

# 유동해석에 의한 연료전지용 수소 재순환 블로워 개발

심창열\* · 홍창욱\* · 김영수\*

## Development of Hydrogen Recirculation Blower for Fuel Cell Vehicle by Flow Analysis

Chang-Yeul Shim\*, Chang-Oug Hong\*, Young-Soo Kim\*

*Key Words : Fuel Cell(연료전지), Hydrogen(수소), Recirculation(재순환), Regenerative type(재생형), Blower(블로워), Impeller(임펠러), CFD(유동해석), Stripper(스트리퍼), Parametric calculation(파라메트릭 해석)*

### ABSTRACT

Parametric calculation were conducted to estimate performance of variable geometry of hydrogen recirculation blower for fuel cell vehicle. The pressure rise and efficiency are effected by change of the geometric parameter of impeller and casing, and stripper clearance under various mass flow. Hydrodynamic performance were evaluated, and also the inner flow fields were investigated by CFD. Calculated results show good coincidence with experimental test results of total pressure performance. Performance of model designed by parametric calculations satisfied experimental data of verification model.

### Nomenclature

$g$  : acceleration of gravity,  $m/s^2$

$H$ : pressure rise,  $m$

$\omega$ : angular velocity,  $rad/s$

$D$ : 0.1,  $m$

$Q$ : volume flow,  $m^3/s$

$\psi$ : pressure coefficient,  $\frac{gH}{\omega^2 D^2}$

$\phi$ : flow coefficient,  $\frac{Q}{\omega D^3}$

### 1. 서론

일반적으로 수소를 사용하는 연료전지 스택에 공기와 수소를 공급할 때에는 스택의 성능확보 및 수명증대를 위하여 전지반응에 필요한 양 보다 많은 공기와 수소를 공급하여야 한다. 이 때 스택에서 사용되고 남은 수소는 연료의 낭비를 막아 시스템의 효율을 높이기 위해 수소를 재순환하여 스택 입구로 되돌리거나 연소시켜 시스템 또는 차량에 필요한 열을 공급하게 된다. 특히 스택을 통과한 미반응 수소를 재순환하는 기술은 차량의 연비향상을 위해 매우 중요하다. 또한 수소 재순환장치는 연료전지에서 수소의 재활용 및 생성된 전력을 사용하여, 연료전지 설계시 중요한 핵심 구성품이므로, 수소 재순환장치의 성능과 효율은 연료전지 시스템의 전체 성능에 큰 영향을 미치게 된다. 그러므로 수소 재순환장치의 효율 증가는 스택의 크기를 감소시키고 성능 및 효율을 증가시킬 수 있다. 따라서 연료전지에 사용되는 수소재순환 블로워는 매우 낮은 비속도 영역에서 높은 효율을 가지는 재생형 타입을 적용하였다<sup>(1)~(3)</sup>. 본 과제에서는 시스템상의 설계

\* (주) 로템 기술연구소 선행연구팀

E-mail : cyshim@rotem.co.kr

요구조건을 만족하는 임펠러를 설계하기 위하여 3차원 유동해석을 수행하였으며, 작동유체는 Air를 이용하였다. Fluent 및 FineTurbo 를 이용하여 임펠러의 형상 변수를 변화시켜 파라메트릭 유동해석을 하였고, 이를 통해서 형상변수가 성능에 미치는 영향성을 분석한 후, 원하는 설계점을 만족하는 임펠러 형상을 확정하였다. 또한 확정된 임펠러에 대해서는 설계, 제작 및 시험을 통하여 유동해석 결과값을 검증할 계획이다.

## 2. 수소블로워 모델

### 2.1 형상 및 제원

수소블로워의 어셈블리 형상은 Fig.1 과 같이 크게 재생형 타입의 임펠러와, 임펠러 케이싱, 샤프트 어셈블리, 모터 케이싱 어셈블리, BLDC 모터 등으로 구성되어 있으며, 모터에 의해 임펠러가 구동되는 방식이다.

