

재생펌프의 성능 특성에 관한 실험적 연구

임형수* · 강신형**

Performance Characteristic of Regenerative Pumps

Hyung-Soo Lim* and Shin-Hyoung Kang**

Key Words : Regenerative pump(재생펌프), Impeller(임펠러), Side channel(사이드 채널), Circulatory flow(순환유동), Clearance(간극), Leakage flow(누설유동), Performance test(성능실험)

ABSTRACT

For regenerative pump performance test, we made 5 times enlarged and 3 different kinds blade types impeller with similarity. Due to geometrical characteristic of regenerative pump, there are two kinds of groups which effect on performance of it. One is geometric shape of impeller blade and the other is clearance and inlet/outlet head loss. To study performance of regenerative pump with impeller shape changes, we tested it with reducing clearance. And we reconcile performance data in the case of zero clearance and zero inlet/outlet head loss. Finally we could verify the influence of each group.

1. 서론

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

재생펌프는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 임펠러의 회전에 의해 날개와 사이드 채널 사이에서 순환유동의 혼합 과정이 반복적으로 일어나 내부 유동 손실이 커서 효율이 낮다. 하지만 낮은 비속도를 가지고 있으므로 적은 유량에서 큰 압력을 얻는데 적합하다. 그리고 자동차 연료펌프로써 대량 생산 시 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 치수변화에 대한 실험과 1차원 해석을 하였다. Hollenberg^[2]는 재

생 펌프의 레이놀즈 수 변화에 대한 성능 실험을 수행하였다. 또한 Hübel^[3]은 레이저 시트를 이용한 자동차 연료펌프의 내부 가시화를 하였고 CFD로 내부유동을 검증 하였다. M. Badami^[4]는 사이드 채널 타입의 재생 펌프에 대해 간극, 날개 수, 날개각도, 사이드채널 면적의 변화에 대하여 실험과 해석을 하였으며 새로운 타입의 재생펌프를 제시하였다.

현재 재생펌프 수치해석의 결과가 비교될 수 있는 실험 데이터는 대부분 1960, 70년대에 이루어진 단순

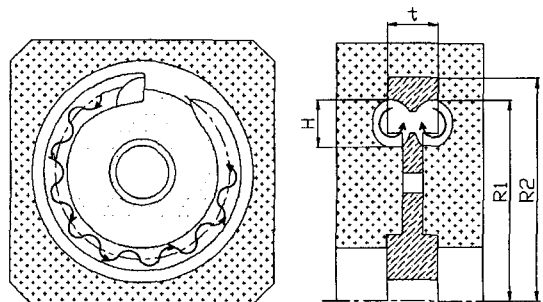


Fig. 1 Schematic of regenerative pump

* 서울대학교 기계항공공학부 대학원

** 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : mysysterinlaw@yahoo.com

한 날개 형상을 한 재생펌프의 성능 데이터이다. 그리고 그러한 임펠러에 대하여 날개 개수, 날개의 치수비, 간극의 크기, 사이드 채널의 모양 등 각각의 조건 변화에 대하여 신뢰할만한 많은 성능 데이터를 얻었으며 현재에도 연구의 표본이 되어지고 있다.

본 연구는 선행되어진 연구를 바탕으로 재생 펌프의 성능에 영향을 주는 요인을 크게 주요인과 부요인으로 분류할 수 있었다. 주요인은 날개 혹은 임펠러 형상에 의한 요인이며, 부요인은 간극, 입/출구의 수력 손실에 의한 요인이다. 우리는 현재 상용되는 재생펌프에 있어서 주요인, 부요인의 성능에 대한 영향을 알아보고자 현재 사용되고 있는 자동차 재생펌프 임펠러를 3가지 다른 형상으로 제작하여 성능실험을 하였다. 그리고 각각의 요인이 성능에 미치는 영향을 평가하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1. 상사를 이용한 모델의 성능 실험 범위 설정

재생펌프의 실험에서는 실험의 편의성을 위하여 작동유체를 가솔린이 아닌 물로 하였다. 그리고 실제 사용되는 자동차 연료펌프(D:30mm)보다 5배(D:150mm) 크게 케이싱과 임펠러를 제작 하였기에 모델과 프로토타입 간의 상사법칙을 적용하여 실험장치 및 방법이 구성되어야 했다.

