

〈論 文〉

재생펌프의 성능해석 및 최적화에 관한 연구

이 찬* · 성형진** · 권장혁* · 정명균**

(1990년 11월 1일 접수)

Study on the Performance Analysis and the Optimization of Regenerative Pump

Chan Lee, Hyung Jin Sung, Jang Hyuk Kwon and Myung Kyoong Chung

Key Words : Regenerative Pump(재생펌프), Tangential Flow(접선유동), Circulatory Flow(순환유동), Pressure Loss(압력손실), Optimal Design(최적설계), Sensitivity Analysis(민감도해석)

Abstract

A performance of a regenerative pump has been analyzed using various pressure loss correlations. The predicted head and efficiency agree favorably with experimental data, which confirms the validity of the present analysis. In addition, performance improvement is made through the optimization of the open channel geometry configuration and the capacity of the regenerative pump. The optimized pump has better efficiency, higher head and larger flow coefficient. Moreover, its operation range is wider than that of the conventional unit.

기 호 설 명

- | | |
|--|------------------------------------|
| A : 개수로 단면적 (cross sectional area of open channel) | U : 회전차의 접선속도 |
| b : 회전차 폭 (impeller vane width) | V : 유체의 절대속도 |
| c : 개수로 팔간격 | \bar{X} : 설계변수 |
| d : 개수로 깊이 | Z : 회전차의 갯수 |
| D : 직경 | α : 속도비, V_i/U |
| g : 중력가속도 | η : 효율 |
| H : 수두 또는 수두손실 | θ : 펌프입구로부터의 각도 |
| K : 수두손실 계수 | ρ : 밀도 |
| L : 접선유동방향의 개수로 길이 | σ : 미끄럼 계수 (slip factor) |
| N : 회전수 | ω : 각속도 |
| p : 압력 | φ : 유동계수, $Q/\omega D_2^3$ |
| P : 동력 | ϕ : 설계목적함수 |
| Q : 유량 | ψ : 수두계수, $gH/\omega^2 D_2^2$ |
| r : 반경 | |
| T : 토크 | |

참 자

- 1 : 회전차 입구
- 2 : 회전차 출구
- c : 순환유동
- G : 개수로 무게중심 (centroid of open channel)

* 정희원, 한국과학기술원 항공공학과

** 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

- t : 접선유동
- s : 강회회전, 스트리퍼(stripper) 또는 Stanitz의 공식
- m : 평균값
- h : 수력직경값(hydraulic diameter value)
- n : 반복계산횟수

1. 서 론

재생펌프는 작은유량에서 큰 수두를 낼 수 있는 이점 이외에도, 실속 현상을 수반하지 않는 장점을 갖는다. 이러한 이유로 재생펌프는 관개용수, 운할, 제어, 소방설비뿐만이 아니라 로켓보조동력장치 등에 널리 사용되어진다. 그러나 재생펌프의 압축과정은 유동경로의 심한 혼합현상으로 인하여 매우 비효율적이며, 일반적으로 그 효율은 50%미만의 값을 갖는다.

Iverson⁽¹⁾은 회전차와 유체간의 난류저항을 펌핑작용의 주요한 요소로서 간주하여, 펌프성능을 해석하였다. Wilson등⁽²⁾은 회전차와 펌프외벽간의 유동을 순환류로 가정하여, 성능해석을 행하였다. Senoo⁽³⁾는 앞서의 두 이론을 비교, 검토 하였으며, 두 이론이 원리상에 있어서는 서로 모순되지 않음을 확인하였다. Schivley와 Dussourd⁽⁴⁾는 재생펌프의 일차원 해석모델을 제안하였고, 계산결과를 성능실험결과와 비교하였다. 또한 Joosen⁽⁵⁾은 큰 압력 구배를 갖는 펌프내 유동을 섭동이론(perturbation theory)을 이용하여 해석하였다. Sixsmith와 Altmann⁽⁶⁾은 공기역학적 익렬형상을 갖는 재생압축기를 개발하였으며, 압축기효율이 매우 향상됨을 보여주었다. Hollenberg와 Potter⁽⁷⁾는 재생유체기계해석을 위한 수두, 유량 그리고 토크에 대한 무차원화된 실험적 상관관계를 제안하였다. 최근들어 Yedidia⁽⁸⁾는 유량의 변화에 따라 순환유동이 펌프성능에 미치는 영향을 검토하였다.

