

재생펌프의 누설 유동 및 내부 유동에 관한 연구

심창열*·강신형**

Study on the Leakage Flow and the Flow Analysis of Regenerative Pump

Chang-Yeul Shim*, Shin-Hyoung Kang**

Key Words : Regenerative Pump(재생펌프), Leakage Flow(누설유동), Performance Curve(성능곡선), Flow Analysis(유동해석), Tangential Flow(접선유동)

Abstract(Times New Roman 10pt bold)

Flows in a regenerative pump were calculated for several flow-rates, using the CFX-Tascflow. The calculated results show the vortex structure in the impeller and side channel. The predicted performance shows considerable discrepancy from the measured values for low flow rates. Main source of the difference is the leakage flow of pump strongly affecting the performance of pump. A simple correlation was proposed using calculated leakage flows through the parametric calculations of the simplified passage.

1. 서론

재생펌프는 과거 오랫동안 여러 분야에서 사용되어 오고 있다. 재생펌프는 작은 유량에서 큰 수두를 발생하기 때문에 비속도가 매우 작은 특성을 보인다. 이런 이유로 재생펌프는 관개용수, 제어, 소방설비 뿐만이 아니라 로켓보조동력장치 등 특수한 목적으로 사용되어진다. 최근 사용되는 재생펌프는 일반적으로 자동차용 내연기관의 기술된 분사 시스템 안의 연료 공급을 위한 용도로 증가하고 있으며 특히 연료펌프에 대한 특허건수가 최근에 급증하고 있다.

펌프의 구조는 비교적 간단하지만 임펠러 내부에 발생하는 재순환 유동이 강하기 때문에 점성효과가 크다. 재생펌프의 설계법, 성능 예측 및 성능향상에 대해서 그동안 많은 연구가 이루어져 왔지만 펌프의 효율 향상 및 신뢰성 있는 설계법이 아직도 만족할 만한 결과를 보이지 못하고 있다. 물론 펌프의 성능에 대한 평가에 있어서도 여러 가지 문제를 가지고 있다. 이것은 유동이 흐르는 부분의 형상이 복잡할 뿐만 아니라 양쪽 로터 사이에서의 틈새를 통한 누설유동의 효과가 크기 때문이다.^{[1][4]}

재생펌프의 압축과정은 위의 설명처럼 유동경로의 심한 혼합 현상으로 인하여 매우 비효율적이며, 내부의 유체점성으로 인한 손실의 효과가 크므로 일반적으로 재생펌프의 효율은 50% 미만의 값을 갖는다.

Wilson^[5] 등은 로터와 펌프 바깥벽면 사이의 유동을 순환하는 유동으로 가정하여 성능해석을 하였으며, Senoo^[6] 는 로터와 유체사이의 난류로 인한 저항을 펌핑작용의 주요한 요소로 간주하여 펌프성능을 해석한 후 Wilson 등의 성능해석 방법과 서로 비교 및 검토하여 두 이론이 원리상 서로 모순되지 않음을 확인하

였다. 그러나 아직도 신뢰성 있는 설계법과 성능 예측법이 알려져 있지 못한데 이는 필요한 실험자료가 귀하기 때문이다.

본 연구에서는 연구용 재생펌프의 내부 유동을 수치해석을 통하여 연구하였으며, 계산된 결과의 타당성 검토를 위하여 예측된 펌프 성능곡선을 실험 데이터와 비교 분석하였다. 본 연구에서는 누설유동을 고려하지 않은 상태에서 해석을 하였기에 그 성능이 실험값과 차이가 남을 알 수가 있다. 따라서 재생펌프의 누설유량이 펌프 전체 성능에 얼마만큼의 영향을 미치는지 연구하기 위하여 평판과 디스크 사이의 누설유동에 대한 수치해석을 별도로 수행하였고 이를 통해서 누설량을 예측하는 새로운 경험식을 만들었다. 또 계산된 3차원 유동데이터를 활용하여 운동량 전달과 재순환 유동에 대한 1차원 분석을 수행하였다.