따라서 모델과 프로토타입을 상사시키기 위하여 다음의 무차원 수 즉,

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

$$\phi = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (2)$$

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{P_w}{\omega^3 D^5} \quad (4)$$

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 (998 kg/m ³)
$\frac{\nu_M}{\nu_P}$	1 (5.4e ⁻⁷ m ² /s)	1.85 (1.0 e ⁻⁶)
$\frac{D_M}{D_P}$	1 (30 mm)	5 (150 mm)
$\frac{\omega_M}{\omega_P} = \left(\frac{\nu_M}{\nu_P}\right) \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^{-2}$	1 (7500 rpm)	0.074 (555 rpm)
$\frac{Q_M}{Q_P} = \left(\frac{\omega_M}{\omega_P}\right) \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^3$	1 (125 lph)	9.25 (1156.2 lph)
$\frac{H_M}{H_P} = \left(\frac{\omega_M}{\omega_P}\right)^2 \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2$	1 (51.7 m)	0.137 (7.08 m)
$\frac{P_M}{P_P} = \left(\frac{\rho_M}{\rho_P}\right) \left(\frac{\omega_M}{\omega_P}\right)^3 \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^5$	1 (0.03 Kw)	1.68 (0.05 Kw)
$\frac{\tau_M}{\tau_P} = \left(\frac{\rho_M}{\rho_P}\right) \left(\frac{\omega_M}{\omega_P}\right)^2 \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^5$	1 (0.048 Nm)	22.76 (1.1 Nm)

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (5)$$

을 맞추었으며, Table 1 에 성능 실험 시 예상되는 수치를 나타냈다. 상용 자동차 연료펌프의 정상 작동 상태에서의 무차원화 된 운전점은 $\phi = 0.001637$, $\psi = 0.912$, $Re = 6.5 \times 10^5$, $N_s = 0.24$, $\lambda = 2.548$ 이다. 위 Table 1에서 자동차 연료펌프(재생펌프)의 회전수가 7500 rpm 이라고 할 때, 5배 확대한 재생펌프의 경우 운전 회전수는 555 rpm 이다.

본 실험에서는 몇 가지 레이놀즈 수의 영향을 보기 위하여 400 rpm, 600 rpm, 800 rpm에 대하여 성능 실험을 수행하였다.

2.2. 성능 실험 장치

성능실험 장치도를 Fig. 2 에 나타내었다. 3상유도 전동기로 재생펌프를 400 rpm~800 rpm으로 구동 하였다. 동력, 토크 및 효율의 측정을 위하여 재생펌프와 전동기 사이엔 토크 미터를 장착하였다.

작동유량은 재생펌프 출구 쪽에 위치한 유량 벨브를 통하여 조절하였으며 유량측정은 오리피스 관 양단에 발생된 압력차를 이용하여 구할 수 있었다. 케이싱은 아크릴로 제작을 하여 재생펌프 내부의 상황을 살필 수 있게 하였다.

입구, 출구 케이싱에 원주방향으로 45° 간격으로 압

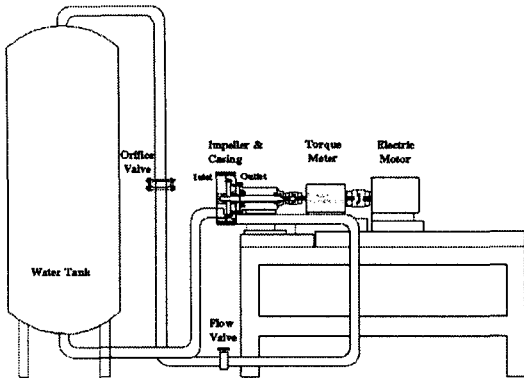


Fig. 2 Schematic of experiment setup

력을 측정하여 입구에서 출구까지의 위치에 따른 압력의 상승을 볼 수 있게 하였다. 여기서 얻은 데이터는 입/출구부에서의 수력손실을 구하고 보정하는데 이용되었다.