본 연구에서는, 이전의 연구들^(1,2,3)에서 실험적 자료를 통하여 구했던 여러가지 압력손실들의 일반적인 모형들을 제시하고, 그에 따른 재생펌프의 성능해석을 수행하였다. 또한 본 해석방법의 타당성을 검토하기 위하여, 예측된 펌프 성능특성을 실험적 자료와 비교하였으며, 예측결과와 실험결과와 잘 일치하였다. 그리고 펌프의 성능향상을 위해, 본 연구에서 제안된 성능해석방법과 최적설계기법을 결합하여, 설계점효율을 최대화할 수 있는 펌프의

최적설계를 수행하였다. 또한 펌프 설계변수의 민감도해석을 통하여, 설계변수들이 재생펌프의 설계점효율에 미치는 영향을 규명하였다.

2. 성능해석

2.1 기본가정

Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 재생펌프내의 유동은 나선형의 경로를 따르며, 개수로와 회전차사이의 공간에서 유체는 순환한다. 펌프 입·출구 사이는 스트리퍼(stripper)에 의해 차단된다. 펌프내 나선형유동은 접선방향성분, V_t , 과 그에 수직한 평면에서의 순환방향성분, V_c , 으로 표현되어진다. 그러므로 다음과 같이 서로다른 두가지 유량을 정의할 수 있다.

접선방향 유량, Q , 은 아래와 같이 표현되며

$$Q = \int_A V_t dA, \tag{1}$$

이때 A 는 개수로의 단면적을 의미한다. 또한 이러한 유량은 펌프용량과 동일하다. 순환방향 유량 Q_c 는 Fig. 1의 자오선평면상의 와류성분 V_c 와 연관되는 양이다. 이러한 순환류는 회전차내 유동에 의해 방출되고, 재유입되는 과정을 연속적으로 거치면서, 회전차에 의해 가해지는 일로 인하여 유체의 각운동량이 증가한다.

이러한 복잡한 3차원유동현상을 해석하기 위하여, 다음과 같은 단순화된 가정들을 이용하였다.

- (1) 유동은 정상상태이고 비압축성이다.
- (2) 압축과정은 단열이다.
- (3) 펌프내부의 누출유동은 없으며, 펌프 입, 출구의 영향은 무시한다.
- (4) 접선방향 압력구배는 반경에 무관하며, 펌프내 유로를 따라 일정한다.

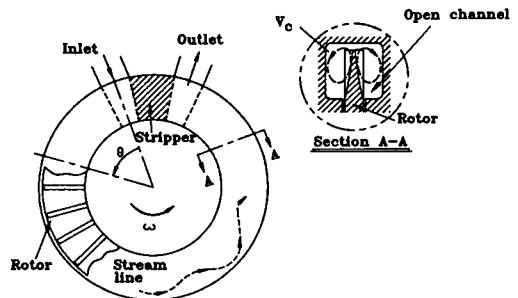


Fig. 1 Schematic diagram of a regenerative pump

(5) 모든 순환류는 회전익렬의 끝단에서 떨어져 나간다.

앞서의 가정들은 실험적관찰⁽³⁾에 근거한다. 가정 5와 실제내부유동현상간의 차이는 미끄럼 계수(slip factor)를 사용하여 보정하였다.

2.2 유량, 수두 그리고 효율관계식

회전차와 개수로의 기하학적 차원은 Fig. 2에 나타나 있다. 여기서 점 1,2는 회전차에 들어오고, 나가는 순환류의 평균유선을 나타낸다. 펌프내 어떠한 자오선평면에서도 접선방향 압력구배는 일정하므로(가정 4), 해석을 위하여 Fig. 3(a), Fig. 3(b)와 같은 임의의 펌프단면요소를 선택할 수 있다. 만약 회전차입구의 속도비, $\alpha = V_{t1}/U_1$,와 미끄럼 계수를 도입하면, $V_{t1} = \alpha U_1$ 그리고 $V_{t2} = \sigma U_2$. 또한 면적요소 $br_2d\theta$ 를 거치는 순환유량은,

$$dQ_c = V_{c2}r_2bd\theta \tag{2}$$

이때 b 는 회전차의 폭이고, V_{c2} 는 점 2에서 순환류의 반경방향 속도성분을 의미한다.

