

재생형 블로워의 누설유동 특성과 누설유량 저감을 통한 성능 향상

최민호* · 김영훈* · 강신형**†

Characteristics of Leakage Flow on Regenerative Blower and Leakage-reducing Design for Performance Enhancement

Minho Choi*, Younghoon Kim*, Shinhyoung Kang**†

Key Words : Regenerative blower(재생형 블로워), Leakage flow(누설유동), Gap(간극)

ABSTRACT

Regenerative blower is suitable for hydrogen recirculation in fuel cell vehicle due to its capability of high pressure rise in single stage. Numerical models were applied to investigate inner gap leakage flow characteristics. A leakage flow in the inner gap is dominantly affected by pressure gradient. Therefore a blower with concentric channel type was suggested as one of modified models for reducing the inner gap pressure gradient. Also numerical results such as pressure rise, efficiency, leakage flow rate and torque were compared between modified and reference models. The performance of concentric channel type was improved as a result of reduced leakage flow.

1. 서 론

재생형 블로워는 높은 압력과 낮은 유량에서 유리한 방식의 블로워로, 저비속도에서 사용되는 용적형 방식에 가까운 비속도에서 가장 높은 효율을 보이는 회전형 방식의 블로워이다. 이러한 특성으로 인해 재생형 블로워는 수소연료전지 자동차에서 블로워와 이젝터로 구성된, 수소의 연료전지 내 공급 및 재순환 장치에 적합한 방식으로 여겨진다. Fig. 1에 재생형 블로워가 채용된 수소 공급장치의 개략도를 나타내었다.

재생형 블로워에서는 원판의 둘레 부분에 날개가 달린 임펠러에서 회전에 의해 전달된 원심력에 의해 기계로부터 작동유체로 에너지가 전달된다. 임펠러 날개 사이에서 가속된 작동유체는 유로로 나와 주 유동과 섞이면서 압력이 상승하게 되고, 입구와 출구 사이의 유로가 스트리퍼로 분리되어 있어 압력이 높아진 유체가 출구로 나오게 된다. Wilson 등⁽¹⁾은 재생형 블로워가 작동할 때 나선형 흐름이 발생하고 이

로 인해 압력이 상승함을 밝혔으며 손실 모델을 상정하여 성능을 예측하였다. 현재까지 많은 논문에서 각운동량 보존식을 바탕으로 모델링한 성능 예측식을 사용하고 있다.^(1~5) 재생형 블로워는 입구와 출구가 가까운 형상이기 때문에 다른 방식의 블로워에 비해 누설이 쉽게 일어나는 유체기계이며, 간극의 크기가 변함에 따라 누설유량의 변동량이 크므로 누설유동은 블로워의 성능을 예측하는 데 있어서 중요한 요소로 여겨져 왔으며, 기존 연구의 경우 누설유동이 없다고 가정하거나,^(1~3) 간단한 1차원 경험식으로 성능 예측에 활용하는 데 그쳤으나,^(4~6) 그 양을 정량적으로 추정하기 위한 연구 또한 진행되어 왔다.^(7,8) 하지만 이러한 연구들에서는 단순화

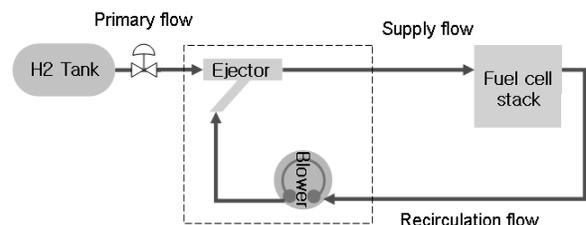


Fig. 1 Scheme of hydrogen supply devices for fuel cell vehicle

* 서울대학교 대학원 기계항공공학부

** 서울대학교 기계항공공학부

† 교신저자, E-mail : kmh248@snu.ac.kr

된 누설유량만을 평가하고 있으며, 3차원 해석을 통한 누설 유동의 연구는 아직 이루어지지 않았다. 누설유량의 증대는 유로에 흐르는 작동유체의 양을 늘림으로써 성능과 효율의 저하를 불러오기 때문에⁽⁹⁾ 구체적인 누설유동 현상에 대한 연구를 바탕으로 한 성능의 개선 시도가 필요하다.

