

TEIS 모델과 두 영역 모델을 이용한 원심 펌프의 탈 설계 성능 예측

윤인호* · 백제현**

Off-design Performance Prediction of Centrifugal Pumps by Using TEIS model and Two-zone model

In Ho Yoon and Je Hyun Baek

Key Words : Centrifugal Pump(원심 펌프), Off-design Performance Prediction(탈설계 성능 예측), Two-zone model(두영역 모델), TEIS model(직렬 두요소 모델), Loss model(손실 모델), Vaneless Diffuser(배인 없는 디퓨저)

Abstract

In this study, an off-design performance prediction program for centrifugal pumps is developed. To estimate the losses in an impeller flow passage, two-zone model and two-element in series(TEIS) model are used. At impeller exit, the mixing process occurs with an increase in entropy. In two-zone model, there are both primary zone and secondary zone for an isentropic core flow and an average of all non-isentropic streamtubes respectively. The level of the core flow diffusion in an impeller was calculated by using TEIS model. While internal losses in an impeller are automatically estimated by using the above models, some empirical correlations for estimating external losses, for example, disk friction loss, recirculation loss and leakage loss are used. In order to analyze the vaneless diffuser flow, the momentum equations for the radial and tangential directions are used and solved together with continuity and energy equations.

기호설명

C	Absolute velocity
C_f	Frictional coefficient
DR	Diffusion ratio
P	Power
q	Dynanmic pressure
U	Blade speed
W	elative velocity
α	Absolute angle
β	Relative angle
η	Efficiency : Effectiveness
x	Secondary flow mass fraction

1. 서론

원심펌프는 회전차를 작동 유체 안에서 회전시켜 원심력에 의한 압력 에너지를 이용하여 작동 유체의 압력을 상승시키는 것으로서 그 에너지의 대부분이 회전차와 디퓨저에 의해 압력 에너지로 변환된다. 원심펌프의 설계 및 성능 예측에는 많은 경험과 회전차 내부 유동장에 대한 이해가 요구되는데 이 때 펌프 유동에서 발생하는 손실을 예측하고 설계점 및 탈 설계점에서의 작동 결과를 미리 예측하는 것은 매우 중요하다.

그러나 펌프 내부 손실을 판단하여 성능을 예측함에 있어 대부분 실험식이나 경험식에 의존하고 있는데 이러한 방법은 여러 펌프에 대하여 항상 적용 가능하지 않을 뿐 아니라 최대 효율점

* 포항공대 대학원

** 포항공대 기계공학과

근처의 좁은 영역에서만 정확성을 나타내는 한계 성으로 그 효율성에 대해 논란이 되어 왔다.

따라서 본 연구에서는 회전차 내부에서의 손실을 좀 더 정확하게 고려해 줄 수 있는 직렬 두 요소 모델(Two Element In Series model)과 두 영역 모델(Two-Zone model)을 이용하여 원심펌프의 설계점과 탈 설계점에서의 성능을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하고 실제 펌프의 실험 데이터와 결과 비교를 수행하였다.

2. 원심펌프의 탈 설계 성능 예측

2.1 원심펌프 회전차 해석

2.1.1 회전차 내부 유동

유체가 회전차 내부로 들어오면 압력 상승과 함께 운동 에너지로 인한 손실이 발생하기 때문에 회전차 내부에는 손실이 거의 없는 등 엔트로피 과정인 주 유동(core flow)외에 회전차 내부 손실로 인한 2차 유동(secondary flow)이 존재하게 된다. 회전차 안에서의 유동은 고유량일 경우 노즐 형태의 유동이 발생하는 반면 저유량일 경우 디퓨저 형태의 유동이 발생하게 된다.

유체 입자가 회전차 출구를 떠날 때 회전차 기의 형상을 따라갈 것 같지만 실제로는 기 출구에서의 블레이드 언로딩(blade unloading) 영향으로 인해 주 유로가 압력면에서 흡입면으로 이동하게 된다. 이러한 현상을 일컬어 편차라고 하는데 원심펌프 회전차에서는 마치 유동장이 회전 방향에 반해서, 즉 압력면에서 흡입면으로 미끄러지는 현상과 유사해 관례적으로 미끄럼이라 한다.

