

## 임펠러 Flow cut 적용을 통한 원심압축기의 임펠러-디퓨저 간의 단매칭 개선

강영석\*<sup>†</sup> · 전상욱\* · 이동호\*

### Stage Matching Improvement between Impeller and Diffuser in a Centrifugal Compressor by Applying Flow Cut to the Impeller

Young Seok Kang\*<sup>†</sup>, Sangook Jun\*, Dong-Ho Rhee\*

Key Words : Centrifugal Compressor(원심압축기), Impeller(임펠러), Stage Matching(단매칭), Flow Cut(플로우 컷), CFD(전산유체역학)

#### ABSTRACT

This paper presents a series of performance and stability assessments procedure of a centrifugal compressor in a micro gas turbine by applying flow cut method to the impeller stage. Numerical simulation results revealed that the impeller stage in the compressor has a high flow capacity compared to the diffuser stage. It leads to flow recirculation and corresponding flow blockage near the trailing edge of the impeller. It is assumed that such a flow structure deteriorates the stability characteristic of the whole compressor stage. Based on one dimensional analysis results, flow cut method has been applied to the impeller to reduce the flow capacity. The flow cut method appeared to be effective to reduce the flow capacity and improve the flow stability inside the impeller. The amount of flow cut height was found to be 10~15% of the impeller height along the meridional direction.

#### 기호설명

$A$	유로 면적 (Flow area)	$\eta$	압축기 효율 (Compressor efficiency)
$b$	날개 높이 (Blade height)	$\rho$	밀도 (Density)
$C$	절대속도 (Absolute velocity)	$r$	반지름 (Radius)
$c_p$	정압비열 (Specific heat at constant pressure)	$\beta$	유동각도 (Flow angle)
$h$	엔탈피 (Enthalpy)	$\beta_b$	날개각도 (Blade angle)
$h_T$	로탈피 (Rothalpy)	$\sigma$	미끄럼 계수 (Slip factor)
$i_t$	팁 입사각 (Incidence angle at tip)		
$k$	비열비 (Specific heat ratio)		
$MR$	마하수 비 (Mach number ratio)		
$p$	압력 (Pressure)		
$R$	기체상수 (Gas constant)		
$RPM$	압축기 회전수 (Rotating Speed)		
$T$	온도 (Temperature)		
$U$	압축기 회전속도 (Rotating Speed)		
$W$	상대속도 (Relative velocity)		

#### 하첨자

0	정체상태 (Total condition)
1	임펠러 입구 (Impeller inlet)
2	임펠러 출구 (Impeller outlet)
$i$	등 엔트로피 조건 (Isentropic condition)
$m$	평균값 (Mean value)
$p$	주 유동 장 (Primary zone)
$t$	임펠러 팁 (Impeller tip)
$\theta$	접선방향 (Circumferential component)

\* 한국항공우주연구원 항공추진실(Korea Aerospace Research Institute)

<sup>†</sup> 교신저자, E-mail : [electra@kari.re.kr](mailto:electra@kari.re.kr)

해당 압축기 임펠러의 주요 형상정보는 Table 1과 같다.

### 1. 서론

소형 가스터빈 엔진에 폭넓게 사용되는 원심 압축기는 일반적으로 임펠러와 디퓨저로 구성되어 있다. 터보차저 등과 같이 넓은 영역에 걸쳐 운용이 되는 원심압축기의 경우 임펠러 하류에 베인리스 디퓨저가 적용되기도 하지만, 대부분 가스터빈 엔진에서는 엔진의 회전수에 따라 압축기가 특정 작동선 상에서만 운용이 되기 때문에 압축기 운용범위가 제한적이다. 이런 경우에는 임펠러 하류에 베인 디퓨저를 적용하는 것이 일반적이다. 베인 디퓨저를 적용한 경우에는 베인리스 디퓨저를 적용한 경우보다 압축기의 운용범위가 좁지만, 전체 압축기의 효율 및 압력 회복 특성이 우수한 것으로 알려져 있다.

베인 디퓨저 형태 중 썰기형(Wedge) 디퓨저는 디퓨저 목에서의 초킹이 발생하기 쉬우며, 임펠러 출구와 체적유량이 적절하게 매칭되지 않은 디퓨저 장착 시 압축기의 운용영역이 크게 변경되기도 하며, 오히려 베인리스 디퓨저를 사용할 때보다 성능이 감소되기도 한다. 이에 압축기 설계 단계에서 임펠러-디퓨저 간의 단매칭이 적절히 이루어졌는지 확인할 필요가 있다. 본 연구에서는 초소형 가스터빈에 장착되는 원심압축기에 대한 임펠러-디퓨저 간의 체적유량 매칭에 대해 검토하고, 압축기 단의 성능 개선을 위한 Flow cut 방법을 적용한 임펠러 설계 개선 방법을 제안하고자 한다.

