

# 사이드채널형 연료펌프의 성능예측

최영석\* · 이경용\*\* · 강신형\*\*\*

## Performance Prediction of Side Channel Type Fuel Pump

Young-Seok Choi\*, Kyung-Yong Lee\*\*, Shin-Hyoung Kang\*\*\*

Key Words : Periphery Pump (재생펌프), Side Channel Type (사이드 채널형), Circulatory Flow (순환유동), Performance Prediction (성능예측)

### ABSTRACT

The periphery pump (or regenerative pump) has been generally applied in the automotive fuel pump due to their low specific speed (high heads and small flow rate) with stable performance curves. In this study, the performance prediction of side channel type periphery pumps has been developed. The prediction of the circulatory flow rate is based on the consideration of the centrifugal force field in the side-channel and in the impeller vane grooves. For the determination of performance curve (head-flow rate), momentum exchange theory is used. The effects of various geometric parameters and loss coefficients used in the performance prediction method on the head and efficiency are discussed, and the results were compared with experimental data.

### 1. 서 론

작은 유량에서 큰 양정을 낼 수 있는 재생펌프는 고압을 필요로 하는 자동차 연료공급 장치의 연료펌프 및 가정용수송 펌프로 널리 사용되고 있다. 그러나 재생펌프는 유체의 마찰에 의한 압력변화로 양정을 상승시키는 원리에 의해 발생되는 마찰손실과 유체가 임펠러(impeller)와 수로(channel) 사이에서 순환유동(circulatory flow)을 하면서 발생하는 난류의 영향으로 효율이 매우 낮다.

재생펌프는 수로의 형태와 위치에 따라 개수로형(open channel type, Fig. 1)과 사이드채널형(side channel type, Fig. 2)으로 분류되며 개수로 형에 대해

Iverson<sup>(1)</sup>은 임펠러와 유체간의 난류저항을 펌핑작용의 주요한 요소로 간주하여 펌프의 성능을 해석하였으며, Wilson 등<sup>(2)</sup>은 임펠러와 펌프 외벽간의 유동을 순환유로 가정하여 성능해석을 행하였고, 이찬등<sup>(3)</sup>은 펌프 작동에서 압력손실의 일반적인 모형을 제시하고 이것을 사용하여 펌프의 최적 설계를 수행하였다. 사이드채널형에 대한 연구는 Badami<sup>(4)</sup>가 수로와 날개홈의 순환유동을 고려한 펌프의 성능해석을 통해 새로운 수로의 형상에 대한 성능해석을 하였고, Hübel 등<sup>(5)</sup>은 펌프 내부유동을 실험적인 방법(laser light sheet technique)과 수치 해석적인 방법( $\kappa-\epsilon$  model)을 통해 가시화 하였다.

본 연구에서는 사이드채널형 재생펌프의 성능에 영향을 미치는 형상요소들과 손실계수들을 파악하고, 변수 변화에 따른 펌프의 성능예측을 실행하여 실험값과 비교하여 타당성을 검토하였으며, 성능예측결과로서 펌프 설계의 방향을 제시하고자 한다.

\* 한국생산기술연구원 신에너지환경팀

\*\* 한국기술교육대학교 대학원, 한국생산기술연구원

\*\*\* 서울대학교 기계항공공학부

책임저자 E-mail : yschoi@kitech.re.kr

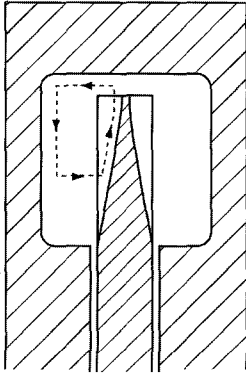


Fig. 1 Schematic of the open channel type pump

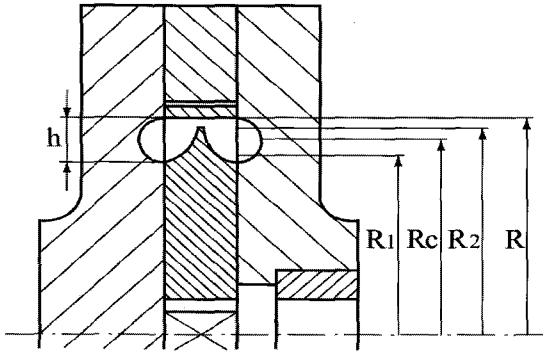


Fig. 2 Schematic and geometric symbols of the side channel type pump

## 2. 성능예측 방법

재생펌프의 성능예측과 관계된 가장 중요한 인자들을 살펴보면 우선 펌프의 입구부에서 출구부로 향하는 접선유동성분과 임펠러의 날개홈과 수로에서 형성되는 순환유동성분으로 볼 수 있으며 이러한 인자들은 각각 펌프의 전체유량과 양정을 결정한다.

