

SOFC-GT 혼합시스템용 원심압축기 공력설계 및 유동특성 연구

최재호†

(원고접수일 : 2008년 1월 30일, 심사완료일 : 2008년 3월 10일)

A Study on Aerodynamic Design and Flow Characteristics of a Centrifugal Compressor for SOFC-Gas Turbine Hybrid System

Jae-Ho Choi†

Abstract : This study presents an aerodynamic design and numerical analysis of a centrifugal compressor in gas turbines for SOFC-gas turbine hybrid system application. Total-to-total pressure ratio of the compressor is 3.6:1 that could be used widely for small and large SOFC-gas turbine systems. The compressor consists of a centrifugal impeller and a wedge diffuser. Conceptual design and aerodynamic design with mean line analysis and quasi-3D analysis are performed, and aerodynamic parameters as well as design variables are discussed from the design results. A numerical analysis based on the Reynolds-averaged Navier-Stokes equation was performed for the flow analysis of the compressor. The results show that the centrifugal compressor designed meets the design target, and the aerodynamic parameters and results of the compressor can be used for the aerodynamic design of centrifugal compressors and the feasibility study of SOFC-gas turbine system design.

Key words : SOFC(고체산화물 연료전지), SOFC-GT Hybrid System(고체산화물 연료전자가스터빈 혼합시스템), centrifugal Compressor(원심압축기), Aerodynamic design(공력설계), Computational fluid dynamics(전산유체역학), Reynolds-averaged navier-stokes analysis(레이놀즈평균 나비에스톡스 해석), Fluid machinery(유체기계)

1. 서 론

고체산화물 연료전지(Solid Oxide Fuel Cell, SOFC)는 효율이 높을 뿐만 아니라 휴대용, 자동차 전원용, 가정용 등 중소 규모부터 분산형 발전 시스템, 산업용 또는 선박용 연료전자가스터빈 혼합발전 등 대형 규모까지 응용 범위가 넓어 미래의

발전기술로서 각광받고 있다. SOFC는 가스터빈(Gas turbine, GT)과 혼합하여 발전시스템으로 구성되면 더욱 높은 효율 특성을 갖는 것으로 보고되고 있어 급등하는 유가 및 더욱 심각해지는 환경 문제 등을 고려할 때 SOFC-GT의 혼합발전시스템은 중요한 해결책 중의 하나로 연구되고 있다. PEM(Proton Exchange Membrane),

† 교신저자(삼성테크윈 파워시스템연구소), E-mail : jaeho1.choi@samsung.com, Tel : 055)260-2857

SOFC 연료전지, 가스터빈, 가스터빈 복합발전 및 SOFC-GT 혼합발전 시스템의 발전용량에 따른 효율 비교 결과^[11]를 살펴보면 Fig. 1에서와 같이 SOFC-GT 혼합발전 시스템이 높은 효율 특성을 갖는 것으로 나타나고 있다. 이 혼합발전 시스템에서는 주 에너지 전환 매카니즘인 연료전지가 시스템 출력의 65~80%를 생산하며 가스터빈이 나머지 20~35%의 생산하는 것으로 알려져 있는데, 이 경우 1 MW급 발전시스템에서는 200~300 kW급의 마이크로 가스터빈이 필요하며, 10 MW급 시스템에는 2.0~3.5 MW의 소형 가스터빈, 200 MW급 시스템에는 40 MW~75 MW의 중형 가스터빈이 필요할 것으로 예측되고 있다.

