

< 논문 >

재생형 펌프의 수력학적 설계

유일수[†] · 박무룡* · 정명균**
(2005년 3월 11일 접수, 2005년 10월 7일 심사완료)

Hydraulic Design Procedure for Regenerative Flow Pumps

Il Su Yoo, Mu Ryong Park and Myoung Kyoong Chung

Key Words: Regenerative Pump(재생형 펌프), Momentum Exchange Theory(운동량 교환 이론), Design and Performance Analysis(설계 및 성능 해석)

Abstract

The present study aims at establishing the design procedure of regenerative pumps. It is based on the new momentum exchange theory proposed in Yoo, Park and Chung. Salient feature of the present design procedure is that it does not require input of any kinds of empirical design data. Using the design procedure, a prototype regenerative pump has been designed and manufactured to confirm its validity. Comparison between the predicted performance and the experimental measurement reveals that the prototype pump has its maximum efficiency at the design flow rate and that the proposed performance analysis method satisfactorily predicts the machine performance.

기호설명

A : 단면적
 a : 밴드 너비
 AR : 채널의 가로세로비 $(=(b+d)/(h+c))$
 b : 베인 폭
 BL : 베인 두께에 의한 면적 감소율
 C : 상수
 c : 끝간격
 C_D : 오리피스 유량 계수 $(=0.85)$
 d : 개수로 폭
 g : 중력 가속도
 H : 수두
 h : 베인 높이

J : 밴드 조합 계수
 K : 베인의 가로세로비
 K_c : 순환 손실 계수
 L : 평균 유로 길이
 N : 임펠러 회전수
 Q : 체적 유량
 Q_n : 개수로 강제 회전 유량 $(= A_n r_{g,n} \omega)$
 Q_b : 베인 강제 회전 유량 $(= A_b r_{g,b} \omega)$
 R : 곡률 반경
 r_0 : 임펠러 허브 반경
 r_2 : 임펠러 팁 반경
 r_3 : 채널 팁 반경
 Rc : 순환 레이놀즈수
 r_g : 면적 중심 반경
 t : 베인 두께
 V : 속도
 w : 밴드 높이
 Z : 베인 개수
 α : 입사 계수
 β_{1b} : 베인 입구각(자오선 기준)

[†] 책임저자, 회원, 한국기계연구원 에너지기계기술 연구센터

E-mail : isyoo@kimm.re.kr

TEL : (042)868-7878 FAX : (042)868-7335

* 한국기계연구원 에너지기계기술연구센터

** 회원, 한국과학기술원 기계공학과

- β_{2b} : 베인 출구각(자오선 기준)
- δ : 스트리퍼 간극
- ϕ : 무차원 유량 ($=Q/Q_0$)
- η : 효율
- θ : 각도
- ϑ : 순환 유효 계수
- Λ : 순환 레이놀즈 수정 계수
- σ : 미끄럼 계수
- τ : 무차원 동력
- ψ : 무차원 수두
- $\Delta\psi$: 무차원 수두 손실
- ω : 임펠러 회전 각속도

하첨자

- c* : 순환 유동
- des* : 설계점
- e* : 베인 출구
- h* : 수력학적
- L* : 선형 영역
- l* : 누설 유동
- m* : 산술 평균
- o* : 개수로 영역
- p* : 펌핑 영역
- st* : 스트리퍼 영역
- t* : 접선 유동
- v* : 베인 영역

상첨자

- : 평균값

1. 서론

재생형 펌프는 임펠러 회전에 의해 유체에 각 운동량을 전달하기 때문에 터보 기계로 분류되지만, 용적형 기계와 매우 유사한 성능 특성을 갖는 유체 기계이다. 재생형 펌프는 터보 기계 중 가장 낮은 비속도를 갖고 있기 때문에 적은 유량에서 큰 압력을 얻는데 적합할 뿐만 아니라, 비교적 작은 크기, 저렴한 생산 비용, 뛰어난 내구성 등으로 인해 여러 분야에 사용되고 있다.