펌프의 양정 상승을 임펠러로 인한 압력상승, 수로 벽면의 전단 응력에 의한 토크와 관련된 운동량 방정식을 사용하여 나타내면 다음과 같다.

$$gH = \frac{Q_m}{A_c R_c} (R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}) - \frac{1}{2} K_p \left( \frac{Q}{A_c} \right)^2 \quad (1)$$

여기서  $g$ 는 중력가속도,  $H$ 는 양정,  $Q_m$ 은 순환유량,  $A_c$ 는 사이드채널의 단면적,  $R_c$ 는 평균사이드채널 반지름,  $R_{1,2}$ 는 순환유동 입/출구 반지름 (Fig. 2),  $c_{u1,2}$ 는 순환유동 입/출구 속도이고  $K_p$ 는 벽면에서 발생하는 난류 전단응력과 관련된 손실계수이며  $Q$ 는 유량이다.

식(1)을 양정에 관한 무차원 인자인 양정계수( $\psi$ )로 나타내면

$$\psi = 2 \frac{Q_m}{A_c u} \frac{R_1}{R_c} \left( \frac{R_2}{R_1} \frac{c_{u2}}{u} - \frac{c_{u1}}{u} \right) - K_p \phi^2 \quad (2)$$

이다.  $u$ 는 임펠러 접선속도이고  $\phi$ 는 유량계수로  $Q/(A_c u)$ 이다.

또한 식(2)의 유체 순환유동속도 ( $c_{u2}$ )를 결정하는데 있어 미끄럼의 영향을 고려하면

$$\frac{c_{u2}}{u} = \frac{R_2}{R} \left( 1 - \frac{\Delta u_2}{u_2} \right) \quad (3)$$

이다. 여기서  $R$ 은 임펠러의 반지름이다. 식(3)에서

$$\frac{\Delta u_2}{u_2} = \frac{2.6}{Z \left( 1 - \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right) + 2.6} \quad (4)$$

이고,  $Z$ 는 임펠러 날개의 개수이다.

식(2)에서 임펠러와 수로사이의 유동관계에 대하여 베르누이 방정식을 적용하여 순환유량( $Q_m$ )을 나타내면

$$\frac{Q_m}{A_c u} = \frac{1}{\sqrt{K_m}} \frac{A_2}{A_c} \times \sqrt{\left( \frac{R_2^2 - R_1^2}{R^2} \right) - \left( \frac{u_{c1,2}^2}{u^2} - \frac{u_{c1}^2}{u^2} \right)} \quad (5)$$

이다. 여기서  $K_m$ 은 순환유동손실계수,  $A_2$ 는 순환유동에서 출구 단면적이며  $u_{c1,2}$ 는 수로내 유체의 입/출구 접선속도이다. 이때 날개의 각도 ( $\beta$ )는  $90^\circ$ 이다.

펌프의 효율 ( $\eta_y$ )은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\eta_y = \frac{R}{R_c} \frac{\phi \psi}{\psi + K_p \phi^2} \quad (6)$$

펌프의 성능예측에 있어 누설에 의한 손실은 무시할 수 없는 중요한 손실량이다. 누설에 의해 이론유량과 실제유량이 차이가 생기며 그 차이를 다음과 같이 모델링하였다.

$$\phi_f = \frac{Q_f}{A_c u} = \frac{A_f}{A_c} \frac{1}{\sqrt{K_f}} \sqrt{\psi \frac{\Delta P_f}{P_{max}}} \quad (7)$$

여기서  $\phi_f$ 는 누설유량계수이며  $Q_f$ 는 누설유량,  $A_f$ 는

간극의 단면적,  $K_f$ 는 누설손실계수이고  $\Delta P_f$ 는 입/출구 압력차에 의한 평균압력변화량,  $P_{max}$ 는 최대압력이다.

### 3. 해석 결과 및 분석

펌프의 성능예측에 있어 중요한 변수로서 임펠러의 날개 개수 ( $Z$ ), 사이드채널의 단면적 ( $A_c$ ), 임펠러와 펌프 외벽 사이의 간극 ( $G$ )을 고려하였으며, 각 요소들의 변화에 따른 펌프의 성능을 예측하고 이것을 Badami<sup>(4)</sup>의 실험값과 비교하였다. 이때 실험 대상 펌프의 사양은  $R=15.2\text{mm}$ ,  $h=3.25\text{mm}$ ,  $A_c=2.6\text{mm}^2$ ,  $Z=39$ 이다.