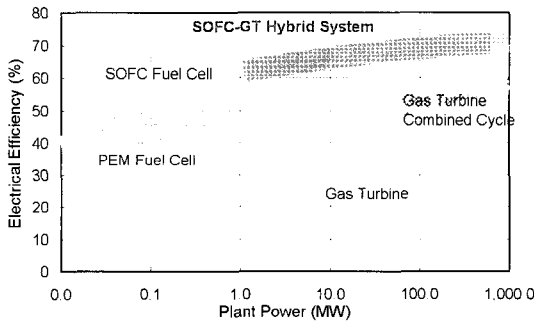


Fig. 1 Efficiency trend for SOFC-GT hybrid systems with natural gas fuel

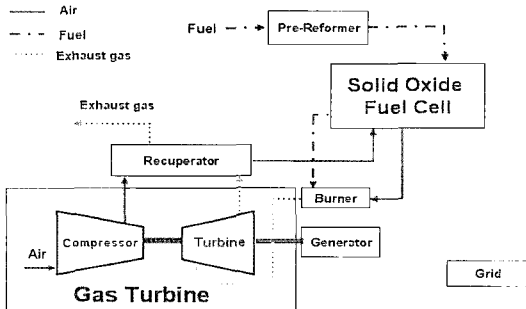


Fig. 2 Simplified scheme of SOFC-Gas Turbine

특히 1 MW급의 혼합시스템에 대해서는 최근들어 활발히 연구되고 있는데^{[2], [3]} 설계점 뿐만 아니라 가스터빈의 고정 회전수 또는 회전수 변경에 따른 부분 부하 성능과 서지 여유(Surge Margin)

에 대한 분석이 이루어지고 있으며, 250 kW의 발전기를 모듈화하는 개념으로 접근해 가고 있다. 또한 SOFC-GT의 여러 가지 옵션별 성능 평가 및 압축기의 과도상태에서의 민감도 분석 등 많은 연구들이 보고되고 있다^{[4]~[6]}.

한편 선박 동력발전장치 분야에서도 연료절감을 위해 고효율의 선박용 연료전지의 개발을 위한 방향과 비전이 제시되고 있다^[7].

본 연구에서는 SOFC-GT 혼합발전 시스템의 가스터빈에 적용 가능한 원심 압축기의 공력설계 및 수치해석을 수행하였다. 소형 또는 대형 시스템에서 많이 사용될 수 있는 압력비 약 3.6:1의 압축기 모델에 대한 개념설계와 평균유선법과 준3차원 해석 등에 의한 공력설계를 수행하고 이 설계결과에 대해 RANS 해석에 의한 3차원 수치해석을 수행하여 유동 특성을 분석하였다. 이를 통해 압축기의 기본 설계안에 대한 기본 성능 및 공력 특성을 고찰하고자 한다.

2. 압축기 공력설계

2.1 SOFC-GT에서의 압축기 설계 방향

SOFC-GT는 주로 Fig. 2와 같은 개념으로 구성되며, 대기로부터 흡입된 공기는 압축기에서 압축되어 연료전지 스택(Stack)으로 보내지게 된다. 압력비가 약 4:1인 경우 입구 온도가 15 °C일 때 압축기 출구 공기 온도는 효율에 따라 약 180~200 °C 내외가 되므로 SOFC의 일반적인 작동 온도인 600~1,000 °C에 비해 상당히 낮다. 따라서 터빈 출구로부터 배출된 고온의 가스로 스택으로 유입되는 공기의 온도를 상승시켜주는 회수 열교환기를 장착하여 시스템을 구성할 수도 있다.

Schonewal^[11]은 사이클 해석을 통해 비교적 작은 SOFC-GT 시스템의 최적 구성으로는 압력비 3:1~6:1에 폐열회수 열교환기를 장착하는 것 방안을 제안하고, 큰 용량의 SOFC-GT 시스템에서는 폐열회수 열교환기를 장착하지 않고 압력비가 8:1~12:1의 가스터빈만을 장착하는 방안을 제시하였다. 한편 SOFC-GT 시스템에서는 연료전지와 가스터빈이 서로 다른 운전 특성을 가지고 있기

때문에 최대출력, 부분출력 및 부하 변동 조건을 포함한 모든 운전조건에서 신뢰성 있는 운전이 가능하도록 하는 시스템 통합이 매우 중요함을 강조하고 있다.

앞에서 언급된 비교적 소형 SOFC-GT 시스템에 적용되는 압력비 3:1~6:1의 압축기는 한 단의 원심압축기로도 구현이 가능하나, 높은 압력비 영역에서는 효율 향상을 위해 두 단의 압축기를 사용하는 것이 효과적일 수도 있다. 한편 대용량의 시스템에서는 8:1~12:1의 압력비가 요구되고 있는데 이 경우에는 약 2.5:1~4:1의 압축기 두 단으로 구성할 수 있다. 가스터빈용 고압력비 압축기는 설계부터 시험개발까지 많은 시간과 비용이 소요되기 때문에 짧은 기간에 개발하기 위해서는 검증된 성능의 원형을 사용하거나 이를 상사하여 사용하는 것이 효과적일 수 있다.

