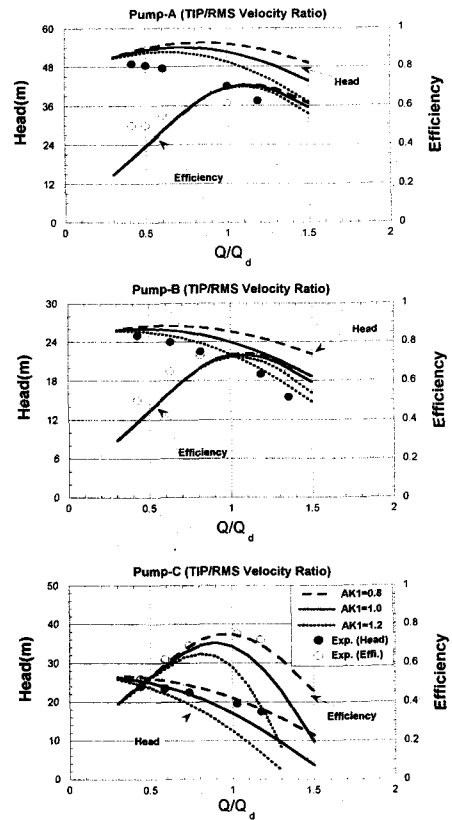


Fig. 8 Effect of TIP/RMS velocity ratio.

Fig. 8에는 AK1(팁/RMS 반경에서의 자오면 속도 비)의 변화에 따른 전양정 및 효율의 변화를 나타내었다. AK1은 회전차 입구에서 쉬라우드의 곡률이나 기타 입구요소로 인해 불균일한 자오면 속도가 유입되는 것을 모델링하는 계수이다. 전양정의 경우는 AK1의 값이 커짐에 따라 즉 쉬라우드 쪽에서 유동이 가속되는 경우에 전 유량 범위에 걸쳐 감소하게 된다. 이러한 감소 폭은 고유량 영역에서 더욱 크게 된다. 효율의 경우도 AK1의 값이 커짐에 따라 고유량 영역에서 감소하는 경향을 보이고 있다.

이상에서 검토한 변수들 ETAA, ETAb, AK1,  $M_w/M$ 은 성능예측의 입력변수 중 전양정 및 효율에 크게 영향을 미치는 변수이다. AK1의 경

Table 2 Best fitted ETAa and ETAb

	PUMP-A	PUMP-B	PUMP-C
ETAa	0.6	0.7	0.4
ETAb	-0.4	-0.2	0.23

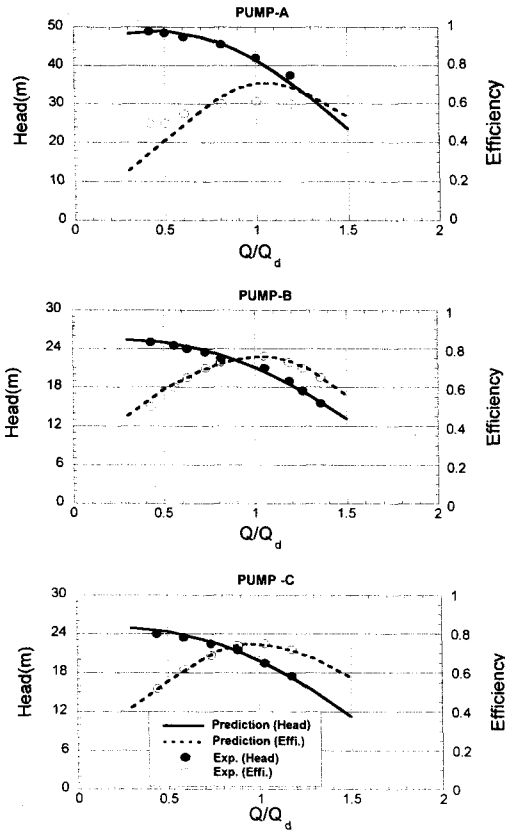


Fig. 9 Performance prediction with the best fitted variables.

