

< 논문 >

사이드채널형 재생펌프의 성능 특성에 관한 실험적 연구

임형수[†] · 강신형^{*}
(2004년 8월 13일 접수, 2005년 1월 3일 심사완료)

Performance Characteristics of Side Channel Type Regenerative Pumps

Hyung-Soo Lim and Shin-Hyoung Kang

Key Words: Regenerative Pump(재생펌프), Impeller(임펠러), Circulatory Flow(순환유동), Clearance(간극), Leakage Flow(누설유동), Cavitation(캐비테이션)

Abstract

The performance of a regenerative pump is affected by many parameters, especially blade shape of impeller, leakage flow in the clearance and head losses at the inlet & outlet. An impeller with J-shape blade was designed and 5 times scale up model was tested at similarity conditions to evaluate the performance. Performance variations with clearance change were executed. The amounts of leakage flow through the clearance were estimated using the one-dimensional leakage flow models and analysis. Main leakage flow is generated through the gap between the impeller and casing. The inlet & outlet head losses were also estimated. Such corrections are very important to evaluate the final performance of the impeller and pump. Cavitation test was also performed at 1,200 rpm. NPSH of the regenerative pump was obtained and growth of cavity within blades was visualized.

———— 기호설명 ————		Re	: 레이놀즈 수
A	: 면적	ω	: 각속도
c	: 간극	τ	: 토크
D	: 임펠러 유효직경	ρ	: 밀도
D_h	: 수력 직경	ν	: 동점성계수
f	: 마찰 계수	ψ	: 압력계수
g	: 중력 가속도	ϕ	: 유량계수
N	: 회전 속도	λ	: 동력계수
$NPSH$: 유효 흡입 수두	ϵ	: 표면조도
N_s	: 비속도		
N_{s_s}	: 흡입 비속도	하첨자	
P_u	: 동력	b	: 날개
P	: 압력	c	: 중심
Q	: 유량	i	: 입구
		M	: 모델
		o	: 출구
		op	: 작동점
		p	: 프로토타입
		t	: 탭

[†] 책임저자, 회원, 서울대학교 대학원 기계공학과
E-mail : mysisterinlaw@yahoo.com
TEL : (011)9180-8340 FAX : (02)856-0313
^{*} 회원, 서울대학교 기계항공공학부

1. 서론

현재 사용되는 자동차 연료펌프는 사이드 채널 타입의 재생펌프로 여러 운전 조건하에서 3.8 bar 라는 균일한 압력으로 인젝터에 연료를 공급하는데 사용된다.

재생펌프는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 임펠러의 회전에 의해 날개와 사이드 채널 사이에서 순환유동의 혼합 과정이 반복적으로 일어남으로써 송압작용이 나타나고, 내부 유동 손실이 커서 효율이 낮다. 하지만 낮은 비속도를 가지고 있으므로 작은 유량에서 큰 압력을 얻는데 적합하다. 그리고 자동차 연료펌프로써 대량 생산시 저렴한 생산가격과 뛰어난 내구성 때문에 대부분의 가솔린 차량에 장착되어 사용되고 있다.

재생펌프에 대한 연구는 일찍이 1950년대부터 활발히 이루어졌다. Shimosaka⁽¹⁾는 개수로 형의 재생 펌프를 이용하여 날개 수, 간극, 채널 면적의 치수 변화에 대한 실험과 1차원 해석을 하였다. Hollenberg⁽²⁾는 재생 펌프의 레이놀즈 수 변화에 대한 성능 실험을 수행하였다. 또한 Hübel⁽³⁾은 레이저 시트를 이용하여 자동차 연료펌프의 내부 유동 가시화를 하였고, 내부 유동의 수치계산을 수행하였다. M. Badami⁽⁴⁾는 사이드 채널 타입의 재생펌프에 대해 간극, 날개 수, 날개각도, 사이드채널 면적의 변화에 대하여 실험과 해석을 하였으며 새로운 타입의 재생펌프를 제시하였지만 그 성능은 기존의 것보다 낮았다.

지금까지의 연구는 단순한 판형의 임펠러 날개에 대하여 여러 요소를 각각 변화시켜 보았을 때의 성능변화를 해석하고 실험한 것이다. 하지만 좀 더 나은 성능을 위한 복합적인 형상의 재생펌프의 개발 및 성능 평가를 하는데 있어서, 성능값의 분석과 성능 보정법을 제시한 연구는 없는 실정이다.

