

# 비압축성 재생형 기계에 대한 개선된 운동량 교환 이론 (II)

## - 손실 모델 및 성능 예측 -

유일수<sup>†</sup> · 박무룡\* · 정명균\*\*

(2004년 6월 8일 접수, 2004년 8월 12일 심사완료)

### Improved Momentum Exchange Theory for Incompressible Regenerative Turbomachines (II) - Loss Model and Performance Prediction -

Il Su Yoo, Mu Ryong Park and Myung Kyoong Chung

**Key Words :** Regenerative Turbomachine(재생형 기계), Momentum Exchange Theory(운동량 교환이론), Mean Streamline Analysis(평균유선해석), Loss Model(손실 모델)

#### Abstract

In momentum exchange theory the loss models for the circulatory flow is critically important. But because of lack of loss model on the circulatory flow, analysis model on regenerative turbomachines is not available in the open literature. In the present study circulatory loss is evaluated by combining bend's losses. Through the comparison with the previous experimental data on linear pressure gradient, a combination factor is suggested in terms of the aspect ratio of a channel. Applying this factor to two kinds of regenerative blowers the predicted results are found to be in good agreement with the experimental data of the overall performance and the head distribution along the rotational direction. Especially, the comparison with the head distribution demonstrates the accuracy of hydraulic model and loss model suggested in the present study. And the comparison with the overall performance confirms the validness of physical models as well as loss models suggested in the present study.

기호설명	$\Delta H$	
$A$ : 단면적	$J$ : 손실 수두	
$AR$ : 채널의 가로세로비	$K$ : 밴드 조합 계수	
$a$ : 밴드 너비	$L$ : 손실 계수	
$b$ : 베인 폭	$N$ : 덕트 길이	
$c$ : 끝간격	$P$ : 회전수	
$D$ : 덕트 직경	$p$ : 동력	
$D_h$ : 수력 직경	$Q$ : 압력	
$d$ : 개수륜 폭	$Q$ : 체적 유량	
$g$ : 중력가속도	$R$ : 채널 곡률	
$H$ : 수두	$r_0$ : 임펠러 하단 반경	
$h$ : 임펠러 높이	$r_2$ : 임펠러 상단 반경	
	$r_3$ : 채널 상단 반경	
	$r_c$ : 반경 방향 순환 중심	
	$Rc$ : 순환 레이놀즈수	
	$r, \theta, z$ : 좌표계	
	$V$ : 속도	
	$w$ : 밴드 높이	
	$\alpha$ : 입사 계수 ( $=V_{i\theta}/U_i$ )	

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 한국과학기술원 대학원 기계공학과  
E-mail : isyoo@kaist.ac.kr  
TEL : (042)869-3054 FAX : (042)869-3210

\* 한국기계연구원 열유체공정기술연구부

\*\* 회원, 한국과학기술원 기계공학과

$\beta$	: 베인각
$\delta$	: 굴절각
$\phi$	: 무차원 유량
$\eta$	: 효율
$\vartheta$	: 순환 유효도
$\Lambda$	: 수정 계수
$\nu$	: 동점성 계수
$\rho$	: 밀도
$\sigma$	: 미끄럼 계수 ( $=V_{e0}/U_e$ )
$\tau$	: 무차원 동력
$\Omega$	: 순환 각속도
$\psi$	: 무차원 수두

하첨자

0	: 입구 영역 입구
1	: 펌핑 영역 입구
2	: 출구 영역 입구
3	: 출구 영역 출구
b	: 굴절
c	: 순환 유동
E	: 오일러
e	: 베인 출구
f	: 마찰
g	: 면적 중심
h	: 수력학적
i	: 베인 입구
in	: 입구 영역
o	: 개수로 영역
out	: 출구 영역
P	: 펌핑 영역
S	: 스트리퍼
s	: 강제 회전
sc	: 돌연 수축
se	: 돌연 확대
v	: 베인 영역
$\theta$	: 임펠러 회전 방향
I~IV	: 사분면

1. 서 론

재생형 기계는 낮은 비속도를 가지며, 효율이 낮다는 단점이 있다. 효율이 낮다는 것은 상대적으로 손실의 크기가 크다는 것을 의미한다. 따라서, 재생형 기계에서는 다른 회전 기계에 비해 손실의 영향이 중요하게 부각된다. 운동량 교환 이론에서는 채널 내부에서 발생하는 복잡한 3차원 유동장을 회전 방향 속도 성분과 이에 수직인 순환 속도로 분리한다. 따라서, 속도 성분에 의해 발