만약 미소면적 $d\theta$ 를 거치는 동안의 벽면저항에 의한 수두손실이 압력에 비해 무시할만큼 작으면, Fig. 3(a)의 개수로 제어체적에 대한 각운동량 보존식을 통하여 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$\int A_{in}pr dA - \int A_{out} \left(p + \frac{dp}{d\theta} d\theta + \rho g dH_t \right) r dA = \rho dQ_c (V_{t1}r_1 - V_{t2}r_2). \tag{3}$$

그러므로 접선방향 압력상승은

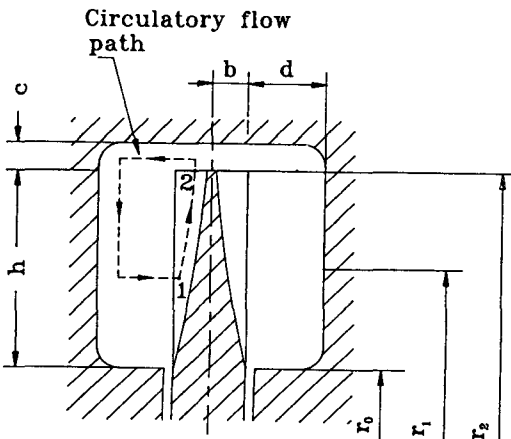


Fig. 2 Symbols for open channel and impeller dimensions

$$\frac{dp}{\rho} = \frac{dQ_c \omega (\sigma r_2^2 - \alpha r_1^2)}{r_c A}, \tag{4}$$

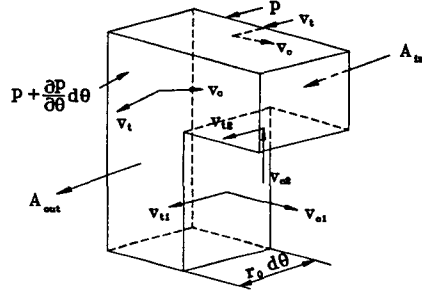
여기서 $r_c A = \int r dA$, 앞서 무시한 벽면저항에 의한 손실효과는 펌프의 총 성능관계식에서 고려하였다. 또한 Fig. 3(a)의 동일한 제어체적에 에너지 보존식을 적용하면,

$$\int A_{out} \left(\frac{V_t^2}{2} + \frac{V_c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{d\theta} d\theta \right) \rho V_t dA - \int A_{in} \left(\frac{V_t^2}{2} + \frac{V_c^2}{2} + \frac{p}{\rho} \right) \rho V_t dA = \left(\frac{V_{c2}^2}{2} + \frac{V_{t2}^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} \right) \rho dQ_c - \left(\frac{V_{c1}^2}{2} + \frac{V_{t1}^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gH_{co} \right) \rho dQ_c, \tag{5}$$

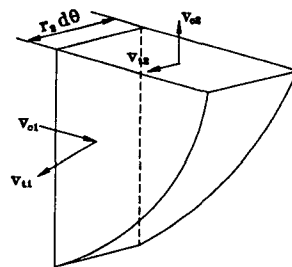
이때 H_{co} 는 개수로내의 순환류에 의한 수두손실을 나타낸다. 식 (4)의 결과를 식 (5)에 대입하여 정리하면, 개수로의 자오선평면에서의 압력강하는 다음과 같다.