2.3. 성능 실험용 임펠러

본 연구에서는 사이드 채널과 임펠러 날개 사이에서 발생된 유체의 순환유동을 고려하여 3가지 다른 형태를 갖는 임펠러를 설계, 제작하였다.

Table 2에서 모델 A는 기존의 상용되는 재생 펌프 임펠러를 단순히 5배 확대하여 제작한 것이다. 이것은 상사를 이용하여 5배 확대 제작된 재생펌프 성능이 얼마나 실제 사이즈의 재생펌프 성능과 일치하는지를 알아보기 위하여 제작한 것이다. Table 2에서 볼 수 있듯이 날개가 V자로 배열 되어있다. 이것은 사이드 채널에서 임펠러 허브 쪽으로 유동이 순환하며 들어올 때, 유동과 같은 각도로 날개가 배열됨으로써 순환유동을 원활히 하기 위함이다. 또한 날개는 비 균일하게 배열되어 있는데 이것은 운전시의 소음을 줄이기 위해서이다.

모델 B는 임펠러 날개와 사이드 채널에서의 순환유동이 원활히 발생되도록 하기 위하여 주 날개와 보조 날개(주 날개의 절반정도로 짧은 날개)를 번갈아 설치한 임펠러이다. 재생펌프내의 순환유동이 원활히 발생하였다는 것은 임펠러에서 유체로 에너지를 잘 전달하였다는 것을 나타낸다. 따라서 원활한 순환 유동 즉, 임펠러 끝단에서 사이드 채널로의 빠른 접선 속도를 갖는 재생펌프는, 같은 단면적에 상대적으로 느린 접

선 속도를 갖는 것에 비하여 보다 많은 유량을 방출할 것이라 가정하여 설계를 하였다.

모델 C는 순환유동을 늘리기 위한 또 다른 방법으로 날개의 끝부분을 J자로 굽혀 모델 B와 같이 사이드 채널에서 임펠러 허브로 유입되는 유동을 원활히 하였다. 또한 Table 2에서 볼 수 있듯이 모델 C의 사이드 채널의 면적(101.5 mm^2)은 모델 A, 모델 B의 면적(57 mm^2)보다 크게 디자인하여 재생펌프 내부의 순환유량을 많이 하였다.

2.4. 성능 실험 방법

본 재생펌프 성능 실험은 날개의 형상이 다른 3개의 임펠러에 대하여 400 rpm, 600 rpm, 800 rpm에서 이루어졌다. 그리고 한 rpm에 대하여 출구 밸브를 조절함으로써, 유량을 변화시켰고 그때의 재생펌프 출구 압력을 측정하였다.

Table 2 Specification of tested impeller

	Model A	Model B	Model C
Blade array (front)			
Blade array (side)			
Blade array (up)			
Side channel area	57 mm^2	57 mm^2	101.5 mm^2
No. of blade	36	46	45
H	15 mm	15 mm	17.5 mm
t	18 mm	18 mm	19 mm
R1	75 mm	75 mm	75 mm
R2	83.25 mm	83.25 mm	83.25 mm

자동차용 재생펌프를 5배 확대 제작하는 과정에서, 가공오차 등으로 인해 임펠러와 케이싱 사이의 간극이 실제 자동차 재생펌프의 간극(0.015mm)보다 컸다. 재생펌프는 임펠러와 케이싱 사이의 간극의 크기에 따라 누설유량이 변하는데, 이것은 재생펌프의 성능에 큰 영향을 준다. 따라서 본 실험에서는 누설유량을 줄이기 위해 임펠러에 0.1mm 정도 두께의 sheet를 붙이는 방식으로 간극을 보정 할 수 있었다. 그리고 이러한 간극 보정으로 누설유량을 줄여 성능 테스트를 하였다.

3. 재생펌프 성능실험

Fig. 3 은 임펠러 모델 A, B, C 의 성능 결과를 압력 계수(ψ) 대 유량 계수(ϕ) 상에 나타낸 것이다. 모두 400, 600, 800 rpm에서 간극을 몇 가지 변화 시키면서 성능 실험을 하였다.