생되는 손실 역시 회전 방향 손실과 순환 방향 손실로 분리할 수 있다. 회전 방향 손실은 설계점 이상의 고유량 영역에서 주로 부각되며, 이에 대한 손실 모델은 일반화되어 있다. 순환 방향 손실은 전체 유량 범위에서 고르게 나타나며, 특히 입사 손실을 포함할 경우 저유량 영역에서 두드러지게 나타난다. 순환 손실은 순환 유량을 산출하는데 필요한 중요한 변수이다. 또한, 순환 유량은 재생형 기계의 성능을 좌우하는 변수이기 때문에 정확한 순환 손실 모델 없이는 정확한 성능 예측 역시 기대할 수 없다. 그러나, 아직까지 이에 대한 일반화된 모델이 제시되어 있지 않다. 즉, 실험 결과와 무관하게 재생형 기계의 성능을 독립적으로 예측할 수 있는 해석 모델이 제시되어 있지 않다. 따라서, 본 연구에서는 기존 실험 결과<sup>(1-3)</sup>와의 비교를 통해 순환 손실에 대한 일반화된 모형을 제작함으로써, 독립적으로 성능 예측이 가능한 손실 모델을 제시하는데 목적을 두고 있다. 본 연구를 통해 제시되는 해석 모델 및 손실 모델의 타당성을 검토하기 위해 해석 및 실험 대상으로 두 가지 재생형 송풍기를 선정하였다.

2. 손실 모델

재생형 기계에서 발생하는 나선형 유동 구조는 회전 방향과 그에 수직인 순환 방향 속도 성분으로 분리되어 해석되기 때문에, 손실 역시 두 방향으로 정의된다.

2.1 접선 유동 손실

접선 유동 손실은 펌핑 유량이 지나는 경로를 따라 발생된다. 펌핑 유량이 통과하는 영역은 Fig. 1과 같이 입구 영역과 출구 영역, 펌핑 영역으로 분류할 수 있다.

2.1.1 입구 영역과 출구 영역

입구 영역과 출구 영역에서 발생하는 손실은 일련의 파이프 손실로 간주할 수 있다. 입구 덕트를 통해 유입된 유량이 개수로 영역으로 유입되기 위해서는 Fig. 1에 도시된 바와 같이 두 영역간의 유로 면적 변화에 의한 손실과 굴절에 의한 손실을 경험하게 된다. 면적 변화에 의한 손실은 덕트 유로 면적과 개수로 면적간의 비에 따라 돌연 수축 또는 돌연 확대 손실로 평가될 수 있다. 입구 영역에 에너지 방정식을 적용시키면 다음과 같다.

$$\frac{p_o}{\rho} + \frac{V_o^2}{2} = \frac{p_l}{\rho} + \frac{V_l^2}{2} + \left( K_{in} \frac{L_{in}}{D_{in}} + K_{se} + K_b \right) \frac{V_o^2}{2} \quad (1)$$

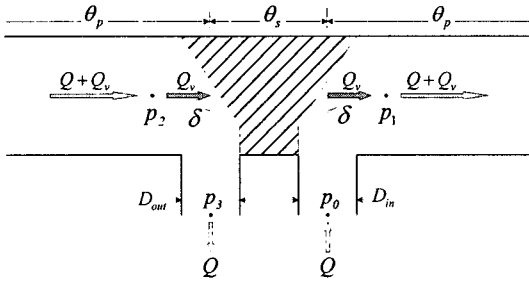


Fig. 1 Schematic drawing of calculation regions

식 (1)로부터 입구 영역 손실을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta gH_{in} &= \frac{P_0 - P_1}{\rho} \\ &= \frac{V_1^2}{2} + \left( K_{in} \frac{L_{in}}{D_{in}} + K_{sc} + K_b - 1 \right) \frac{V_0^2}{2} \end{aligned} \quad (2)$$

출구 영역에서 발생하는 손실 역시 입구 영역과 동일한 방법에 의해 다음과 같이 산출된다.

$$\begin{aligned} \Delta gH_{out} &= \frac{P_2 - P_3}{\rho} \\ &= \left( K_{out} \frac{L_{out}}{D_{out}} + 1 \right) \frac{V_3^2}{2} + (K_{sc} + K_b - 1) \frac{V_2^2}{2} \end{aligned} \quad (3)$$

2.1.2 펌핑 영역

펌핑 영역에서 발생하는 압력 손실은 개수로 벽면을 따라 작용하는 마찰 저항력에 의해 발생된다. Wilson et al.<sup>(1)</sup>은 펌핑 영역에서 발생하는 접선 마찰 손실이 매우 작다고 가정하여 무시하였다.