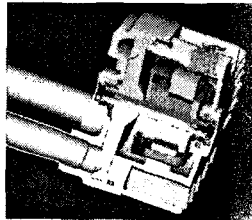


Fig. 1 Geometry of Impeller Ass'y

### 2.2 계산격자

계산에 사용된 격자는 Fig. 2 와 같이 입출구 포트 연결 부위는 비정렬 Tetra 격자를 사용하였으며, 그 외의 모든 격자는 Multi Block 정렬격자로 구성하였다. 격자수는 총 65 만개 정도의 셀로 생성하였으며, 스트리퍼와 임펠러 사이 간격에서는 5~7개의 격자층(Layer)을 만들었다.

### 2.3 해석기법 및 경계조건

3차원 유동해석은 범용 열유체 해석 코드인 Fluent 및 FineTurbo를 이용하여 수행하였으며, 압축성 N-S 방정식이 적용되었고, 난류모델은 일반적인 벽함수를 이용하는 k-ε 모델을 사용하였다. 일반적으로 터보유체기계에서는 계산시간 단축을 위하여 하나의 임펠러 즉 단일 채널에 대하여 주기조건을 적용하여 해석을 수행하지만 재생 블로워의 구조상 주기조건이 입출구

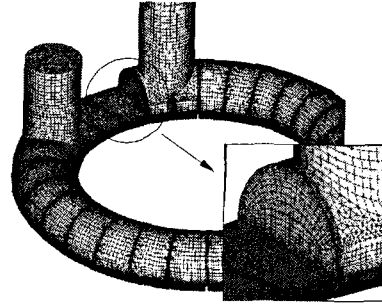


Fig. 2 Calculation Grid

조건과 일치하므로 위와 같은 방식을 적용하기가 불가능하기에 임펠러 채널 전체에 대하여 격자를 구성하여 해석을 수행하였다. 또한 회전좌표계와 정지좌표계 경계면 사이 처리는 재생 블로워 특성상 임펠러는 회전방향에 대하여 압력이 계속 증가하므로 회전좌표계 격자면에서의 계산값을 평균해서 절대좌표계에 입력하는 Mixing Plane 방식을 적용하지 않고, 회전좌표계 격자면에서의 계산값을 그대로 정지좌표계 입력값으로 사용하는 방식인 Frozen-Rotor 방식을 적용하였다.

경계조건은 아래 Table1 과 같이 하였으며, 출구 유량을 조절하여 변화된 압력 상승값을 계산하였다. 수소블로워의 작동유체는 스택을 통과하면서 남겨진 수소와 습공기로 이루어져 있지만 본 연구에서는 상사법칙을 이용한 공기를 작동유체로 적용하여 해석을 수행하였다.

Table 1 Boundary Condition for Calculation

회전수	10,000 rpm
작동유체	Air (Ideal Gas)
입구조건	전압 12 kPa, 온도 300K
출구조건	유량
난류모델	k-ε
임펠러 개수	30 개

## 3. 계산결과 및 고찰

### 3.1 해석결과 신뢰성 검증

초기 개발모델에 대하여 해석을 수행하여 전압상승 값을 시험값과 비교하여 Fig. 3 에 나타내었다. Fig. 3 에서 보는바와 같이 해석값과 시험값이 디자인 유량계

수 0.0078 근처에서는 서로 잘 일치하나 저유량으로 갈수록 해석값이 시험값보다 점차 높게 예측됨을 알 수가 있다. 이것은 해석모델에는 디스크 누설을 고려하지 않았기 때문이라고 판단되며, 향후 디스크 누설을 고려하여 해석의 신뢰성을 높일 예정이다.

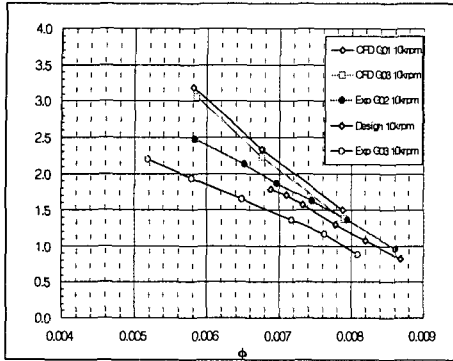


Fig. 3 Comparison of Calculated and Measured Result

### 3.2 파라메트릭 해석

임펠러 형상 설계를 위해서 Fig.4 와 같이 다양한 형상 변수를 변화시켜 총 33가지 모델에 대하여 파라메트릭 해석을 수행하였으며, 로터부 또는 케이싱 부의 단면적이 성능에 미치는 영향이 크기 때문에 유연한 정의가 가능하도록 하였다.

