

탈설계점에서 원심펌프 성능예측 개선을 위한 연구

정상규, 김은기, 고용상, 박병호, 고득윤
한국원자력연구소

요 약

원자력발전소에는 원자로냉각재펌프와 같이 원심펌프가 많이 쓰이고 대부분의 펌프가 탈설계점에서 운전되고 있다. 이러한 펌프의 성능을 예측하거나 개선하고자 할 때 성능해석코드는 매우 유용하다. 본 연구에서는 기존성능해석프로그램의 문제점인 탈설계점에서의 성능예측 정확도가 많이 떨어지는 점을 개선하고자 기존해석방법론을 검토하여 유량변화에 관계없이 일정한 값을 갖는 Slip factor의 문제점을 보완, 유량에 따라 적절히 보상하는 Slip factor를 고려하였고 각종 손실구조 및 적절한 손실모델을 도출하여 새로운 프로그램을 개발하였다. 또한 이 프로그램을 이용한 계산결과를 실험자료 및 기존의 상용코드 해석결과와 비교한 결과, 극저유량운전범위를 제외하고는 전유량 범위에 걸쳐 매우 양호한 결과를 얻었다.

1. 서 론

기존펌프의 성능을 개선할 경우나 새로운 펌프를 개발하고자 할 때 펌프의 성능을 정확히 예측하는 성능해석코드를 이용할 수 있다면 최적설계변수 도출이 용이하여 시간절감 및 경제성 면에서 상당한 이득을 얻을 것이다. 따라서 수년 전부터 펌프내부에서의 유동현상을 예측하기 위한 많은 방법이 제시되어 왔다. 특히 Colwill은 3차원 유동해석을 손실모델과 연계하여 원심압축기에 적용할 수 있는 성능해석 절차를 개발하였다. 또한 Ida와 Kuboda[2]는 이러한 기법을 여러가지 비속도의 펌프에 적용하여 성능을 예측하고자 했고 Weissgerber 과 Carter, Takaki 및 Rathod와 Donovan이 여러가지 종류의 펌프에 대해 넓은 범위의 비속도에서 펌프의 성능예측 방법을 제시했다. 그러나 기존의 성능예측 방법은 설계점 이외의 유량에서 운전될 때는 정확성이 매우 떨어지며 상용코드로서 국내에도 이미 도입되어 사용되는 PERFIG도 설계점 이외에는 맞지 않아 설계점 이외의 유량에서는 보정해서 사용하는 형편이다. 따라서 기존 연구의 문제점을 검토한 결과 적절한 Slip factor설정과 손실모델적용이 매우 중요함을 알게 되었다. 따라서 본 연구에서는 기존의 각종 Slip factor관계식을 조사하여 적절한 Slip factor식을 설정하고, 각종 손실구조를 파악하여 적절한 손실모델을 유도하여 탈설계점에서 펌프성능해석 프로그램의 정확도를 증가시키는 것을 목적으로 하였고 계산결과를 실험자료 및 PERFIG 계산결과와 비교하여 검증하고자 하였다. 사용한 해석 방법은 1차원 평균 유선 해석 방법(mean streamline one-dimensional analysis)에 준한다. 그리고 유체(본 연구에선, 물)가 이상적으로 거동한다고 가정하였다. 본 연구에서 수행한 펌프 형식은 단단, 편흡입, 볼류트형 (single-stage, double suction, volute type)이다.

2. 계산 모델

2.1 미끄럼계수 (Slip factor)

펌프의 입구와 출구측에서의 속도를 계산하기 위해 펌프이론에 입각한 속도삼각형을 이용하여 계산하며 펌프와 블류트의 자세한 기하학적 형상자료 및 유량과 회전속도 등을 입력으로 사용한다.[1] 특별히 출구측에서는 실제로 유체가 임펠러의 출구를 나갈때 출구측의 상대속도(W_2)는 출구측 날개각 β_2 와 일치하지 않고 Fig.3과 같이 날개의 선후면의 압력차 때문에 날개의 회전방향과 반대방향으로 밀리게 된다. 이로 인해 미끄럼속도가 생기게 되며 미끄럼속도를 어느 기준속도에 대한 비율로 나타낸 것을 미끄럼계수(Slip factor : σ)라 하며, 이는 원심펌프의 소요일을 추정하는데 쓰이고 설계 및 성능해석시 쓰이는 가장 중요한 경험치중의 하나이다. Busemann, Stanitz, Stodola, Peck[5]등이 σ 값을 알아내기 위한 연구를 수행한 결과 이에 관한 이론식들을 만들어냈으며 이들을 소개하면 다음과 같다.