본 연구는 재생형 블로워의 내부 간극에서 일어나는 유동 현상에 관심을 두고서 진행하였다. 간극 내에서 일어나는 유동현상을 각 지점별로 상세히 알고 블로워 형상의 변화에 따른 성능의 개선을 수월히 관찰하기 위하여 수치해석적인 방법으로 연구를 진행하였다. 누설유동이 블로워의 효율에 어떻게 영향을 주는 지에 대해서 조사해, 누설유동을 줄임으로써 효율을 높일 수 있는 가능성에 대한 탐구를 수행해 보았다.

2. 재생형 블로워의 형상 및 수치해석 방법

본 연구에서 사용된 재생형 블로워의 형상은 Fig. 2에 나타나 있다. 임펠러의 날개는 peripheral-radial type으로 되어 있으며, 임펠러의 끝 부분은 케이싱의 벽과 거의 접해 있다. 임펠러에는 32개의 날개가 부착되어 있으며, 스트리퍼 영역에는 3개의 날개가 지나가도록 하였다. 임펠러와 케이싱 사이의 축방향 간극은 1mm이다. 이는 Horiguchi 등⁽⁹⁾의 연구에 사용된 모델과 비슷한 수준의 비교적 큰 간극으로, 누설유동의 영향이 클 경우의 유동현상을 살펴보기 위하여 주로 산업용으로 사용되는 블로워의 간극보다 더 넓은 간극을 채용하였다. 유로보다 2mm 작은 반경 부분의 내부 간극에는 깊이 20mm의 공간을 두었는데, 이는 블로워가 사용되는 환경에 따라 작동 유체 안에 포함되어 있는 수증기가 응축되어 냉시동 문제가 생기는 것을 막기 위한 것이다.

본 연구는 상용 코드인 CFX-11을 이용하여 수행되었으며, 주어진 조건은 Table 1과 같다. 작동유체는 수소, 질소, 수증기가 혼합된 이상기체를 사용하였으며, 정상상태로 계

Table 1 Simulation conditions

Working fluid	H2, N2, H2O Mixture	Rotating speed	10,000 RPM
Design point	$\psi : 1.71$ $\phi : 0.53$	Specific speed	33.4
Inlet pressure (total)	120 kPa	Inlet static temperature	343.15 K
Impeller diameter	106 mm	Reynolds number	1.54×10^6

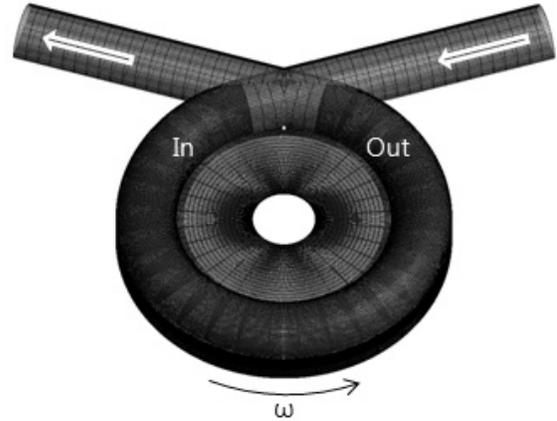


Fig. 3 Mesh generation. Dummy inlet and outlet are crossing each other for suppressing inlet/outlet effect

산하였다. 난류 모델은 Shear Stress Transport를 사용하였으며, 전체 유동장은 Fig. 3과 같이 육면체 격자만을 사용하여 이산화 하였다. 입구와 출구에서 발생할 수 있는 역류로 인한 오류를 방지하기 위해 유로 지름의 8배 길이의 추가 영역을 두었으며, 입/출구 효과에 의한 성능 변화를 고려 대상에서 배제하기 위하여 입구와 출구는 서로 교차하는 모양으로 배치하였다. 임펠러와 케이싱 사이의 간극에는 20개의 격자를 넣었으며, 간극의 종류에 따라 100만개에서 170만개의 격자가 사용되었다. 레이놀즈 수는 Hollenberg⁽¹⁰⁾의 기준에 따라 계산하였으며, 비속도는 회전속도에 RPM, 유량에 LPM의 단위를 사용하여 계산하였다.