본 연구에서는 소형 및 대형 SOFC-GT 혼합시스템에서 활용성이 높은 압력비 3.6:1의 압축기를 대상으로 기본설계를 수행하였다.

2.2 압축기 개념설계

본 연구에서는 압력비 3.6:1의 압축기의 설계점 유량을 2.35 kg/s로 하였다. 전체 시스템의 모든 운전점에서 안정적으로 운전이 되기 위해서는 충분한 서지 여유가 필요하다. 식 (1)과 같이 정의되는 서지 여유 목표는 20% 이상으로 하였다.

$$SM = 1 - \frac{(PR_{design}/PR_{surge})}{(MFR_{design}/MFR_{surge})} \quad (1)$$

여기서 MFR_{design} 과 MFR_{surge} 는 각각 설계회전수에서 설계점과 서지점에서의 입구 보정유량이며, PR_{design} 과 PR_{surge} 는 각각 설계점과 설계 회전수의 서지점에서의 압력비이다.

원심 압축기의 설계를 목표로 최적 회전수를 결정하기 위해 식 (2)와 같이 정의되는 무차원 비속도(Specific Speed, N_s)를 설계점에서 약 0.75로 하였다.

$$N_s = \frac{N\phi^{0.5}}{\psi^{0.75}} \quad (2)$$

여기서 N 은 회전수, ϕ 는 유량계수, ψ 는 압력계수이다.

압축기의 크기 중 디퓨저 출구까지의 크기는 약 188 mm, 임펠러 허브 반경은 약 45 mm로 제한하였다. 이러한 제한 조건내에서 임펠러에서 높아진 전압력을 정압으로 변환하기 위해 싸기형 디퓨저를 사용하였다. 본 저자 등⁽⁸⁾에 의한 압력비 약 4:1의 원심 압축기의 수치해석 및 시험 평가 결과, 익형 디퓨저가 싸기형 디퓨저에 비해 다소 좋은 성능을 보였지만, 본 연구에서의 압축기의 압력비를 향후 약 6:1까지 증가시킬 목적으로 고압력비에 더 유리하고 제작성과 제작비용 면에서 유리한 싸기형 디퓨저를 선정하였다.

2.3 임펠러 및 디퓨저 공력 설계

임펠러 입구의 인두서 부분은 압력비 3.6:1의 천음속 압축기에 있어서 그 설계의 중요성이 매우 높다. 이는 디퓨저 목 부분과 함께 초킹 유량을 결정하며, 임펠러 서지와 관련된 주요 설계변수가 되기 때문이다. 기본설계 단계에서 임펠러가 높은 효율을 가지면서도 충분한 서지 여유가 나올 수 있도록 설계변수값을 선정해야 한다.

서지 여유를 증가를 위해 임펠러에서의 상대마하수가 가능한 작아질 수 있도록 임펠러 직경 및 각도를 선정하였으며 인두서에서의 실속 한계영각($I_{It-stall}$)을 식 (3)과 같이 정의하였다.

$$I_{It-stall} = C_1 + C_2 M_{1t} + C_3 M_{1t}^2 \quad (3)$$

여기서 M_{1t} 는 인두서 팁에서의 상대마하수이고 C 는 각 항의 상수 값이다.

한편 임펠러 출구 계산을 위해서는 임펠러 출구 유동을 주영역과 이차영역으로 나누어 모델링하는 두 영역 모델(Two-Zone Model)⁽⁸⁾을 사용하였는데, 이 모델의 확산비(DR_2)의 모델링을 위해 Primitive TEIS 모델⁽⁹⁾을 적용하였다.

$$DR_2 = \frac{W_{1t}}{W_{2p}} = \left(\frac{1}{1-\eta_a C_{p_{a,i}}} \times \frac{1}{1-\eta_b C_{p_{b,i}}} \right)^{1/2} \quad (4)$$

여기서 W_{1t} 와 W_{2p} 는 각각 인두서 팁과 임펠러 출

구 주영역에서의 상대속도이며, $C_{p_{a,i}}$ 와 $C_{p_{b,i}}$ 는 TEIS 모델의 두 요소에서의 압력회복계수이다. η_a 와 η_b 는 모델계수로 본 연구에서는 각각 0.7과 0.2를 사용하였다. 이와 같은 평균유선법은 COMPAL^[10]을 사용하여 적용하였다.