### 2. 연구대상 압축기

본 연구에서는 마이크로 가스터빈 엔진으로 유명한 Jetcat사의 P300RX 모델에 적용된 압축기를 대상으로 하였다. 한국항공우주연구원에서는 해당 엔진에 대한 성능시험을 수차례 수행하였으며, 최대 추력이 발생하는 100,200rpm 근처의 회전수에서 진동에 의한 불안정 현상이 계속되었다. 이에 해당 불안정 현상이 압축기에서 발생하는지 확인하기 위하여 압축기에 대해 1차원 분석 및 CFD 기법을 적용하여 성능 및 안정성에 대한 평가를 수행하였고, 임펠러의 설계를 최소한으로 변경하여 성능 및 안정성 등을 개선하고자 하였다.

본 연구에서는 해당 압축기에 대한 형상정보를 3차원 스캔을 통해 CAD파일로 구성하고, 날개 높이별로 날개 형상을 추출한 후 이를 Concepts NREC사의 AxCent로 형상정보를 가져와 Fig. 1과 같이 3차원 익형을 구현하였다. 이를 통해 압축기의 형상정보를 확인하고, 최대 추력이 발생하는 작동점에서 엔진 성능시험을 통해 측정한 엔진흡입 질량유량, 회전수 정보를 활용하여 임펠러의 성능을 예측해 보고자 한다.



Fig. 1 3D modeled view of Jetcat RX300 engine compressor

Table 1 Main geometric parameter of the impeller

Parameter	Value	Parameter	Value
$r_{1h}$	8.5 mm	$b_2$	6.35 mm
$r_{1t}$	35 mm	$\beta_{1b}$	-71.2°
$r_2$	45 mm	$\beta_{2b}$	-20°

최대추력이 발생하는 작동점에서 주요 측정값은 Table 2와 같다.

Table 2 Measured data at the maximum thrust

Parameter	Value
$T_{01}$	288.15 K
$p_{01}$	101,325 Pa
$RPM$	102,000 rpm
$\dot{m}$	0.53 kg/s

### 3. 압축기 1차원 해석 절차

#### 3.1. 압축기 성능 1차원 해석

앞서 주어진 정보를 바탕으로 해당 압축기 임펠러의 성능을 우선 1차원 해석방법으로 평가해 보고자 한다. 본 논문에서의 1차원 성능 평가 방법은 CFD 등의 수치해석 기법 적용 이전에 1차원적으로 압축기의 임펠러 성능 및 안정성 등을 빠르게 평가할 수 있도록, 여러 선행 논문 및 문헌 등에서 제안된 방법들을 정리하였다.(1)(2)

우선  $M_{1t}$ 를 가정하고 식(1)~(3)을 이용하여 임펠러 입구 팁에서의 유동장 값을 예측한다.

$$T_{1t} = T_{01} / \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{1t}^2 \right) \quad (1)$$

$$p_{1t} = p_{01} / \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{1t}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2)$$

$$C_{1t} = \frac{\dot{m} R T_{1t}}{p_{1t} A_1} \quad (3)$$

이를 이용하여 식 (4)와 같이 다시 임펠러 입구 팁에서의 절대 마하수를 계산할 수 있게 된다.

$$M_{1t} = C_{1t} / \sqrt{k R T_{1t}} \quad (4)$$

해당 팁 마하수가 앞서 가정한 팁 마하수 간의 차이가 허용범위 이내로 떨어질 때 까지 반복계산을 수행한다. 수렴된  $C_{1t}$  값을 이용하여 임펠러 입구 팁에서의 상대 유동장 값을 계산할 수 있게 된다.

$$W_{1t} = \sqrt{C_{1t}^2 + U_{1t}^2} \quad (5)$$

$$\beta_{1t} = -\text{atan}(U_{1t} / C_{1t}) \quad (6)$$

$$i_t = \beta_{1b} - \beta_{1t} \quad (7)$$

$$M_{1t,rel} = W_{1t} / \sqrt{k R T_{1t}} \quad (8)$$

한편 임펠러 출구에서 압축기 성능을 예측하기 위해서는 일반적으로 압축기 손실모델(Loss model) 및 미끄럼 모델(Slip model) 등의 경험모델이 적용되어야 한다. 본 논문에서는 별도의 손실모델을 정의하는 대신 간단히 임펠러의 효율을 정의하여 손실모델을 대체하고자 한다. 임펠러의 total to total 효율을  $\eta$ 라 정의하면,

$$\Delta h_0 = U_2 C_{\theta 2m} \quad (9)$$

$$T_{02} = T_{01} + \Delta h_0 / c_p \quad (10)$$

$$p_{02} = p_{01} \left( 1 + \frac{\eta \Delta h_0}{c_p T_{01}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (11)$$

여기서  $M_{2m}$ 을 가정하면

$$T_{2m} = T_{02} / \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{2m}^2 \right) \quad (12)$$

$$p_2 = p_{02} / (T_{02} / T_{2m})^{k/k-1} \quad (13)$$

$$C_{m2m} = \dot{m} R T_{2m} / p_2 A_2 \quad (14)$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + C_{2\theta}^2} \quad (15)$$

$$M_{2m} = C_2 / \sqrt{k R T_2} \quad (16)$$

식 (16)을 통해 구한  $M_{2m}$ 이 앞서 가정한  $M_{2m}$ 과 허용오차 범위 이내의 값을 가질 때 까지 위의 계산을 반복한다. 일반적으로 임펠러의 효율  $\eta$ 는 임펠러의 형상 및 작동점에 따라 달라지지만, 보통 80~90% 사이 값을 가정하면 무난하다.