본 연구는 선행되어진 연구를 바탕으로 재생펌프의 성능에 영향을 주는 요인중 날개 임펠러 형상, 간극에서의 누설유량, 입/출구의 수력손실

이 재생펌프 성능에 미치는 영향을 연구하였다. 이를 위해서 본 연구에서는 자동차 연료펌프를 설계하고 이를 시험, 평가하였다. 실제 임펠러의 크기는 작기 때문에 실제 크기를 그대로 제작하기 위해서는 마이크로 가공 기술이 요구되어 제작비가 비싸고 또 정밀한 가공을 하기가 어렵기 때문에 실험의 정밀도를 높이기 어렵다. 그래서 성능평가를 위하여 상사법칙을 이용하여 5배 확대 제작한 후, 물을 작동유체로 하여 시험하였다. 실제로 간극을 통한 누설유량은 성능에 큰 영향을 미치기 때문에 간극을 변화시키면서 성능 실험을 수행 하였다. 간극에서 발생하는 누설유량과 입/출구에서의 수력 손실을 보정하여 임펠러 단독의 정상상태의 성능을 구하였고, 이를 수치해석 결과와 비교 하였다. 또한 캐비테이션이 발생하였을 경우 재생펌프의 성능 특성의 변화도 알아보고, 펌프 내부의 캐비테이션의 변화도 관찰하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 상사법칙을 이용한 모델의 성능실험

설계된 자동차 연료펌프의 직경은 30 mm이고 5배 확대된 모형의 크기는 150 mm로 제작 하였다. 모델과 프로토타입 간의 상사법칙을 적용하여 실험장치 및 방법이 구성되어야 했다.

따라서 모델과 프로토타입을 상사시키기 위하여 다음의 무차원 수인 비속도, 유량계수, 압력계수, 동력계수 및 레이놀즈 수

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \tag{1}$$

$$\phi = \frac{Q}{\omega D^3} \tag{2}$$

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \tag{3}$$

$$\lambda = \frac{P_w}{\rho \omega^3 D^5} \tag{4}$$

$$Re = \frac{UD}{\nu} \tag{5}$$

를 동일하게 유지하였으며, Table 1에 성능 실험시 각각의 값을 나타내었다. 여기서 D는 수력직경이며, 반지름을 R1으로 한다.

연료펌프의 설계점에서 무차원 계수들의 값은

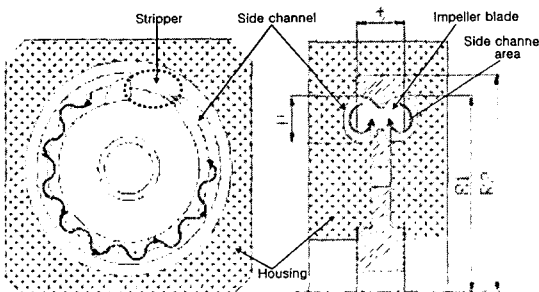
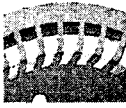




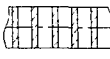


Fig. 1 Schematic of regenerative pump

Table 1 Similarity between prototype and model

Dimensionless parameter	Prototype (Gasoline)	Model (Water)
$\frac{\rho_M}{\rho_p}$	1 (750 kg/m ³)	1.33 (998kg/m ³)
$\frac{v_M}{v_p}$	1 (5.4*10 ⁻⁷ m ² /s)	1.85 (1.0* 10 ⁻⁶)
$\frac{D_M}{D_p}$	1 (30 mm)	5 (150 mm)
$\frac{\omega_M}{\omega_p} = (\frac{v_M}{v_p}) (\frac{D_M}{D_p})^{-2}$	1 (7,500 rpm)	0.074 (555 rpm)
$\frac{Q_M}{Q_p} = (\frac{\omega_M}{\omega_p}) (\frac{D_M}{D_p})^3$	1 (125 lph)	9.25 (1156.2 lph)
$\frac{H_M}{H_p} = (\frac{\omega_M}{\omega_p})^2 (\frac{D_M}{D_p})^2$	1 (51.7 m)	0.137 (7.08 m)
$\frac{P_{HM}}{P_{HP}} = (\frac{\rho_M}{\rho_p}) (\frac{\omega_M}{\omega_p})^3 (\frac{D_M}{D_p})^5$	1 (0.03 Kw)	1.68 (0.05 Kw)
$\frac{\tau_M}{\tau_p} = (\frac{\rho_M}{\rho_p}) (\frac{\omega_M}{\omega_p})^2 (\frac{D_M}{D_p})^5$	1 (0.048 Nm)	22.76 (1.1 Nm)

Table 2 Specifications of tested impellers

	Model A	Model B
Blade array (front)		
Blade array (side)		
Blade array (up)		
Side channel area	101.5 mm ²	57 mm ²
No. of blade	45	46
H	17.5 mm	15 mm
t	19 mm	18 mm
R1	75 mm	75 mm
R2	83.25 mm	83.25 mm