임펠러의 3차원 공력형상 설계를 위해서 준3차원 해석 기반의 AXCENT^[11]를 사용하였는데, 임펠러 내부의 공력 하중을 최적화하고 인듀서에서의 초킹 유량을 증가시키기 위해 임펠러내에 스플리터 블레이드를 추가하고, 식 (5)와 같이 정의되는 공력 하중이 0.8을 넘지 않도록 하였다.

$$Loading = \frac{(W_s - W_p)}{W_{average}} \quad (5)$$

여기서 W_s 와 W_p 는 각각 준3차원 해석으로 구한 흡입면과 압력면에서의 속도이고 $W_{average}$ 는 이 두 속도들의 평균값이다. Fig. 3에는 설계된 임펠러의 3차원 형상이 도시되어 있다.

임펠러 출구에서 비교적 높은 마하수로 유동장이 형성되므로 베인리스 디퓨저 구간을 두어 디퓨저의 선단부에서의 마하수를 다소 낮출 수 있도록 하였으며, 이 때 디퓨저 선단부의 반경 방향 위치는 디퓨저 반경 대비 1.1 이내로 하였다. 베인의 설치각은 유동각을 고려하여 영각이 설계점에서 가능한 작게 나오도록 하였다. 이와 같은 설계를 통해 Table 1과 같은 설계 결과를 도출하였다.



Fig. 3 Three dimensional profile of the designed impeller

디퓨저에서의 정압 회복량을 나타내는 정압계수를 식 (6)과 같이 정의하였으며, 이 값이 설계점에서 약 0.5 이하가 되도록 하고 서지점에서는 약 0.6 내외가 되도록 하였다.

$$C_p = (p_3 - p_2)/(p_{02} - p_2) \quad (6)$$

여기서 하첨자 2는 디퓨저 입구, 3은 디퓨저 출구를 나타내며, 0은 전압력을 의미한다.

3. 수치해석

설계된 압축기의 유동해석을 위해 CFX-TASCFlow^[12]를 사용하였다. 임펠러와 디퓨저는 블레이드와 베인이 각각 회전방향으로 주기적으로 배치되어 있으므로 각각 하나의 유로만을 해석 영역으로 하였고, 각 주기면에는 주기 조건을 적용하였다.

해석영역의 격자는 Fig. 4에 나타난 바와 같이 H형의 정규격자계로 구성되었으며 총 격자수는 격자 의존성 평가를 통해 약 14만개로 결정되었다. 임펠러 팁 간극의 해석을 위해 반경방향으로 5개의 격자를 분포시켰다.

Table 1 Design requirement and design variables

Air mass flow rate (kg/s)	2.35
Design pressure ratio	3.6
Adiabatic efficiency	>0.84
Tip clearance/Impeller exit Height	0.05
Rotational speed (rpm)	34,300
Impeller inlet hub radius (mm)	45
Impeller exit radius (mm)	137
Impeller blade number	13
Diffuser pressure coefficient at design point	<0.5
Diffuser inlet radius (mm)	153
Diffuser exit radius (mm)	190
Diffuser vane inlet angle(deg.)	20

작동유체는 이상상태의 공기로 하였으며 입구는

표준대기 조건인 전온도 288.15 K와 전압력 101.3 kPa을 주었고, 출구 경계조건으로 초킹점 인근에서는 초킹 유량을 효과적으로 찾기 위해 정압 조건을, 그 외의 계산조건에서는 수렴성을 높이기 위해 질량유량 조건을 주었다. 난류 모델과 임펠러와 디퓨저간의 경계면에는 Fig. 5에 나타난 바와 같이 압력비 4:1의 원심압축기에 대한 3차원 유동해석과 시험평가에 대한 선행연구^[8]에서 적용하여 실험치와 잘 일치하는 결과를 보인 k-ε 모델과 FRI (Frozen Rotor Interface) 스킴을 적용하였다. k-ε 모델과 벽 근처에서의 벽함수 문제를 해결한 scalable 벽함수를 사용할 경우 실속 영역 등 일부 영역을 제외하고는 SST 모델의 결과와 큰 차이가 없는 것으로 알려져 있다.