한편 원심압축기 임펠러에서는 출구에서 임펠러의 압력면과 흡입면 압력차로 인해 날개에서 작동유체가 이탈할 때에 원심압축기에서는 이탈각을 예측하는 모델을 미끄럼 모델이라고 하며 본 연구에서는 아래와 같은 미끄럼 모델(3)을 적용하고 식 (14)에서 계산된  $C_{m2m}$ 을 이용하여  $C_{\theta 2m}$ 을 계산할 수 있게 된다.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_{2b}}}{Z^{0.7}} \quad (17)$$

$$C_{\theta 2m} = U_2 + C_{m2m} \tan \beta_{2b} - C_{slip} \quad (18)$$

$$C_{\theta 2m} = U_2 \sigma + C_{m2m} \tan \beta_{2b} \quad (19)$$

계산된  $C_{\theta 2m}$ 이 앞서 가정한  $C_{\theta 2m}$ 과 허용오차범위 이내에 들어올 때까지 반복계산을 수행한다.

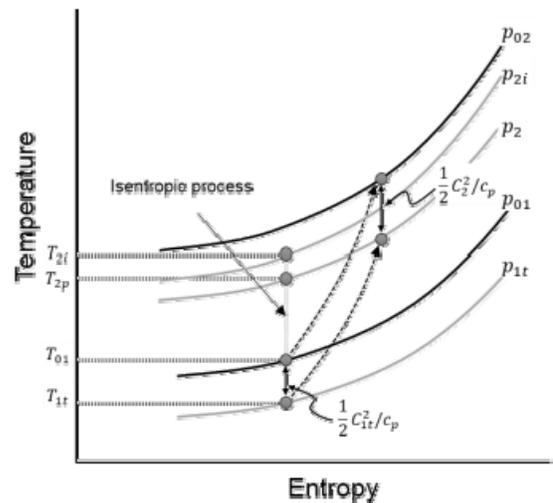


Fig. 2 T-s diagram for the impeller stability assessment

### 3.2. 안정성 분석

원심압축기 내에서 동압이 정압으로 전환되는 소산율 (Diffusion Rate)를 평가하는 방법은 여러 가지가 있는데, 본 논문에서는 Japikse(1)와 Young(2)에 의해 제안된 소산율 분석 방법을 적용하였다. 본 논문에서는 앞서 설명된 1차원 임펠러 성능 해석 방법이 적용된 소산율을 계산방법을 설명하고 이를 본 엔진의 압축기에 적용하여 압축기 안정성을 평가해 보았다. 본 방법은 식 (20)과 같이 ‘임펠러 입구 팁 상대 마하수’ 대 ‘임펠러 출구 상대 마하수’의 비를 이용하여 입구의 동압력이 어느 정도 정압력으로 회복이 되었는지를 평가하는 방법이다.

$$MR = M_{1t}/M_2 \quad (20)$$

이때 임펠러 출구 마하수를 다음과 같이 두 가지 방법으로 정의할 수 있다.

#### 3.2.1. 압축기 출구 조건 (Primary zone)

Japikse 등은 임펠러 출구에서의 유동을 Primary 및 Secondary 의 2개의 영역으로 구분하여 성능을 평가하였다. Fig. 2에서와 같이 Primary 영역은 작동유체가 등 엔트로피 조건으로 압축된다고 가정한다. 특히 Primary 와 Secondary 영역에서의 정압력은 동일한 값을 가진다고 가정하고, 앞서 계산한 출구 압력  $p_2$ 를 이용하고 임펠러 입출구의 로탈피(Rothalpy) 보존 법칙에 따른 아래와 같은 절차를 따라 Primary 영역에서의 출구 상대 마하수를 계산할 수 있다. 앞서 설명한 1차원 분석방법에서 구한  $p_2$  대신에 CFD 해석 혹은 시험을 통해 얻은  $p_2$  값을 이용할 수 있다.

$$T_{2p} = T_{1t}(p_2/p_{1t})^{(k-1)/k} \quad (21)$$

$$h_T = h_0 - U_{1t} C_{1\theta} \quad (22)$$

$$h_{2p} = c_p T_{2p} \quad (23)$$

$$h_{2p} + W_{2p}^2/2 - U_2^2/2 = h_T \quad (24)$$

$$W_{2p} = \sqrt{2(h_T - c_p T_{2p}) + U_2^2} \quad (25)$$

$$M_{2p,rel} = W_{2p}/\sqrt{kRT_{2p}} \quad (26)$$

#### 3.2.2. 압축기 출구 조건 (Isentropic Process)

한편 Fig. 2에서와 같이 압축기 임펠러 내부에서 손실 없이 동압이 정압으로 회복하고, 압축기 출구에서는 작동유체

가 이탈각 없이 출구 날개각을 따라 임펠러를 이탈하게 될 경우의 출구 정압력을  $p_{2i}$ 라 정의한다. 해당 값은 압축기의 출구 형상정보, 질량유량, 회전수만 알면 계산할 수 있다. 우선 압축기 출구 밀도  $\rho_{2i}$ 를 가정하여 식 (27)에 대입한다.