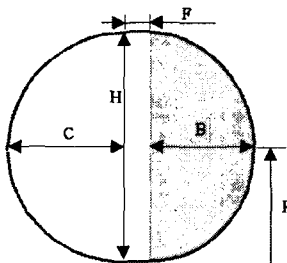


Fig. 4 Define of Channel Section Geometry for Parametric Study

Fig. 5는 스트리퍼 간극에 따른 성능변화를 나타낸 것으로, 간극이 커질수록 저유량에서의 전압계수 감소가 상대적으로 두드러진다. 또한 효율 특성은 이와는 상반된 경향을 보여 간극이 증가할수록 저유량 보다는 고유량에서 효율 감소가 크게 발생하고 있다.

Fig. 6은 중심 직경 값에 따른 성능변화를 나타낸 것인데, 직경이 증가할수록 기울기의 큰 변화 없이 전

압계수는 전체적으로 상승하고 있으며 유량계수가 0.0072 부근을 중심으로 저유량에서는 효율이 감소하며 고유량에서는 증가하는 경향을 갖는다.

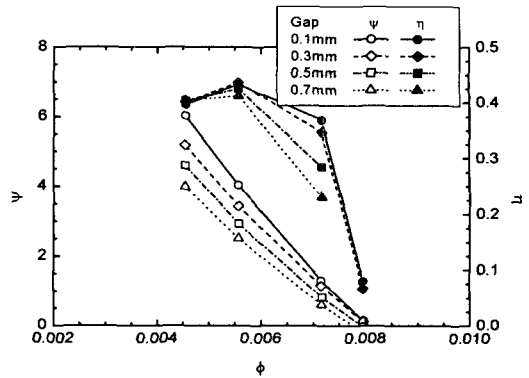


Fig. 5 Performance Curve to Variable Stripper Clearance(G)

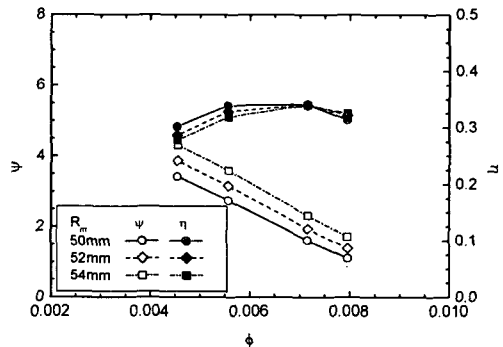


Fig. 6 Performance Curve to Variable Center Radius(R)

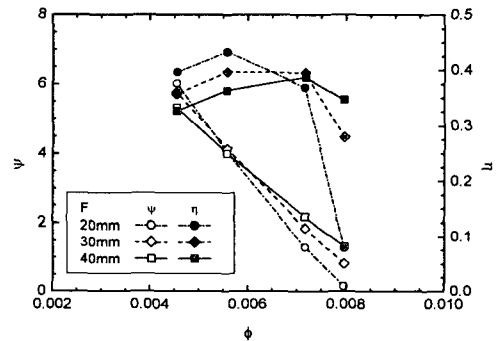


Fig. 7 Performance Curve to Variable Casing Linear Length(F)

케이싱 이격거리(F)에 따른 성능 변화를 Fig. 7에 나타내었는데, 이격거리의 증가는 개방 채널의 면적을 증가시키게 되므로, 고유량에서의 전압계수 증가와 더불어 저유량에서의 전압계수가 감소하는 효과를 가짐

을 볼 수 있으며 이로 인해 전압성능선이 유량계수 0.0055 부근을 중심축으로 하여 반시계방향으로 회전하는 경향을 보인다. 효율은 케이싱 이격거리 증가에 따라 저유량에서의 효율은 감소하는 반면 고유량에서는 증가하여 최대효율점이 우측으로 이동함을 알 수 있으며, 이격거리 감소는 고유량에서의 효율을 현저히 감소시키고 있다.