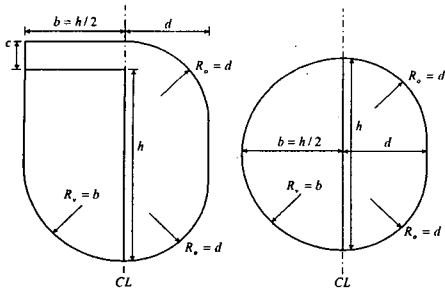
재생형 펌프에 대한 대표적인 해석 이론으로는 전단력 이론과 운동량 교환 이론 등이 있다. 전단력 이론⁽¹⁾은 임펠러 회전에 의한 전단력에 의해 개수로 영역을 지나는 유체의 선형 운동량이

증가한다는 가정을 바탕으로 한다. 반면, 운동량 교환 이론⁽²⁻⁷⁾은 임펠러 영역과 개수로 영역을 순환하는 순환 유동과 개수로 영역만을 통과하는 접선 유동간의 에너지 교환에 의해 유체의 에너지가 상승한다는 가정에 바탕을 두고 있다. 운동량 교환 이론은 전단력 이론에 비해 수식 및 유동 과정이 복잡하지만 실제로 발생하는 나선형 유동 구조를 직접적으로 묘사할 수 있기 때문에 최근 가장 일반적으로 사용되고 있으며, 본 연구 역시 운동량 교환 이론에 바탕을 두고 있다.

본 연구는 재생형 펌프에 대한 수력학적 설계 방법 개발에 목적을 두고 있다. 유체 기계의 설계는 입력된 성능 변수를 획득할 수 있는 기하학적 형상 변수들을 도출하는 것을 말하며, 이를 위해서는 경험적인 설계식 뿐만 아니라 성능 해석 모델이 요구되며, 성능 해석 모델은 실험 이전의 단계에서 독립적인 성능 예측이 가능하여야 한다. 그러나 재생형 펌프에 대한 독립적인 해석 모델의 부재로 인해 최근까지 이에 대한 이론적 설계 방법이 공개된 바 없다.

운동량 교환 이론에 바탕을 둔 대부분의 해석 모델은 순환 유동 구조가 완전하게 발달된 선형 영역만을 해석 대상으로 하였으며,⁽²⁻⁴⁾ 이 또한 이미 수행된 실험 결과에 맞도록 손실 계수들을 인위적으로 조정하였다. 따라서 실험 결과의 도움 없이 독립적으로 성능을 예측할 수 없기 때문에 실험 단계 이전의 기초 설계 단계에 적용하기에는 무리가 있다.

Song et al.⁽⁵⁾은 순환 유동 구조가 발달하기 시작하는 가속 영역에 대한 해석 모델을 처음으로 제안하였다. 그러나 베인 회전이 가속 영역에 미치는 영향을 고려하지 않았다는 문제점이 있다. Yoo et al.^(6,7)은 베인 회전의 영향이 고려된 수정된 가속 영역 모델과 순환 중심 및 유효 순환 유량의 개념을 처음으로 도입함으로써 채널의 기하학적 형상이 성능에 미치는 영향을 세부적으로 반영할 수 있는 해석 모델을 제시하였다. 또한, 재생형 펌프에 대한 미끄럼 계수 모델과 기존 실험 결과들을^(2,3,8) 바탕으로 제작한 순환 손실 모델을 제시하였다. Yoo et al.^(6,7)의 모델은 펌핑 영역 전체를 해석할 수 있으며, 실험 단계 이전에 독립적인 성능 예측이 가능한 해석 모델로서, 전체 성능 곡선뿐만 아니라 국부적인 압력 분포까지 정확하게 예측하였다. 따라서 본 연구에서는



(a) Open channel (b) Side channel
Fig. 1 Designed channel shape

Yoo et al.^(6,7)이 제시한 해석 모델을 바탕으로 재생형 기계에 대한 수력학적 설계 방법 및 이에 필요한 설계식을 제안하고자 한다.

2. 설계 방법 및 절차

본 설계에서는 Fig. 1에 도시된 바와 같이 베인 곡률(R_v)과 베인 폭(b), 개수로 곡률(R_o)과 개수로 폭(d)이 각각 동일하며, 베인 폭은 베인 수직 길이(h)의 1/2이 되도록 채널 형상을 설계하고자 한다.