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho} = \frac{Q\omega (\alpha r_1^2 - \sigma r_2^2)}{r_c A} + \frac{V_{c2}^2}{2} - \frac{V_{c1}^2}{2} + \frac{\sigma^2 U_2^2}{2} - \frac{\alpha^2 U_1^2}{2} - gH_{co}. \tag{6}$$

Fig. 3(b)의 회전차 제어체적에 대하여 각운동량



(a) Open channel



(b) Impeller

Fig. 3 Control volumes of an open channel and an impeller element

보존관계식을 적용하면, 미소체적에 대한 동력은

$$dP = \omega dT = \omega \rho dQ_c (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \\ = \rho dQ_c (\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2), \quad (7)$$

반면에 같은 제어체적에 Bernoulli방정식을 적용하면, 다음과 같은 관계식이 얻어진다.

$$dP = \rho dQ_c \left(\frac{\sigma^2 U_2^2}{2} + \frac{V_{c2}^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gH_{ci} \right. \\ \left. - \frac{\alpha^2 U_1^2}{2} - \frac{V_{c1}^2}{2} - \frac{p_1}{\rho} \right), \quad (8)$$

여기서 H_{ci} 는 회전차를 거치는 순환류의 수두손실이다.

그러므로 식 (7)과 (8)을 통하여, 회전차를 통한 자오선면에서의 압력상승은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \sigma U_2^2 - \alpha U_1^2 + \frac{\alpha^2 U_1^2}{2} - \frac{\sigma^2 U_2^2}{2} \\ + \frac{V_{c1}^2}{2} - \frac{V_{c2}^2}{2} - gH_{ci}. \quad (9)$$

식 (6)과 (9)를 갖게 놓으면, 순환류에 의한 총 손실 H_c 는 다음과 같이 주어진다.

$$gH_c = (\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) \left(1 - \frac{Q}{Q_s} \right), \quad (10)$$

이때 $H_c = H_{co} + H_{ci}$ 그리고 $Q_s = r_c A \omega$.

순환유동손실, H_c ,는 다음과 같이 두가지로 구성되어진다. 첫째는 익력입구손실로서, 이것은 회전차에 대한 유속이 순수히 축방향 속도가 아니고, 접선방향속도성분, $U_1 - V_{t1} = (1 - \alpha) U_1$ 을 가질때 야기되며, Spannhacke⁽⁹⁾에 의하면 다음과 같이 나타내어진다.

$$\frac{(1 - \alpha)^2 U_1^2}{2}. \quad (11)$$

둘째는 순환류의 마찰손실이며, V_c^2 에 비례한다. 회전차의 끝단속도를 순환류의 특성속도로 간주하면, 그 손실은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$K_c \left(\frac{dQ_c}{r_2 b d\theta} \right)^2, \quad (12)$$

이때 K_c 는 순환유동의 손실계수이다.

그러므로 순환류에 의한 총 수두손실은 아래와 같이 표현된다.

$$gH_c = \frac{(1 - \alpha)^2 U_1^2}{2} + K_c \left(\frac{dQ_c}{r_2 b d\theta} \right)^2. \quad (13)$$

식 (10)의 결과를 식 (13)에 대입하여, dQ_c 를 접선방향으로 $\theta = \theta_s$ 에서 2π 까지 적분하면, 총 순환유량 Q_c 를 구할 수 있다.

$$Q_c = \frac{2r_2 b (2\pi - \theta_s)}{\sqrt{K_c}} \left[(\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) \left(1 - \frac{Q}{Q_s} \right) \right. \\ \left. - \frac{(1 - \alpha)^2 U_1^2}{2} \right]^{1/2}. \quad (14)$$

Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 순환유동이 회전차 양측으로 존재하므로, Q_c 는 2배가 된다. 개수로벽면을 따라 작용하는 마찰저항력에 의한 접선방향의 수두손실은 고전적 마찰저항관계식으로부터 대략적으로 산출할 수 있다^(1,2,7). 그러므로

$$gH_t = K_t \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} V_m^2, \quad (15)$$

여기서 V_m 은 평균접속유속이고, L 은 접선유동방향에 따른 개수로의 거리이고 D_h 는 개수로의 수력직경이며 K_t 는 수두손실계수이다. 개수로내 평균접선유속은 V_{t1} 과 V_{t2} 의 산술평균값으로 가정한다^(8,9).

$$Q = V_m A \\ = \left(\frac{V_{t1} + V_{t2}}{2} \right) A = \left(\frac{\alpha U_1 + \sigma U_2}{2} \right) A. \quad (16)$$