#### 3.1. 날개 개수 및 미끄럼에 의한 영향

사이드채널형 재생펌프의 임펠러에 대한 원주방향으로 위치한 날개는 흡을 포함하고 있어 사이드채널과 함께 유체의 순환유동을 발생시킨다. 이 과정에서 유체가 날개를 따라 이동하면서 미끄럼이 발생하고 순환유의 속도 변화가 발생한다. 이 속도변화와 관련하여 식(4)의 미끄럼 현상에 대한 이론을 적용하여 날개 개수의 변화에 따른 펌프의 성능변화를 예측하면 Fig. 3과 같고 이때 간극 ( $G$ )은  $0.03\text{mm}$ 이다. Fig. 3에서  $Z=39$ 일 때 실험값과 성능예측값이 일치하였고  $Z=13, 19$ 에서는 오차가 발생하였으나 날개의 개수 증가에 따라 동일한 유량에서 양정이 증가하는 경향을 실험값과 성능예측 결과에서 확인할 수 있다.

본 해석에서 사용한 미끄럼계수는 식(4)로 정의하였으나 미끄럼 계수의 변화로 인한 펌프의 성능예측의 차이를 알아보기 위해 일반적으로 널리 알려진 Stanitz 공식<sup>(6)</sup>을 사용하여 그 결과를 비교하였다.

$$\sigma_s = 1 - \frac{0.63\pi}{Z} \quad (8)$$

미끄럼 계수의 변화로 Fig. 4와 같이 성능예측 결과가  $\phi=0.4$ 일 때 양정이 약 27%의 오차를 보이고 있어 적용하는 미끄럼 계수의 경험식에 따라 펌프의 성능예측 결과는 큰 변화를 보이고 있다. 따라서 미끄럼 계수는 성능예측에 있어 큰 영향을 주므로 다른 변수와 함께 적절히 선택되어 사용되어야 함을 알 수 있다.

#### 3.2. 사이드채널의 단면적에 의한 영향

앞의 성능해석을 위한 이론에서 보면 사이드채널의

단면적 ( $A_c$ )이 펌프의 유량과 양정 결정에 중요한 영향을 준다는 것을 예상할 수 있다.  $A_c$ 의 변화는 순환유동의 특성과 순환유동의 손실에 관계가 있다.

$A_c$ 의 변화에 따른 펌프의 성능변화를 알아보기에 앞서 식(5)의 순환유동손실계수 ( $K_m$ )를 실험값을 바탕으로 채널 단면적에 따라서 최소값을 갖도록 이차원 곡선으로 근사하여 추론하였다. Fig. 5에서  $A_c$ 를 수로의 폭( $h$ )을 지름으로 하는 원형 수로 단면적 ( $A_{cir}$ )으로 무차원화한 값과  $K_m$ 의 관계를 제시하고 있다.

Fig. 5에서 정의된  $K_m$ 을 통해  $A_c/A_{cir}$ 의 변화에 따른 성능예측 결과를 살펴보면 Fig. 6과 같고 이때 간극 ( $G$ )은  $0.06\text{mm}$ 이다. 실험과의 비교에서  $A_c/A_{cir}=0.313$ 인 경우를 제외하고 실험과 성능예측이 일치하는 것을 볼 수 있고  $A_c/A_{cir}=1.157$  일 때 동일한 유량에서 양정이 가장 높으며 그 이후  $A_c/A_{cir}$ 가 증가함에 따라 양정이 감소

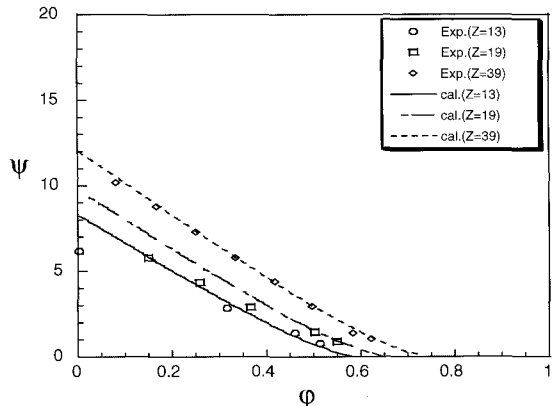


Fig. 3 Comparisons of calculated data with experimental data for impellers with different number of vanes