Fig. 8은 채널 폭(H)과 케이싱 깊이(C)에 따른 성능 변화를 나타낸 것으로 케이싱 깊이는 채널 폭에 대응하여 반원이 되도록 하였다. 전압계수 특성은 채널 폭과 케이싱 깊이가 같이 증가할수록 전압성능선이 저유량 0.0045 부근을 중심으로 반시계방향으로 회전하는 경향을 보인다. 이는 Fig. 7의 경향과 유사한 것으로 케이싱 깊이(C)의 증가는 이격 거리 증가(F)와 마찬가지로 개방 채널의 단면적을 증가시키는 효과를 가지게 되므로 고유량에서 전압이 상승하게 된다. 반면 채널 폭의 증가는 전체적인 수두 상승을 초래해 전압성능선의 회전 중심을 저유량쪽으로 이동시키는 결과를 만든다. 효율 특성 역시 Fig. 7의 경우와 유사한 경향을 보이고 있다.

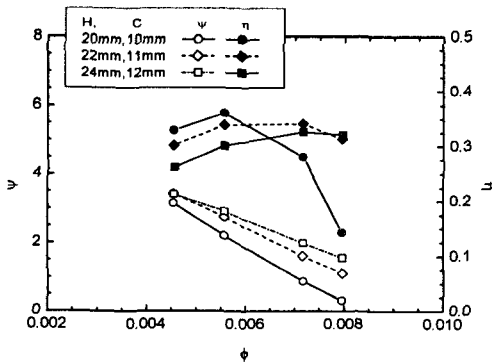


Fig. 8 Performance Curve to Variable Channel Width(H) and Casing Variable Height(C)

Fig. 9는 날개 깊이(B)에 따른 경향을 나타낸 것이다. 날개 깊이가 증가할수록 큰 폭으로 전압계수가 상승하고 있다. 이는 로터로부터 충분히 일을 전달받을 수 있는 유효면적 또는 순환유동의 경로를 증가시키기 때문에 효율 역시 크게 상승하고 있다. 이러한 특성을 감안할 때 설계점에서 목표 전압계수를 얻기 위한 형상 설계시 로터 곡률반경의 선정에 주의할 필요가 있으며 반원에 가까운 형상을 유지하는 것이 좋다.

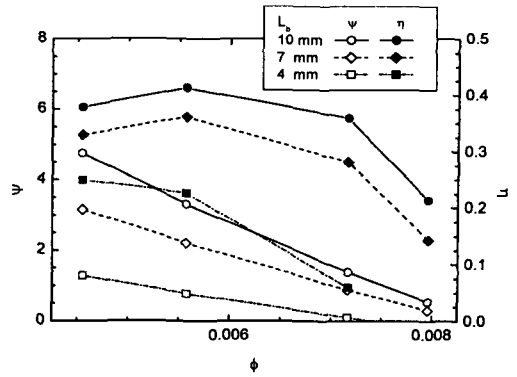


Fig. 9 Performance Curve to Variable Impeller Height(B)

### 3.3 해석 및 시험 성능곡선 비교

파라메트릭 해석을 통하여 임펠러 형상 변수가 성능에 미치는 영향을 분석한 후에 아래 Table 2와 같이 3가지 종류의 임펠러 모델을 확정하여 유동해석을 수행하였으며, Fig. 10 ~ Fig. 11 에 이 모델들에 대한 성능곡선을 나타내었다. 그리고 해석값들은 검증모델의 시험값과 비교를 하였다. 3가지 모델 모두 스트리퍼 간격이 감소할수록 전압상승 곡선이 전반적으로 증가함을 알 수가 있으며, 효율은 간격이 감소함에 따라 고유량에서는 증가하지만 저유량으로 갈수록 반대되는 경향을 보인다. 첫 번째 모델은 전압상승 및 모터효율이 시험모델과 비교하여 전체 유량에 대하여 월등히 작았으며, 채널폭, 이격거리, 임펠러 및 케이싱 깊이를 전반적으로 증가시킨 두 번째 모델은 전압상승 및 효율이 모든 유량에 대하여 크게 증가함을 볼 수가 있다. 하지만, 고유량 근처에서는 시험모델과 비교하여 여전히 전압상승이 약간 떨어짐을 알 수가 있다. 세 번째 모델은 두 번째 모델에서 임펠러 깊이만 1mm 증가시켰는데, 전체 유량에 대하여 압력이 증가하였으며, 고유량에서도 시험모델 성능값을 만족함을 알 수가 있다. 효율 역시 세 번째 모델은 시험모델 성능값을 전체유량에 대하여 만족하는 것으로 예측되었다.