2.1 설계 방법

2.1.1 베인 개수(Z)

베인의 개수는 터보 기계의 성능을 결정하는 중요한 설계 변수 중 하나이다. 베인의 개수가 너무 적으면 유동이 제대로 안내되지 못하기 때문에 베인으로부터 유체로의 에너지 전달량이 감소하게 된다. 반면, 베인이 개수가 너무 많을 경우에는 표면 마찰 손실 및 유동 장애로 인해 성능이 악화될 우려가 있다.⁽⁹⁾ 베인의 개수에 의해 베인 피치와 베인 높이의 비율이 결정되며, 이는 식 (1)과 같다.

$$K = \frac{2\pi r_{g,v} / Z}{h / \cos\beta_m} \quad (1)$$

where, $\beta_m = 0.5(\beta_{1b} + \beta_{2b})$

식 (1)에서 $r_{g,v}$ 는 베인의 면적 중심까지의 반경을 나타낸다. 반경류 터보 기계에서는 일반적으로 $K=0.35\sim 0.45$ 의 값을 갖는다. 지금까지 널리 사용되고 있는 재생형 기계 역시 대체적으로 이 범위 내에서 제작되고 있음을 알 수 있었다. 본 연

구에서는 $K=0.35\sim 0.45$ 범위 내에서 최적 설계를 수행한 결과 $K=1/3$ 일 때 최대 효율을 나타내고 있음을 확인 할 수 있었다. 따라서 $K=1/3$ 의 값과 Fig. 1에 도시된 베인 형상의 면적 중심을 식 (1)에 대입함으로써, 재생형 펌프에 대한 베인 개수는 식 (2)와 같이 결정하였다.

$$Z = \frac{1}{K} \frac{4\pi}{\pi+4} \left[2C_1 \left(\frac{h}{r_2} \right)^{-1} - C_2 \right] \cos\beta_m \quad (2)$$

where, $C_1 = C_2 = \frac{\pi}{2}$: 1-sided semicircular vane

$C_1 = 1 + \frac{\pi}{4}$, $C_2 = \frac{10+3\pi}{12}$: radial vanes

2.1.2 베인 두께(t)

베인 개수와 두께로 인한 베인 영역의 유로 체적 감소량은 유효 순환 유량의 크기를 결정한다. 유효 순환 유량은 채널 내부에서 발생하는 순환 유량 중 베인을 통과하는 유량을 말한다. 베인 두께가 너무 두꺼우면 유로 면적 감소율의 증가로 인해 손실이 증가될 뿐만 아니라 순환 중심이 개수로 영역에 위치되기 때문에 유효 순환 유량이 감소하게 된다. 반면, 베인 두께가 너무 얇으면 순환 중심이 베인 영역에 위치됨으로써 유효 순환 유량이 급격히 감소할 위험성이 존재한다. 따라서 적절한 베인 두께 선정은 재생형 기계의 성능 개선에 중요한 역할을 한다. 본 설계에서는 유효 순환 유량의 영향을 고려하여 베인 두께를 선정하고자 한다. 채널 내부에서 발생하는 모든 순환 유동이 베인을 통과하려면 순환 중심이 Fig. 1의 CL선 위에 위치하여야 하며, 이를 위해서는 CL선을 경계로 좌측과 우측의 유로 체적이 동일하여야 한다. 이 조건을 만족시키기 위해서는 베인 두께로 인한 면적 감소율이 식 (3)과 같아야 한다.

$$BL = \frac{r_{g,v} \cos\beta_{1b}}{r_{g,v} \cos\beta_{1b} - \frac{tZ}{2\pi}} \quad (3)$$

$$\frac{tZ}{2\pi r_2} = \frac{4}{C_1} \left[\frac{A_o r_{g,o}}{h^3} - \frac{c(r_2 + c/2)}{h^2} \right] \frac{h}{r_2} + \frac{1}{2} \frac{C_2}{C_1} \frac{h}{r_2} \quad (4)$$

2.1.3 베인 수직 길이(h)

베인 수직 길이는 재생형 펌프에서 발생하는 운동량의 크기 및 채널의 크기를 결정하는 중요한 형상 변수이다. 그러나 아직까지 베인 수직 길이에 대한 설계식이 존재하지 않는다. 본 설계에서는 원활한 순환 유동 형성을 위해 베인 입구 영역, 즉 순환 중심 하부의 베인 영역에 대한 수력 직경이 최대가 되도록 베인 수직 길이를 결정하였다. 식 (5)는 베인 입구 영역의 수력 직경이 최대가 되기 위한 베인 수직 길이이다.

$$h = \left(r_2 - \frac{tZ}{2\pi} \right) \frac{2\sqrt{\pi}}{\sqrt{Z} + \sqrt{\pi}} + (r_2 - r_c) \frac{\sqrt{Z} - \sqrt{\pi}}{\sqrt{Z} + \sqrt{\pi}} \quad (5)$$