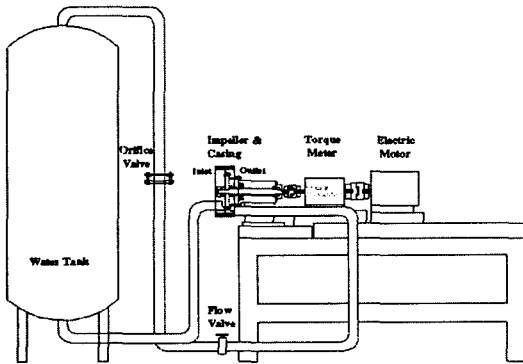


Fig. 2 Schematic diagram of experiment setup

$\phi = 0.001637, \psi = 0.912, Re = 6.5 \times 10^5, N_s = 17.75 (rpm, m^3/min, m), \lambda = 0.0034$ 이다. 레이놀즈 수를 고려한다면, Table 1에서 연료펌프의 회전수가 7,500 rpm 이라고 할 때, 5배 확대모델의 운전 회전수는 555 rpm 이다. 레이놀즈 수의 영향을 추가로 고려해 보기 위하여 400 rpm, 600 rpm, 800 rpm에 대하여 성능 실험을 수행하였다.

2.2 성능 실험 장치

성능실험을 위한 장치를 Fig. 2에 나타내었다. 3상유동 전동기로 재생펌프를 구동하였으며 동

력, 토크 및 효율의 측정을 위하여 재생펌프와 전동기 사이엔 토크 미터를 장착하였다.

운전유량은 재생펌프 출구 쪽에 위치한 유량 밸브를 통하여 조절하였으며, 유량측정은 오리피스 관 양단에 발생된 압력차를 이용하여 구할 수 있었다. 캐비테이션 실험 시에는 오리피스 관 이후에 출구 유량 밸브를 장착하였다. 케이싱은 아크릴로 제작을 하여 재생펌프 내부의 상황을 관찰 할 수 있게 하였다.

그리고 입구와 출구 측 케이싱에 원주방향으로 45° 간격으로 압력구멍을 설치하여 입구에서 출구 까지의 위치에 따른 압력 상승을 계측할 수 있게 하였다. 여기서 얻은 데이터는 임펠러 배인의 정상 압력상승량을 독립적으로 구하고, 입/출구부에서의 수력손실을 구하고 보정하는데 이용되었다.

2.3 성능 실험용 임펠러

본 연구에서는 사이드 채널과 임펠러 날개 사이에서 발생된 유체의 순환유동 원활히 하기 위하여 임펠러를 설계하였으며, 상용되는 연료펌프 보다 5배 확대하여 제작하였다.

Table 2에서 모델 A는 임펠러 날개와 사이드 채널에서의 순환유동이 원활히 발생되도록 하기 위하여, 날개의 끝부분을 J자로 굽혀 사이드 채널에서 임펠러 허브로 유입되는 유동을 원활히

하였다. 그리고 Table 2에서 볼 수 있듯이 모델 A의 사이드 채널의 면적(101.5 mm^2)은 다른 모델 B의 면적(57 mm^2)보다 크게 디자인하여 재생펌프 내부의 순환유량을 많게 하였다. 재생펌프 내에서 순환유동이 원활히 발생한다는 것은 임펠러에서 유체로 에너지가 잘 전달된다는 것을 나타낸다. 따라서 원활한 순환 유동 즉, 임펠러 끝단에서 사이드 채널로의 빠른 접선 속도를 갖는 재생펌프는, 같은 단면적에 상대적으로 느린 접선 속도를 갖는 것에 비하여 보다 많은 유량을 방출할 것이라 가정하여 설계를 하였다.

모델 B는 모델 A와 마찬가지로 연료펌프 내부에서의 순환유동을 늘리기 위한 또 다른 방법으로 주 날개와 보조 날개(주 날개의 절반정도로 짧은 날개)를 번갈아 설치한 임펠러이다. 본 논문에서 모델 B는 캐비테이션이 발생 하였을 때의 성능을 보기 위하여 사용되었다.

2.4 성능 실험 방법

본 재생펌프 성능 실험은 5배 확대 제작된 임펠러(모델 A)에 대하여 400 rpm, 600 rpm, 800 rpm에서 이루어졌다. 그리고 한 회전수에 대하여 출구 밸브를 조절함으로써, 유량을 변화시켰고 그때의 재생펌프 출구 압력을 측정하였다. 자동차용 재생펌프를 5배 확대 제작하는 과정에서, 가공오차 등으로 인해 임펠러와 케이싱 사이의 간극이 실제 자동차 재생펌프의 간극(0.015 mm)보다 컸다. 재생펌프는 임펠러와 케이싱 사이의 간극의 크기에 따라 누설유량이 변하는데, 이것은 재생펌프의 성능에 큰 영향을 준다. 따라서 본 실험에서는 누설유량을 줄이기 위해 0.1 mm 정도 두께의 sheet을 임펠러 표면의 area 1 영역에 붙이는 방식으로 간극을 조정하면서 성능시험을 수행 하였다.