펌프성능을 해석함에 있어서, 펌프의 용량 Q 는 독립변수이므로, 미끄럼계수가 주어지면 식 (16)으로부터 속도가 결정되어진다. 식 (4)는 스트리퍼를 제외한 펌프의 전 단면에 대해 적용되므로, 식 (4)의 적분을 통하여 펌프의 총 수두증가를 얻을 수 있다.

$$gH = \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{1}{\rho} \int_0^{2\pi - \theta_s} \frac{dp}{d\theta} d\theta \\ = \frac{Q_c}{Q_s} (\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) - K_t \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A} \right)^2. \quad (17)$$

또한 순 동력증가(net power increase)는 식 (7)과 (17)로부터 구해지며,

$$P = T\omega = \rho Q_c (\sigma U_2^2 - \alpha U_1^2) \\ = \rho Q_s \left[gH + K_t \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{A} \right)^2 \right]. \quad (18)$$

펌프의 총 효율은 다음과 같은 정의에 따라 계산한다.

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{P} \\ = \frac{Q/Q_s}{[1 + (\rho K_t L Q^2 / 2 D_h) / (g H A^2)]}. \quad (19)$$

2.3 압력손실모형 및 성능예측결과

앞서의 성능해석에 있어서 결정되어야할 인자들은 순환유동손실 계수 K_c , 접선유동 손실계수 K_t , 순환유동의 평균유선반경 r_1 그리고 미끄럼 계수이다. 이전의 연구들⁽¹⁻³⁾에 있어서, 이러한 인자들은 해석하려는 펌프의 실험결과를 토대로 결정하였다. 그러나, 본 연구에서는 기존의 실험자료를 이용하여 이러한 인자들의 일반적관계를 확립하고자 노력하였다.

(1) 순환유동 손실계수, K_c

Iverson⁽¹⁾과 Senoo⁽³⁾의 실험에 따르면, 순환유동 손실계수는 회전차의 폭(b), 개수로 깊이(d)와 끝간격(c)에 크게 좌우된다. 서로다른 형상을 갖는 여러가지 펌프의 성능시험결과를 가지고, Wilson⁽³⁾은 Fig. 4와 같은 상관관계를 제시하였다.

(2) 접선유동 손실계수, K_t

2.1절에서 언급했듯이, 접선유동손실은 펌프 개수로를 곡관(curved pipe)으로 고려함으로써 대략적인 평가가 가능하다. 이전의 곡관실험 결과⁽¹⁰⁾에 의하면 K_t 는 다음과 같은 경험식으로써 근사적인 표현을 할 수 있다.

$$K_t = K_0[1 + 0.075Re^{0.25}(D_h/D_2)^{0.5}] = 0.316Re^{-0.25}[1 + 0.075Re^{0.25}(D_h/D_2)^{0.5}], \quad (20)$$

여기서 K_0 는 직관(straight pipe)의 마찰계수이며, Re 는 $V_m D_h / \nu$ 로 정의되는 레이놀즈수이다.

(3) 순환류의 평균유선반경, r_1

일반적으로 순환류의 평균유선반경은 개수로 형상과 펌프유량의 함수이다. 그러나 Wilson등⁽²⁾은 주어진 펌프형상에 평균유선반경은 일정하다고 가정하고, 다음과 같은 관계를 제안하였다.

$$r_1 = r_0 + \frac{r_2 - r_0}{1.6} \left(\frac{c}{d} \right). \quad (21)$$

(4) 미끄럼 계수, σ

유한개수의 회전익렬에 의해 야기되어지는 익렬

끝단과 유체간의 미끄럼 현상을 고려하기 위하여 미끄럼 계수가 도입되어진다. 본 연구에서는, 방사형 익렬의 회전차(radial bladed impeller)에 적용되는 Stanitz공식⁽¹¹⁾을 사용하였다.

$$\sigma_s = 1 - \frac{0.63\pi}{Z}. \quad (22)$$

일반적인 원심펌프와는 달리, 재생펌프는 유한한 끝간격을 가지므로, 미끄럼 계수의 끝간격에 대한 효과가 고려되어져야한다. Fig. 5는 끝간격크기에 따른 미끄럼 계수의 변화⁽²⁾를 보여주고 있다.