2.1.4 스트리퍼각(θ_{st})

스트리퍼 영역은 출구 영역의 고압 유동이 저압의 입구 영역으로 역류하는 것을 방지하기 위한 일종의 차단벽이다. 스트리퍼각이 작으면 펌핑 영역이 증가하지만 누설 유량 역시 증가하게 된다. 반면 누설 유량을 감소시키기 위해 스트리퍼각을 크게 설계하면 펌핑 영역 감소로 인한 성능 저하가 초래된다. 스트리퍼 영역에 잠기는 베인의 개수를 Z_{st} 라 할 때, 스트리퍼각은 식 (6)과 같다.

$$\theta_{st} = \frac{2\pi(Z_{st} - 1)}{Z} + \frac{t}{r_2} \quad (6)$$

Z_{st} 는 최소한 2 이상의 정수이어야 하며, 일반적으로 $Z_{st}=3$ 이 사용된다.

2.1.5 간극의 크기(δ)

펌프의 성능은 간극의 크기에 큰 영향을 받는다. 특히 비속도가 작을수록 또는 임펠러 크기가 작을수록 누설 유동의 영향이 상대적으로 크게 나타난다. 일반적으로 재생형 펌프의 간극 크기는 베인 수직 길이의 0.5% 이하로 설정하고 있다. 따라서 임펠러 직경이 30mm인 경우, 간극의 크기는 대략 0.01mm 정도의 크기를 갖는다. 그러나 본 설계에서는 가공 오차로 인해 발생할 수 있는 조립 및 작동 오류를 배제하기 위해 상대적으로 간극의 크기를 0.2mm로 크게 설정하였다.

Wilson et al.⁽²⁾은 스트리퍼를 통과하는 누설 유동을 연속적인 오리피스 유동으로 간주하여 식

(7)과 같은 누설 유량식을 제시하였다.

$$\phi_l = \frac{Q_l}{Q_s} = \frac{(h+b)\delta}{A_o} \left[\frac{r_2}{r_{g,o}} + 2C_D \sqrt{\frac{2\theta_p}{Z_{st}} \frac{d\psi}{d\theta}} \right] - \frac{1}{2} \frac{h^2 \delta}{A_o r_{g,o}} \quad (7)$$

재생형 기계의 채널을 통과하는 펌핑 유량은 입구 덕트를 통해 유입되는 흡입 유량과 누설 유량의 합이다. 재생형 기계를 통해 발생하는 수두는 펌핑 유량의 크기에 의해 결정되며 펌핑 유량을 결정하는 누설 유량은 식 (7)과 같이 수두 구배에 의해 결정되기 때문에, 반복 계산을 통해 발생하는 수두량과 이에 따른 누설 유량의 크기를 산출한다.

2.2 설계 절차

본 설계의 입력 변수로 주어지는 것은 설계 유량과 설계점 수두, 임펠러 직경이다. 세 개의 입력 변수와 끝간격과 채널의 가로세로비, 두 가지 제어 변수를 통해 상기 제시한 식들을 반복 계산하여 나머지 채널 형상을 결정하였다. Fig. 2는 본 설계 절차의 순서도를 나타낸 것이다.

3. 성능 해석 모델

상기 설계식에 의해 결정된 기하학적 형상이 설계 사양을 만족하는지 확인하기 위해서는 성능 해석을 수행하여야 한다. Yoo et al.^(6,7)은 실험 결과에 의존하지 않고 독립적으로 성능 예측이 가능한 해석 모델을 제안한 바 있다. 본 설계에서는 Yoo et al.^(6,7)의 성능 해석 모델을 사용하였다.