3. 재생펌프 성능실험

Fig. 3은 임펠러 모델 A의 성능시험 결과를 유량 계수(ϕ)의 변화에 따른 압력 계수(ψ)의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 in 이란 입구측의 임펠러와 케이싱 사이의 areal에 해당하는 간극이다. (만약 sheet을 임펠러 표면에 붙여서 간극 조정을 하였다면, in 이란 케이싱과 sheet 사이의 area 1에 해당하는 간극) 마찬가지로 out은 출구 측에서의 간극이다.

모델 A의 경우 세 가지 회전수에 대하여 간극을 변화시키면서 실험을 하였을 때, 무차원화 된 성능이 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 임펠러와 케이싱 사이의 간극이 줄어들수록 같은 유량에 대하여 수두가 높아지고, 같은 수두에 대하여 많은

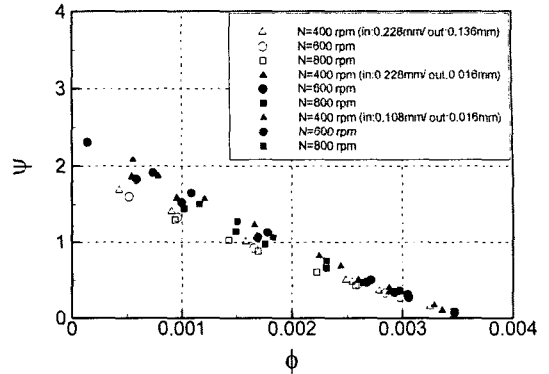


Fig. 3 Variations of performance of regenerative pumps with clearance change

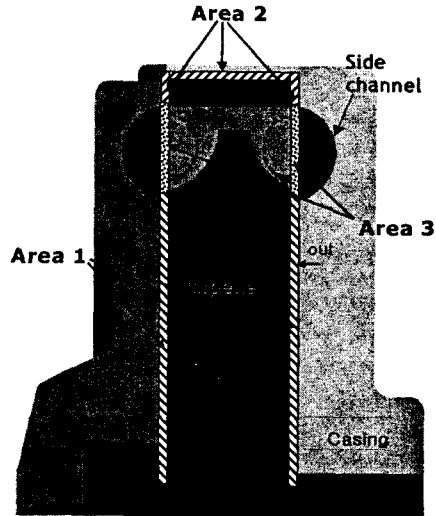


Fig. 4 Clearances in regenerative pump

유량이 발생한다.

모델 A의 경우 간극을 변화시키면서 성능 실험을 하였을 때, 예상하는 무차원화된 작동점 ($\phi = 0.001637$, $\psi = 0.912$)과 유사하지만 이것이 모델 A의 성능이라고 판단할 수 없다. 왜냐하면 임펠러와 케이싱 사이의 간극을 조정하며 성능실험을 하였어도 간극이 여전히 존재하며, areal과 스트리퍼 영역에서의 누설유량과 입구와 출구의 수력손실이 여전히 존재하기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 다음과 같은 성능 보정을 하였다.

4. 재생펌프 성능보정

Fig. 4에서는 재생펌프에서 존재하는 간극을 나타낸다. 그림에서와 같이 크게 3가지 영역의

간극이 존재하며 이곳에서 누설유량이 발생한다.

Area 1은 임펠러 중심축에서의 간극이며, area 2는 스트리퍼 구간 중 임펠러 팁 부분에서의 간극이다. 그리고 area 3은 스트리퍼 구간에서 임펠러 날개와 케이싱 사이에서의 간극이다. 각 간극에서 발생하는 누설유량을 1차원 보정식⁽⁵⁾과 1차원적인 해석을 통하여 누설유량을 추정하였다.

4.1 임펠러 중심부의 누설유량 보정 (area 1)

모델 A의 간극에 의한 중심부(영역 1)에서의 누설유량을 구하고 이것을 성능 실험값에 보정하기 위하여, 본 연구에서는 다음의 1차원 누설유량 보정식⁽⁵⁾을 이용하였다.

$$H = \frac{1.4(1+0.01Rv^2)}{Re^{0.1}} \left(\frac{D}{2c} \right)^{0.75} \frac{V_1^2}{2g} \quad (6)$$

여기서 $Re = \frac{2cV_1}{\nu}$ 이고 $Rv = \frac{Dv}{2V_1}$ 이다. 위 식은 단순화한 간극 모델에서의 유동을 수치해석하여 얻은 경험식이다. 여기서 수두 H , 임펠러 직경 D , Rv , Re , 간극 c (area 1)를 알고 있으므로 위 식 (6)을 이용하여 area 1에 해당하는 간극에서의 누설유량의 평균 유속 V_1 을 구할 수 있다. 그리고 누설유량 Q_c 는

$$Q_c = V_1 D c \quad (7)$$

으로 얻을 수 있다.