그러나, 접선 마찰 손실은 설계점 이상의 고유량에서는 결코 무시될 수 없는 크기를 갖는다. 따라서, 본 연구에서는 Lee et al.<sup>(4)</sup>이 사용한 한 곡관 마찰 손실 계수를 이용하여 접선 방향 마찰 손실을 다음과 같이 산출하였다.

$$\Delta gH_\theta = \frac{K_{f,p}}{2} \frac{r_{g,\theta} \theta_p}{D_{h,\theta}} \left( \frac{Q}{A_\theta} \right)^2 \quad (4)$$

2.2 순환 유동 손실

순환 유동은 펌핑 영역에 국한되어 존재한다. 따라서 입구 영역과 출구 영역에서는 순환 유동에 의한 손실이 발생되지 않는다. 순환 유동에 의한 손실은 임펠러 입구에서 발생하는 입사 손실과 채널을 순환하면서 발생하는 순환 손실로 분류된다.

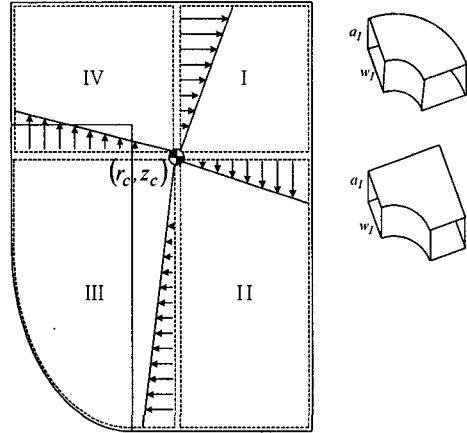


Fig. 2 Quadri-sectioned channel for circulatory loss

순환 유동에 의한 손실은 임펠러 입구에서 발생하는 입사 손실과 채널을 순환하면서 발생하는 순환 손실로 구분할 수 있다. 입사 손실의 경우, 상대 속도의 접선 방향 동압 성분이 모두 소실된다고 가정한다.<sup>(1,4,5)</sup> 본 연구 역시 동일한 입사 손실 모델을 사용하였다. 순환 유동은 미시적으로 작은 소용돌이를 동반하면서 순환한다. 이러한 유동 구조는 밴드 유동에서 나타나는 2차 유동 구조와 흡사하다. 따라서, 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 채널을 네 등분한 후 각 영역에서 발생하는 밴드 손실의 조합으로 순환 손실을 산출하였다.

2.2.1 순환 손실 계수

Fig. 2에서 밴드 채널의 너비는 원주 길이를 임펠러 배인 개수로 나눈 길이로 산출하였다.<sup>(6)</sup> 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 선형 순환 속도 분포를 가정하였으며, 이에 따른 평균 순환 길이는 채널 외곽 둘레 길이의 2/3가 된다. 따라서, 밴드의 평균 곡률 반경과 안쪽 곡률 반경이 각각 밴드 채널 높이의 2/3, 1/6인 밴드 손실 계수를 사용하였으며, 채널의 바깥쪽 형상에 따라 둥근 밴드 또는 직각 밴드 손실을 혼합하여 사용하였다. 본 연구에서 사용한 밴드 손실 계수는 다음과 같다.<sup>(7)</sup>

$$K_{c,I} = 0.58 \left( 0.85 + 0.125 \frac{w_l}{a_l} \right) A_{Rc,I} \quad (5a)$$

$$K_{c,I} = 0.73 \left( 0.85 + 0.125 \frac{w_l}{a_l} \right) A_{Rc,I} \quad (5b)$$

식 (5)는 영역 I에 대한 손실 계수이며, (5a)와 (5b)는 각각 둥근 밴드 유동과 직각 밴드 유동에

대한 손실 계수이다. 식 (5)에서  $\Lambda_{Rc}$ 는 순환 레이놀즈 수에 따른 보정 계수이며 다음과 같다.

$$\Lambda_{Rc,l} = \begin{cases} 6.0Rc_l^{-0.139} & : 10^4 \leq Rc_l \leq 2 \times 10^5 \\ 1 + 6700Rc_l^{-1} & : 3000 < Rc_l < 10^4 \end{cases} \quad (6)$$

where,  $Rc_l = \frac{D_{h,l} \overline{V_{c,l}}}{\nu}$

식 (6)의 보정 계수를 산출하기 위해서는 순환 속도를 알아야 하기 때문에 반복 계산을 통해 순환 속도 및 순환 손실 계수를 계산한다.