우는 대략 어느 정도의 변화범위 내에서 사용하여야 하므로 결국 가장 큰 영향을 미치는 것은 ETAa, ETAb,  $M_w/M$ 이라고 할 수 있고 이러한 변수의 적용값에 따라 성능예측 결과는 많이 변

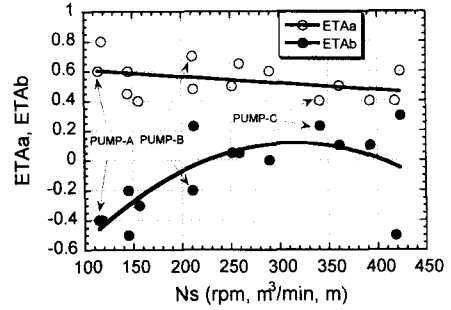


Fig. 10 ETAa, ETAb distribution with the specific speed

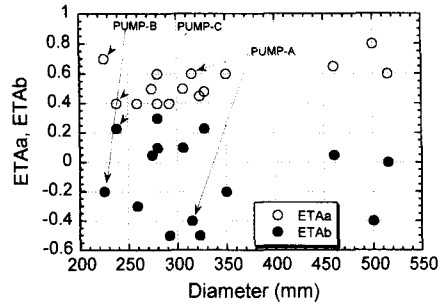


Fig. 11 ETAa, ETAb distribution with the pump diameter.

하게 된다. 사용자가 구분하여 적용할 수 있는, 예를 들면 펌프의 크기 또는 비속도 등에 따라 위의 변수들의 적용 범위가 세분화되어진다면 사용자의 입장에서는 매우 편리하게 적용할 수 있을 것이다. 이러한 가능성을 살펴보기 위하여 먼저 위에서 비교한 3가지 모델 펌프에 대하여 헤드와 효율에 대하여 실험 값을 가장 근접하게 예측할 수 있는 입력 변수값을 구하여 보았다. 최적의 변수값을 구하기 위해서는 가장 영향이 크고 선택의 범위가 넓은 ETAa, ETAb를 가장 먼저 변화시켰으며 이후에 AK1 등으로 조절하였고 효율의 경우는 재순환 손실량을 조절하였다. 최종적으로 실험값에 근접한 결과를 가져오는 변수값을 Table 2에 나타내었으며 Fig. 9에 그 결과를 나타내었다.

이상의 결과에서 알 수 있듯이 전양정 및 효율

Table 3 Comparison of performance values with the best fitting and correlation Eq. (9,10).

		$Q/Q_d$	Error (%)		
			PUMP A	PUMP B	PUMP C
Head	Best Fitting	0.8	-0.91	-0.30	-0.43
		1.0	1.38	0.40	0.58
		1.2	6.00	0.74	1.40
	Eq. 9,10	0.8	0.22	-1.65	5.91
		1.0	3.05	-4.40	12.25
		1.2	8.47	-9.13	21.34
Efficiency	Best Fitting	0.8	-6.50	1.47	-0.54
		1.0	-15.57	0.18	0.04
		1.2	-13.40	-1.14	1.20
	Eq. 9,10	0.8	0.41	1.47	1.69
		1.0	-6.89	-0.35	5.26
		1.2	-11.90	-3.21	12.37

의 정확한 예측을 위해서는 많은 입력변수들을 적절한 범위 내에서 선택해 주어야 하며 특히 ETAa, ETAb의 범위를 적절히 선택해 주는 것이 중요하다. ETAa, ETAb의 입력값의 범위는 Japikse<sup>(7)</sup> 등은 펌프 크기로 분류하여 제시하였으나 그 적용범위가 상당히 넓어서 사용자가 적절한 입력값을 선택하는데 있어 어려움이 있을 것으로 판단된다. 즉 펌프 크기별로 주어진 범위가 일반적인 추천 범위인지 항상 잘 맞는 것은 아니다.

일반적으로 펌프의 특성은 비속도에 의해서 가장 큰 영향을 받으므로 비속도의 범위에 따라 여러 실험결과를 가장 잘 예측하도록 하는 TEIS 모델의 계수 ETAa, ETAb를 구하여 보았다. Fig. 10에 나타내었듯이 ETAa의 경우는 비속도가 커짐에 따라 완만하게 감소하는 경향을 보였으며 ETAb의 경우는 비속도 범위 100~450 사이에서 증가했다가 감소하는 2차 함수로 검정곡선을 구할 수 있었다. 각 각의 상관관계식은 다음과 같다. 여기서 비속도( $N_s$ )의 단위는 [ $rpm, m^3/min, m$ ]이다.

$$ETAa = 0.65 - 0.000453 \times N_s \quad (9)$$

$$ETAb = -1.3 + 0.009N_s - 1.42 \times 10^{-5} N_s^2 \quad (10)$$

위 식을 사용하여 계산 대상 모델 펌프에 대하여 성능예측을 수행한 결과를 Table 2에 나타내었다. 여기서 상관관계식을 적용하여 성능예측을 한 경우 다른 변수(예를 들어 AK1, Mw/M 등)들은 최적변수로 설정된 값으로 고정시키고 단지 ETAa, ETAb만을 상관관계식으로 변화시켰다.