3.1 성능 변수

유체 기계에서 정의되는 성능 변수는 수두와 동력, 효율이다. 재생형 기계를 통해 얻을 수 있는 무차원 수두 상승량은 식 (8)과 같다.

$$\psi = \psi_c - \Delta\psi_l \quad (8)$$

$$\text{where, } \psi_c = \frac{\vartheta Q_c}{Q_s} \left[\sigma \left(\frac{r_c}{r_{g,o}} \right)^2 - \alpha \left(\frac{r_i}{r_{g,o}} \right)^2 \right]$$

$$\Delta\psi_l = \frac{\Delta g H_i}{U_{g,o}^2}$$

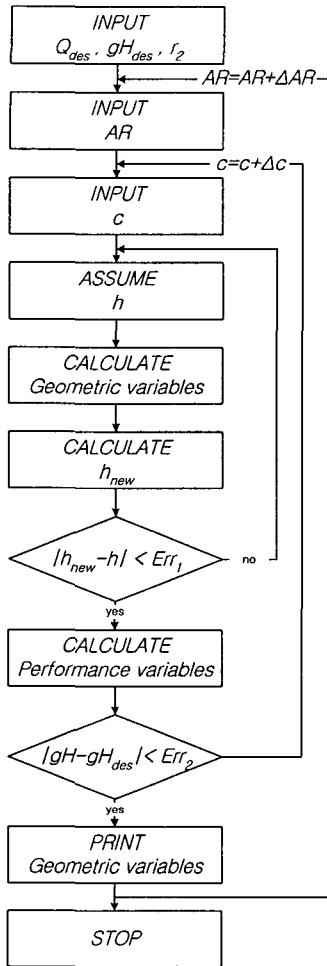


Fig. 2 Flow chart

식 (8)에서 ψ_c 는 펌핑 영역에서 발생하는 수두 상승량을 나타낸 것으로서, 순환 유동의 각운동량 변화량을 의미한다. θ 는 유효 순환 유량의 크기를 나타낸다. Yoo et al.⁽⁶⁾은 채널 내에서 발생하는 순환 유동이 모두 각운동량 변화를 일으키는 것이 아니라, 순환 중심의 위치에 따라 일부의 순환 유량만이 각운동량 변화를 일으킨다고 하였으며, 두 유량의 비를 유효 순환도로 정의하였다. 본 설계에서는 순환 중심이 Fig. 1의 CL선 즉, 베인과 개수로의 경계선에 위치하도록 채널 형상을 결정하기 때문에 $\theta = 1$ 이 된다. $\Delta\psi_t$ 는 입구 덕트를 통해 유입되는 펌핑 유량이 입구 영역과 펌핑 영역, 출구 영역을 통과하면서 발생시키는 수두 손실량으로서, 굴절관 손실식과 곡관

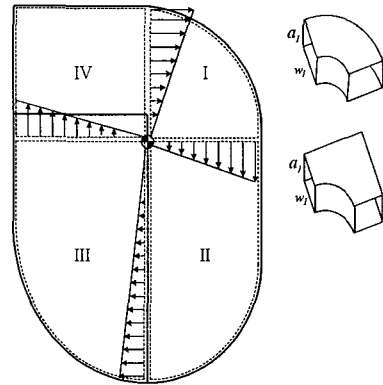


Fig. 3 Assumed circulatory flow

손실식을 이용하여 산출하였다.

재생형 펌프에서 요구되는 무차원 수력학적 동력은 식 (9)와 같다.

$$\tau_h = \frac{\rho \psi_c Q_s U_{g,o}^2}{\rho Q_s U_{g,o}^2} = \psi_c \tag{9}$$

식 (8)과 (9)로부터 재생형 펌프의 수력학적 효율을 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_h = \frac{\rho Q \psi U_{g,o}^2}{\rho Q_s \psi_c U_{g,o}^2} = \phi \frac{\psi}{\tau_h} = \phi \left[1 - \frac{\Delta\psi_t}{\psi_c} \right] \tag{10}$$

식 (10)에서 ϕ 는 무차원 유량 계수로서 설계 유량을 알고 있기 때문에 독립 변수이다. 따라서 순환 유동의 각운동량 변화량인 ψ_c 만 알면 재생형 펌프의 성능 변수를 모두 산출할 수 있다.

3.2 각운동량 산출

재생형 펌프에서의 수두 상승량은 펌핑 영역에서 발생하는 순환 유량의 각운동량 변화량에 의해 결정된다. 먼저, 순환 유량의 크기를 산출하기 위해 Yoo et al.^(6,7)은 채널 내부의 유동을 Fig. 3과 같이 채널 내부의 임의의 한 점을 중심으로 순환 유동이 형성되며, 순환 속도는 선형 분포를 갖는다고 가정하였다. 순환 중심은 상부와 하부, 좌측과 우측의 유로 체적을 양분하는 경계선의 교점에 위치한다. 여기서 유로 체적이란 유체가 잠길 수 있는 체적으로서 베인 두께에 의한 체적

감소량을 감안한 것이다.