- Stodola 식

$$\sigma = 1 - (\pi/Z) \frac{\cos \beta_2}{1 - \phi_2 \tan \beta_2} \quad (1)$$

여기서 유량계수

$$\phi_2 = \frac{V_2}{U_2} \text{ 이다.}$$

- Busemann 식

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}} \quad (2)$$

- Stanitz 식

$$\sigma \bar{s} = 1 - \frac{0.63\pi}{Z} \frac{1}{1 - \phi_2 \tan \beta_2} \quad (3)$$

여기서

$$1/\bar{s} = \frac{Z}{2\pi \cos \beta} \ln(r_2/r_1) \quad (4)$$

- Peck 식

$$\sigma = \frac{1}{1 + p} \quad (5)$$

여기서

$$p = 9.55 \times K_S K_A (Q + q) / (ZND_2^3)$$

$$K_S: 1.3 - 1.5$$

$$K_A = (50 + 4.5(D_2/b_2))$$

q : 누설유량

이다

이중에서 Peck식을 제외한 세가지 식을 Ferguson[4]이 실험결과와 비교한 결과 β_2 가 $60^\circ - 70^\circ$ 사이이고 $r_2/r_1 \geq \exp(2\pi \cos \beta_2/Z)$ 인 경우에는 Busemann과 Stodola 식이 잘 맞으며 Radial flow에서는 Stanitz식이 잘 맞는 것을 밝혀냈고 Busemann식은 대체로 만족할 만한 결과를 얻는 것으로 판명되었고 Wiesner도 Busemann의 것이 가장 적절한 것으로 밝혔다. 그러나 대부분의 방법과 마찬가지로 이들은 모두 일정한 값의 미끄럼계수를 적용하고 있고 정상운전이나 설계운전집인 경우에 국한되어 있다. Salemi[3]에 의하면 미끄럼계수는 유량에 따라 그 크기가 변하는 것으로 판명되어 본 연구에서는 유량에 따른 크기변화를 고려한 Peck의 식을 적용하기로 한다.

2.2 손실 모델(Loss Models)

유체가 임펠러를 통과하면서, 손실되는 에너지(energy dissipated)의 계산은 실험적 손실 관계식들에 기초를 두고 있다. 이에 대한 초기의 연구는 Balje에 의해 행해졌고, Jansen은 임펠러 유동에 대한 2차원적 해석이 손실 모델을 적용시키도록 확장시켰다. 이후 Denton & Cumpsty는 실험적 관계식들에서 나타나는 손실 발생을 물리적인 관점에서 설명하는데 기여했다.

이러한 손실 발생 구조는 크게 두가지 즉, 유체 마찰, 박리(separation), 충격과 발생 등에 기인한 내부 손실과 원판 마찰 손실, 재순환(recirculation), 누설 손실 등에 기인한 외부 손실로 나뉘어 진다. 고려한 내,외부손실은 다음과 같다.

2.2.1 내부 손실 (Internal Losses)

- 입구:곡관 손실 (Entrance - Bend Loss)

유체가 원심 펌프의 축방향으로 들어와서 임펠러 입구측으로 유입되는 과정에서 단면적의 갑작스런 확장과 각도의 급변(right angle turn with sudden enlargement of the section)으로 인해 생기는 손실이다.

- 입사각 손실 (Incidence Loss)

원심 펌프의 입구측 날개에서 영각(incidence angle)에 기인한 손실을 말한다. Galvas는 최적의 유동 방향에 수직인 상대 속도 성분이 없어지는데 기인하는 손실로 정의했다.

- 날개 부하 손실 (Blade Loading Loss)

임펠러 내부의 경계층 성장은 임펠러 내부의 작동 유체의 확산(diffusion)에 달려 있다. 이러한 날개 표면 위에서의 경계층 성장, 박리, 그리고 이차 유동(secondary flows)등에 기인한 손실들을 날개 부하 손실이라 부른다.