순환 유동에 의한 손실은 순환 유동 형성에 사용되는 순환 동력 감소에 관계되기 때문에, 순환 손실량은 단위 순환 유량에 대한 순환 동력 손실량으로 나타낼 수 있다. Fig. 2와 같이 순환 속도가 선형적으로 분포될 경우, 영역 I에서 발생하는 순환 손실은 다음과 같다.

$$\Delta gH_{c,l} = \frac{1}{2} \frac{\int_{r_c}^{r_3} K_{c,l} V_{c,l}^3 r dr}{dQ_c / d\theta} = K_I \frac{V_c^2}{2} \quad (7)$$

where,  $V_{c,l} = (r - r_c)\Omega_I$

$$\Omega_I = \frac{dQ_c / d\theta}{\int_{r_c}^{r_3} (r - r_c) r dr}$$

$$K_I = K_{c,l} \frac{54(4r_3 + r_c)A_c^2}{5(r_3 - r_c)(2r_3 + r_c)^3}$$

식 (7)은 국부 순환 속도를 이용하여 영역 I에서 발생하는 순환 손실을 표현한 것이다. 영역 II~IV에서 발생하는 손실 역시 영역 I과 동일한 방법으로 산출된다. 전체 순환 손실 계수는 각 영역에 대한 순환 손실 계수의 합의 형태로 다음과 같이 나타낸다.

$$K_c = J(K_I + K_{II} + K_{III} + K_{IV}) \quad (8)$$

2.2.2 벤드 조합 계수

식 (8)에서 J는 벤드 조합 계수이다. 일반적으로 180° 벤드 유동에 대한 손실 계수는 90° 벤드 손실 계수의 2배로 표현되지 않는다. 두 벤드의 결합 조건, 특히 연결 상태에 따라 두 벤드 손실 계수의 합 보다 크거나 작다. 이에 필요한 벤드 조합 계수는 기존의 실험 결과<sup>(1-3)</sup>와의 비교를 통해 산출하였다.

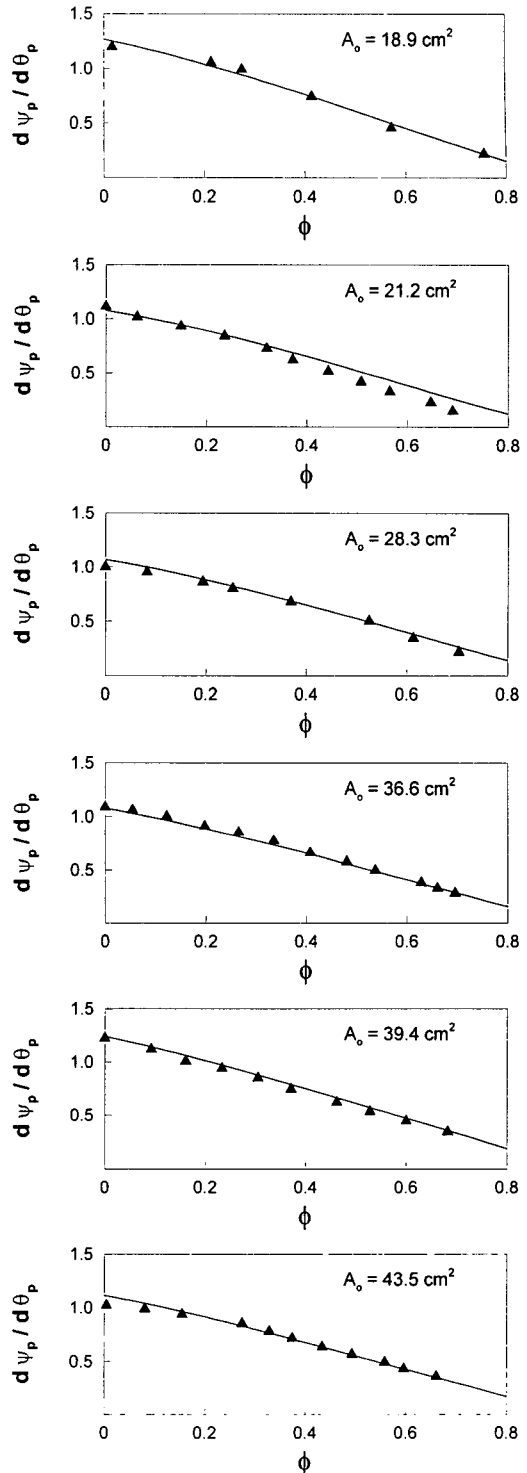


Fig. 3 Comparison of calculated head characteristics with experimental results<sup>(1,2)</sup>