본 설계에서는 Yoo et al.^(6,7)이 제시한 순환 중심 모델 및 유량 평균된 베인 입구 및 출구 반경 모델, 순환 속도식, 순환 손실 모델, 미끄럼 계수 모델을 사용하여 각운동량을 산출하였다.

4. 설계 결과 및 성능 실험

4.1 설계 대상

본 연구에서는 최근 관심이 고조되고 있는 인공 심장용 혈액 펌프를 설계 대상으로 선정하였다. 혈액 펌프에 대한 초기 연구는 자연 심장과 동일한 맥동성 혈류를 만들어내는 맥동형에 대한 연구가 주를 이루었지만, 최근 들어 원심형이나 축류형 기계와 같은 정상류형 기계로 대체되고 있는 추세이다. 그러나 아직까지 재생형 기계를 혈액 펌프에 사용한 사례는 공개된 바 없다.

혈액 펌프가 갖추어야 할 조건은 첫째, 일정한 압력으로 산화된 혈액을 대동맥계 내로 송혈시킬 수 있어야 하며 둘째, 송혈량을 임의로 조절할 수 있어야 하고 셋째, 혈액 성분에 손상이 적어야 한다. 재생형 펌프의 경우 수두 곡선이 유량에 따라 선형성을 갖기 때문에 제어 특성이 다른 회전 기계에 비해 우수하다는 장점이 있다. 본 연구는 수력학적 특성만을 고려한 설계에 초점을 두었기 때문에 혈액 손상 등의 혈류학적 성능에 대해서는 고려하지 않았다.

체내 이식용 혈액 펌프의 성능은 혈류량 0~10 l/min의 범위에서 0~200mmHg의 전압 상승을 만족시켜야 하고, 입력 동력은 약 10W 이하가 되도록 설계되어야 한다. 본 연구에서는 이러한 설계 요구 조건에 맞도록 설계 사양을 Table 1과 같이 선정하였다.

4.2 설계 결과

상기 서술된 설계식들을 이용하여 채널의 가로세로비 변화에 따른 설계를 수행하였다. Fig. 4는 채널 가로세로비에 따른 무차원 설계 유량과 설계점 효율, 설계점에서의 효율 곡선 기울기를 나타낸 것이다. Fig. 4의 결과를 통해 AR=0.8 부근에서 설계점 효율이 가장 높게 나타남을 알 수 있다. 이러한 결과는 밴드 조합 계수가 작게 나타나는 채널 가로세로비와 일치한다. 가로세로비

Table 1 Design criteria

Design criteria	
working fluid	water
flow rate	5 l/min
head rise	1,300 mmH ₂ O

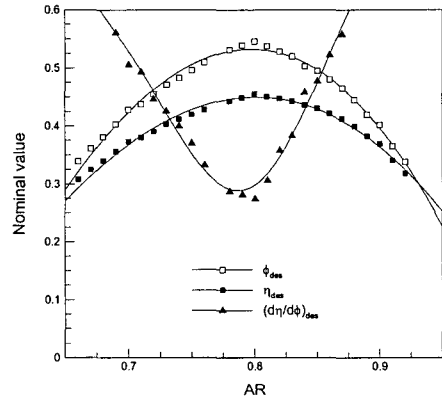


Fig. 4 Dependency of design point on AR

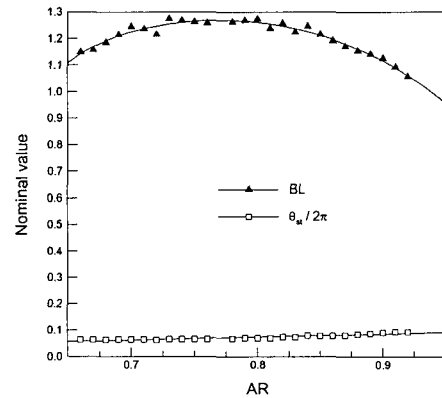


Fig. 5 Dependency of stripper angle and blockage factor on AR

가 0.8을 벗어나면 무차원 설계 유량이 낮아짐을 알 수 있다. 이것은 개수로 영역의 단면적이 크게 설계됨을 의미한다. 이로 인해 접선 방향 마찰 손실이 감소하기 때문에 설계점 효율과 무차원 설계 유량과의 차이는 크게 나타나지 않음을 알 수 있다. 유량에 대한 효율 곡선은 위로 볼록