2.1.2 직렬 두 요소 모델

회전차를 통과하면서 유동의 확산 정도를 나타내는 도입된 확산비를 결정하기 위해서 회전차를 두 개의 디퓨저의 연속으로 나누어 보는 직렬 두 요소 모델[그림(1.a)]이 사용된다. 첫 번째 요소는 그림(1.b)에서 보는 바와 같이 회전차 입구에서 목까지의 가변 기하 요소에 해당하는 부분으로서

유동의 각도 또는 입사각에 따라 가속되기도 하고 확산되기도 한다. 두 번째 요소는 그림(1.c)에 나타나 있듯이 회전차 목에서 출구까지의 영역으로 일정한 형상을 가지는 회전차 유로에 해당하며 대부분 디퓨저의 역할을 한다.

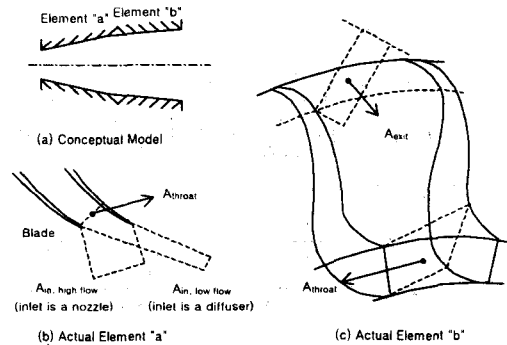


Fig. 1 TEIS conceptual model as applied to a pump

두 영역 모델 및 직렬 두 요소 모델을 사용한 경우 η_a , η_b 의 선택 범위가 상대적으로 넓고 또한 성능 예측에 가장 큰 영향을 미치고 있으므로 이를 합리적으로 입력하는 것이 매우 중요하다. Japikse⁽¹⁾는 η_a , η_b 의 범위를 펌프의 직경에 따라 제안하였는데 이는 표1과 같고, 직렬 두 요소 모델에 관한 해석 모델은 다음과 같다.

Table 1 Recommended values for TEIS model (Japikse, 1996)

Case	η_a	η_b	χ
Large, well-designed rotors	0.9-1.1	0.4 to 0.6	0.1-0.2
(>10" to 12" D or smaller if well-designed)			
Medium size, well-designed	0.8-0.9	0.3 to 0.5	0.15-0.25
(4" to 10" D)			
Medium size, ordinary design	0.6-0.8	0.0 to 0.4	0.20-0.30
(4" to 10" D)			
small or poorly designed	0.4-0.6	-0.3 to 0.3	0.25-0.35
(<4" D)			

$$C_p = \frac{Ap}{q}, \quad (+: \text{diffuser}, -: \text{nozzle}) \quad (1)$$

Inlet portion :

$$\eta_a = \frac{C_{pa}}{C_{pa,i}} \quad (2.a)$$

$$C_{pa,i} = 1 - \frac{1}{AR_a^2} = 1 - \left[\frac{\cos \beta_{1a}}{\cos \beta_{1b}} \right]^2 \quad (2.b)$$

Passage portion :

$$\eta_b = \frac{C_{pb}}{C_{pb,i}} \quad (3.a)$$

$$C_{pb,i} = 1 - \frac{1}{AR_b^2} = 1 - \left[\frac{A_{th}}{A_e} \right]^2 \quad (3.b)$$

Overall :

$$DR_2 = \frac{W_{11}}{W_{2p}} \quad (4.a)$$

$$DR_2^2 = \frac{1}{1 - \eta_a C_{pa,i}} \times \frac{1}{1 - \eta_b C_{pb,i}} \quad (4.b)$$

2.1.3 두 영역 모델

두 영역 모델의 가장 큰 특징으로는 회전차 내부의 유동을 그림(2)와 같이 제트 영역과 웨이크 영역으로 나누는 데 있다.