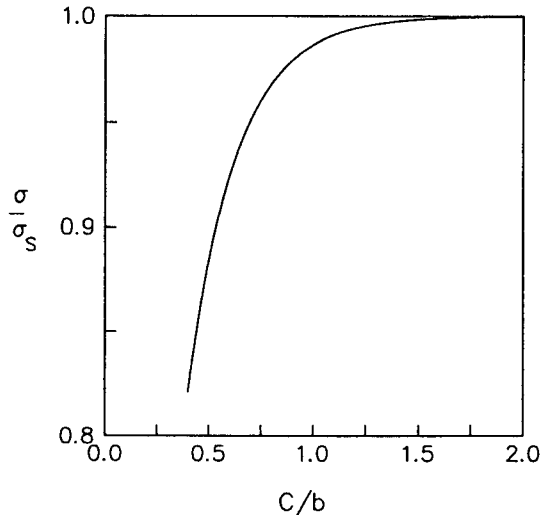


Fig. 5 Effect of tip clearance on the slip factor

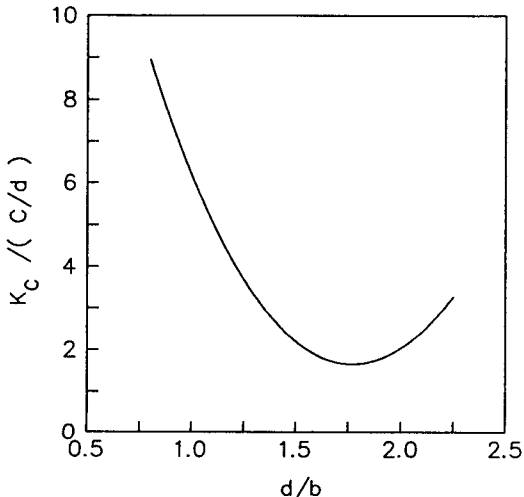


Fig. 4 Variation of circulatory flow loss with open channel geometries

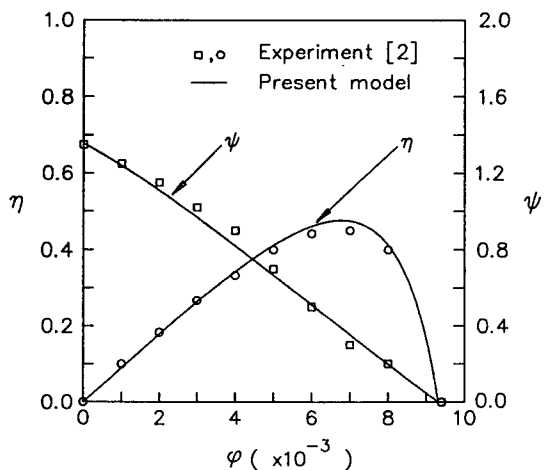


Fig. 6 Comparisons of predicted performances with experimental data

이렇게 결정되어진 인자들을 가지고, 식 (17) ~ (19)를 사용하여 펌프의 성능해석을 수행하였다. 계산되어진 성능해석결과와 Wilson등⁽²⁾에 의해 실험되어진 결과를 비교하였다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이, 본 예측결과가 실험 자료와 매우 잘 일치하였다.

3. 최적설계

일반적으로 재생펌프는 다른 원심펌프들에 비해 상대적으로 낮은 효율을 가진다. 그러므로 본 연구에서는, 앞서의 성능해석방법에 최적화 설계기법을 적용함으로써 재생펌프의 성능향상을 꾀하였다. 개수로의 기하학적 형상 c 와 d , 그리고 펌프설계용량 Q 가 펌프성능에 큰 영향을 미치므로, 이러한 변수들을 최적설계의 설계변수로 고려하였다. 본 최적화연구는 효율손실 $(1-\eta)$ 을 목적함수(ϕ)로 가지도록 다음과 같이 구성하였다.