4.2 스트리퍼 구간 중 임펠러 팁에서의 누설 유량 보정(area 2)

Fig. 4의 area 2에서와 같이 스트리퍼 양단에 입구와 출구가 있으며, 이곳에서의 간극에 의하여 임펠러 팁 부분에서 누설유량이 발생하게 된다. 이때 수두손실과 누설유속의 관계를 Darcy-Weisbach eq.에 의하여 다음과 같이

$$H = f \frac{L}{D_h} \frac{V_2^2}{2g} \quad (8)$$

가정하고 누설유량을 추정하였다. 스트리퍼 양단에 걸리는 입/출구의 수두차 H 를 알고 있으며, Re_{D_h} 에 따라

Laminar 인 경우,

$$f = \frac{96}{Re_{D_h}} \quad (9)$$

Turbulent 인 경우,

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re_{D_h}} + \frac{(\epsilon/D_h)^{1.11}}{3.7} \right] \quad (10)$$

을 이용하여 마찰계수 f 를 구하여 식 (8)에 대입함으로써 area 2에서의 누설유속 V_2 를 구하였으며, 누설유량 Q_t 는

$$Q_t = A_2 V_2 \quad (11)$$

을 이용하여 구할 수 있었다. 여기서 D_h 는 수력 직경으로써,

$$D_h = \frac{4A_2}{\text{wetted parameter}} \quad (12)$$

이고 A_2 는 area 2의 면적이다.

4.3 스트리퍼 구간 중 임펠러 날개에서의 누설 유량 보정(area 3)

Fig. 4의 area 3인 스트리퍼 구간 중 임펠러 날개와 케이싱 사이의 간극에서도 누설유량이 존재한다. 스트리퍼 구간(32°)의 양쪽에 입구/출구가 있으며, 이 구간에서 임펠러 날개가 4개 있다. 스트리퍼 구간에서, 임펠러 날개 하나의 양단에 작용하는 수두차를 알고 있으므로,

$$\frac{H}{4} = f \frac{L}{D_h} \frac{V_3^2}{2g} \quad (13)$$

을 이용하여 area 3에서의 누설 유동 속도 V_3 를 구할 수 있으며,

$$Q_b = A_3 V_3 \quad (14)$$

을 이용하여 area 3에서의 누설유량을 구할 수 있다.

4.4 입출구에서의 수력손실 보정

재생펌프의 구조적 특성상 입구부와 출구부에 유로가 90°로 굽어지며, 유로 특성상 유체가 임펠러에 의하여 에너지를 직접 전달받지 못하기 때문에 수력 손실이 발생하게 되는데, 이것에 대한 보정을 하였다. 입/출구에서의 수력 손실은 케이싱의 형상에 큰 연관이 있다.

본 실험에서는 입구에서 출구 사이를 45° 간격

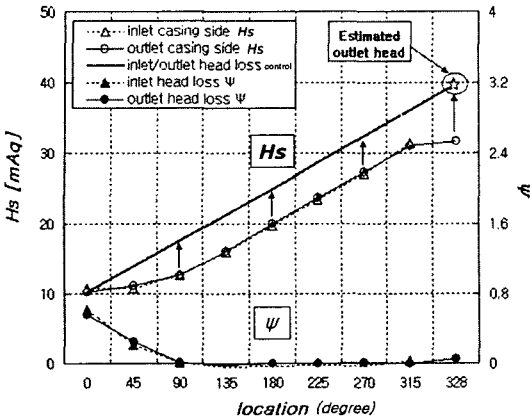


Fig. 5 Inlet & outlet head loss correction (model A at 600 rpm, phi : 0.000143, inlet : 0.108 mm/ outlet : 0.016 mm)

으로 입구 케이싱과 출구 케이싱 쪽에 총 17 곳의 압력을 측정하였다. Fig. 5는 위치에 따른 수두값의 변화를 나타낸다. 0° ~ 90°, 315° ~ 328°에서 위치에 따른 수두값이 선형적으로 상승하지 못하였다. 즉 입구부와 출구부에서 유로가 커지고 임펠러로부터 직접 운동량을 전달 받지 못하기 때문에 이러한 결과를 얻었다.