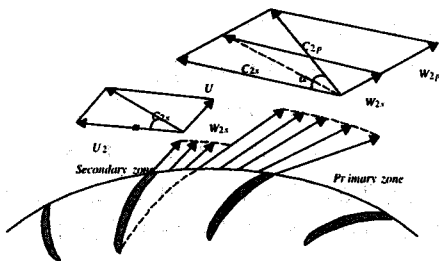


Fig. 2 Schematic representation of two-zone model

이미 이러한 유동 현상은 Dean과 Senoo⁽²⁾, Johnston과 Dean⁽³⁾이 제트-웨이크 개념을 가지고 설명하였고 Eckardt⁽⁴⁾⁽⁵⁾가 정량적으로 분석하였으며 최근에 Japikse⁽⁶⁾가 직렬 두 요소 모델과 함께 사용함으로써 더욱 정확해지게 되었다. 본 연구에서 적용된 가정은 다음과 같다.

첫째, 주 영역과 부 영역에서의 정압은 같고,

둘째, 부 영역 부분에서의 편차각은 전체 성능에 큰 영향을 미치지 않는다고 보아 편차각을 0이라고 하였다. 셋째는 밀도와 비열을 비롯한 물성치들은 회전차 내부에서 일정하며 혼합 영역의 상태는 질량 평균값을 이용하여 구할 수 있다.

위 가정 하에서 주 영역과 부 영역에서의 상태를 각각 계산하고 최종적으로 이 두 영역이 혼합되는 혼합 영역에서의 각 물리량의 값을 구하게 되며 이에 대한 수치 해석 흐름도가 그림(3)에 나와 있다.

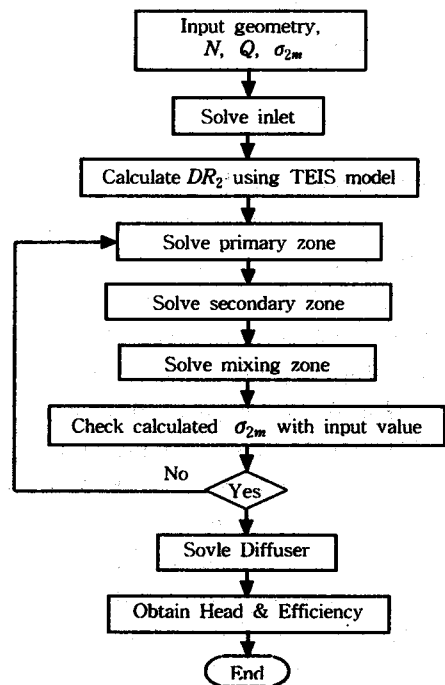


Fig. 3 Off-design performance prediction flow chart

2.1.4 손실 모델 및 상관식

유체가 회전차를 통과하면서 수반되는 손실 발생 구조는 크게 두 가지로 나뉘는데, 첫째는 흡입구와 유출구 사이에서 발생하는 유체 에너지의 모든 수두 손실인 내부 손실로서 펌프 전 효율에 가장 큰 영향을 준다. 둘째는 펌프 수두에는 영향을 주지 않으면서 각운동량의 변화와 더불어

회전차 출구의 엔탈피 상승으로 인해 펌프 효율의 감소를 일으키는 외부 손실이다.