$$W_{2i} = \frac{\dot{m}}{\rho_{2i} A_2 \cos \beta_2} \quad (27)$$

$$h_{2i} = h_T - W_{2i}^2/2 - U_2^2/2 \quad (28)$$

$$T_{2i} = h_{2i}/c_p \quad (29)$$

$$p_{2i} = p_{1t} (T_{2i}/T_{1t})^{k/k-1} \quad (30)$$

$$\rho_{2i} = p_{2i}/RT_{2i} \quad (31)$$

식 (31)을 통해 계산된  $\rho_{2i}$ 가 앞서 가정한  $\rho_{2i}$ 와 허용오차 범위 이내의 값을 가질 때 까지 위의 계산을 반복한다. 출구에서의 마하수는 아래와 같이 구할 수 있다.

$$M_{2i,rel} = W_{2i}/\sqrt{kRT_{2i}} \quad (32)$$

일반적으로  $p_{2i} > p_2$ 의 관계를 가지며, 이에  $M_{2p,rel} < M_{2i,rel}$ 의 관계가 성립한다. 앞서 구한 두 출구에서의 상대 마하수 값에 따른 입·출구 마하수 비의 정의는 아래와 같다.

$$MR_2 = M_{1t}/M_{2p,rel} \quad (33)$$

$$MR_{2i} = M_{1t}/M_{2i,rel} \quad (34)$$

## 4. 압축기 성능 및 안정성 평가

### 4.1 수치해석을 통한 압축기 안정성 평가

앞서 설명한 것처럼 본 압축기의 경우 최대 추력이 발생하는 작동점에서 공력학적 요인으로 압축기에 진동 발생 등의 불안정성이 계측되었다고 설명하였다. 이에 우선 해당 작동점에서 CFD 해석을 이용한 압축기 내부의 공력학적 요인에 따른 불안정성 발생 요인을 확인해 보고자 하였다. 본 연구에서 상용 CFD 해석코드인 CFX 16.2 버전을 사용하였고, 격자는 Turbogrid를 이용하여 생성하였다. Fig. 3은 수치해석을 위한 해석영역 및 경계조건을 나타낸다. 입구에서는 전압력, 전온도 경계조건이 주어지고, 출구에는 압력비를 계속 상승시켰다. 출구 정압력 증가에 따라 압축기의 압력비의

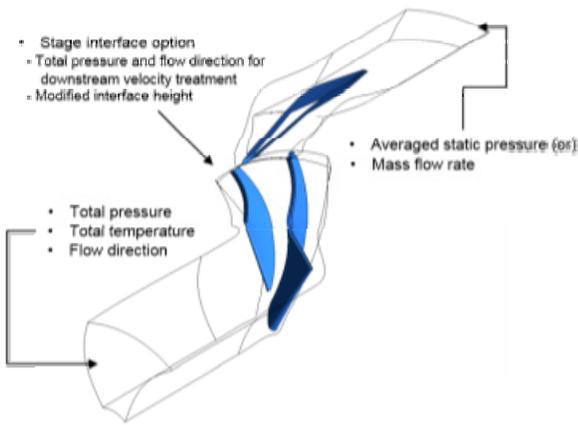


Fig. 3 Computational domain and boundary conditions

상승폭이 둔화되고 질량유량이 감소하기 시작하면 해당 영역부터는 질량유량을 압축기 출구 경계조건으로 주었다. 임펠러-디퓨저 간의 경계면은 Stage 기법을 적용하였다. 다만 임펠러-디퓨저 간의 간극이 매우 좁기 때문에, 해당 경계면을 통해 하류에 속도 성분을 전달하기 위해서 경계면에서 속도 성분이 전달되는 것이 아닌, 전압력 및 속도벡터 성분을 전달할 수 있도록 조정하였다. 본 압축기와 같이 임펠러-디퓨저 간의 간극이 매우 좁은 경우에 하류에 속도 성분이 직접 전달되는 경우 수치해석의 안정성이 떨어지게 된다. 이에 본 연구에서와 같이 해당 경계면을 통해 전압력 및 속도벡터의 정보가 전달될 수 있도록 하면, 하류의 유동장의 변화에 따라 자연스럽게 속도장이 결정될 수 있도록 하여 수치해석의 안정성을 개선할 수 있다.

압축기 수치해석 시 엔진 작동점에서의 질량유량 0.53kg/s에서 압축기 수치해석을 진행해 보고자 하였으나, 0.55kg/s 이하의 질량유량에서는 수치해석 중 발산해 버린다. 이에 간접적으로 해당 질량유량에서 공력학적으로 문제가 있는 것으로 일단 파악하였다. 수치해석 시 질량유량의 섭동이 발생하지만 발산하지 않고 수치해석이 진행되는 최소유량인 0.55kg/s에서 수치해석을 수행하였고, 해당 수치해석 결과로부터 Fig. 4와 같이 50% 스펠 및 팁 부근에서의 마하수 분포를 나타내었다. 50% 스펠에서는 주날개와 부날개 하류 부근에서 큰 유로차폐 영역이 나타났다. 이는 일반적으로 압축기의 임펠러-디퓨저 간의 매칭이 적절히 이루어지지 않았을 경우에 나타나는 현상이다. (6) 즉 임펠러가 안정적으로 운용되는 유량에 비해 임펠러 출구에서 디퓨저로 유입될 수 있는 유량이 적기 때문에, 실제 임펠러 출구에서는 유입되지 못하는 유동의 재순환이 발생하고 결과적으로 해당 영역에 유로차폐 현상이 발생하여 낮은 유량에서 임펠러-디퓨저 간의 단매칭이 이루어지게 된다. 현재 상태에서 유량이 더욱 낮아지게 되면 출구에서의 유로차폐 영역이 늘어나게 되고, 이로 인해 압축기의 안정적인 작동이 어려워 질 것으로 예상된다.