3. 내부 누설유동의 특징

누설유동은 유체기계에서 정지해 있는 부분과 회전하는 부분 사이에 불가피하게 존재하는 간극 사이로 원하지 않는 방향성을 가지고 흐르는 유동이다. 재생형 블로워에서는 출구 쪽으로 나가야 할 유체가 간극을 통해서 입구 쪽으로 흐르는 것을 말하는데, 누설유동은 기계의 작동 및 효율에 악영향을 끼치는 요소이므로, 이로 인해 생기는 부정적 효과를 최소화하는 것은 고성능 유체기계의 설계에 반드시 반영되어야 한다. 일반적으로 재생형 블로워의 누설유동은 흐르는 영역을 기준으로 임펠러의 형상이 대칭형 peripheral type

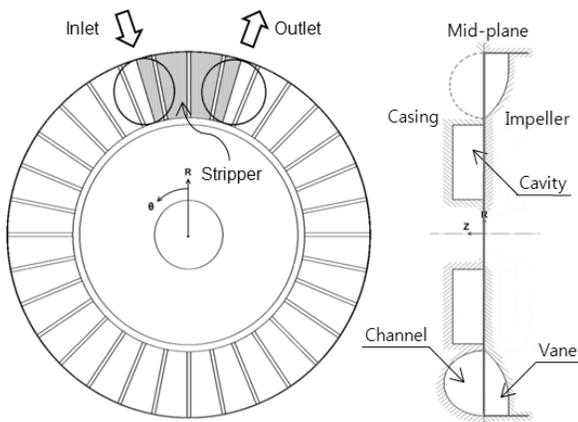


Fig. 2 Drawing of regenerative blower

이면 2종류^(5,7), 이외의 경우는 3가지 종류^(4,8)로 나누어서 평가해 왔다. 누설유동은 유로보다 회전중심에 가깝게 흐르는 내부(Inner) 누설유동, 유로와 같은 반경에서 스트리퍼와 임펠러 사이의 간극을 통하여 흐르는 스트리퍼(Stripper) 누설유동, 그리고 임펠러의 날개 바깥쪽으로 흐르는 외부(Outer) 누설유동으로 나눌 수 있으며, 이들 중 본 논문에서는 내부 누설유동을 대상으로 하여 연구를 진행하였다.

Fig. 4는 임펠러와 케이싱 사이의 간극에서 압력 분포를 나타낸 결과이다. 여기서 내부 누설유동의 유선은 검은색 화살표와 비슷한 방향으로 나타난다. 이 유선을 따라 유동 근처의 구조 및 압력의 변화를 나타낸 것이 Fig. 5이다. 오른쪽의 유로 구간은 출구 근처이고, 왼쪽은 입구 근처이다. 대부분의 압력 강하는 좁은 오리피스와 넓은 구조를 가진 유로 영역과 내부 간극 영역 사이의 구간에서 일어나며, 내부 간극(Inner gap)에서의 압력 강하는 비교적 적은 수준이다.

이러한 누설유동 압력 분포를 만들어 내는 원동력은 두 가지를 꼽을 수 있다. 출구부 유로와 입구부 유로의 압력 차이와 내부 간극에서 움직이는 벽으로 작용하는 임펠러 표면에서의 점성력이며, 이는 압력 차이로 인한 오리피스 유동과 한쪽 벽이 움직임으로 인해 생기는 Couette 유동의 합성으로 생각할 수 있다. Fig. 5에서 내부 간극에서의 압력 상승이

미미하고, 벽의 운동 방향과 누설유동의 방향이 일치하지 않음을 근거로 이 두 원인 중에서도 압력 차이가 누설유동을 일으키는 주된 원인을 알 수 있다.

4. 누설유량 저감을 위한 방안의 제시

재생형 블로워는 대부분의 구간에서 위상에 따라 압력이 상승한다. 즉, Fig. 6에서 실선으로 나타낸 바와 같이 유로 영역에서는 위상이 증가함에 따라 입구 근처의 가속 영역을 제외하면 압력은 선형적인 모습에 가깝게 올라가게 된다.⁽³⁾ 이와는 달리, 내부 간극 영역에서는 압력을 변화시키는 작용이 미미하기 때문에 Fig. 6의 파선과 같이 압력의 변화가 거의 없다고 볼 수 있다. 이로 인해 특히 입구/출구 근처에서 유로 영역과 내부 간극 사이에 큰 압력 차가 발생하게 되고, 이로 인해 누설유동이 활발하게 이루어지게 된다.