본 연구에서 사용한 직렬 두 요소 모델과 두 영역 모델은 펌프의 내부 손실에 대하여 개개의 손실 상관식을 적용하지 않으므로 외부 손실에 대한 실험 상관식만을 고려한다. 외부 손실 중 회전차의 슈라우드와 허브에서의 디스크의 마찰로 인하여 발생하는 원판 마찰로 인한 에너지 손실량을 결정하는 상관식은 다음의 식을 사용하였다.[Daily와 Nece⁽⁷⁾]

$$P_{df} = 0.25 C_{df} \rho_{2m} U_2^3 r_2^2$$

$$\text{where, } C_{df} = \frac{0.0402}{Re^{0.2}} \quad Re = \frac{\rho_{2m} U_2 r_2}{\mu_{2m}} \quad (5)$$

그리고, 베인 없는 공간으로부터 회전차의 출구측 안으로 유동이 반대로 흘러감으로써 유체에 가해지는 일에 의해 발생하는 재순환 손실은 Japikse⁽¹⁾의 무차원 질량 유량에 대한 실험적 재순환 손실 곡선[그림(4)]을 사용하였다.

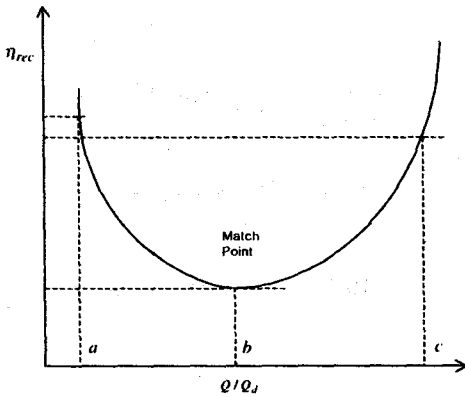


Fig. 4 Empirical recirculation loss model

2.2 베인 없는 디퓨저 해석

베인 없는 디퓨저를 해석하기 위해 Stanitz⁽⁸⁾의 1차원 유동 해석을 사용하였는데, 이 방법은 벽면에서의 마찰력, 열 전달, 단면적 변화를 고려하여 질량 보존식, 열 전달 방정식, 힘의 평형 등을 이용하여 디퓨저의 반지름의 증가에 따른 유동상태의 변화를 1차 미분방정식으로 표현하였다.

1차 미분방정식을 얻기 위해서는 질량 보존식, 단열 과정, 상태 방정식, 그리고 반경방향과 접선 방향의 운동량 방정식을 고려해 주어야 하며, 이러한 디퓨저 해석을 위한 미분 방정식은 다음과 같으며 이 방정식은 4계 Runge-Kutta method를 사용하여 해석하였다.

$$\text{질량보존: } \frac{1}{C_m} \frac{dC_m}{dr} + \frac{1}{b} \frac{db}{dr} + \frac{1}{r} = 0 \quad (6)$$

$$\text{접선방향: } C_m \frac{dC_\theta}{dr} + \frac{C_m C_\theta}{r} + C_f \frac{C^2 \sin \alpha}{b} = 0 \quad (7)$$

$$\text{반경방향: } C_m \frac{dC_m}{dr} - \frac{C_\theta^2}{r} + \frac{C_f C^2 \cos \alpha}{b} + \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dr} = 0 \quad (8)$$

3. 결과 및 토의

본 연구에서 개발한 원심펌프 성능 예측 코드의 결과를 그림(5)에서 나타난 3종류의 편흡입 원심펌프⁽⁹⁾의 실험값과 비교하였다.

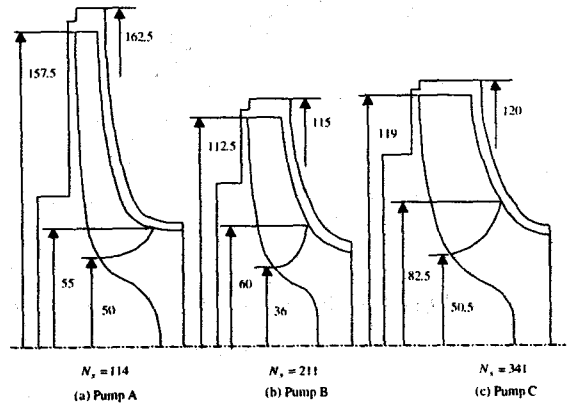


Fig. 5 Schematics of each pump

그림(6)~(8)에는 회전수가 1750rpm으로 일정할 때 각 펌프의 전 양정 곡선과 전 효율 곡선을 실험값과 비교해 놓았다. 전 양정 곡선의 경우, 모든 펌프에 대해 성능 예측 결과값이 실험값과 대체적으로 비슷한 경향을 나타나고 있으나, 설계점을 기준으로 고유량 영역에서 전양정 구배가 덜 기울어지는 경향을 나타내고 있다. 그 원인은 첫째, 직렬 두 요소 모델에서 사용된 입력변수 η_a , η_b , χ 값의 선정과 직렬 두 요소 모델 자체