2. 수치해석

2.1 재생펌프 형상

실제로 사용되는 재생펌프의 내부구조는 매우 다양하게 개발되어 있다. 본 연구에서는 이 중 가장 오랫동안 사용되는 형상이면서도 성능자료가 알려져 있는 경우를 선택하였다. 그 개략도는 Fig. 1에 나타내었으며, 40개의 베인이 부착된 임펠러와 직사각형 채널로 이루어지며, 입구 및 출구 사이에 스트리퍼가 있는 형태이다. 이 모델은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 Wilson et al.에 의해서 성능시험이 수행된 연구용 모델로, 사이드 채널 방식으로 자세한 제원은 Table 1에 제시되어 있다.

2.2 계산 격자

펌프의 전체 성능을 예측하기 위해서는 펌프 입,출구를 포함하는 전 영역을 대상으로 계산을 수행하여야 하겠으나 본 연구에서는 베인 내부의 유동구조를 파악하고 운동량 전달 특성을 중심으로 연구하기 위해서 이웃한 두 베인으로 이루어진 한 공간만을 택하여 해석하였다. 수치해석을 위해 만들어진 계산 격

* 서울대학교 터보동력기체연구센터,
cyshim@turbo.snu.ac.kr

** 서울대학교 기계항공공학부, kangsh@snu.ac.kr

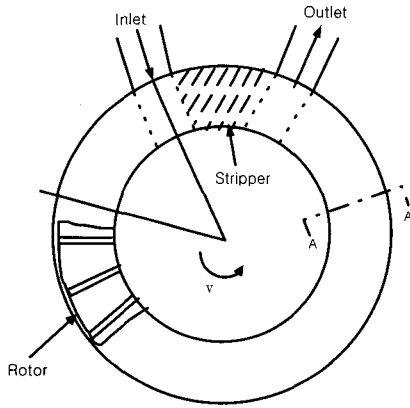


Fig.1 Impeller dimensions

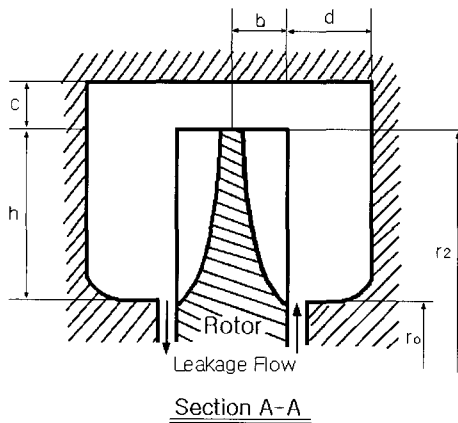


Fig.2 Impeller dimensions at A-A cross section

Table 1 Impeller specification

	Commerical pump by Wilson et al.
Impeller vane width (b)	5.842 mm
Impeller hub radius (r_0)	47.20 mm
Impeller tip radius (r_2)	69.00 mm
c/b	0.787
d/b	1.339

자는 회전하는 방향에 대하여 26개, 반경방향에 대하여 34개, 축 방향에 대하여 57개의 격자를 두어 총 50,388개의 계산 격자를 사용하였다.

2.3 경계 조건

펌프 임펠러 회전수는 1,000 rpm 으로 하였으며, 케이싱인 바깥벽면은 정지 벽, 그리고 전체 계산 영역은 회전하는 좌표계로 하여 계산하였다. 유동은 난류로 보았고, 계산에 사용된 난류 모델은 벽함수를 이용한 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다.