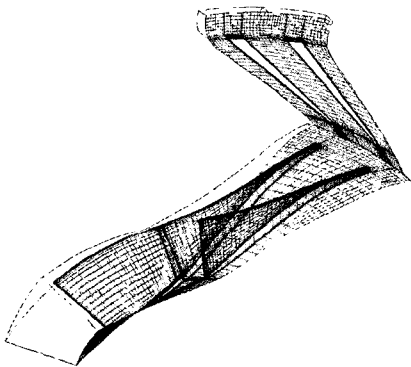


Fig. 4 Computational domain and grid system

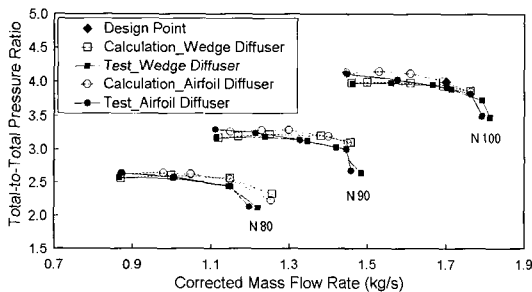


Fig. 5 Comparison of 3D calculation and test results for a pressure ratio 4:1 centrifugal compressor^[9]

4. 결과 및 검토

평균유선법으로 임펠러 입구 팁에서 비속도에 따

른 상대마하수를 구하여 Fig. 6에 도시하였다. 이는 임펠러 입구, 즉 인듀서에서의 면적, 유량, 회전수 및 영각 등을 고려한 결과이다. 동일 회전수에서 유량이 작아지고 압력비가 높아짐에 따라 비속도가 작아지고 이에 따른 상대마하수의 관계를 알 수 있다. 설계점인 비속도 0.75 인근에서는 상대마하수가 약 1.0을 상회함을 알 수 있다.

Fig. 7은 임펠러 입구부터 출구까지의 공력 하중 분포를 보여주고 있다. 임펠러 입구부에서 공력 하중이 급격히 증가하는 것을 방지하기 위해 약 20% 지점에 스플리터 블레이드를 설치하여 공력 하중을 낮출 수 있도록 하였다. 한편, 천음속 임펠러 내의 전반부에서 안정적인 유동장을 형성하게 하기 위해 최대 공력 하중의 위치가 비교적 임펠러 후반부에 오도록 설계하였다. 이러한 공력 하중은 임펠러 설계에 있어 매우 중요한 부분으로서 전체적인 분포, 최대값 및 최대값의 위치는 압축기 특성과 성능을 결정짓는 중요한 요소로 알려져 있다. 임펠러 출구 폭과 블레이드 각을 결정할 때 중요한 변수 중의 하나는 식 (7)과 같이 정의되는 선회변수(Swirl Parameter)이다.

$$\lambda_2 = \frac{C_\theta}{C_m} \quad (7)$$

여기서 C_θ 는 회전방향 속도성분이고 C_m 는 자오면 방향 속도성분이다. Fig. 8은 비속도에 따른 선회변수를 보여주고 있다. 여기서 선회변수는 설계점에서의 선회변수의 비로 나타내었는데, 설계회전수의 서지점에서 이 값은 설계점 대비 약 30%가 증가하는 것을 알 수 있다. 동일한 비속도에서는 회전수가 감소하면 선회변수의 값도 감소하였는데 회전수가 10% 감소하면 선회변수도 약 10% 감소하는 것으로 나타났다. 한편 각 서지점에서의 선회변수는 회전수에 관계없이 약 30%를 약간 상회하며 유사하게 나타났다. 서지가 임펠러에서 발생한 것인지 또는 디퓨저에서 발생한 것인지에 따라 약간의 차이는 있겠지만, 본 연구에서는 임펠러와 디퓨저에서의 서지점을 유사하게 설계한 것으로부터 판단할 때 서지점에서의 선회변수는 회전수에 따라 매우 유사한 값을 갖는 것으로 생각된다.