모델 A의 경우 세 가지 rpm에 대하여 무차원 성능이 일치하지 않고 차이를 보이는 것을 볼 수 있다. 상용되는 재생펌프를 단순 5배 확대시킨 임펠러 모델 A는 800 rpm에서의 무차원 성능이 400 rpm에서의 것보다 낮게 나타났다. 이것은 높은 rpm에서 작동 할수록 V자 배열인 날개와 사이드 채널사이에서 복잡한 유동으로 인한 내부 손실이 많이 발생하였다는 것을 의미한다.

또한 Fig. 3 에서 그래프의 기울기를 보면 모델 A의 그래프 기울기가 가장 크게 나타나며 Table 2에서 알 수 있듯이 모델 A의 날개의 개수가 36개로 다른 임펠러 날개 보다 개수가 적다. 즉, 모델 A는 날개 1개당 상승시킨 압력이 나머지 임펠러 보다 크다는 것을 의미하는데 이것은 V형의 날개 배치가 그 요인이라 본다.

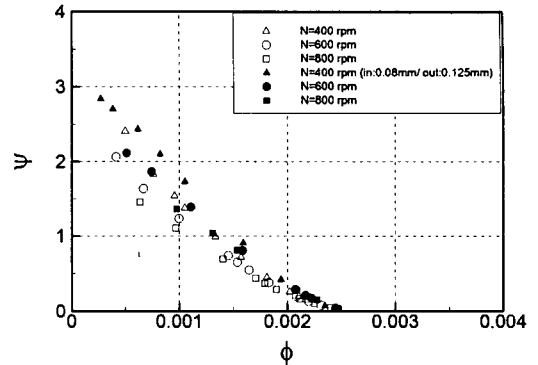
모델 A를 제외한 모델 B, C는 세 가지 rpm에 대하여 무차원 된 실험값이 잘 일치하는 것을 볼 수 있으며 간극이 줄어들수록 같은 유량에 대하여 수두가 높아지는 것(혹은 같은 수두에 대하여 많은 유량이 발생)을 볼 수 있다.

모델 C의 경우 유량의 범위가 나머지 모델 A, B보다 40%정도 크게 나왔는데 그것은 사이드 채널의 면적이 모델 A, B 보다 크기 때문에 순환유동량도 상대적으로 많게 나왔다.

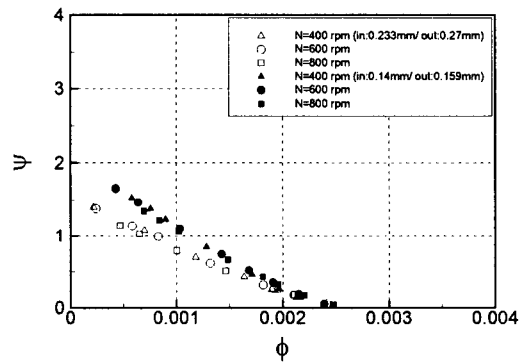
4. 재생펌프 성능보정 및 보정결과

상사를 이용하여 임펠러 모델 A를 제작 하였음에도

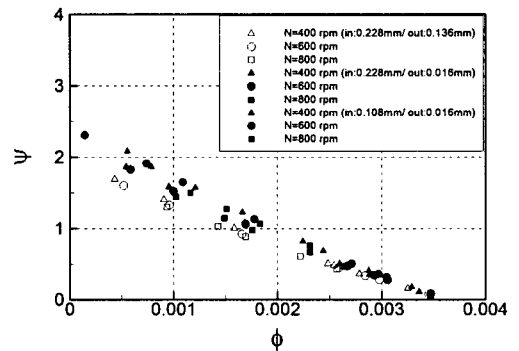
불구하고 모델 C를 제외하고 모델 A, B는 작동점($\phi = 0.001637$, $\psi = 0.912$)을 만족시키지 못하였다. 임펠러와 케이싱 사이의 간극으로 인해 발생된 누설유



(a)