한 개의 베인을 중심으로 상류와 하류가 구분되고, 회전방향의 면에 대해서는 평균유동의 속도와 각종 난류값에 대해서는 주기조건을 이용하였다. 그러나 압력은 상류에서 하류로 가면서 평균압력이 선형적으로 증가하기 때문에 압력상승에 해당하는 체적력을 주고 주기조건을 적용하였다. 이렇게 하여 펌프의 수두를 주고 수두에 따른 유량이 계산결과로 구해지도록 하였다. 체적력은 단위 회전각도당 압력상승을 식(1)과 같이 적용하였고,

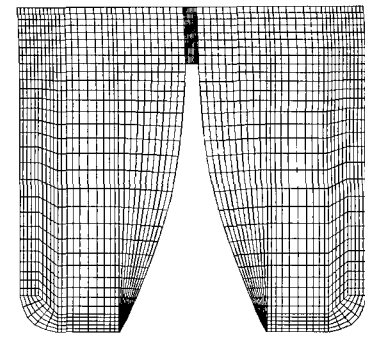


Fig.3 Grids for numerical calculation.

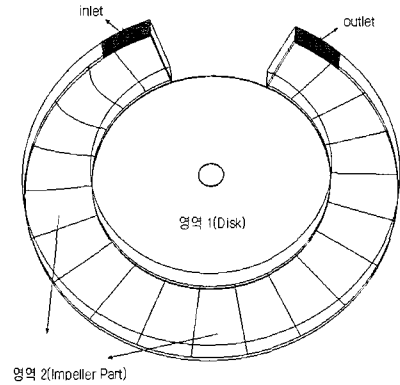


Fig.4 Geometry for leakage flow calculation

이 식은 사용자가 코드를 만들어 컴파일 한 후 상용프로그램에 연결시켰다.

$$f_\theta = \frac{\rho g H}{r(2\pi - \theta_s)} \quad (1)$$

여기서, ρ 는 밀도, g 는 중력가속도, H 는 펌프 전체 수두, r 는 반경, θ_s 는 스트리퍼 각도를 말한다.

따라서 위와 같이 체적력을 줌으로서 실제 압력은 상류에서 하류로 증가하지만 주기조건을 사용할 수 있게 된다.

3. 성능 예측

3.1 해석을 통한 누설 유동량 예측식

실제로 펌프는 누설유동이 펌프 전체 성능에 많은 영향을 미친다. 누설은 주로 고압의 하류에서 저압의 상류로 임펠러와 케이싱 사이의 간극에서 이루어지고, 출구와 입구 사이의 스트리퍼 구역에서 발생한다. 이러한 누설을 포함하여 전체 내부유동을 해석하기는 어렵기 때문에 본 연구에서는 앞에서 설명한 바와 같이 한 베인 공간에서만 해석을 수행하였다. 그러나 성능예측을 위해서는 이러한 누설량이 어느 정도인지는 추정을 해야 하나 아직 신뢰성 있는 경험식이 보고되어 있지 않다. 본 연구에서는 펌프의 누설유동을 별도로 계산하여 누설량이 성능 곡선에 어떤 변화를 주는지를 연구하였다.

누설유동을 계산하기 위하여 먼저 형상을 Fig. 4 와 같이 회전하는 로터와 정지된 벽면으로 이루어진 단순한 간극을 설정하였다. 영역 1은 디스크로서 누설유동이 지나가는 부분으로 간격을 0.2, 0.3, 0.4 mm로 변화시켰으면, 영역 2는 원래 펌프 임펠러