- 표면 마찰 손실 (Skin Friction Loss)

임펠러 날개의 유체 역학적 부하에 의해 생긴 손실들(날개 부하 손실)에 덧붙여, 임펠러와 쉬라우드의 젖은 면적(shroud wetted area)의 표면 마찰에 의해 임펠러 내에 손실이 발생하게 되는데, 이를 표면 마찰 손실이라 부른다. 이외에도 쉬라우드가 없는 임펠러의

경우, 정지되어 있는 케이싱과 회전하는 임펠러 사이의 유한한 간격에서의 누설에 따른 간격손실과 빠른 속도의 제트와 느린속도의 웨이크가 임펠러 출구에서 순간적으로 섞이면서 일어나는 혼합손실, 볼류트내에서 유체의 팽창, 확장, 표면마찰손실을 포함한 볼류트손실을 고려했다.

2.2.2 외부 손실 (External Losses)

압력 증가는 없이, 각운동량의 변화와 더불어, 임펠러 출구의 정체 엔탈피 상승(stagnation enthalpy rise)을 일으키는 손실이다. 이 외부 손실은 보통 원판 마찰 손실(disc friction loss)과 재순환 손실(recirculation loss) 그리고 누설 손실(leakage loss)등을 포함하며, 외부(external source)와의 열전달, 모터 축의 손실, 각종 기계적 손실(seal or gland packing loss, etc.)도 포함할 수 있다. 본 연구에선 외부 손실로서, 원판 마찰 손실, 재순환 손실, 그리고 누설 손실만을 생각했다..

2.3 펌프 제원

$$Q = 60.0 \text{ m}^3/\text{hr},$$

$$H = 12.0 \text{ m},$$

$$N = 1750 \text{ r.p.m}$$

$$N_s = 271.4 [\text{r.p.m.}, \text{m}^3/\text{min.}, \text{m}]$$

2.3 성능해석용 상업코드(PERFIG)

원심펌프의 성능해석용 상업코드로 1987년 미국 NREC(Northern Research and Engineering Corporation)에서 개발했다. NREC에서는 1962년부터 원심압축기의 성능해석용 프로그램 개발에 착수하여 많은 실험을 거쳐 1973년에 PREDM이라는 원심압축기용 성능해석 프로그램개발에 성공하여 그 정확성에 있어 우수성을 인정받은 바 있다. 이 방법론을 원심펌프에 적용하여 다음의 목적으로 이 프로그램을 개발했다.

- 첫째 - 펌프 예비 설계시 여러가지 안에 대한 사전평가
- 둘째 - 특별한 설계에 대한 분석
- 셋째 - 새로운 펌프개발을 위한 실험자료의 모델링

이 프로그램은 DECVAX computer system에서 사용하며 Fortran 77로 짜여있다. 프로그램구성은 세개의 모듈로 구성되어 있는데 interactive graphic preprocessor와 분석모듈 및 graphic postprocessor로 구성되어 있다. preprocessor에서는 입력자료를 받아들이 성능해석을 위해 분석모듈로 보내며 계산결과를 postprocessor을 이용해 출력한다.

3. 결 론

계산된 펌프수두 및 유량간의 성능곡선과 효율곡선을 실험치 및 PERFIG을 이용한 해석결과와 비교한 결과를 Fig. 2와 3에 나타냈다. 해석결과 성능곡선에 있어서는 기존의 해석코드와 마찬가지로 PERFIG의 경우 최대효율점 근방에서는 잘 맞으나 최대효율점보다 작은 유량에서는 수두가 떨어지고 큰 유량에서는 수두가 올라가는 경향을 보인 반면 본 프로그램에서는 최대효율점보다 큰 유량에서는 실험치와 잘 일치하고 작은 유량에서도 PERFIG 보다는 잘 맞으나 역시 체질운전점에 다가갈수록 수두가 떨어져 체질운전점에 가까운 극저유량운전시의 성능해석에 대해 추가적인 연구가 필요함을 알 수 있었다. 효율곡선에 대하여는 PERFIG의 경우 최대효율점보다 작은 유량에서는 효율이 실험치 보다 떨어지고 큰 유량에서는 올라가며 최대효율점 근방에서만 정확성을 나타내나 본 프로그램에서는 극저유량으로 갈 때에만 효율이 올라가고 대부분 일치하는 결과를 나타내고 있다. 따라서 Slip factor의 관계식설정과 펌프손실의 구조 및 손실모델선정이 적절했음을 알 수 있었다.