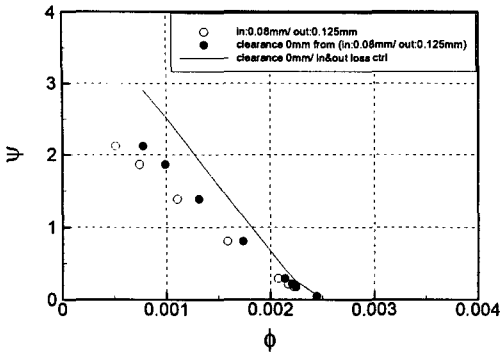


(b)

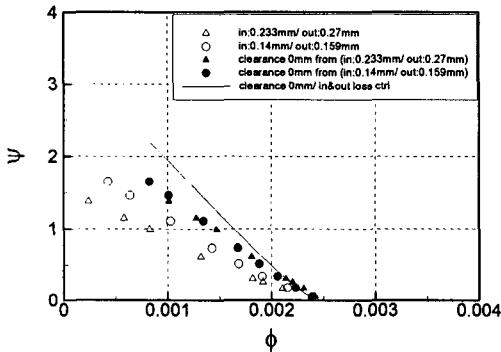


(c)

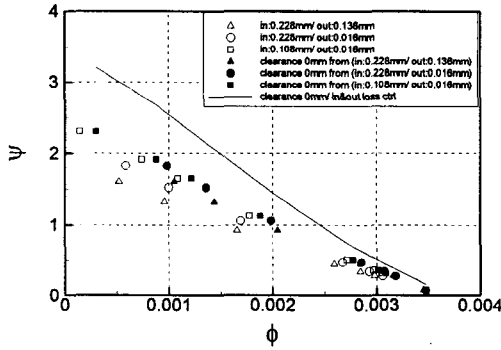
Fig. 3 Variations of performance of regenerative pumps with clearance change ; (a) model A, (b) model B, (c) model C



(a)



(b)



(c)

Fig. 4 Reconciliation of regenerative pump performance with clearance changes and inlet/outlet loss control at 600 rpm ; (a) model A, (b) model B, (c) model C

량과 입/출구에서의 수력손실로 이러한 성능 결과를 얻었다.

본 연구는 앞에서 정의한 재생펌프의 성능에 영향을 미치는 주요인과 부요인의 영향을 각각 평가하기 위하여 다음과 같이 성능 보정을 하였다.

4.1. 간극에 의한 누설유량 보정

모델 A, B, C의 재생펌프 성능 비교를 위해, 임펠러와 케이싱 사이의 누설유동에 의한 영향을 배제시켜야 한다. 본 연구에서는 1차원 누설유량 보정식^[5]을 이용하여 누설유량이 없을 경우로 성능보정을 하였다.

즉, 1차원 누설유량 보정식

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

에서 수두 H , 임펠러 직경 D , Rv , Re , 간극 c 를 알고 있으므로 위 식(6)을 이용하여 간극에서의 누설유량의 평균 유속 V 를 구할 수 있다. 그리고 누설유량 Q 을

$$Q = VDc \quad (7)$$

으로 얻을 수 있다. Fig. 4에서 각각의 수두(흰점)에 해당하는 누설유량 Q 을 더함으로써(검은점), 간극의 크기에 대한 누설된 유량을 실험값에다가 보정 할 수 있었다.

Fig. 4 (b), (c)와 같이 식(6)을 이용하여 누설유량이 0 이라 보정 되었을 때(또는 간극이 0mm일 때), 보정된 성능값이 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 이것은 간극 변화에 대한 재생펌프의 성능 실험값과 간극의 측정이 모두 정확히 이루어 졌다는 것을 나타낸다.

4.2. 입출구의 수력손실 보정

재생펌프의 구조적 특성상 입구부와 출구부에서 유로가 90°로 굽어지기 때문에 수력손실이 발생한다. Fig. 4에서 실선은 간극으로 인해 발생한 누설손실을 보정한 값에(검은 점), 입/출구부에서의 손실된 수두를 추가로 보정한 값이다. 일정한 유량계수에 대하여 손실된 수두를 합하는 방식으로 입/출구의 손실 보정을 할 수 있었다.