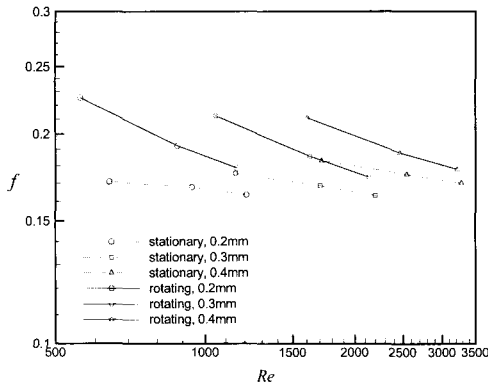


Fig.5 Re-f curve to variable leakage flow

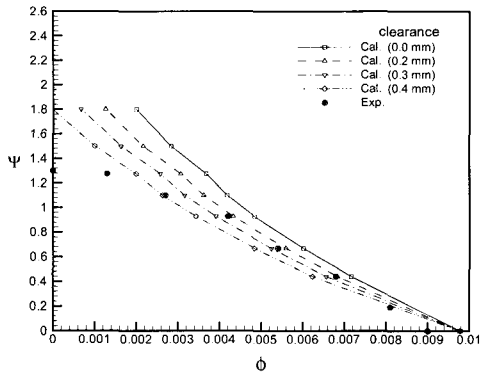


Fig.6 Comparisons of performance curve

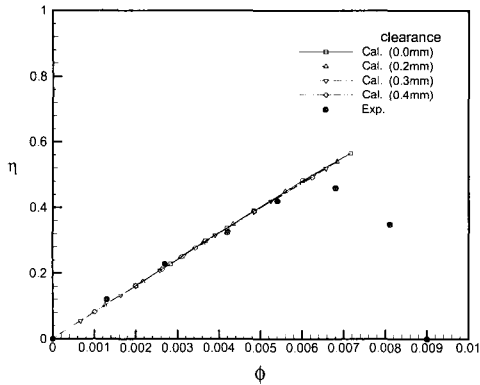


Fig.7 Comparisons of efficiency curve

가 지나가는 부분으로 회전 방향에 의해 압력이 상승하게 되어 있다. 따라서 영역 2 에 체력을 적용하여 입구에서 출구까지 회전방향에 따라 압력이 직선적으로 상승하도록 적용시켰으며 영역 2에 나타난 등고선은 회전방향에 따른 압력이 상승된 등고선이다. 그러므로 출구 근처의 압력이 입구 근처의 압력보다 크므로 영역 1의 디스크 간격을 따라서 누설유동이 발생하게 된다. 이와 같이 단순화된 간극에서 압력과 임펠러의 회전수와 간극의 크기를 몇 가지 변화시키면서 계산을 수행하였고, 이를 분석하여 누설량을 구하였다. 그 결과를 다음 식으로 정의된 손실계수로 하여 Fig. 5에 나타내었다.

$$H = f(Re, Rv) \frac{D}{2c} \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

여기서, c 와 D 는 틈새간격 및 직경, ω 는 각속도, V 는 디

스크 간격내의 평균유속이며, Re 는 레이놀즈수로 $2cV/\nu$ 로 정의되며, Rv 는 $D\omega/2V$ 로 정의 하였다.

그리고 Fig. 5의 6개의 그래프를 분석하여 손실계수 f 를 다음과 같은 상관식으로 구하였다.

$$f = \frac{1.4(1+0.01Rv^2)}{Re^{0.1}(D/2c)^{0.25}} \quad (3)$$

결국 식 (3)은 수두와 연관되는 식 (2)에 대입하면 다음식을 얻는다.

$$H = \frac{1.4(1+0.01Rv^2)}{Re^{0.1}} \left(\frac{D}{2c}\right)^{0.75} \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

따라서 임펠러를 통해서 상승된 수두 H 를 알고 있으면 식 (4)를 통해서 간극에서의 평균유속 V 를 구하게 된다. 그리하여 유속 V 를 식 (5)에 적용하여 누설 유동량 Q_l 를 구할 수 있게 된다.

$$Q_l = V D c \quad (5)$$

실제로 베인을 자나는 유량은 펌프 유량과 누설유량이 포함된 것이므로 펌프유량은 이보다 작게된다. 따라서

$$Q_p = Q - Q_l \quad (6)$$

이 된다.

3.2 해석을 통한 성능예측

수치해석을 통해서 구한 베인 한 구간의 성능을 이용하여 전체 펌프의 성능곡선을 Fig. 6에 나타내었다.

여기서 유동계수 $\phi = Q/\omega D^2$, 그리고 수두계수 $\psi = gH/\omega^2 D^2$ 로 정의하였다.