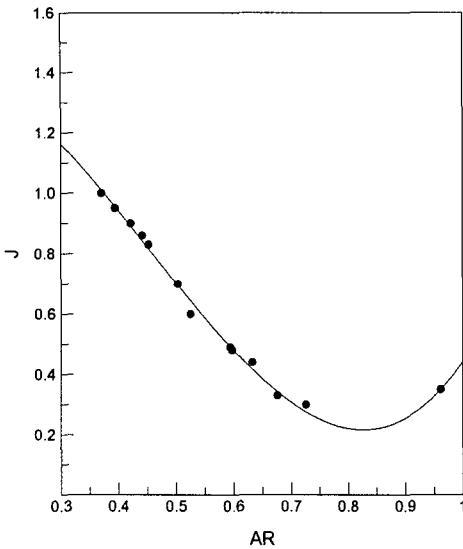


Fig. 4 Bends combination factor

이웃한 두 벤드의 연결 부위 유동 면적이 입구 유동 면적 또는 출구 유동 면적보다 어느 이상 크거나 작을 경우에는 손실이 증가하게 된다. 따라서, 이에 따른 순환 손실 계수의 변화를 고려해야 한다. 그러나, 이러한 영향을 모두 포함하는 간단한 수식 형태를 찾기는 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 13가지의 실험 결과<sup>(1-3)</sup>와의 비교를 통해 채널 가로세로비의 간단한 함수 형태로 제시하고자 한다. 채널의 가로세로비가 너무 크거나 작으면 벤드 입,출구 유동 면적에 비해 연결 부위 면적이 크거나 작아지기 때문에, 연결 조건을 어느 정도 반영할 수 있을 것으로 생각된다. Wilson et al.<sup>(1)</sup>과 Senoo<sup>(2)</sup>는 각각 반경형 임펠러에 대한 6가지 실험 결과를 제시한 바 있으며, DeWitt<sup>(3)</sup>는 반원형 임펠러에 대한 실험을 수행한 바 있다. 이 당시의 연구는 주로 선형 영역에서 발생하는 압력 구배에 초점을 두었기 때문에 실험 결과 역시 선형 영역에서 발생하는 압력 구배에 대해 제시되었다. 이 실험 결과들은 펌핑 영역에서 측정되었기 때문에 입구 영역과 출구 영역의 영향이 배제되어 있다고 판단된다. 따라서, 순환 손실 계수 산출에 적합한 실험 결과라고 판단된다. Fig. 3은 반경형 임펠러에 대한 12가지 실험 결과 중 6가지 경우에 대한 비교 결과이다. Fig. 3과 같은 비교 결과에 적합한 벤드 조합 계수를 가로세로비의 함수로 나타내면 Fig. 4와 같다. 채널의 가로세로비는 다음과 같이 정의된다.

$$AR = \frac{b+d}{h+c} \tag{9}$$

식 (9)에서 분자는 채널의 가로 길이를 나타낸 것으로 베인 폭과 개수로 폭의 합으로 산출되며, 분모는 채널의 세로 길이로서 베인 길이와 끝간격의 합으로 산출된다. 가로세로비에 따른 벤드 조합 계수를 나타낸 결과, 0.7~0.9 정도의 가로세로비를 갖는 채널 형상에서 벤드 조합 계수는 작게 나타났다. 가로세로비가 0.7보다 작거나 0.9보다 크면 벤드 조합 계수는 증가하게 되는데, 이는 이웃한 벤드를 지날 때 유동 수축 또는 팽창이 교대로 발생되기 때문으로 생각된다.

### 3. 성능 변수

#### 3.1 성능 변수의 정의

회전 기계에서 정의되는 성능 변수는 수두와 동력, 효율이다. 먼저, 재생형 기계를 통해 얻을 수 있는 수두 상승량은 식 (10)과 같다.

$$gH = gH_E - \Delta gH_\theta - \Delta gH_{in} - \Delta gH_{out} \tag{10}$$

where,  $gH_E = \frac{Q_c}{Q_s} (\sigma U_e^2 - \alpha U_i^2)$

재생형 기계에서 요구되는 수력학적 동력은 식 (11)과 같다.

$$P = g\rho Q_c (\sigma U_e^2 - \alpha U_i^2) = g\rho Q_s gH_E \tag{11}$$

식 (10)과 (11)에 의해 수력학적 효율은 식 (12)와 같이 산출된다.

$$\eta_h = \frac{\rho Q g H}{P} = \phi \left[ 1 - \frac{1}{g} \frac{\Delta H_\theta + \Delta H_{in} + \Delta H_{out}}{H_E} \right] \tag{12}$$

식 (12)를 통해 접선 방향 손실이 존재하지 않는 이상적인 경우, 재생형 기계의 수력학적 효율은 무차원 유량 계수와 동일함을 알 수 있다.