그러나 입구의 135° ~ 315° 위치에서 수두가 선형적으로 상승하므로 수두상승의 기울기를 얻을 수 있으며 입구압(0°)을 알고 있으므로, 입/출구부에서 수력손실이 발생하지 않았다고 할 때의 보정된 출구압을 구할 수 있었다. (Fig. 5의 estimated outlet head)

Fig. 5에 입구~출구까지의 위치에 따른 무차원된 수두손실(ψ) 값을 나타냈다. 0°에 위치한 입구와 328°에 위치한 출구에서 각각 $\psi_0 = 0.561$, $\psi_{328} = 0.054$ 만큼의 수두손실이 발생하였다. 보정된 출구압이 $\psi_{outlet} = 2.92$ 임을 감안하면 각각 19.21%, 1.85%의 손실이 발생한 것이며, 이러한 입/출구의 수두손실 보정으로 전체 21%의 출구 압 성능 보정을 할 수 있었다.

5. 재생펌프 성능 보정결과

본 연구에서는 실험값을 이용하여 앞에서 언급한 누설유량과 입출구 수력손실을 보정하였다.

Fig. 6은 모델 A, 600 rpm에서 3가지 간극일 때의 성능 측정값(exp)과 보정값을 나타낸 것이다. 이 그림에서 c는 입구, 출구측 간극의 합(c=in + out)을 의미한다. Q_c 는 중심부에서의 누설유량이다. 즉, 중심부에서의 간극이 없다고 하였을 때 발생하는 누설유량이다. 이 그림에서 3

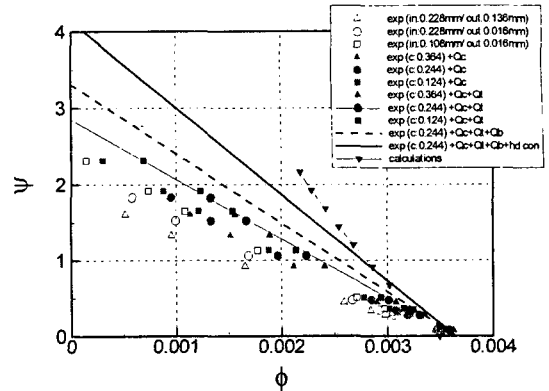


Fig. 6 Comparison between calculated data and leakage flow & head loss corrected data (Model A, 600 rpm)

가지의 간극에 따른 보정된 성능값 ($exp+Q_c$)이 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 이것은 간극의 측정, 성능 측정, 1차원 누설량 보정이 비교적 합리적으로 되었음을 나타낸다.

스트리퍼 영역가운데 임펠러 팁에서의 누설유량 Q_t 를 보정하면, Fig. 6에서 $exp+Q_c+Q_t$ 가 되며, 간극이 달랐을 때의 보정된 성능값이 잘 일치하였다. 그리고 간극 $c = 0.244$ mm 일 때, 스트리퍼 영역에서의 임펠러 날개에서 발생하는 누설유량 Q_b 를 보정하여 점선($exp+Q_c+Q_t+Q_b$)과 같은 성능값을 얻었다.

마지막으로 이 보정된 값에 추가적으로 입출구에서의 수력손실을 보정하였는데, 그 보정결과가 Fig. 6의 실선($exp+Q_c+Q_t+Q_b+hd con$)과 같았다.

$c=0.244$ mm 에서, 보정을 하지 않았을 때(실험값)는 운전점의 압력계수($\psi = 0.912$)를 기준으로 하였을 때 $\phi=0.002$ 이었다. 그런데 최종적으로 보정하였을 때(실선)에는 같은 압력계수에 대하여 유량계수가 $\phi=0.0028$ 이 나왔으며, 이것은 보정을 통하여 약 40%의 유량 증가값을 얻을 수 있었다. 그리고 이 보정된 성능값은 임펠러의 이상적인 정상 압력 상승이라고 할 수 있다.

본 연구에서는 또한 CFX-TASC flow를 이용하여 재생펌프에 대한 CFD 시뮬레이션을 하였다. 하나의 임펠러 베인과 사이드 채널에 대하여 압력 상승이 각도에 따라 일정하고, 누설유량과 입출구 손실등이 없다는 조건하에서 3차원 계산을 수행하였다. 그 계산된 결과와 보정된 성능값을 Fig. 6에 나타내고 시험결과와 비교하였다. 계산한 값과 최종적으로 보정된 성능값의 경향은 전체적으로 비슷하지만, 압력계수가 높아지면서 유량에서 차이를 보였다. 운전점 근처에서 보정된

성능값과 계산한 값이 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 하지만 수치해석이 이루어진 영역에서 -5%~ 15%의 유량 차이가 있었다. 이것은 실험에서, 임펠러와 케이싱의 표면에서의 마찰효과, 누설유동으로 인한 부차적인 손실 등이 존재하였기에 이러한 차이가 발생하였다고 생각된다.

6. 캐비테이션 성능 실험

자동차 연료펌프는 운전시 흡입조건에 따라 캐비테이션 현상이 일어난다. 본 연구에서는 진공펌프를 사용하여 입구압을 강제로 낮추고 회전수를 1,200 rpm으로 높임으로써 캐비테이션 현상을 쉽게 유도하였다. 그리고 그때의 재생펌프의 성능특성을 구할 수 있었다.