Table 2 Design result

Design parameter	Value	Unit
tip radius (r_2)	15	mm
tip clearance (c)	1.4	mm
vane height (h)	7.1	mm
aspect ratio (AR)	0.8	—
vane thickness (t)	0.5	mm
number of vane (Z)	31	—
stripper clearance (δ)	0.2	mm
stripper angle (θ_{st})	25.2	deg.
rotational speed (N)	2,400	rpm
hydraulic efficiency (η_h)	35	%

한 형태를 갖는다. 따라서 설계 유량에서 최대 효율이 나타나도록 설계하는 것이 바람직하다. 본 연구에서는 설계점의 위치를 확인하기 위해 설계점에서 효율 곡선의 기울기를 산출하였다. Fig. 4를 보면 설계점 효율 곡선 기울기 역시 $AR=0.8$ 부근에서 가장 낮게 나타남을 알 수 있으며, 이는 설계 사양을 만족시키는 최적 형상임을 의미한다. 따라서 본 연구에서는 $AR=0.8$ 일 때의 설계 결과를 최종 설계값으로 선택하였다.

Fig. 5는 채널 가로세로비에 따른 스트리퍼의 크기와 베인 두께에 의한 면적 감소율을 나타낸 것이다. 스트리퍼각은 가로세로비에 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 베인 두께에 의한 면적 감소율의 경우 $BL=1.1\sim 1.27$ 의 크기를 갖는다. 소형 원심 펌프의 경우 $BL=1.2\sim 1.25$, 대형 펌프의 경우 $BL=1.1\sim 1.5$ 로 가정한다는 사실과 비교해 볼 때 적합한 크기를 갖는다고 할 수 있다. 상기 설계 결과를 바탕으로 선정된 최종 설계 결과는 Table 2와 같다.

4.3 설계 성능

Table 2에 제시된 설계 결과를 바탕으로 인공심장용 혈액 펌프에 대한 제작 및 실험을 수행하였다. Figs. 6과 7은 제작된 임펠러와 조립된 혈액 펌프의 정면도를 촬영한 것이다. 임펠러는 생체 적합성이 좋은 티타늄 재료를 이용하여 제작하였다. Fig. 8은 측면에서 촬영한 실험 장치이다. 수두 상승량을 측정하기 위해 입구 덕트와 출구

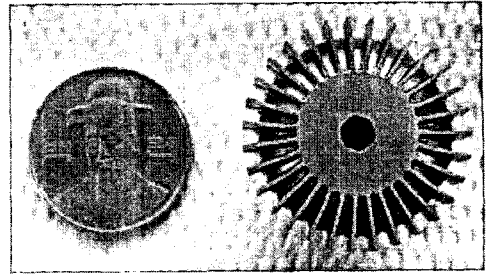


Fig. 6 Designed impeller for blood pump

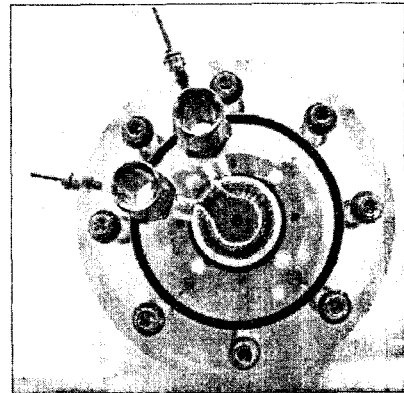


Fig. 7 Front view of blood pump

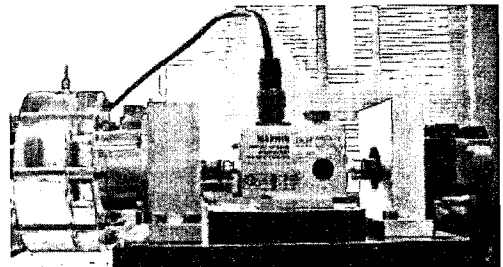


Fig. 8 Side view of experimental rig

덕트에 압력 포트를 삽입하였으며 GP:50 216D Transducer($\pm 2\text{mmH}_2\text{O}$)를 사용하여 측정하였으며, 수력 동력은 LeBow 1103($\pm 0.05\%$)을 사용하여 측정하였다. 구동 모터는 50W AC 서보 모터를 사용하였으며, 체적 유량은 TRIMEC 사의 멀티펄스 용적식 유량계($\pm 0.5\%$)를 사용하였다.