Table 2 Variables of Blade Geometry

	H	R	B	t	G	F	C
Model 1	h	50.3	b	1	0.1,	f	c
Model 2	1.05h	50.3	1.1b	1	0.3,	6f	1.05c
Model 3	1.05h	50.3	1.25b	1	0.5	6f	1.05c

### 3.4 임펠러 내부의 유동장 해석

아래의 그림들은 세 번째 모델의 유량계수 0.00675 조건에서 해석을 수행한 것에 대하여 내부 유동장을 나타낸 것이다.

Fig. 12는 임펠러와 케이싱 전체의 정압분포를 나타내고 있으며, 정압은 입출구 포트 부근을 제외하고는 회전하는 원주방향으로 선형적인 증가를 하면서 반경방향 입구쪽으로 치우친 등압분포를 가진다. 이것은

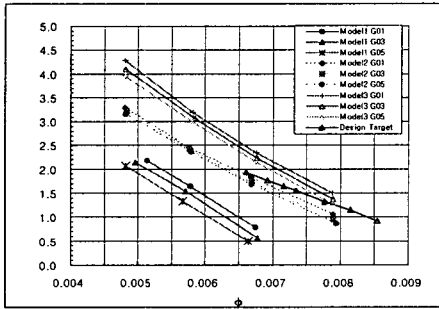


Fig. 10 Comparison of Total Pressure Rise to Designed Models (Model 1,2,3)

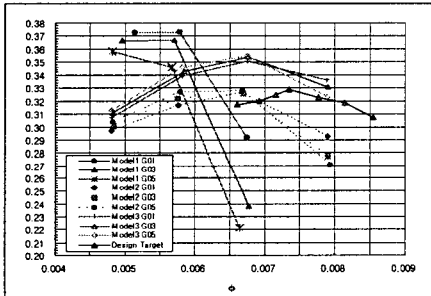


Fig. 11 Comparison of Total Rotor Efficiency to Designed Models (Model 1,2,3)

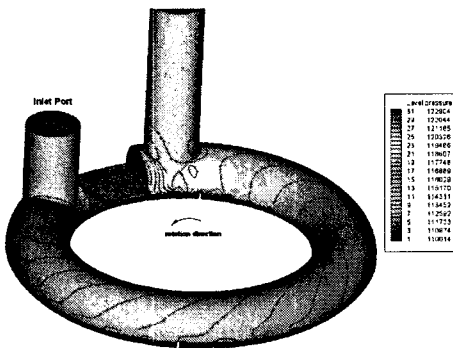


Fig. 12 Distribution of Pressure Contour

Fig. 13과 같이 임펠러 사이(동일한 회전각도에서의 임펠러 단면)의 정압등고선과 유선에 의하여 설명 되어진다. 아래 부분이 임펠러가 위치하는 Fig. 13의 임펠러 단면에서 유동은 임펠러 안쪽부분으로 들어와서 시계방향으로 회전하여 바깥부분으로 나가서 케이싱으로 올라가는 양상의 와류를 나타내 보이고 있다. 따라서 임펠러를 따른 순환유동이 반경방향으로 진행하면서 원심력과 임펠러 유동 단면적 증가로 인한 디퓨전에 의하여 압력이 바깥 반경방향으로 증가하게 되는 것이다.