$$\text{Find } \bar{X} = \begin{bmatrix} c \\ d \\ Q \end{bmatrix} \text{ which minimizes}$$

$$\phi = 1 - \eta(\bar{X}). \tag{23}$$

목적함수를 최소화하기 위하여, 최적화기법으로 뉴

튼 방법을 사용하였다. 목적함수의 최소화를 위한 과정은 다음과 같은 반복계산방식⁽¹²⁾에 의해 이루어진다.

$$\bar{X}^{n+1} = \bar{X}^n - \nabla^2 \phi(\bar{X}^n)^{-1} \nabla \phi(\bar{X}^n). \tag{24}$$

여기서 설계목적함수의 1, 2차 미분치는 수치적 차분방식에 의해 구하였으며, 설계변수들과 설계목적함수의 최적치에 대한 허용오차는 10^{-4} 으로 두었다.

Table 1에 표시된 설계요구조건과 회전차형상을 가지는 펌프의 설계 최적화를 수행하였다. Table 2는 본 연구에 의한 최적설계결과와 Worthington Corp.의 설계결과⁽²⁾를 비교하여준다. Tabel 2에서 보듯이, 펌프의 설계점효율은 기존의 펌프에 비해 약 12% 향상되었고, 펌프의 수두와 용량도 훨씬 증가되었다. 최적화된 개수로형상 설계결과는 넓은 깊이(d)와 좁은 끝간격(c)이 펌프성능을 향상시켜 줄 수 있음을 보여준다. 또한 d/b 의 최적비는 1.769로 나타나는데, 이러한 결과는 개수로깊이가 회전차폭의 1.77배일 때 순환유동손실이 가장 작다는 Senoo의 실험결과⁽³⁾와도 일치한다. Fig. 7은 최적화된 펌프의 탈설계점 성능특성을 보여준다. 최적화된 펌프는 기존펌프에 비해 더 넓은 범위에서 작동하고, 차단수두(shut-off head)도 큰 값을 가진다.

개수로의 기하학적 형상이 설계점효율에 미치는 영향을 알아보기 위해, 최적해에 대한 민감도해석을 수행하였다. 민감도해석결과는 앞서 구한 최적

Table 1 Design requirements and the impeller dimensions

Variable	Data
Rotative speed (N)	1000 rpm
Impeller vane width (b)	5.842 mm
Impeller hub radius (r_0)	47.20 mm
Impeller tip radius (r_2)	69.00 mm
Number of vanes (Z)	40
Stripper angle (θ_s)	49.05°

Table 2 Performance comparisons

	Commercial pump by Wilson et al. ⁽²⁾	Optimized pump
ϕ	7.0×10^{-3}	9.0×10^{-3}
ψ	0.30	0.46
η	45.00%	56.90%
c/b	0.787	0.518
d/b	1.339	1.769

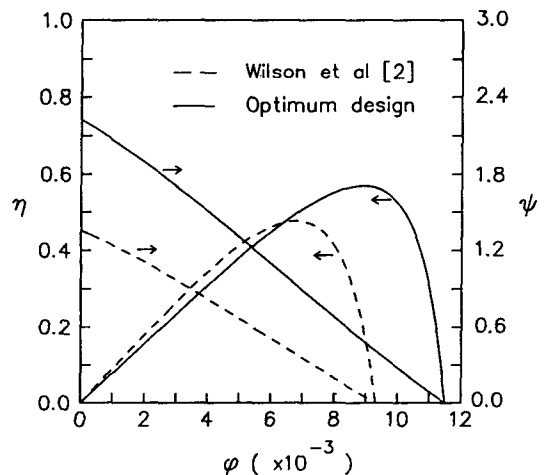
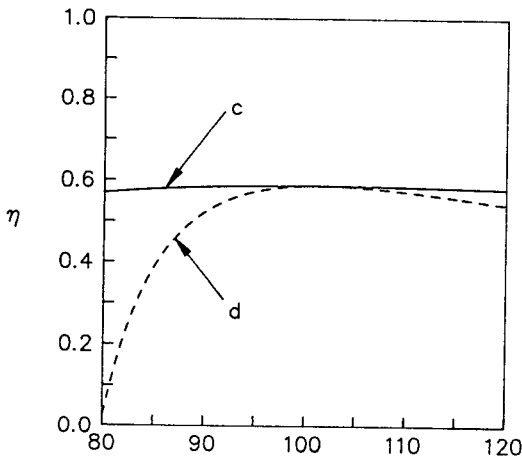