#### 3.2 무차원 변수의 정의

재생형 기계는 원심형 기계와는 달리 두 방향의 유량이 존재하며, 각 방향을 따라 손실이 발생된다. 본 연구에서는 강제 회전 유량과 강제 회전 속도를 이용하여 무차원화 하였다. 무차원 수두 계수와 동력 계수는 다음과 같다.

$$\psi \equiv \frac{gH}{U_g^2} \tag{13}$$

$$\tau_h \equiv \frac{P}{\rho Q_s U_g^2} \tag{14}$$

재생형 기계에서 발생하는 손실은 순환 방향과 접선 방향으로 분류되며, 각 방향의 유량 크기가 다르다. 따라서, 각 손실의 크기를 비교하기 위해서는 무차원 수두보다는 무차원 동력 계수로 비교하는 것이 바람직하다.

$$\tau_c \equiv \frac{Q_c \Delta g H_c}{Q_s U_g^2} = \frac{Q_c}{Q_s} \psi_c \tag{15}$$

$$\tau_\theta \equiv \frac{Q \Delta g H_\theta}{Q_s U_g^2} = \phi \psi_\theta \tag{16}$$

식 (15)는 순환 유동에 의한 무차원 순환 손실 계수이고, 식 (16)은 펌핑 영역에서 나타나는 무차원 접선 마찰 손실 계수이다.

### 4. 해석 결과

#### 4.1 해석 대상

본 연구에서 제시된 손실 모델과 수력학적 모델을 직접 적용하기 위해 두 가지 형태의 재생형 송풍기에 대한 실험을 수행하였다. 실험 대상은 반경형 임펠러와 양면 채널 형태를 갖는다. 회전 방향으로의 압력을 측정하기 위해 동시 스캔이 가능한 NetScanner 9016을 사용하였으며, 유량은 입구 덕트 앞에 설치된 벨마우스를 통해 측정하였다. 벨마우스는 한국산업규격에 준수하여 제작하였으며, 한국표준과학연구원에서 검정 시험하였다. 동력은 Lebow사의 토크 센서를 이용하여 산출하였다. Table 1은 실험 대상의 형상 제원을 나타낸 것이고, Fig. 5는 실험 장치의 개략도이다.

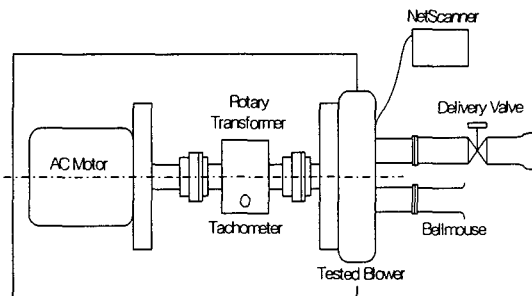


Fig. 5 Schematic drawing of the test rig

#### 4.2 계산 결과

지금까지의 운동량 교환 이론은 선형 영역에 국한된 해석 이론으로서, 전체 펌핑 영역에서 발생하는 순환 유동 구조를 제대로 모사할 수 없었다. 따라서, 유량 변화에 따른 전체 성능 곡선에 대한 예측만 수행되었으며, 이 또한 경험적으로 결정된 손실 계수에 의해 가능하였다. 즉, 실험 결과와 독립적인 성능 예측 모델과 회전 방향을 따라 나타나는 국부적인 수두 분포를 예측한 연구는 없었다. 본 연구에서는 전체 펌핑 영역에 대해 적용시킬 수 있도록 운동량 교환 이론을 개선하였다. 이는 입구 영역과 출구 영역 손실 모델은 물론 가속 영역을 포함하였기 때문에 전체 성능 예측 뿐만 아니라 국부 수두 분포까지 예측 가능하다. Fig. 6과 7은 회전 방향으로 나타나는 수두 분포에 대한 실험 결과와 예측 결과를 비교한 것이고, Fig. 8과 9는 전체 성능 곡선을 나타낸 것이다. 유량 변화에 따라 모든 영역에서 실험 결과와 잘 일치되고 있음을 확인할 수 있다.