이러한 유로 영역과 내부 간극 사이의 큰 압력 차이를 완화시키기 위해서 Fig. 6의 쇄선과 같이 입구 근처의 내부 간극의 압력을 낮게, 출구 근처의 내부 간극의 압력을 높게 유지하면서, 동시에 효율이 저하되지 않도록 이로 인해 소모되는 동력이 커지지 않도록 하는 방안을 고안하여 Fig. 7에 나타내었다.

입구와 출구 근처에서 유로 영역과 내부 간극 사이의 압력 차이가 크지 않게 하려면 내부 간극 영역에서 출구에 가까운 부분과 입구에 가까운 부분의 압력의 차이가 커야 한다. 이를 위해서 내부 간극에 누설유동을 막는 벽과 같은 역할을 할 수 있는 또 다른 스트리퍼를 둔 것이 Fig. 7 (a)의 간극부 추가 스트리퍼형(Stripper in cavity type)이다. 이러한 설계에서 기대할 수 있는 효과로는 압력 차이나 회전하는 임펠러에 의한 점성력에 의해 출구에서 입구 쪽으로 흐르는 유동이 새로이 둔 스트리퍼와 충돌하여 출구 부분의 압력은 올라

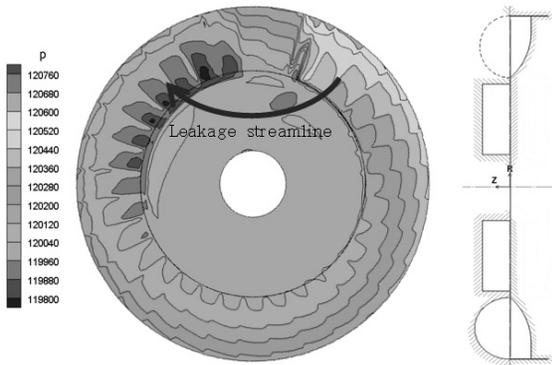


Fig. 4 Pressure contour and leakage flow streamline of a reference model on mid-plane at flow rate of $\Phi=0.52$

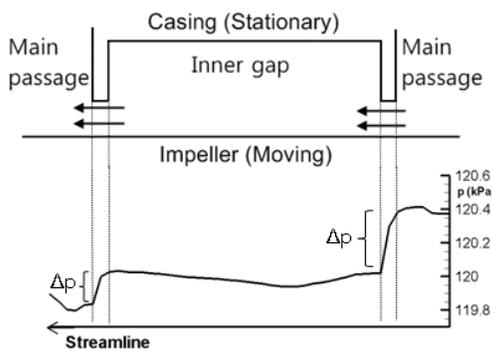


Fig. 5 Pressure distribution along streamline at inner leakage region

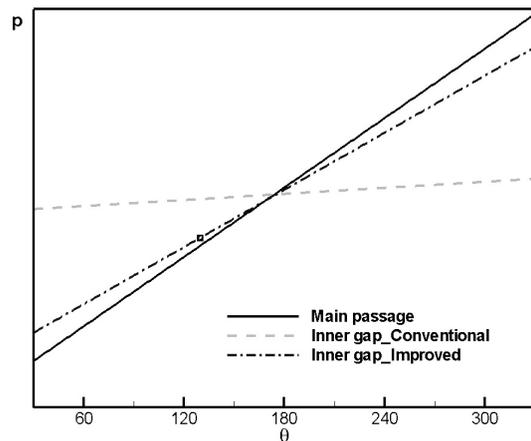


Fig. 6 Pressure distribution between main passage and inner gap with respect to angle from center of stripper