Fig. 7에서는 입구압을 진공펌프를 이용하여 낮추면서 캐비테이션이 발생 하였을 때의 재생펌프성능을 모델 B로 실험한 것이다. 이때의 성능을 NPSH vs del Ht로 나타냈다. NPSH는

$$NPSH = \frac{P_i}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (15)$$

로 정의되며, 입구 전압과 증기압과의 차를 나타낸다. 즉 입구에서 기포가 발생하는 것을 막기 위해 필요로 하는 최소의 수두라고 해석 할 수 있다. 그리고 del Ht는 입구와 출구의 전압차를 나타내며,

$$del Ht = \left(\frac{P_o}{\rho g} + \frac{V_o^2}{2g} + Z_o \right) - \left(\frac{P_i}{\rho g} + \frac{V_i^2}{2g} + Z_i \right) \quad (16)$$

로 정의된다. 본 실험에서는 $Z_o \approx Z_i$ 이었다.

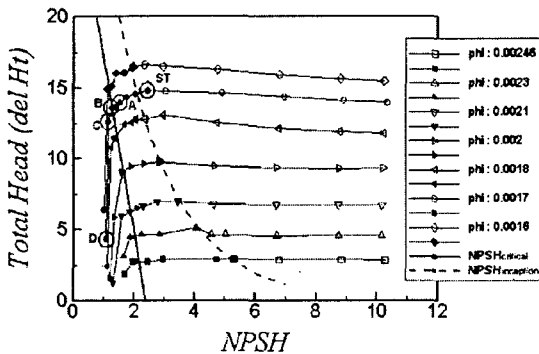


Fig. 7 NPSH vs Total head when cavitation occur at 1,200 rpm(model B)

NPSH 값이 1.0~2.0일 때 입출구의 전압차 값이 급격히 하강하는 것을 볼 수 있다. 이것은 입구 압력 강하로 캐비테이션이 재생펌프 내에서 충분히 발달한 결과이다. 그리고 정상 전압력 값의 3% 하강 하였을 때의 NPSH를 $NPSH_{critical}$ 이라고 정의할 때, Fig. 7에서는 유량이 적을 수록 $NPSH_{critical}$ 값이 작아지는 것을 볼 수 있다.

점선은 입구쪽에서 기포가 보이는 때를 나타내며 그때의 NPSH를 $NPSH_{inception}$ 이라 하였다.

Fig. 8은 입계 NPSH 값과 캐비테이션 발달 $NPSH_{inception}$ 값을 이용한 비속도와 유량계수와의 관계를 나타낸 것이다. 여기서 비속도는

$$N_{ss} = \frac{rpm \sqrt{Q}}{NPSH^{3/4}} \quad (17)$$

로 정의되어 진다.

본 캐비테이션 실험에서는 유량이 많을수록 비속도가 선형적으로 감소하는 것을 볼 수 있다. 이것은 유량이 증가할 때 NPSH가 더 크게 증가함을 뜻하며 Fig. 7과 같은 의미로 해석된다.

Fig. 9, Fig. 10은 캐비테이션 현상이 발생하는 과정을 사진으로 포착한 것이다. 이 그림에서 A, B, C, D는 Fig. 7에서와 같은 지점을 의미한다. 모델 B에 대하여 ($\phi=0.0017$, 1,200 rpm) 입구압을 진공펌프로 낮추고 정면과 위에서 보았을 때, 기포가 어떻게 분포하며 발달하는지를 볼 수 있다. Fig. 7의 점 ST에서 기포가 미세하게 발달하기 시작하여 입계 NPSH인 점 A이후에서부터 기포가 급성장하였다. 입구부에서 발생된 기포는 출구부에서 거의 사라졌는데, 이것은 입구의 낮은 압력이 원주방향으로 가면서 증기압 이상으로 회복되기 때문이다.

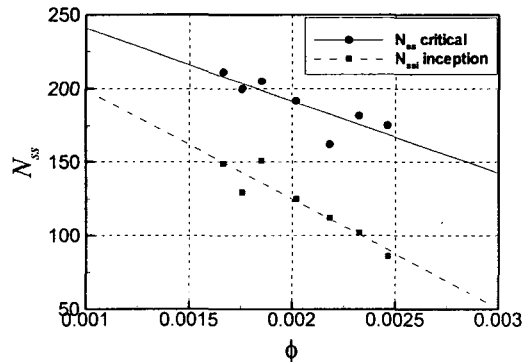


Fig. 8 Phi vs specific speed for $NPSH_{critical}$ and $NPSH_{inception}$ (model B)