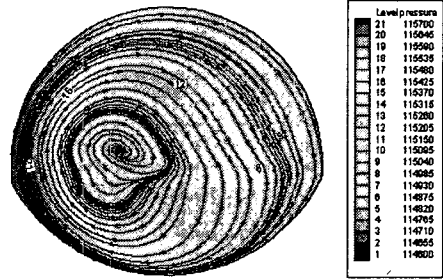


Fig. 13 Streamline and Pressure Contour

Fig. 14는 임펠러 절단면에서의 정압등고선을 나타낸 것인데, 입구 포트를 지나자마자 압력이 1,500 Pa 정도 떨어진 것을 제외하고 전반적으로 회전방향으로 압력이 선형적으로 증가하는 양상을 볼 수가 있다. 입구 포트 근처에서 정압이 감소하는 것은 Fig. 15 및 Fig. 16의 유선에서 보는바와 같이 유동이 입구포트에서 임펠러로 유입되면서 발생하기 시작한 2차유동에 의한 압력손실로 기인되는 것이다. 또한 출구 케이싱 부근에서도 스트리퍼의 벽면 및 출구 포트에 의해서 2차유동이 발생하는 것을 알 수가 있으며, 이러한 유동은 출구포트를 올라가면서 회전하는 현상을 나타내고 있음을 Fig. 16에서 볼 수가 있다.

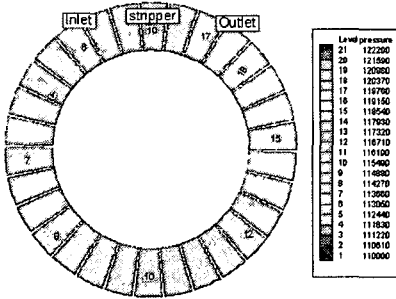


Fig. 14 Distribution of Pressure Contour at Impeller Section

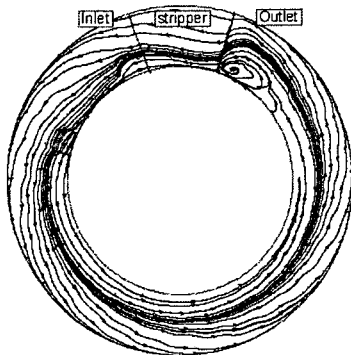


Fig. 15 Streamline at Casing Section

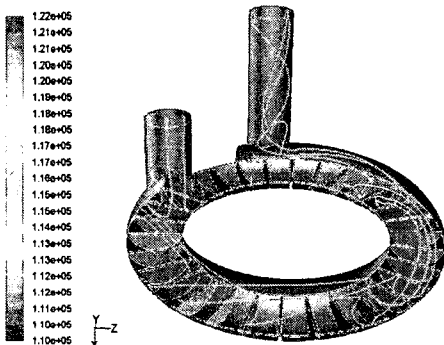


Fig. 16 Relative Streamline passing the Inner Impeller

Fig. 16은 상대 유선(relative stream line)을 나타낸 것으로, 앞서 설명한 바와 같이 유동이 나선형태의 운동 궤적을 나타내 보이고 있으며 3-4회에 거쳐 로터에 의한 압력 상승이 이루어지고 있다. 저유량에서는 나선 운동 궤적의 피치가 줄어들면서 로터를 지나는 횟수가 증가하게 된다.

#### 4. 결론

- 1) 임펠러 전압상승에 대하여 시험값과 비교하여 수치해석 값이 신뢰성이 있음을 알 수가 있었다.
- 2) 다양한 파라메트릭 해석을 통하여 성능에 미치는 형상변수의 인자를 파악할 수 있었다.
- 3) 확정된 형상 모델에 대하여 해석을 하였을 경우, 마지막 모델이 검증모델의 시험 결과값을 만족하였다.
- 4) 향후 확정된 디스크 누설 모델을 적용하여 해석을 수행할 예정이다.

#### 후기

본 연구는 산업자원부 연구사업의 지원하에 이루어졌으며 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Lee Chan, Sung Hyung Jin, Kwon Jang Hyuk and Chung Myung Kyoon, 1991, "Study on the Performance Analysis and the Optimization of Regenerative Pump", Transactions of the KSME B, Vol. 15, No. 2, pp 661~667
- (2) Shim, C. Y. and Kang, S. H., 2003, "Through flow Analysis and Leakage Flow of a Regenerative Pump", Transactions of the KSME B, Vol. 27, No. 8, pp. 1015~1022
- (3) Lim, H. S. and Kang, S. H., 2004, "Performance Characteristic of Side Channel Type Regenerative Pump", Transection of the KSME B, Vol 28, No.12, pp. 1600~1607