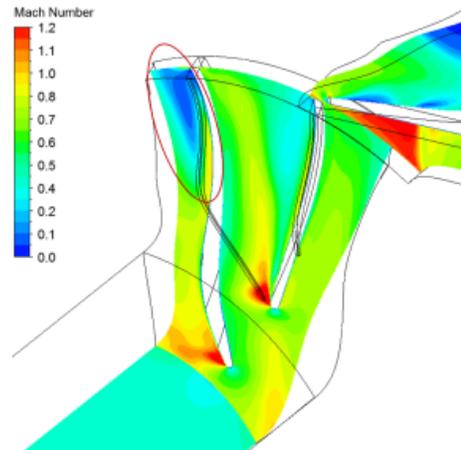


Fig. 4 Relative Mach number distributions at 50% span of the original compressor design

#### 4.2. 1차원 해석을 통한 압축기 전연 안정성 평가

압축기 전방에서는 입구 마하수와 이에 따른 날개 입사각에 따라 안정성을 평가할 수 있다. 압축기 입구에서 전방 마하수가 클수록 안전하게 운용할 수 있는 입사각의 범위가 줄어들게 된다. Fig. 5에서는 본 압축기 임펠러 운전점에서의  $M_{t,rel}$ 의 값과  $i_t$ 의 값을 적색 점으로 나타내고 있다. 해당 작동점에서 압축기 입구 팁에서의 마하수가 높는데 반해, 입사각의 마진이 그리 크지 않다. 이에 입구에서 외부적 요인으로 유동 섭동 등이 발생할 경우 입구 스톨 등의 불안정한 유동장으로 발달할 가능성이 있다. 특히 본 압축기와 같이 임펠러 하류에 베인 디퓨저가 장착된 경우에는 임펠러 입사각의 허용범위도 제한되기 때문에, 본 압축기에서는 팁에서의 입사각을 최소화하여 압축기의 안정성을 개선하고자 한다.

#### 4.3. 1차원 해석을 통한 압축기 내부/출구 안정성 평가

압축기는 정상적으로 작동 시에는 유로 내부에서 역압력 구배가 발생하며, 이로 인해 입구 대비 출구에서의 정압력이

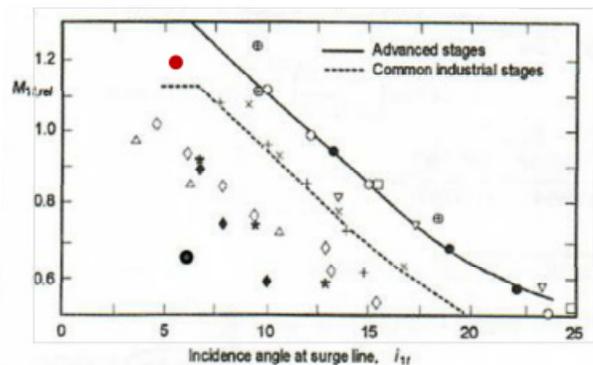


Fig. 5 Surge line incidence backbone curve<sup>(4)</sup> and the current compressor operating point

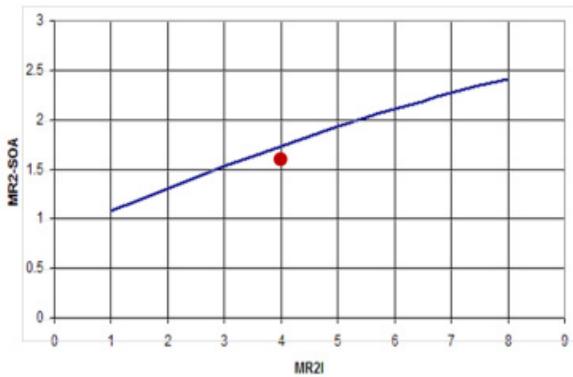


Fig. 6 Impeller diffusion backbone curve<sup>(5)</sup> and the current compressor operating point