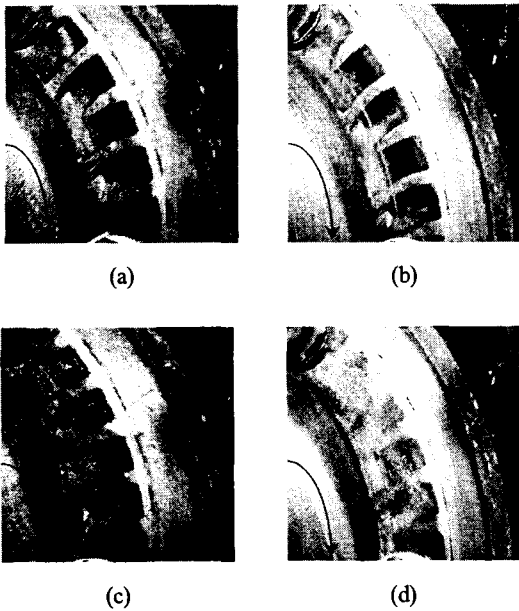


Fig. 9 Growth of Cavitation at 1200 rpm (model B, ϕ : 0.0017) (a) point A, (b) point B, (c) point C, (d) point D from Fig. 7 - Front View

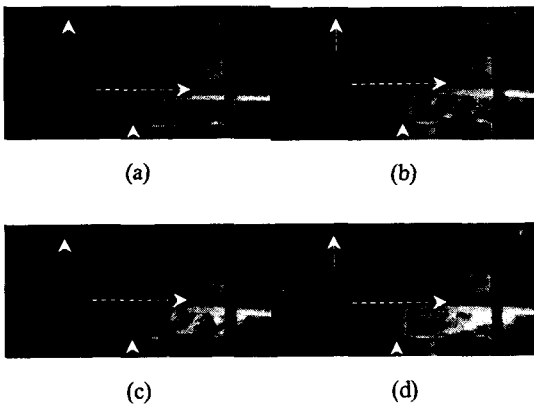


Fig. 10 Growth of Cavitation at 1200 rpm (model B, ϕ : 0.0017) (a) point A, (b) point B, (c) point C, (d) point D from Fig. 7 - Top View

7. 결론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 상사를 이용하여 자동차용 재생펌프를 5배 확대 제작 하였고, 간극의 크기에 따른 성능 데이터를 얻을 수 있었다.
- (2) 1차원 누설유량 보정식과 스트리퍼에서의 1차원적인 해석을 통하여 각 위치에서의 누설 유

량을 계산 하였고, 간극이 없다고 할 때의 보정 성능을 구할 수 있었다.

(3) 위치에 따른 손실수두를 측정하여 펌프의 입출구 및 과도 구간에서의 손실수두를 구할 수 있었다. 그리고 계산된 손실수두를 실험값에 보정 할 수 있었다.

(4) 재생펌프의 성능보정을 통한 값과 수치해석으로 얻은 값을 비교하였으며, 작동점을 기준으로 어느 정도 일치하는 경향을 나타냈다.

(5) 재생펌프의 NPSH_{critical} 값과 캐비테이션 발단 NPSH_{inception} 값을 얻었다.

후 기

본 연구는 (주)KAFUS 와 공동연구를 했으며, 서울대학교 마이크로열시스템 연구센터의 지원을 받았으므로 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Shimosaka, M. and Yamazaki, S., 1960, "Research on the Characteristics of Regenerative Pump," (1st Report, Influences of Flow Channel and Impeller) *Bull. JSME*, Vol. 3, No. 10, pp. 185~190.
- (2) Hollenberg, J. W., 1987, "Reynolds Number Effects on Regenerative Pump Performance," *Trans. of the ASME*, Vol. 109, pp. 392~395.
- (3) Hübel, M., Blätzel, B. and Strohl, W., 1995, "Investigation on Fluid Mechanics of the Regenerative Pump Used in Gasoline Injection Systems," SAE Technical paper series, 950077, pp. 131~139.
- (4) Badami, M., 1997, "Theoretical and Experimental Analysis of Traditional and New Periphery Pumps," SAE Technical paper series, 971074, pp. 44~55.
- (5) Shim, C. Y. and Kang, S. H., 2003, "Through Analysis and Leakage Flow of Regenerative Pump," *Trans. of the KSME (B)*, Vol. 27, No. 8, pp. 1015~1022.
- (6) Wilson, W. A., Santalo, M. A. and Oelrich, J. A., 1955, "A Theory of the Fluid-Dynamic Mechanism of Regenerative Pumps," *Trans. of the ASME*, Vol. 77, pp. 1303~1316.
- (7) Choi, Y. S., Lee, K. Y. and Kang, S. H., 2002, "Performance Analysis of Regenerative Pump," *Trans. of the KFMA*, pp. 581~584.