Fig. 9와 10은 유량계수 및 선회변수에 따른 디퓨저의 정압계수를 보여주고 있다. Fig. 9는 각 유량계수에 따른 디퓨저 정압계수를 보여주고 있는데, 설계점인 유량계수 0.154에서의 정압계수는 0.47로서 설계목표값인 0.5보다 작게 도출되었다. 설계점 대비 설계회전수의 서지점에서 정압계수는 약 35%를 상회하고 있다.

또한 이 값은 각 회전수에서 공히 유사한 값을 보여 주고 있는데, 이는 서지 발생 시점의 정압계수는 각 회전수마다 매우 유사함을 의미한다.

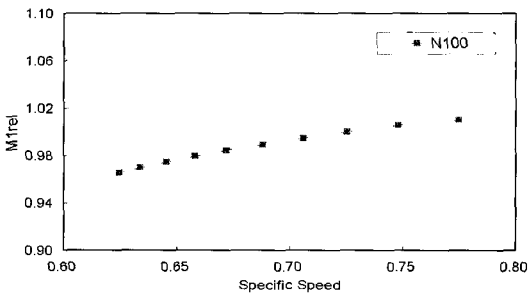


Fig. 6 Relative Mach number at the impeller inlet with specific speed by mean line analysis

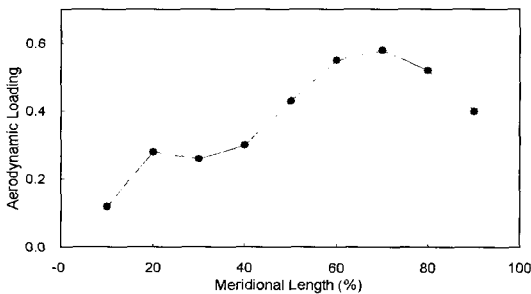


Fig. 7 Blade loading along the meridional length from the quasi-3D analysis

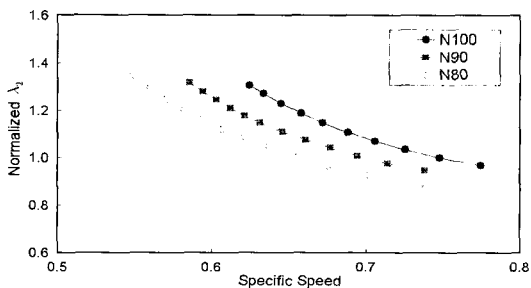


Fig. 8 Normalized swirl parameter at impeller exit with specific speed

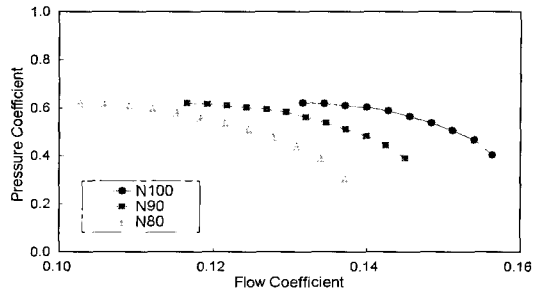


Fig. 9 Pressure coefficient of diffuser with flow coefficient

한편, Fig. 10은 설계점 선회변수로 무차원화된 선회변수에 대한 디퓨저 압력계수를 보여주고 있다. 이 결과로부터 무차원화된 선회변수와 정압계수는 각 회전수에서 거의 동일하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이로서 디퓨저 정압계수는 유량계수보다는 선회각에 의해 더 큰 영향을 받는다는 것을 알 수 있다.