상승하게 된다. 한편 임펠러 내부에서 상대속도와 정압력의 관계는 디퓨저 내에서의 속도감소 및 정압력 회복과 유사한 거동을 보인다. 이에 입구 대비 출구에서의 정압력 회복량이 압축기의 안정적인 작동을 평가하는데 중요한 성능지표로 활용된다. 임펠러 내부에서의 정압력 상승은 입·출구 상대 속도비 혹은 입·출구 상대 마하수 비로 나타낼 수 있다. 본 논문에서는 식 (33), (34)에서 정의된 입·출구 마하수의 비로 임펠러의 안정성을 평가하고자 한다. Fig. 6은 임펠러 입·출구의 상대 마하수 비를 나타내고 있다. 가로축은  $MR_{2i}$ , 세로축은  $MR_{2o}$ 를 나타내며 압축기 상대 마하수 비에 따른 운용 범위를 나타낸다. 해당 그래프 위에 1차원 해석을 통해 계산된  $MR_{2i}$ 와  $MR_{2o}$ 를 적색 점으로 나타내었다. 일반적인 산업용 압축기에 비해서는 높은 압력 회복량을 나타내지만, 공력 성능이 우수한 압축기의 압력 회복 허용 범위 이내인 것으로 평가된다. 하지만 본 압축기에서와 같이 임펠러-디퓨저 간의 매칭이 적절히 구성되지 않아 하류에서의 유로 차폐 등과 같이 불안정한 유동장이 형성되는 경우 해당 마진은 충분하지 않을 것으로 예상된다.

## 5. 압축기 임펠러 Flow cut 적용 및 성능평가

### 5.1. 임펠러 Flow Cut 적용

앞서 설명된 내용을 요약하면 아래와 같다.

- 압축기 임펠러 전연에서 입사각의 여유가 적으며, 이에 임펠러 전연에서 스톨 등의 현상이 발생할 수 있음.
- 압축기의 임펠러-디퓨저 단의 미스매치로 임펠러 하류 부근에서 재순환 영역이 발생하며, 이는 임펠러 하류에서의 유로차폐로 이어짐.
- 이론적인 임펠러 내부 압력 회복은 허용 범위 이내인 것으로 판단. 단 임펠러 내부에서 불안정한 유동장이 형성되기 때문에 해당 마진에 대한 추가적인 검토 필요.

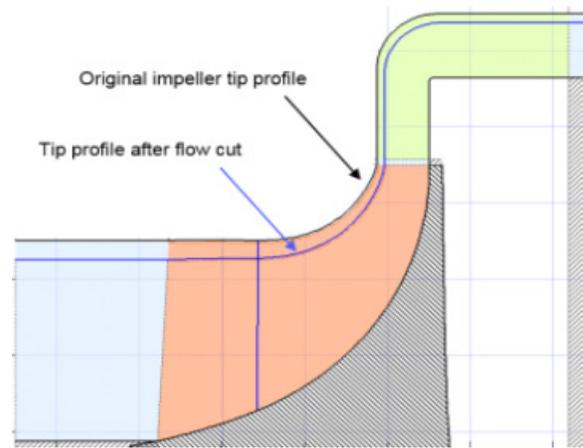


Fig. 7 Impeller tip profile when flow cut is applied

이에 본 연구에서는 압축기 임펠러 형상을 변경하여 이에 따른 성능 및 안정성을 평가해 보려고 한다. 일단 임펠러-디퓨저 단의 미스매치를 해결하기 위하여 임펠러의 체적유량을 줄이고자 하였다. 이를 위해 Fig. 7과 같이 임펠러 팁 부분의 날개 영역을 자오면을 따라 일부 제거함으로써 임펠러를 통과하는 작동유체의 체적유량을 감소시킬 수 있다. 이러한 설계 변경방법을 flow cut 방법이라 하며, 해당 임펠러가 적용된 압축기의 압력비 등의 성능에 큰 영향 없이 압축기 성능선도를 전체적으로 낮은 유량 쪽으로 이동시키는 설계 변경 방법이다. 특히 자동차용 터보차저 압축기에 flow cut 방법을 적용하여 흡기 유량이 다른 다양한 터보차저 모델을 출시한다. 해당 압축기 임펠러는 약 0.60~0.63 kg/s에서 최대 효율이 예측되므로 엔진 작동선이 임펠러 최대 효율점을 통과할 수 있도록 임펠러에 10% 이상의 질량유량을 감소시키기 위한 flow cut이 적용되었다.(7)(8) Flow cut은 임펠러 단에만 적용되며 디퓨저에는 적용되지 않는다. 이에 임펠러 출구 팁 영역에서 임펠러와 디퓨저 간의 단차가 발생한다.

### 5.2. Flow cut이 적용된 압축기에 대한 성능/안정성 평가

CFD를 기법을 이용하여 질량유량 0.53kg/s에서 flow cut 10%, 15%가 적용된 설계 변경안에 대해 수치해석을 수행하였다. Fig. 8은 50% 스펠에서의 마하수 분포를 나타낸다. Fig. 4의 기존 임펠러 50% 스펠에서는 임펠러 하류에서 큰 유로 차폐현상이 나타난 데 비해 flow cut이 적용된 설계안에서는 해당 유로 차폐영역이 크게 감소하여 유동장이 개선된 것을 볼 수 있다. Fig. 9의 90% 스펠에서의 마하수 분포에서도 flow cut의 크기가 커질수록 유로 차폐영역이 감소하는 것을 확인할 수 있다.