그림에서 보듯이 수두가 높을수록 유량이 감소하는 전체적인 경향은 실험과 잘 일치하는데, 특히 고유량에서 정량적으로 잘 일치한다. 그러나 압력이 높은 저유량 구간에서 계산값과 실험치는 상당히 차이를 보인다. 앞서 언급한 대로 이러한 차이는 대부분 누설에 의한 영향이라고 생각하여 그 영향을 앞에서 구한 경험식을 이용하여 보정하여 보았다. 실제 실험에서 임펠러의 간극이 알려져 있지 않아서 몇가지 간극의 크기를 가정하였다. 간극의 크기에 따른 누설량의 변화가 많아져서 누설이 성능에 미치는 영향이 점점 커짐을 알 수가 있다. 간극의 크기가 0.3mm 일 때 설계점 전후에서 성능이 잘 예측되기는 하나 저유량에서는 아직도 큰 차이를 보이고 있다. 실제 실험에서는 펌프의 입구와 출구에서의 부차적인 손실도 있고, 또 누설손실도 본 연구의 결과가 완전하지 않기 때문에 더 깊이 그 원인을 규명하기는 어렵다. 그러나 누설손실이 어느 정도의 크기인가를 파악하는 것은 의미가 있다고 하겠다.

효율은 임펠러에 작용하는 압력을 토크에 의한 입력에 대한 출력으로 구하였다. 효율곡선은 Fig. 7을 통해서 알 수 있듯이 매우 잘 일치하고 있다. 간극의 변화에 따른 효율 성능 곡선이 모두 같음을 알 수가 있으며 이를 통해 누설유동이 효율에 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수가 있다.

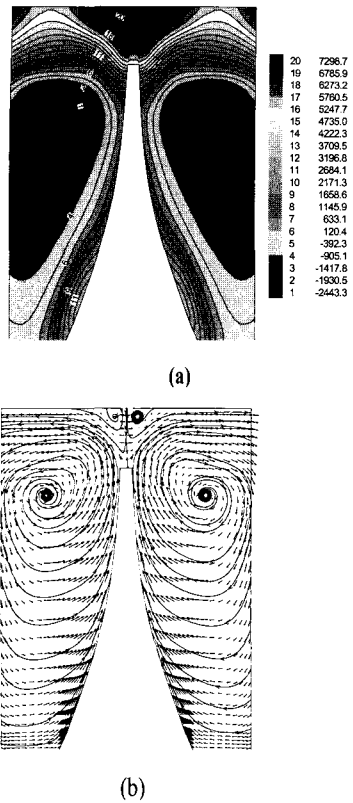


Fig.8 (a) Static pressure, (b) velocity vector distribution at periodic region

4. 내부 유동 구조

베인 내부 유동은 매우 복잡한 3차원 유동을 나타낸다. 특히 재생펌프는 베인의 내부에서 바깥 채널로 유동이 순환하면서 운동량 교환을 이루고 이 운동량 교환이 압력상승의 주된 원리이기 때문에 그 순환특성이 중요하다. 주기면(베인과 베인 사이)에서 압력 및 회전방향의 속도 등고선과 속도 벡터 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 먼저 블레이드 단면에서의 속도 벡터를 보면 알 수 있듯이 유동이 허브에서 팁 방향으로 블레이드를 따라 들어온 후 반경방향으로 이동하고 팁에서 다시 밖으로 나가면서 와류를 발생하게 되는데, 와류의 코어를 명확히 관찰 할 수 있다. 이런 와류에 의해서 이 부분에서 정압이 최소가 됨을 볼 수가 있다.