Fig. 7 Performance characteristics of an optimized pump



Design variable as a percentage of optimum variable

Fig. 8 Sensitivity analysis of the overall efficiency

점을 기준으로 하여, 설계변수들의 매개변수해석을 통하여 구하였다. Fig. 8은 개수로깊이와 끝간격의 변화에 따른 펌프효율의 민감도곡선을 보여준다. Fig. 8로부터, 효율최대화를 위한 두 기하학적 설계변수들의 총체적 최적점(global optimum)이 존재함을 알 수 있으며, 이러한 결과는 최적화된 펌프형상의 선택을 통하여 고 효율 재생펌프의 설계가 가능함을 보여준다. 또한 효율은 개수로 끝간격(c)에 비해 깊이(d)에 더욱 민감하게 변화함을 알 수 있다. 그러므로 재생펌프의 설계시 개수로 깊이의 크기결정은 매우 주의깊게 이루어져야 한다.

4. 결 론

재생펌프의 성능해석과 설계최적화를 수행하였다. 재생펌프의 성능해석은 여러가지 압력손실들의 모형화를 통해 이루어졌으며, 성능예측결과는 실험과 잘 일치하였다. 이러한 성능해석방식을 가지고, 펌프의 설계최적화를 통한 성능향상을 시도하였다. 최적화된 펌프는 기준펌프에 비해 향상된 설계점 효율, 수두 그리고 용량을 보여주었으며, 최적 개수로형상은 좀더 작은 중횡비(c/d)를 가진다. 또한 최적화된 펌프는 좀더 넓은 범위의 탈설계점 작동영역을 가지며, 차단수두도 높은 값을 가진다. 민감도해석결과로부터, 펌프의 설계점효율은 개수로 깊이(d)에 매우 민감함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 1990년도 광림특장차(주)의 연구비에 의해 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다. 한편 본 연구에 큰 도움을 준 정인식, 고행진, 송태영씨에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Iverson, H.W., 1955, "Performance of the Periphery Pumps", Trans. ASME, Vol.77, pp. 19~28.
- (2) Wilson, W.A., Santalo, M.A. and Oelrich, J.A., 1955, "A Theory of the Fluid Dynamic Mechanism of Regenerative Pumps", Trans. ASME, Vol.77, pp. 1303~1316.
- (3) Senoo, Y., 1956, "A Comparisons of Regenerative Pump Theories Supported by New Performance Data", Trans. ASME, Vol.78, pp. 1091~1102.
- (4) Schivley, G.P. and Dussourd, J.L., 1970, "An Analytical and Experimental Study of a Vortex Pump", Trans. ASME J. of Basic Eng., Vol.92, pp. 889~900.
- (5) Joosen, W.P.A., 1974, "Helical Pipe Flow in the Presence of an Axial Pressure Gradient", Philips. Res. Repts., Vol.29, pp. 384~400.
- (6) Sixsmith, H. and Altmann, H., 1977, "A Regenerative Compressor", Trans. ASME J. of Eng. for Industry, Vol.99, pp. 637~647.
- (7) Hollenberg, J.W. and Potter, J.H., 1979, "An Investigation of Regenerative Blowers and Pumps", Trans. ASME J. of Eng. for Industry, Vol.110, pp. 147~152.
- (8) Yedidiah, S., 1986, "Certain Effects of Recirculation on Cavitation in Centrifugal Pumps", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.200, pp. 283~292.
- (9) Spannahacke, W., 1943, Centrifugal Pumps, Turbines and Propellers, The Technology Press, Cambridge, Mass., p. 140.
- (10) Schlichting, H., 1979, Boundary Layer Theory, 7th ed., McGraw-Hill Inc., p. 627.
- (11) Wiesner, F.J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers", Trans. ASME J. of Eng. for Power, Vol.89, pp. 558~572.
- (12) Reklatis, G.V., Ravindran, A.R. and Ragsdell, K. M., 1983, Optimization: Methods and Applications, John Wiley and Sons Inc., pp. 103~105.