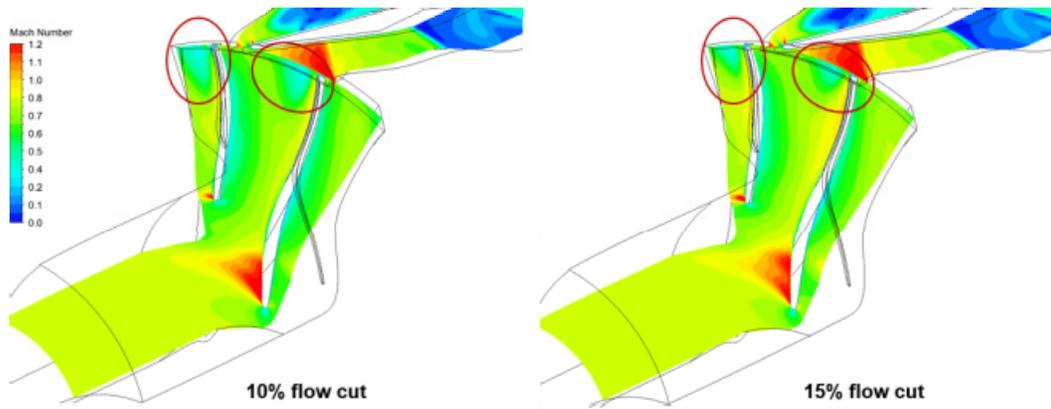


Fig. 8 Relative Mach number distributions at 50% of the impeller span for 10% and 15% flow cut impellers

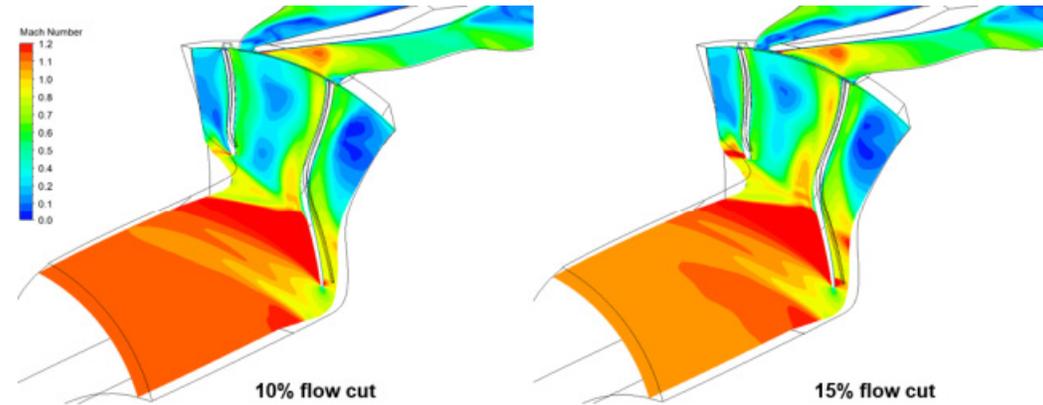


Fig. 9 Relative Mach number distributions at 90% of the impeller span for 10% and 15% flow cut impellers

Table 3 Performance parameters for flow cut impellers

	10% flow cut	15% flow cut
Impeller pressure ratio	4.41	4.37
Impeller efficiency	89.7%	90.3%

Table 3은 질량유량 0.53kg/s에서 flow cut의 크기에 따른 압축기의 전압력비 및 효율을 나타내고 있다. Flow cut의 크기가 10%, 15% 정도에서는 질량유량 0.53kg/s에서 임펠러 간의 성능이 큰 차이가 없음을 확인할 수 있다. Flow cut이 커질수록 압력비가 감소하는데 이는 출구 상대속도 증가에 따른 전엔탈피 감소에 의한 영향이지만, 그 차이는 1% 정도에 불과하여 임펠러 출구 날개각도를 미세하게 조정하는 방법으로 압력비를 회복할 수 있다.

Flow cut이 적용된 임펠러 설계안을 앞서 설명한 압축기 1차원 안정성 분석 방법에 적용해 보았다. Fig. 10에서 볼 수 있듯이 임펠러 입구에서는 기존 임펠러에 비해 flow cut이 증가할수록 입구 유동각도가 감소하여 입사각 또한 감소하는 것을 알 수 있다. 즉 flow cut의 크기가 증가할수록 임펠러 전방에서의 스톨 등의 유동 불안정성이 발생할 가능성이 낮아짐을 의미한다. 반면에 임펠러 출구에서의 압력회복에 따른 입·출구 마하수 비의 분포에서는 flow cut이 증가할수록  $MR_2$  및  $MR_{2i}$  모두 Fig. 11에서와 같이 감소하는 것을 확

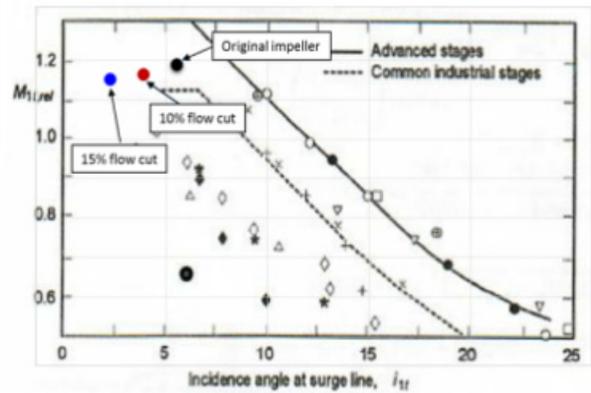


Fig. 10 Surge line incidence backbone curve and operating points of the flow cut impellers