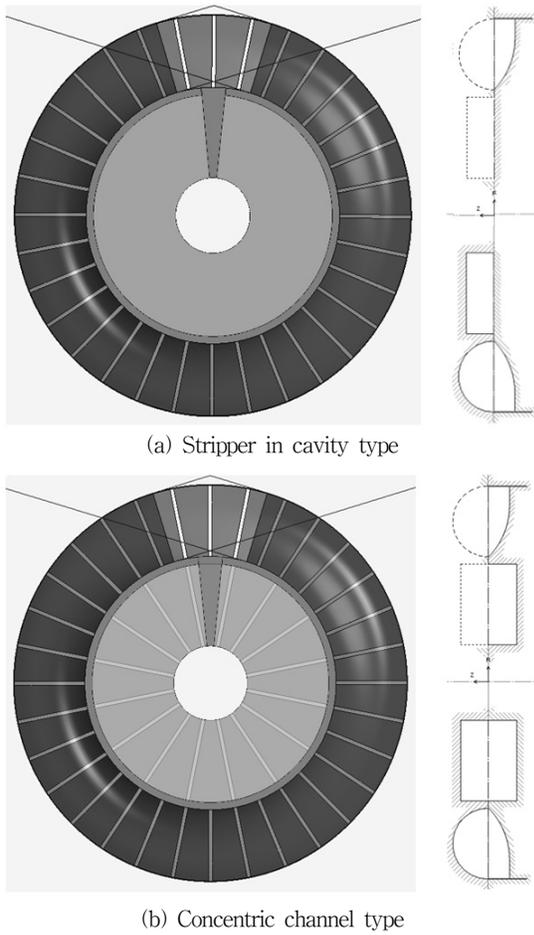


Fig. 7 Geometry of alternative types

가고 입구 부분의 압력은 떨어지는 압력 분포가 만들어지는 것이다. 이러한 설계에서 압력 차이가 기대보다 적을 경우, 더 강한 압력 차이 분포를 만들기 위해서 임펠러의 내부 간극 영역에 추가적으로 유로 구간에서의 임펠러 날개와 같은 역할을 할 수 있는 날개를 단 것이 Fig. 7 (b)의 간극부 동심유로형(Concentric channel type)이다. 이는 내부 간극 영역을 유량이 0에 가까운 또 다른 재생형 블로워가 차지하고 있는 형상으로 만들고, 이로 인해서 외부의 유로 영역과 원주 방향을 따라 생기는 압력의 분포가 비슷하리란 것을 기대할 수 있다. 다만, 추가적으로 달린 날개로 인해 임펠러에 작용하는 토크가 늘어나서 전체적으로 소모동력이 커질 수 있으나, 내부 간극 영역을 별개의 재생형 블로워로 본다면, 유로 영역에 있는 임펠러의 날개에 비해 기계의 반경이 줄어들므로 작동 토크는 크게 증가하지 않으리라고 기대할 수 있다.

5. 수치해석 결과 및 해석

5.1 성능 및 효율

수소 혼합 기체의 순환 장치에서 블로워에 요구되는 역할은 압력 상승량과 유량을 주어진 설계 값에 맞게 달성하는

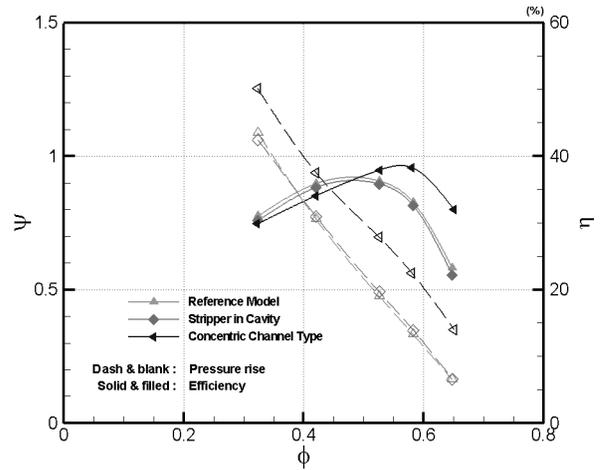


Fig. 8 Performance curves

것이다. 이 압력 상승량과 유량은 차원을 가진 값이지만, 이는 블로워의 성능과 무관하게 작동유체의 물성치나 유체기계의 크기, 회전수에 따라서 변할 수 있는 값이다. 따라서 기계의 성능에 주목하기 위해서는 이러한 변수들을 무차원화하여 살펴보는 것이 필요하다. 압력 상승량과 유량은 입구의 밀도, 임펠러 팁 속도와 채널 단면적을 기준으로 하여 다음 식으로 무차원화하였다.

$$\psi = \frac{\Delta p}{\rho_{\infty} U_t^2} \quad (1)$$

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho_{\infty} A_c U_t} \quad (2)$$

기존 형상과 간극부 추가 스트리퍼형, 간극부 동심유로형의 무차원 압력 상승량 및 효율을 유량에 대해서 점선 및 실선으로 나타낸 것이 Fig. 8이다. 기존의 재생형 블로워와 추가 스트리퍼형의 압력 상승량은 전 유량에 걸쳐서 거의 동일한 모습을 보여 주고 있다. 반면, 간극부 동심유로형은 수치 해석을 수행한 5개의 전 유량에서 0.17에서 0.21까지 기존 형상에 비해 고른 상승량을 보여 주었다. 간극부 동심유로형의 무차원 압력 상승량이 기존보다 높아진 것은 설계 유량과 설계 압력 상승량을 달성하기 위해서 더 직경이 작은 기계를 사용하거나 더 느린 회전 속도를 주어도 충분하다는 것을 나타낸다. 또한, 이로 인해 작동 영역이 고유량으로 넓어지는 효과를 기대할 수 있게 되었다.