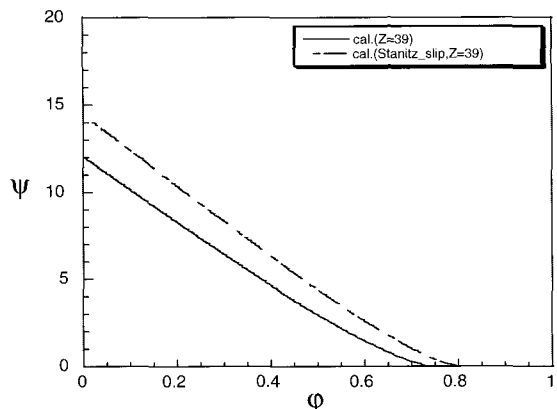


Fig. 4 Comparisons of calculated data used the different slip factors for the impeller with Z=39

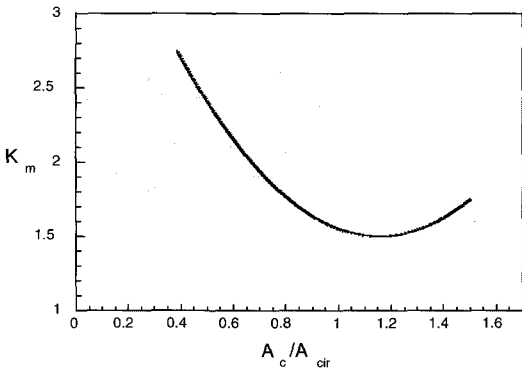


Fig. 5 Variation of circulatory flow loss coefficient with the ratio of  $A_c$  to  $A_{cir}$

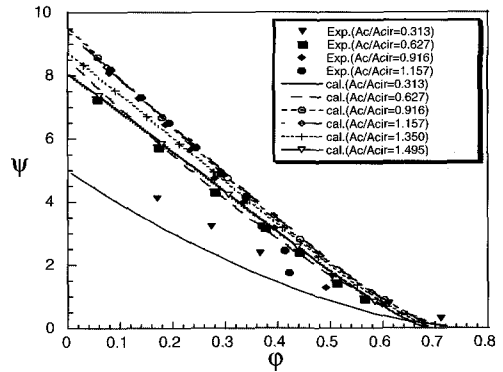


Fig. 6 Comparisons of calculated data with experimental data ( $\Psi - \phi$ ) for side channels with different cross section areas ( $A_c$ )

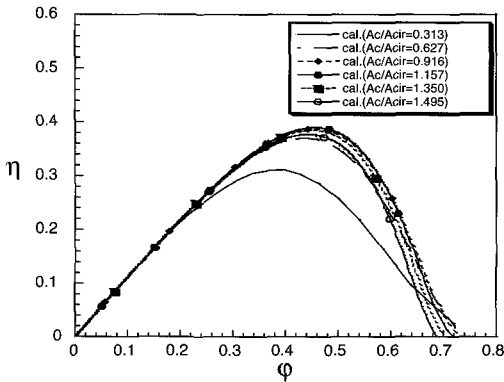


Fig. 7 Calculated  $\eta - \phi$  characteristics for side channels with different cross section areas ( $A_c$ )

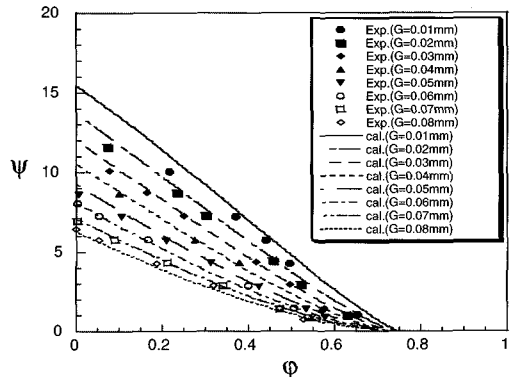


Fig. 8 Comparisons of calculated data with experimental data ( $\Psi - \phi$ ) for side channels with different clearances ( $G$ )

하는 것을 보여주고 있다. 이것은  $A_c$ 의 변화에 따른 양정의 변화를 예측하는데 있어 최고의 양정을 결정하는  $A_c$ 가 존재하는 것을 볼 수 있다. 그리고  $A_c$ 의 변화에 따른 효율의 변화 (Fig. 7)를 보면 앞서 실행한 사이드채널 단면적과 양정에 관한 성능예측과 유사한 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 이러한 결과를 토대로 펌프를 설계하는데 있어서 최적의 사이드채널 단면적을 결정하여 효율을 극대화하는 성능예측이 가능하다.