#### 4.3 손실 비교

재생형 기계에서의 손실은 순환 유동과 접선 유동에 의해 발생된다. 순환 유동에 의해 발생하는 손실에는 입사 손실과 2차 유동에 의한 순환 손실로 분류할 수 있으며, 접선 유동에 의해 발생하는 손실은 입구와 출구, 펌핑 영역에서 발생하는 마찰 손실이 있다. 본 연구에서는 식 (15)와 (16)의 무차원 동력을 이용하여 각 손실의 크기를 유량 변화에 따라 비교하였다.

Table 1 Configurations of tested models

Dimension	Model 1	Model 2
$r_0$ [mm]	58	82.5
$r_2$ [mm]	90	109
$b$ [mm]	17	14.5
$c$ [mm]	7.5	7
$d$ [mm]	14	11.2
$R_o$ [mm]	14	11.2
$\beta_1$ [deg]	0	0
$\beta_2$ [deg]	0	10
$\theta_s$ [deg]	38	50
$N$ [rpm]	3400	3500

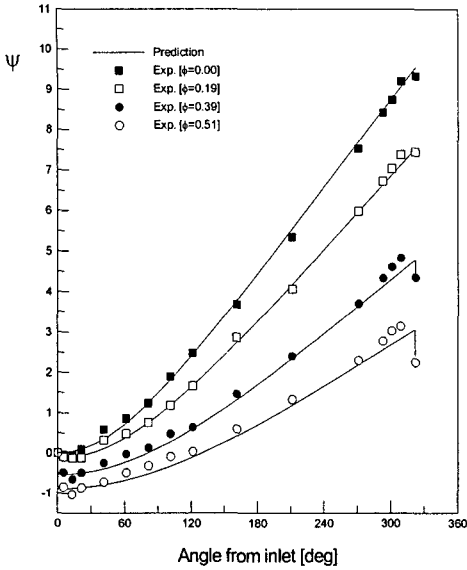


Fig. 6 Head distribution in model 1 versus flow rate

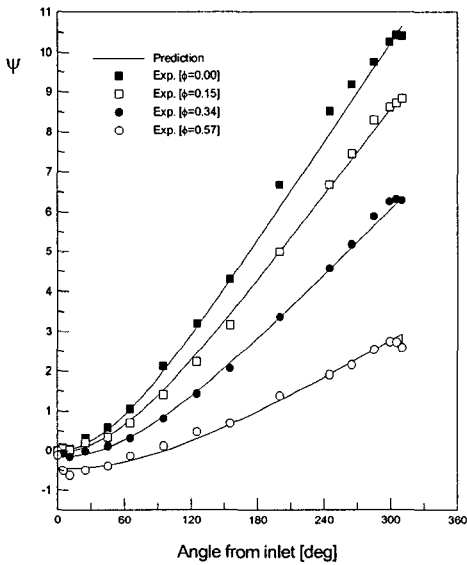


Fig. 7 Head distribution in model 2 versus flow rate

Fig. 10은 수력학적 동력에 대해 각 손실의 크기를 비교한 것이다. 재생형 기계에서 발생하는 여러 동력 손실 중 입사 손실은 순환 동력 손실의 가장 큰 요인이 된다. 특히, shutoff 상태에서는 가장 지배적인 손실로 나타난다. 순환 손실은 전체 유량 범위에 대해 거의 일정하게 분포되어 있음을 알 수 있다. 접선 유동에 의한 손실들은 고유량 영역에서만 급격히 증가됨을 알 수 있다. 이로 인하여 Figs. 8과 9에 나타난 바와 같이 고유량 영역