블로워의 효율은 다음과 같이 등엔트로피 효율로 정의하였다.

$$\eta = \frac{C_p T_{01} \left(\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{h_{02} - h_{01}} \quad (3)$$

간극부 추가 스트리퍼형은 전 유량에서 기존 형상과 비슷하거나 약간 낮은 효율을 보여, 기존 형상에 비해서 큰 향상을 이루지 못하였다. 반면, 간극부 동심유로형은 저유량에서는 기존 형상에 비해 약간 낮은 효율을 보였으나 각 형상의 효율이 최대가 되는 유량계수 0.53 근방에서는 약 1.9% 높은 효율을 보였다. 통상적으로 블로워의 작동 구간은 최대 효율점보다 약간 작은 유량 근처이므로, 이는 실제 블로워의 운용 시 의미 있는 유량 영역에서의 성능의 향상이라 할 수 있다.

5.2 유로와 간극에서의 압력차 변화

의도한 대로 간극 영역에서 원주 방향으로 압력 구배가 형성되어 유로 영역과 간극 영역의 압력 차이가 완화되고 이로써 누설유량을 감소시킬 수 있었는지 알아보기 위해, Fig. 2에서 스트리퍼 정중앙의 왼쪽에 있는 임펠러의 한 날개와 그 인접한 날개 사이의 유로 부분 영역을 1번 패시지로 정하고 반시계 방향으로 번호를 붙여서 각 패시지에서 유로 하단과 내부 간극 상단의 평균 압력을 Fig. 9에 나타내었다. 설계유량인 $\phi=0.52$ 의 유량을 가지는 경우를 비교하였으며, 유로 하단의 압력을 굵은 선으로, 내부 간극 상단의 압력을 가는 선으로 나타내었다. 모델에 따라 서로 압력 상승량이 다르기 때문에 입구와 출구의 압력을 기준으로 다음 식을 이용하여 정규화한 수치를 사용하였다.

$$p^* = \frac{p - p_{in}}{p_{out} - p_{in}} \quad (5)$$

기본 모델의 경우, 입출구 근처에서 0.5 정도로 매우 큰 압력차를 관찰할 수 있으며, 내부 간극에서의 압력의 변동이 0.2 이내로 거의 일정함을 볼 수 있다. 추가 스트리퍼형은

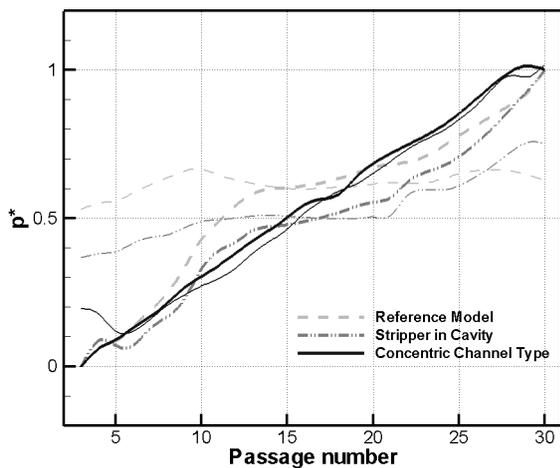


Fig. 9 Normalized pressure of main passage (solid line) and inner gap (dash line) along circumferential direction at flow rate of $\phi=0.52$

내부 간극에서 어느 정도 압력의 변화를 줌으로서 유로와 간극 간의 압력차를 0.4 이내로 완화시켰다. 동심유로형은 입구의 일부 구간을 제외하고서는 모든 영역에서 유로와 간극 간의 압력차를 0.1 이내로 유지하였다. 이로써, 추가 스트리퍼형과 동심유로형은 4장에서 의도한 방향으로 기존 모델에 비해서 유로와 내부 간극 사이의 압력차가 완화된 것을 관찰할 수 있다.