Figs. 9와 10는 유차원 및 무차원 수두 곡선을 나타낸다. 유차원 수두 곡선은 2000, 2400, 2650 rpm에서 측정 결과와 예측 결과를 비교하였다. 세 경우에 대해서 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있

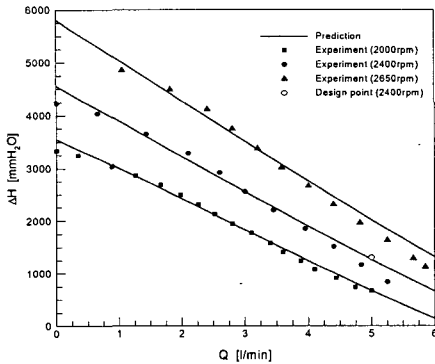


Fig. 9 Dimensional head curve

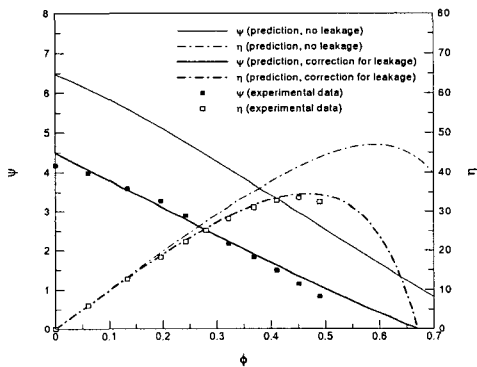


Fig. 10 Nondimensional performance curve

다. Fig. 10에는 간극이 없는 경우와 간극의 크기가 0.2mm인 경우에 대한 성능을 비교한 결과가 제시되어 있다. 스트리퍼 간극을 통한 누설 유량의 영향으로 설계점에서의 수력학적 효율은 최대 7% 까지 감소됨을 볼 수 있다. 따라서 효율 향상을 위해서는 좀 더 작은 간극의 설계가 수반되어야 함을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 아직까지 공개된 바 없는 재생형 펌프에 대한 수력학적 설계 절차를 제안하였다. 본 연구를 통해 제안된 설계 방법의 타당성을 검증하기 위해 설계 절차에 따라 설계 및 제작, 실험을 수행하였다. 실험 결과는 예측된 수두 및 효율 곡선과 잘 일치하였다. 이는 본 연구를 통해 제시되는 성능 예측 및 설계 방법의 타당성

을 검증하는 결과이다. 설계된 재생형 펌프의 설계점 수력학적 효율은 35%이지만, 간극을 최소화할 경우 최대 42%까지 수력학적 효율을 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) Iverson, H. W., 1955, "Performance on the Periphery Pump," *Trans. of the ASME*, Vol. 77, pp. 19~22.
- (2) 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.
- (3) Senoo, Y., 1956, "A Comparison of Regenerative Pump Theories Supported by New Performance Data," *Trans. of the ASME*, Vol. 78, pp. 1091~1102.
- (4) Lee, C., Sung, H. J., Kwon, J. H. and Chung, M. K., 1991, "Study on the Performance Analysis and the Optimization of Regenerative Pump," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 15, pp. 661~667.
- (5) Song, J. W., Engeda, A. and Chung, M. K., 2003, "A Modified Theory for the Flow Mechanism in a Regenerative Flow Pump," *Proc. Instn Mech. Engrs*, Vol. 217, pp. 313~321.
- (6) Yoo, I. S., Park, M. R. and Chung, M. K., 2004, "Improved Momentum Exchange Theory for Incompressible Regenerative Turbomachines (I) - Hydraulic Model," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 28, pp. 1238~1246.
- (7) Yoo, I. S., Park, M. R. and Chung, M. K., 2004, "Improved Momentum Exchange Theory for Incompressible Regenerative Turbomachines (II) - Loss Model and Performance Prediction," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 28, pp. 1247~1254.
- (8) DeWitt, D. P., 1957, *Rational Design and Development of the Regenerative Pump*, M.S. Thesis, M.I.T.
- (9) Rizika, J. W., 1963, "The Design and Performance Analysis of Centrifugal Field Machines," *NREC Report*, No. 1061-1, pp. 70~71.
- (10) Idelchick, I. E., 1993, *Handbook of Hydraulic Resistance*, Begell House, pp. 357~369.