임펠러와 디퓨저 구간의 압축기 성능은 Fig. 11과 12에 나타나 있다. Fig. 11은 유량계수에 따른 압력비를 보여주고 있는데, 설계 유량계수에서 목표 압력비 3.6을 만족하고 있으며, 서지점에서는 압력비가 다소 상승하여, 식 (1)에서 정의한 서지 여유는 약 24%로 계산되었다. 한편 낮은 회전수로 갈수록 유량계수에 따른 압력비의 절대 기울기가 감소하고 있음을 알 수 있다. Fig. 12는 각 회전수 및 유량계수에 따른 효율을 보여주고 있다. 본 설계 결과에서 설계점보다는 서지점 및 저회전수에서 다소 높은 효율을 보이고 있는데, 이는 서지 여유를 충분히 확보하기 위한 임펠러와 디퓨저의 설계 조화 결과에 기인한 것으로 생각된다.

한편, 설계된 압축기에 대한 3차원 수치해석을 통해 임펠러 입구에서의 상대 마하수 분포와 임펠러 출구에서의 전압력 분포를 살펴보았다. Fig. 13은 입구 인류서 영역에서의 상대마하수를 보여 주고 있다. 정성적인 면에서는 압력면에 비해 흡입면에서 상대마하수가 높게 나타나고 있어 일반적인 임펠러 특성을 잘 따르고 있음을 알 수 있고, 정량적인 면에서는 Fig. 6의 평균유선법으로 예측한 흡입면과 압력면의 평균 상대마하수인 약 1.0과 비

고할 때 유동해석에서의 평균값은 유사한 것으로 계산되었으나 흡입면의 곡부적인 곳에서는 3차원 유동해석 결과가 약 1.19로서 높게 나타나고 있음을 알 수 있다.

3차원 수치해석 결과에 의한 임펠러 출구에서의 전압력 분포는 Fig. 14에 나타나 있다. 전압력은 임펠러 주 블레이드와 스플리터 블레이드 사이의 중앙부에서 가장 높게 나타나고 있으며, 임펠러와 케이싱 사이의 팁 간극에서는 전압력이 매우 낮게