5.3 누설유량과 작동 토크

일반적으로 블로워의 누설유동은 기계의 작동에 있어 같은 압력 상승에서 실제 유량이 적어지는 효과가 있다.^(4,9)

$$\phi_{practical} = \phi_{main\ channel} - \phi_{\le ak} \quad (4)$$

또한, 블로워 내에서 작동유체의 밀도의 변화가 적다고 가정할 경우, 그 효율은 다음과 같다.

$$\eta = \frac{Q\Delta p}{\omega T} \propto \phi \quad (5)$$

이때, $\phi_{main\ channel}$ 은 블로워의 형상에 따라 결정되는 값으로 고정되어 있고, 따라서 ϕ_{leak} 가 커질수록 $\phi_{practical}$ 이 작아지며 전체 효율은 감소하게 된다.

재생형 블로워는 누설유량을 명확히 정의하기가 쉽지 않다. 이는 압력 상승이 일어나는 전 위상에 걸쳐서 누설유동이 일어나서, 같은 누설유동이라고 할지라도 위의 식과 달리 그 효과가 서로 다를 수 있기 때문이다. 따라서 누설유량을 정량화하기 위하여 모든 누설유동이 출구에서 시작하여 입구에서 끝난다고 가정한다면 다음과 같이 명목 내부 누설유량계수를 정의할 수 있다.

$$\phi_{nominal\ leak} = |\phi_{no\ inner\ gap\ case} - \phi_{each\ cases}|_{\phi} \quad (6)$$

이 식을 이용하여 구한 누설유량을 나타낸 것이 Fig. 10이다. 기존 형상과 간극부 추가 스트리퍼형은 누설유량에 거의 차이가 없는 반면, 간극부 동심유로형은 전 유량에서 일정한 수준으로 누설유량이 줄어들었으며, 그 양은 40%에서 90%에 달한다.

위의 식 (5)에 따르면 임펠러에 작용하는 토크가 일정할 경우 누설유량을 줄임으로서 효율의 향상을 꾀할 수 있지만, 실제로는 토크의 변화를 고려해야 한다. 특히, 간극부 동심유로형의 경우는 내부 간극 영역에 추가로 날개가 있기 때문에 이 증가분이 더욱 클 수 있다. 토크 증가의 원인을 분석하기 위해 간극부 동심유로형의 경우 작동 토크는 유로 영역과 내부 간극 영역 두 곳을 나누어 각각의 영역에 임펠러에 작

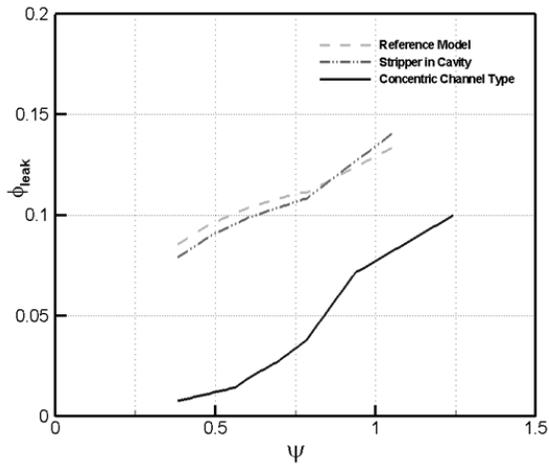


Fig. 10 Nominal leakage flow rate with respect to pressure difference

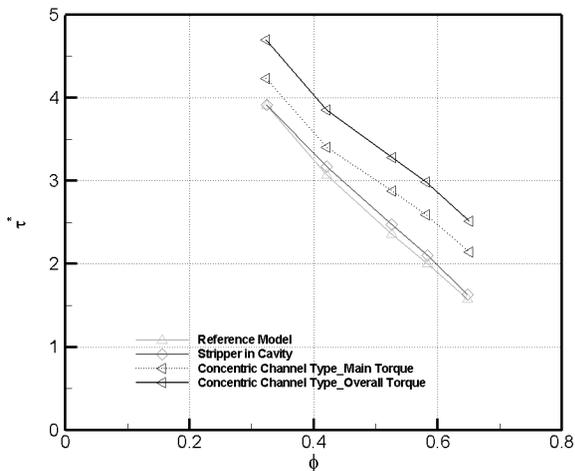


Fig. 11 Dimensionless torque acting on the impeller

용하는 토크를 측정하여 다음 식으로 무차원화하여 나타낸 것이 Fig. 11이다.