본 실험에서는 입구에서 출구 사이를 45° 간격으로, 입구 케이싱과 출구 케이싱 쪽에 총 17 곳의 압력을 측정하였다. Fig. 5는 위치에 따른 수두값을 나타낸다. 0° ~ 90°, 315° ~ 360°에서 위치에 따른 수두값이 선형적으로 상승하지 못하였다. 즉 입/출구부에서 수력손실이 발생한 것을 알 수 있다.

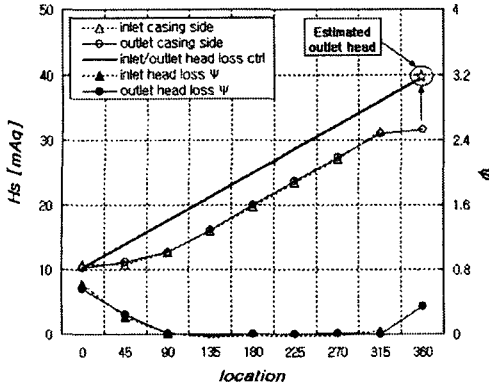


Fig. 5 Inlet&outlet head loss reconciliation (model C at 600 rpm, phi: 0.000143, inlet: 0.108 mm/ outlet: 0.016 mm)

그러나 입구의 135° ~ 315° 위치에서 수두가 선형적으로 상승하므로 수두상승의 기틀기를 얻을 수 있다. 그리고 입구압(0°)을 알고 있으므로, 입/출구부에서 수력손실이 발생하지 않았다고 할 때의 보정된 출구압을 구할 수 있었다.

Fig. 5는 입구에서 출구까지의 위치에 따른 무차원된 수두손실 값도 나타나 있다. 입/출구에서 각각 $\psi_0 = 0.558$, $\psi_{360} = 0.342$ 만큼의 수두손실이 발생하였다. 이것은 보정된 출구압이 $\psi_{outlet} = 3.209$ 임을 감안하면 각각 17.4%, 10.6%의 손실이 발생한 것이며, 이러한 입/출구의 수력손실 보정으로 전체 28%의 출구압 성능 보정을 할 수 있었다.

5. 결론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 상사를 이용하여 자동차용 재생펌프 임펠러를 3가지 형상에 대하여 5배 확대 제작 하였고, 간극의 크기에 대한 재생펌프 성능 데이터를 얻을 수 있었다.
- 2) 재생펌프의 성능에 영향을 주는 요인을 크게 주요인과 부요인으로 구분하였으며, 각각의 요인이 성능에 미치는 영향을 평가하였다.
- 3) 1차원 누설유량 보정식을 이용하여 간극에 따른 누설유량을 계산 하였고, 간극이 임의의 값일 때의 보정 성능을 구할 수 있었다. 또한 간극에 대한 보정된 성능값이 잘 일치하였는데 이것은 성능실험

과 간극 측정이 올바르게 진행되었음을 나타낸다.

- 4) 위치에 따른 수두값을 측정하여 각 위치에서의 손실수두를 계산하였으며, 입/출구부의 수력 손실이 없다고 할 때의 보정된 성능값을 구할 수 있었다.
- 5) 재생펌프의 성능보정을 통하여, 임펠러 형상이 성능에 미치는 영향을 평가할 수 있었다. 즉 원활한 순환유동을 발생시키도록 날개의 각도와 사이드채널의 면적의 선정이 중요하다는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 (주)KAFUS와의 공동연구를 통해 이루어졌고 서울대학교 마이크로열유체 ERC의 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. 11, "Reynolds Number Effects on Regenerative Pump Performance", trans. ASME Vol. 109, pp. 392-395
- (3) Hübel M., Blättel B., Strohl W., "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) 심창열, 강신형, 2003. 8, "재생펌프의 유동해석 및 누설유동에 관한 연구", 대한기계학회논문집B, 제 27권, 제8호, pp. 1015-1022
- (6) 이 찬, 성형진, 권장혁, 정명균, 1991, "재생펌프의 성능해석 및 최적화에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제15권, 제2호, pp. 661-667
- (7) 최영석, 이경용, 강신형, 2002. 8, "사이드채널형 연료펌프의 성능예측", 한국유체공학학술대회 논문집, pp. 581-584