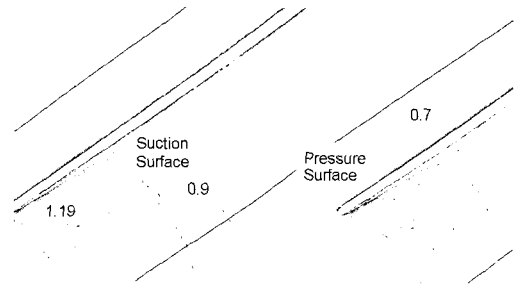


Fig. 13 Relative Mach number at the impeller inlet tip by 3D numerical analysis

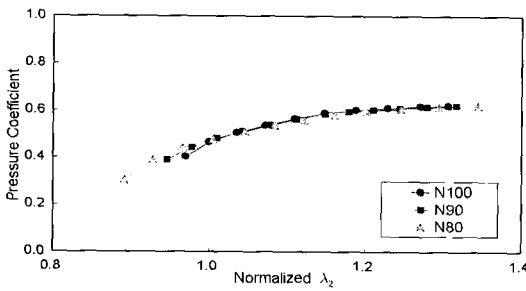


Fig. 10 Pressure coefficient of diffuser with swirl parameter

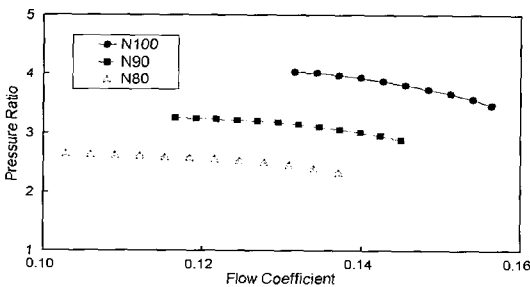


Fig. 11 Compressor stage pressure ratio with flow coefficient

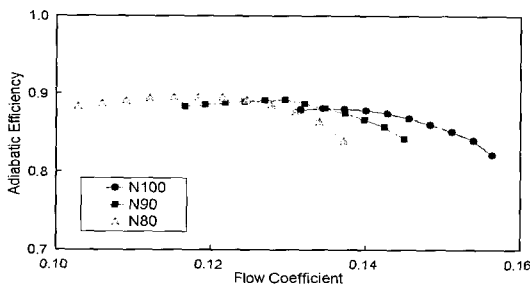


Fig. 12 Compressor stage adiabatic efficiency with flow coefficient

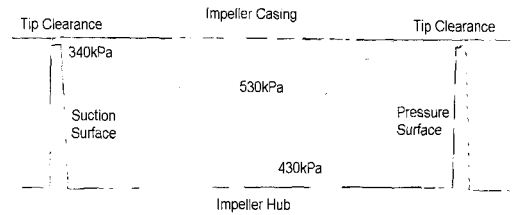


Fig. 14 Total pressure distribution at the impeller exit

계산되고 있다. 한편 이 팁 간극에서의 낮은 전압력은 흡입면에서 압력면 방향으로 나타나고 있어 팁 누설이 압력면에서 흡입면으로 발생하고 있음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 SOFC-GT 혼합시스템에 적용 가능한 압력비 3.6:1의 원심압축기의 기본설계 및 유동특성에 대한 연구를 수행하였다. 임펠러 및 디퓨저의 기본설계 및 3차원 공력형상을 설계하여 유량계수 및 비속도에 따른 상대마하수, 임펠러 출구 선회변수, 공력하중, 디퓨저 압력계수 및 압축기의 압력비와 효율 등을 분석하였으며, 3차원 수치해석을 통해 임펠러 입구에서의 상대마하수 및 임펠러 출구에서의 전압력 분포를 관찰하였다. 이를 통해 소형 또는 대형의 SOFC-GT 혼합시스템의 가스 터빈에 적용될 수 있는 3.6:1의 압축기 기본 모델의 사이즈 및 형상을 제안하였으며, 공력성능 예측을 통해 압축기 성능맵을 제시하였다. 본 연구를 통해 얻은 압축기의 설계 및 성능예측 결과는

SOFC-GT 및 이에 적용되는 압축기의 개념설계 및 기본설계 단계에서 유용하게 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

- [1] R. W. Schonewal, "Turbo-Machinery Requirements for Practical SOFC-Gas Turbine Hybrid Systems," ASME Paper No. GT2005-69127, 2005.
- [2] L. Magistri, M. Bozzolo, O. Tarnowski, G. Agnew and A. F. Massardo, "Design and Off-Design Analysis of a MW Hybrid System Based on Rolls-Royce Integrated Planar SOFC," ASME Paper No. GT2003-38220, 2003.
- [3] Agnew, G. D., Bozzolo, M., R. Morits, R. and S. Berenyi, "The Design and Integration of the Rolls-Royce Fuel Cell Systems 1MW SOFC," ASME Paper No. GT2005-69122, 2005.
- [4] K. P. Litzinger, S. E. Veyo, L. A. Shockling and W. L. Lundberg, "Comparative Evaluation of SOFC/Gas Turbine Hybrid System Options," ASME Paper No. GT2005-68909, 2005.
- [5] A. Hildebrandt and M. Assadi, "Sensitivity Analysis of Transient Compressor Operation Behaviour in SOFC-GT Hybrid Systems," ASME Paper No. GT2005-68744, 2005.
- [6] 송락현, "원통형 고체산화물 연료전지 기술개발," 2001 유체기계 연구개발 발표회 논문집 pp. 373~380, 2001.
- [7] 김명환, "선박 동력발생용 연료전지시스템 기술개발의 전망에 대한 고찰," 한국마린엔지니어링학회지, 제31권, 제8호, pp. 924~ 931, 2007.
- [8] J. H. Choi, Sung, O. S., Chen, S. B. and Lim, J. S., "Numerical and Experimental Investigation on a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor," ASME Turbo Expo 2005, Reno-Tahoe, USA, Paper No. GT2005-68679, 2005.
- [9] D. Japikse, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Vermont, USA, 1996.
- [10] COMPAL Version 7.9.30, Concepts NREC, 2006.
- [11] AXCENT Version 7.9.18.40, Concepts NREC, 2007.
- [12] CFX-TASCFlow, ANSYS, 2005.

저 자 소 개



최재호(崔宰昊)

1967년생. 1993년 인하대학교 기계공학과 졸업(공학사), 2000년 인하대학교 대학원 졸업(박사), 2000년 - 현재 삼성테크윈 파워시스템연구소 책임연구원