또한 허브와 팁 중간을 반경방향에 대하여 절단한 면에 대한 유동장 분포를 Fig. 9에 나타내었다. 여기서 속도 분포를 보면 압력면 근처에서 유동이 들어와서 팁으로 올라가거나 밖으로 다시 빠져나간다. 그리고 흡입면 근처에서는 유동이 들어와서 심한 와류를 발생하게 되지만, 팁으로 올라갈수록 유동이 들어오지 않고 오히려 반대로 블레이드 밖으로 빠져나가면서 와류가 차츰 사라지는 경향을 보인다. Fig. 9(c)에서 흡입면에 강한 반경방향의 와류에 의한 코어를 관찰할 수 있다. 이러한 와류의 형성과 베인의 기하학적인 형상과의 적절한 조화가 성능에 큰 영향을 미치리라 생각된다.

5. 결론

재생펌프 내부유동의 수치 해석적 연구를 통해서 얻은 결과를 다음과 같이 정리한다.

(1) 누설유량을 예측하는 경험식을 제시하였다.

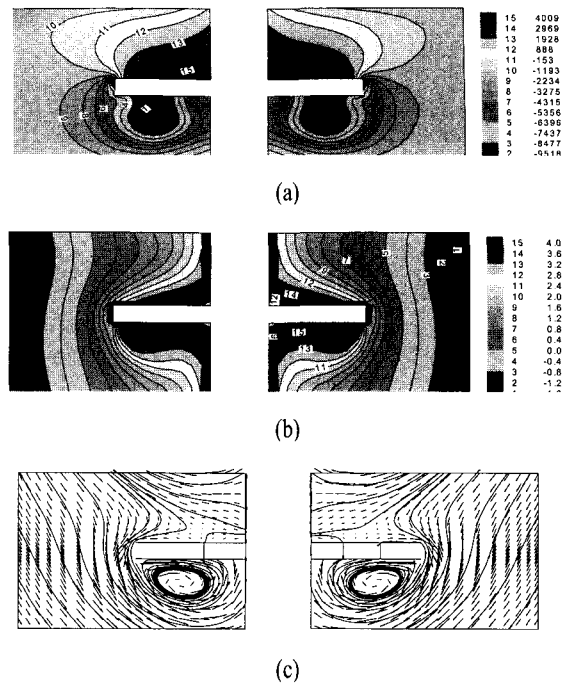


Fig.9 (a) Static pressure (b) radial velocity (c) velocity vector distribution near blade tip region

(2) 누설량은 펌프 성능에 많은 영향이 있음을 알 수가 있었다. 다시 말해서 수두가 높을수록 간극의 크기에 따른 누설량의 변화가 많아져서 누설이 성능에 미치는 영향이 점점 커짐을 알 수가 있었다.

(3) 베인 내부에 주 유동 방향의 와류와 반경방향의 와류의 형성을 확인하였다.

참고문헌

- [1] Chan Lee, Hyung Jin Sung, Jang Hyuk Kwon and Myung Kyoon chung, "Study on the Performance Analysis and the Optimization of Regenerative Pump", Journal of KSME, Vol. 15, No. 2 (1991), pp 661~667.
- [2] J. W. Hollenberg, and J. H. Potter, "An Investigation of Regenerative Blowers and Pumps", Journal of Engineering for Industry, Vol. 101 (1979), pp 147~152.
- [3] Minoru Shimosaka, Shinzo Yamazaki, "Research on the Characteristics of Regenerative Pump (1st Report, Influences of Flow Channel and Impeller)", Bulletin of JSME, Vol. 3, No. 10. (1960).
- [4] Minoru Shimosaka, Shinzo Yamazaki, "Research on the Characteristics of Regenerative Pump (2st Report, Theoretical Research on the Performance)", Bulletin of JSME, Vol. 3, No. 10. (1960).
- [5] W. A. Wilson, M. A. Santalo, and J.A. Oelrich, "A Theory of the Fluid-Dynamic Mechanism of Regenerative Pumps", Transaction of the ASME (1955), pp 1303~1316.
- [6] Yasutoshi Senoo, Fukuoka, 1956, "A Comparison of Regenerative Pump Theories Supported by New Performance Data", Transaction of the ASME (1956), pp 1092~1102.