의 정확성이 부족하며, 둘째로는 두 영역 모델에서 회전차 입구에서의 입사각 손실을 고려하지 않았으나 실제 입사각 손실이 존재하고 있으므로 양정 곡선이 약간 높게 예측된 듯 하다.

전효율 곡선은 펌프 B의 경우 실험값과 거의 일치하나 고유량 영역에서 작게 예측되고 있으며 펌프 C는 실험값과 경향은 일치하나 크기가 약간 작게 나타나고 있다.

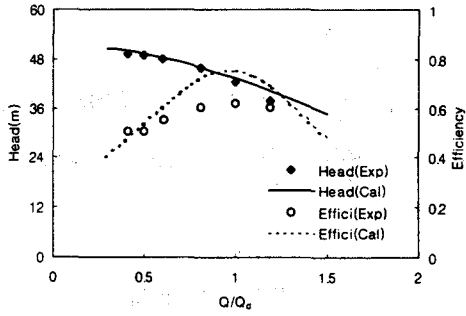


Fig. 6 Performance prediction curves for pump A

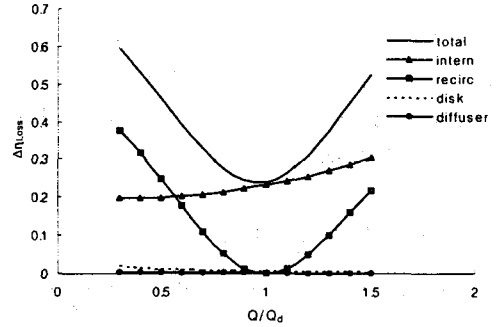


Fig. 9 Loss model for pump A

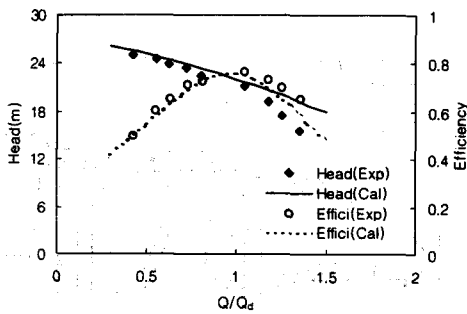


Fig. 7 Performance prediction curves for pump B

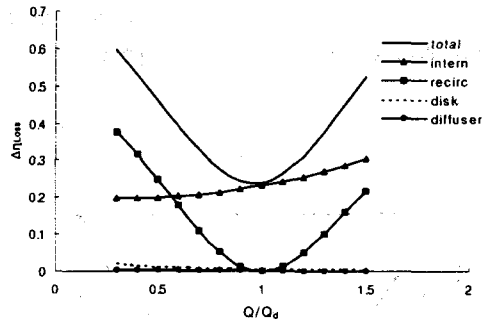


Fig. 10 Loss model for pump B

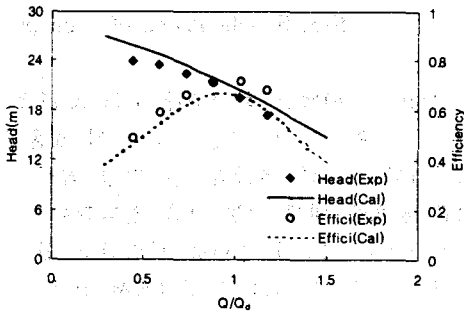


Fig. 8 Performance prediction curves for pump C

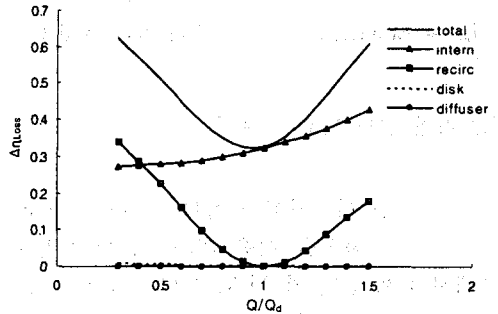


Fig. 11 Loss model for pump C

이것은 위에서 거론한 직렬 두 요소 모델의 입력 변수와 입사각 손실외에 외부 손실의 오차로 인한 것으로 보인다. 또한 미끄럼 계수를 구할 때 사용한 Wiesner 경험식이 실제 미끄럼 계수보다 손실이 더 크기 때문이다.

그림(9)~(11)에서는 각 펌프에서의 손실량을 나타내 보았다. 전체적으로 내부 손실이 펌프의 전 효율에 가장 큰 영향을 미치고 있으며 재순환 손실은 설계점에서는 손실이 없는 반면 탈 설계점으로 갈수록 더욱 커지는 경향을 보이고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 두 영역 모델과 직렬 두 요소 모델을 사용하여 회전차 내부 유동을 해석하였고, 베인 없는 디퓨저의 유동을 해석하기 위하여 디퓨저 벽면의 마찰 손실을 고려한 1차원 유동 해석 방법을 사용하여 펌프의 성능 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 위에서 거론한 모델들을 사용하여 원심펌프에 대한 탈 설계 성능 예측 과정을 개발하였으며 프로그램 실행 결과를 실험값과 비교해 본 결과 유량에 대한 전 효율 및 전 양정 곡선의 경향이 대체적으로 일치함을 볼 수 있었다.

2. 펌프에서 내부 손실이 전 효율에 가장 큰 영향을 미치며 재순환 손실은 탈 설계점에서 손실량이 많음을 알 수 있었다.