인할 수 있었다. 임펠러의 효율이 0.85~0.90 범위에서 허용 소산율 선도 근처에서 작동점이 분포하는 것을 확인할 수 있다. 수치해석 결과 역시 1차원 해석결과와 큰 차이를 보이지 않음을 확인할 수 있으며, 이론적 해석기법 및 수치해석을 통해 계산한 소산율 분포는 모두 허용 상한선 근처에 위치하는 것을 확인할 수 있었다. 즉 임펠러 내부의 동압 소산에 따른 안정성은 flow cut에 의해 크게 개선되지는 않지만 정압력 회복에 따른 역압력 구배에 의한 유동 불안정성이 큰 문제는 되지 않을 것으로 보인다.

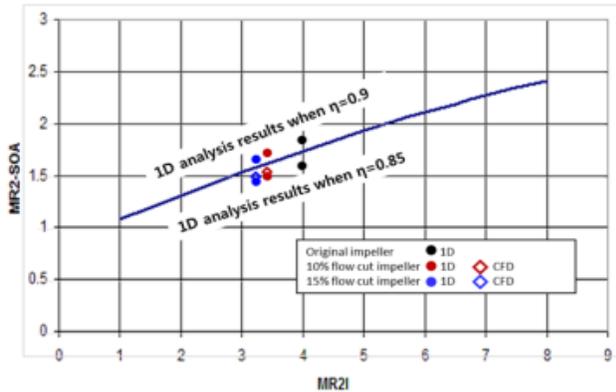


Fig. 11 Impeller diffusion backbone curve and operating points of the flow cut impellers

## 6. 결 론

본 연구에서는 마이크로 가스터빈에 적용되는 원심 압축기에 대한 수치해석 및 설계변경 연구를 통해 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 연구대상 압축기의 임펠러-디퓨저의 유량 매칭이 적절히 이루어지지 않았기 때문에 임펠러 하류에서 유로차폐 현상이 발생하고 이로 인한 공력학적 불안정성이 예상된다.
- 디퓨저 설계를 변경하지 않고 임펠러-디퓨저 간의 단매칭을 개선하기 위하여 임펠러 팁 부분의 날개 높이를 조정하는 flow cut을 적용하여 임펠러 설계를 변경하였다.
- Flow cut의 높이가 10~15%인 경우에 작동점 질량유량에서 CFD해석을 수행한 결과 임펠러 하류에서 발생하는 유동 불안정 발생 요인이 상당히 제거된 것을 확인할 수 있었다.
- 1차원 모델을 통해 예측된 임펠러의 안정성이 평가되었다. 임펠러 입구에서는 flow cut의 크기가 커질수록 입사각이 감소하여 안정성이 개선될 것으로 예측되었다. 임펠러 내부에서는 flow cut의 크기가 커질수록 압력회복에 따른 입·출구 마하수 비가 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 단 동압력 소산, 정압력 회복에 따른 역압력 구배에 의한 유동 불안정성이 발생하지는 않을 것으로 예측되었다.

## 후 기

본 연구는 ‘무인이동체 미래선도 핵심기술 개발사업’의 일환으로 수행 중인 ‘무인이동체용 3D 프린팅 기반 소형엔진 핵심기술 개발’ 과제(과제번호: 2016M1B3A1A01937189) 및 주식회사 SNH사의 지원을 받아 수행 중인 ‘무인기용 초소형 가스터빈 성능개선 및 시험평가 연구’ 과제의 지원을 받아 수행되었습니다.

## References

- (1) David Japikse, Colin Osborne, 1986, “Optimization of Industrial Centrifugal Compressors, Part 6B: Studies in Component Performance – Laboratory Development of Eight Stages from 1972 to 1982,” ASME 86-GT-222.
- (2) Young L R, “Discussion of Rodgers,” 1977, Transaction of ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 99 No. 1, pp. 94~95.
- (3) Weisner F J, 1967, “A review of slip factors for centrifugal impellers,” ASME Paper No. 66-WA/FE-18, Transaction of ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 59, No. 4.
- (4) David Japikse, “Centrifugal Compressor Design and Performance,” 1996, Concepts ETI.
- (5) Benvenuti E, 1978, “Aerodynamic Development of Stages for Industrial Centrifugal Compressors. Part 2: Test data analysis, correlation and use,” ASME 78-GT-5.
- (6) Hideaki Tamaki, “A Study on Matching between Centrifugal Compressor Impeller and Low Solidity Diffuser and its Extension to Vaneless Diffuser,” Proceeding of ASME Turbo EXPO 2018, GT2018-75902.
- (7) Young Seok Kang, Sangook Jun, Dong-Ho Rhee, 2019, “Stage Matching on a Centrifugal Compressor with Very Narrow Impeller – Diffuser Gap,” Proceeding of 2019 KSFM Summer Conference.
- (8) Young Seok Kang, Sangook Jun, Dong-Ho Rhee, 2019, “Centrifugal Compressor Performance Improvement by Adjusting Impeller-Diffuser Volumetric Flow Matching,” Proceeding of 2019 SASE Spring Conference.