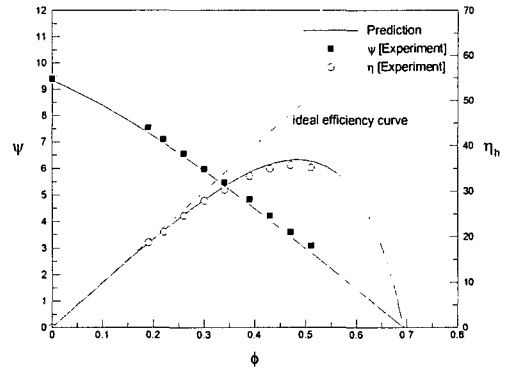


Fig. 8 Nondimensional performance curve of model 1

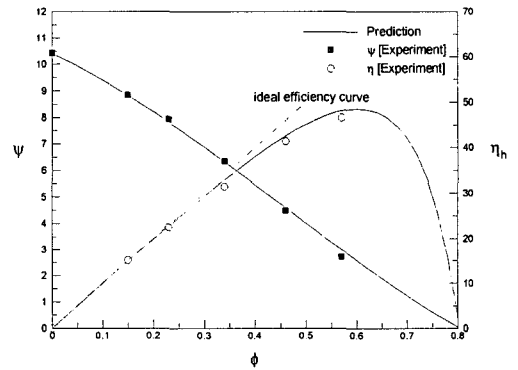


Fig. 9 Nondimensional performance curve of model 2

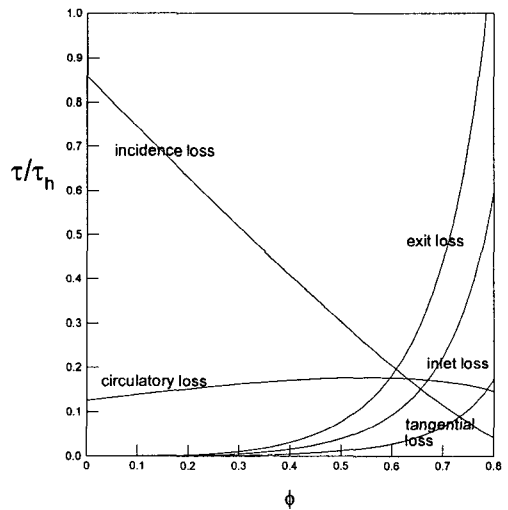


Fig. 10 Comparison of power loss in model 1

에서는 접선 유동 손실의 증가로 인해 수력학적 효율이 급격히 저하된다. 연료 펌프와 같이 유량은 작지만 상대적으로 높은 토출압이 요구되는 경

우, 주로 최고 효율점 이하의 낮은 유량에서 작동되기 때문에 입사 손실의 영향이 중요하다. 따라서, 입사 손실을 줄일 수 있는 임펠러 설계가 요구된다. 반면, 설계점 근처의 높은 유량에서 작동될 경우에는 접선 방향 손실의 영향 특히 입구 영역과 출구 영역에서 발생하는 손실을 감소시킬 수 있는 설계가 요구될 것이다.

## 5. 결론

운동량 교환 이론에서는 순환 손실 없이 성능 예측이 불가능하다. 본 연구에서는 순환 유동에 의한 손실 및 접선 유동에 의한 손실 모델을 제시하였고, 이를 이용한 계산 결과를 실험 결과와 비교하였다.

(1) 접선 유동 손실은 펌핑 유량에 관련된 손실로서, 고전적인 마찰 손실 계수와 굴절 손실의 조합으로 산출하였다.

(2) 순환 유동 손실로서 입사 손실과 순환 손실을 고려하였다. 순환 손실은 2차 유동에 의해 발생되며 이는 밴드 유동과 유사하기 때문에, 밴드 유동 손실의 조합으로 나타내었다.

(3) 밴드 조합 계수는 기존의 선형 영역에 대한 실험 결과로부터 가로세로비의 함수로 나타내었다.

(4) 유량 변화에 따른 회전 방향 수두 분포를 예측해본 결과, 실험 결과와 잘 일치하였다. 이는 본 연구에서 제시한 수력학적 모델 및 손실 모델의 타당성을 입증한다.

(5) 예측된 성능 곡선을 실험 결과와 비교해 본 결과, 두 종류의 재생형 송풍기 모두 잘 일치하였다.

(6) 재생형 기계에서 발생하는 손실의 크기를 유량에 따라 비교해 본 결과 저유량 영역에서는 입사 손실을, 고유량 영역에서는 접선 손실이 크게 나타났다.

## 후 기

본 연구는 국가지정연구실 사업의 부분적인 지원을 통해 이루어졌으며 이에 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) 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.
- (2) Senoo, Y., 1956, "A Comparisons of Regenerative Pump Theories Supported by New Performance Data," *Trans. of the ASME*, Vol. 78, pp. 1091~1102.
- (3) DeWitt, D. P., 1957, *Rational Design and Development of the Regenerative Pump*, M.S. Thesis, M.I.T.
- (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) Wallace, F. J., Whitfield, A. and Sivalingam, R., 1978, "A Theoretical Model for the Performance Prediction of Fully Filled Fluid Couplings," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 20, pp. 335~347.
- (7) Idelchick, I. E., 1993, *Handbook of Hydraulic Resistance*, Begell House, New York, pp. 357~369.