앞으로의 연구 방향으로는 첫째, 직렬 두 요소 모델과 두 영역 모델에서 사용되는 각종 변수들인 η_a , η_b , DR_{stall} , χ 등의 값을 정량화하는 작업과 이러한 입력 변수들이 펌프의 성능에 미치는 영향에 대한 연구가 필요하다. 이를 위해서 다양한 종류의 펌프에 대한 성능 실험 및 예측이 수행되어야 할 것이다.

참고문헌

- (1) Japikse D. and Baines N. C., 1994, "Centrifugal Pump Design and Performance", Concepts ETI.
- (2) Dean R C and Senoo Y., 1960, "Rotating Wakes in Vaneless Diffusers", ASME Journ. of Basic Eng., pp. 563-574.
- (3) Johnston J P and Dean R C, 1965, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps", ASME Paper No. 65-FE-1, Journal of Basic Engineering, pp. 1-12.
- (4) Eckardt, D., 1976, "Detailed Flow Investigation Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 98, pp. 390-402.
- (5) Eckardt D., 1980, "Flow Field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers - Part 2 : Flow Measurements using a Laser Velocimeters," 25th ASME Gas Turbine Conference, pp. 77-86.
- (6) Japikse D., 1985, "Assessment of Single & Two Zone Modeling of Centrifugal Compressors Studies in Component Performance:Part 3," ASME 85-GT-73.
- (7) Daily J. W and Nece R. E., 1960, "Chamberdimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks," ASME No. 59-HYD-9, Trans. ASME Journal Basic Engineering, pp. 217-232.
- (8) 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," NASA TN-2610.
- (9) 최영석, 심재혁, 강신형, 1998, "두영역 모델을 사용한 원심펌프의 성능예측", 1998 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 33-41.
- (10) 윤성호, 백제현, 1998, "원심압축기 설계 및 탈설계점 해석", 대한기계학회 추계학술대회, pp. 775-580.