### 3.3. 간극의 영향

끝으로 임펠러와 펌프외벽 사이의 간극 ( $G$ )을 고려한 성능예측을 통해 누수유량 및 실제 양정 변화를 예측하였다 (Fig. 8). 그 결과, 간극이 증가하면 그로 인한 누수유량이 증가하여 유량과 양정이 감소하는 것을 알 수 있고 누수로 인한 손실을 고려한 성능예측을 수행하는데

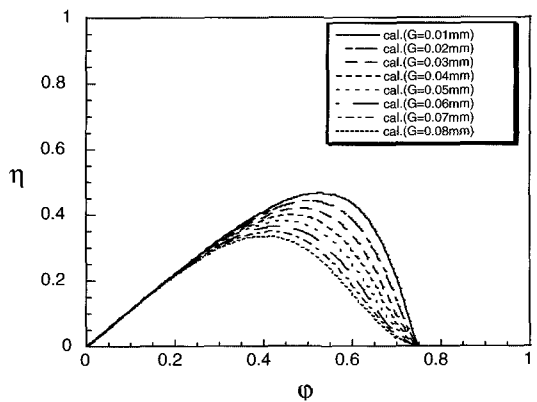


Fig. 9 Calculated  $\eta - \phi$  characteristics for side channels with different clearances ( $G$ )

있어서 식(7)의 누수손실계수 ( $K_f$ )는 상수로 주어졌다.

Fig. 9에서는 간극의 변화에 따른 펌프의 효율과 유

량의 관계에 대해 나타나고 있으며 효율도 양정과 동일하게 간극이 커질수록 감소하는 것을 볼 수 있고 이러한 결과로 펌프 설계과정에 간극에 대한 요소를 적용하여 정확한 성능예측을 가능하게 하였다. 그러나 간극 변화가 효율에 미치는 영향에 대한 Badami<sup>(4)</sup>의 실험값과 성능예측의 비교는 실험값이 누수에 의한 손실 외에 임펠러의 회전축과 베어링에서 발생하는 손실과 임펠러의 마찰에 의한 손실을 포함하고 있어 상대적으로 매우 작은 결과를 보이기 때문에 생략하였으나 간극의 증가에 따라 효율이 감소하는 경향은 동일하게 예측되었다.

#### 4. 결론

본 연구의 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 임펠러의 날개 개수 ( $Z$ )는 성능예측에 있어 미끄럼계수에 관련되며 날개수가 증가하면 펌프의 양정은 높아지게 예측된다. 이때 적용되는 미끄럼계수에 따라서 성능예측 결과는 달라지게 된다.
- 2) 사이드채널의 단면적 ( $A_c$ ) 변화에 따른 성능변화를 예측하기 위해 순환유동손실계수 ( $K_m$ )를 실험을 통해 추론하였다. 펌프의 성능을 극대화 할 수 있는 최적의 사이드채널 단면적이 존재한다고 가정하여 단면적의 증가에 따라 순환유동손실계수가 최소값을 가지게끔 2차곡선으로 모델링하였으며, 성능예측 결과는 실험값과 같은 경향을 보이고 있다.
- 3) 펌프의 임펠러와 외벽사이의 간극이 증가하면 누수에 의해 양정과 효율이 감소하게되며, 누수손실계수를

도입한 성능예측 결과는 실험값을 잘 예측하고 있다.

#### 후 기

본 논문은 (주)KAFUS, 서울대학교, (주)터보헤드의 공동연구 결과의 일부를 수록한 내용입니다. 연구에 도움을 주신 분들께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Iversen, H. W., 1955, "Performance of the Periphery Pump," Trans. ASME, Vol. 77, pp. 19-28.
- (2) Wilson, W. A., Santalo, M. A., and Oelrich, J. A., 1955, "Theory of the Fluid-Dynamics Mechanism of Regenerative Pumps," Trans. ASME, Vol. 77, pp. 1303-1316.
- (3) 이 찬, 성형진, 권장혁, 정명균, 1991, "재생펌프의 성능해석 및 최적화에 관한 연구," 대한기계학회는 문집, 제15권 제2호, pp. 661-667.
- (4) Badami, M., 1997, "Theoretical and Experimental Analysis of Traditional and New Periphery Pumps," SAE Technical Paper Series, n.971074.
- (5) Hübel, M., Blättel, B., and Strohl, W., 1995, "Investigation on Fluid Mechanics of the Regenerative Pump Used in Gasoline Injection System," SAE Technical Paper Series, n.950077.
- (6) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," Trans. ASME J. of Eng. for Power, Vol. 89, pp. 558-572