Fig. 10에서도 볼 수 있듯이 모델펌프의 ETAa, ETAb 입력값 들은 상관관계식과는 약간 차이를 보이고 있기 때문에 전양정 및 효율예측 결과도 최적의 변수로 해석한 결과에 비해서는 실험값과의 차이가 크게 된다. 전양정의 경우는 설계점에서 최적변수로 계산한 결과가 약 1% 내외의 차이를 보이는 데 비하여 상관관계식을 사용하였을 때 최대 오차를 나타내는 PUMP-C의 경우 설계점에서 약 12%의 차이를 보이고 있으며 탈설계점( $Q/Q_d=1.2$ )의 경우에는 약 21%까지 차이를 보이고 있다. 효율의 경우 상관관계식을 사용하면 설계점에서 최대 7%, 탈설계점( $Q/Q_d=1.2$ )에서 약 12% 정도의 차이를 보이고 있다.

두 영역 모델 및 TEIS모델을 사용한 경우 ETAa, ETAb의 범위가 사용자의 입장에서 선택의 범위가 상대적으로 넓고 또한 성능예측에 가장 큰 영향을 미치고 있으므로 이를 합리적으로 입력하는 것이 매우 중요하다. Japikse<sup>(7)</sup>는 ETAa, ETAb의 범위를 펌프의 직경에 따라 제안하였다. 즉 펌프의 크기가 크고 설계가 잘 된 경우 ETAa의 경우 약 0.6~1.1, ETAb의 경우 0.0~0.6정도로 제안하였는데 Fig. 10에서도 살펴본 바와 같이 본 성능예측 대상 펌프의 경우 펌프의 직경에 따라 ETAa, ETAb가 증가하는 경향도 보이지 않을 뿐만 아니라 값 자체도 상당히 편차가 커서 어떤 경향을 발견하기 어려웠다.

비속도를 고려한 본 상관관계식을 구할 때 계산 대상 펌프의 종류가 그리 많지는 않고 또 상관관계식을 구하기에는 결과의 편차도 심하기는 하나 단순한 펌프 크기의 범위로 구분한 Japikse의 제안보다는 본 상관관계식을 사용하는 것이 합리적이라고 판단된다. 믿을만한 실험데이터가 다수 확보되면 보다 나은 상관관계식이 만들어질 것으로 확신한다.



## 5. 결론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 두영역모델 및 TEIS모델을 사용한 원심펌프 성능예측 방법에 사용되는 계수에 대하여 성능예측에 큰 영향을 미치는 인자들을 조사하였으며, 각 계수의 범위에 따른 전양정 및 효율예측의 경향을 살펴보았다.

3) ETAa, ETAb의 최적값을 여러 모델 펌프의 성능예측을 통해 구하여 펌프의 직경 및 비속도에 따른 분포도를 살펴보았으며, ETAa, ETAb 입력값의 선정을 위한 상관관계식을 펌프 비속도의 함수로 나타내었다.

4) 본 연구에서 제시한 비속도와 ETAa, ETAb의 상관관계식은 본 성능예측방법을 사용한 원심펌프의 성능예측에 있어 기존의 펌프의 크기에 따른 ETAa, ETAb의 선정 방법에 비하여 보다 합리적이며, 따라서 사용자의 입장에서 매우 편리한 입력범위로 사용될 수 있다.

pp.563-566

- (5) Japikse, D., 1985, "Assessment of Single and Two-Zone Modeling of Centrifugal Compressors. Studies in Component Performance: Part 3," ASME Paper No. 85-GT-73.
- (6) Stanitz, J.D., 1952, "One-Dimensional Compressible Flow in Vaneless Diffusers of Radial or Mixed Flow Centrifugal Compressors, Including Effects of Friction, Heat Transfer and Area Change," NACA TN 26110, Jan.
- (7) Japikse, D., 1997, *Centrifugal Pump Design and Performance*, Concepts ETI, Inc.
- (8) Daily, J. W., and Nece, R.E., 1959, "Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotation Disk," ASME Paper No. 59-HYD-9.
- (9) Winn, L.W., 1959, *Basic seal design - a review of the state of the art*, Mechanical Technology Incorporated, Latham, NY.

## 참고문헌

- (1) 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.
- (2) Takagi, T., Kobayashi, J., Miyashiro, H. and Morimoto, H., 1980, "Performance Prediction of Single-suction Centrifugal Pumps of Different Specific Speeds," ASME 25th and 22nd Annual Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 227-234.
- (3) Denton, J. D., 1993, "Loss Mechanism in Turbomachines," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 621-656
- (4) Dean, R. C., Jr., and Senoo, Y., 1960, "Rotating Wakes in Vaneless Diffusers," *Trans ASME Journ of Basic Eng.* Vol. 82,