기호설명

D	diameter, m
r	radius, m
H	head, m
N	number of rotation, r.p.m.
N_s	specific speed, r.p.m., m
Q	volumetric flow rate, m^3/sec or $m^3/min.$
U	blade speed, m/sec
V	absolute flow velocity, m/sec
Z	number of impeller blades
β	relative flow angle, degree from tangential direction
σ	slip factor

5. 참고 문헌

1. Stepanoff, A. J., "Centrifugal and Axial Flow Pump", Wiley, New York, 1957
2. Ida, T. and Kubota, T. "Performance Prediction of Pump-Turbine in Pumping Mode." Symposium on Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, Louisiana, March 1980, pp. 149-160(ASME).
3. Salemi, C., Mattao, V. D. "Slip Factor Calculation in Centrifugal Pumps by Means of Evaluation of Wall Boundary Layer." Symposium on Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, Louisiana, March 1980, pp. 117-124(ASME).
1. Ferguson, T. B. "The Centrifugal Compressor Stage", Butterworths, London, 1963
5. Peck, J. F., "Investigations Concerning Flow Conditions in a Centrifugal Pump and the Effect of Blade Loading on Head Slip", Proc. Instn. Mech. Engrs., 1951

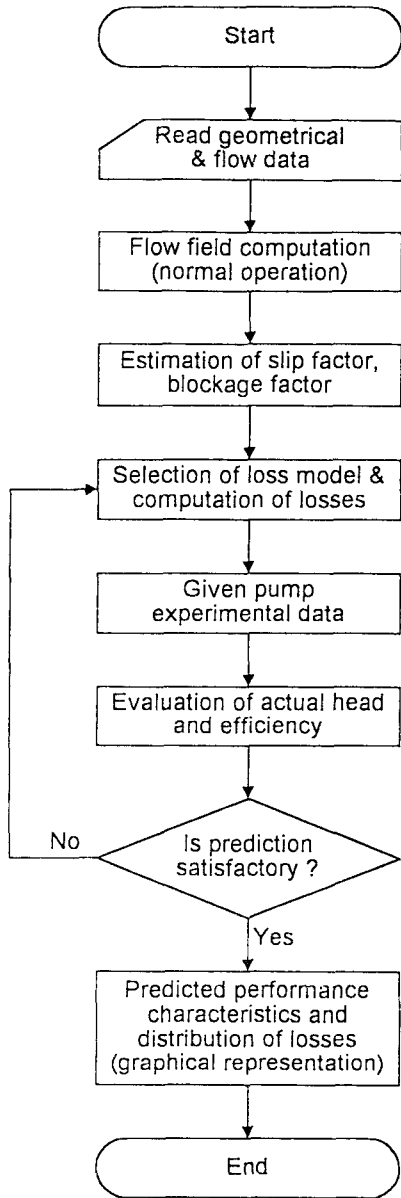


Fig.1 Flowchart for prediction program

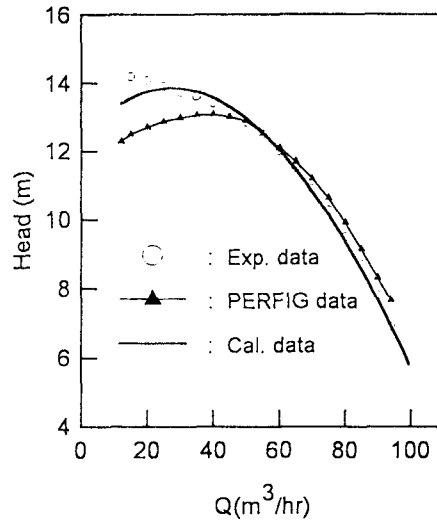


Fig.2 Performance curve (head vs. flow rate)

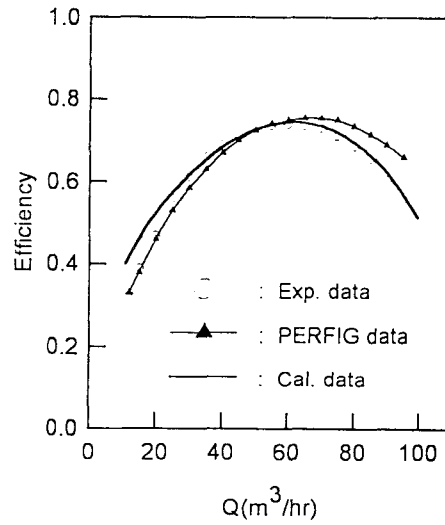


Fig.3 Performance curve (efficiency vs. flow rate)