$$\tau^* = \frac{\tau}{\frac{1}{2} \rho_{\infty} U_t^2 A_{vane} R_{tip}} \quad (7)$$

기존 형상에 비해 간극부 스트리퍼 추가형은 토크의 증가량이 5%를 넘지 않았다. 한편, 간극부 동심유로형은 30~50%의 토크 증가량을 보였다. 유로 영역에서의 토크 증가량과 내부 간극영역에서의 토크의 크기는 비슷한 정도였다. 구체적으로, 내부 간극에서 임펠러에 작용하는 토크는 유량계수에 큰 영향을 받지 않으나, 유로 영역에서의 토크는 유량계수의 변화에 따라 그 감소폭이 변하는 모습을 보였다. 이러한 결과로부터 내부 간극 영역의 경우 출입 유량이 순환유량에 비해 매우 적기 때문에 토크가 누설유량에 무관하게 순환유동의 마찰에 의해서 결정지어진다는 사실을 재확인할 수 있었다. 반면 유로 구간에서의 토크는 유량이 증가함에

따라 그 감소폭이 둔화되었는데, 이로서 누설유량이 유로 구간에서의 유동 패턴에 영향을 주는 것으로 예측할 수 있다. 일반적으로 기존 연구에서는 유로 영역에서 압력 상승이 이루어짐에 있어 누설유동의 영향을 고려하지 않으나, 정확한 성능 예측을 위해서는 모델링 시 누설에 대한 고려가 필요한 것으로 보인다.

6. 결 론

수소연료전지 자동차의 수소 재순환 장치에 이용되는 재생형 블로워의 누설유동을 분석하고 이를 개선하기 위해 CFX-11을 이용하여 내부 간극에서의 유동을 분석하였다.

일반적인 재생형 블로워의 내부 간극 영역에서의 누설유동은 출구부와 입구부의 압력 차에 의한 오리피스 유동이 지배적이었다. 따라서 내부 간극 영역과 입출구 근처의 유로 사이의 압력차를 낮추는 것이 누설유량을 줄이는 한 방법이 될 수 있음을 알게 되었고, 이를 바탕으로 간극부 동심유로형 블로워를 설계하여 그 성능을 조사하였다. 비록 작동 토크가 일정 부분 늘어났지만 이를 상회하는 누설유량 저감 효과로 인해 최대 효율점에서의 효율을 향상시킬 수 있었다. 또한 누설유동이 재생형 블로워의 압력 상승 특성에 영향을 끼침을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Wilson W.A., Santalo M. A. and Oelrich J. A., 1955, "A theory of the fluid-dynamic mechanism of regenerative pumps," Transactions of the ASME, Vol. 77, pp. 1303~1316.
- (2) Raheel M. M., 2003, "A theoretical, experimental and CFD analysis of regenerative flow compressors and pumps for microturbine and automotive fuel applications," Ph. D. Dissertation, Michigan State University.
- (3) Engeda A. and Elkacimi Y., 2008, "A regenerative flow compressor as a secondary air pump for engine emission control," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 222, pp. 1707~1715.
- (4) Badami M., 1997, "Theoretical and experimental analysis of traditional and new periphery pumps," SAE International congress & Exposition.
- (5) Song J. W., Engeda A. and Chung M. K., 2003, "A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 217, No. 3, pp. 311~321.
- (6) 최영석, 이경용, 강신형, 2003, "사이드채널형 연료펌프의 성능예측," 유체기계저널, 제6권, 제2호, pp 29~33.

- (7) 심창열, 강신형, 2003, “재생펌프의 유동해석 및 누설유동에 관한 연구,” 대한기계학회논문집 B권, 제27권, 제8호, pp. 1015~1022.
- (8) 임형수, 강신형, 2005, “사이드채널형 재생펌프의 성능 특성에 관한 실험적 연구,” 대한기계학회논문집 B권, 제29권, 제3호, pp. 306~313.
- (9) Horiguchi H., Wakiya K., Tsujimoto Y., Sakagami M. and Tanaka S., 2008, “Study for the increase of micro regenerative pump head,” Transactions of the JSME, Series B, Vol. 74, No. 746, pp. 2154~2162.
- (10) Hollenberg J. W., 1987, “Reynolds number effects on regenerative pump performance,” Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 109, pp. 392~395.