

# 블레이드 필렛 반지름이 천음속 원심압축기 공력성능 및 구조 건전성에 미치는 영향

신용한\* · 강현수\* · 김윤제\*\*†

## Effects of Blade Fillet Radius on Aerodynamic Performance and Structural Integrity in a Transonic Centrifugal Compressor

Yong-Han Shin\*, Hyun-Su Kang\*, Youn-Jea Kim\*\*†

Key Words : Centrifugal compressor(원심압축기), Impeller(임펠러), Fillet radius(필렛 반지름), Structural integrity(구조 건전성)

### ABSTRACT

In this study, the influence of impeller blade fillet radii on the aerodynamic and structural performance of a 4:1 pressure ratio transonic centrifugal compressor was investigated. Numerical analysis was conducted for four different cases to examine the impact of impeller blade fillet radii on compressor aerodynamics, including a clean edge case without a hub fillet and three cases with varying fillet radii between 1.02 mm and 4.57 mm. In addition, the natural frequency changes due to the increase in fillet radius were analyzed using pre-stressed modal analysis that incorporated the effect of stiffness variation due to centrifugal force, along with static structural analysis for stress evaluation. The results show that the aerodynamic performance increases as the fillet radius is minimized as much as possible. Additionally, results have verified that adjusting the fillet radius can alter the resonance margin. To maximize aerodynamic performance and ensure structural integrity against fatigue failure due to resonance response, proper selection of fillet shape is required.

### 1. 서 론

공기압축기는 다양한 산업 분야에서 고압 공기를 공급하기 위해 사용되는 유체기계이다. 특히 원심압축기는 소형, 경량 시스템으로 높은 압력비를 얻을 수 있으며 운동 에너지를 작동 유체에 전달하는 임펠러와 운동 에너지를 압력으로 변환하는 디퓨저로 구성된다. 그간 산업계 요구에 대응하여 설계점에서의 높은 효율과 압력비를 확보하기 위한 공력성능 연구가 수행되어왔다. Hunziker 등<sup>(1)</sup>은 터보차저 원심압축기에 내부 유동 재순환을 위한 블리드(bleed) 시스템을 적용하여 서지 마진(surge margin)과 효율이 개선됨을 확인하였다. Jawad 등<sup>(2)</sup>은 임펠러 트리밍이 원심압축기 공력성능에 미치는 영향을 연구하였고, 이중 스플리터 적용을 통해 압력비와 질량 유량이 증가할 수 있음을 분석하였다.

Coppinger 등<sup>(3)</sup>과 Najjar 등<sup>(4)</sup>은 입구 가이드 베인(inlet guide vane, IGV)을 적용하여 입구 소용돌이가 압축기 성능과 유동 안정성에 미치는 영향을 분석하였다. 압축기 내부에서 발생하는 불안정한 유동특성을 규명하기 위한 연구도 수행되고 있다. Buffaz 등<sup>(5)</sup>은 천음속 원심압축기의 불안정성 개시에 대한 실험적 연구를 수행하였으며, 베인 흡입 면에서의 대규모 유동 박리(flow separation)로 인해 서지가 발생할 수 있음을 확인하였다. Robinson 등<sup>(6)</sup>은 임펠러-디퓨저 간 상호작용에서 기인하는 비정상 압력변동을 수치적으로 분석하였다.

또한, 압축기 블레이드 끝벽 형상인 블레이드 필렛의 공기역학적 영향에 대한 연구도 수행되었다. Faldilah 등<sup>(7)</sup>은 원심압축기 끝벽 허브에 필렛을 적용하여 공력성능 해석을 수행하였으며 블레이드 허브 필렛의 적용과 필렛 반지름 증가

\* 성균관대학교 대학원 기계공학과(Graduate School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University)

\*\* 성균관대학교 기계공학부(School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University)

† 교신저자, E-mail : yjkim@skku.edu

2023 한국유체기계학회 하계학술대회 발표 논문, 2023년 7월 5일~7월 7일, 평창 알펜시아

The KSFM Journal of Fluid Machinery: Vol. 26, No. 5, October 2023, pp.72~78(Received 17 Jul. 2023; revised 21 Aug. 2023; accepted for publication 27 Aug. 2023)

72

한국유체기계학회 논문집: 제26권, 제5호, pp.72~78, 2023(논문접수일자: 2023.07.17, 논문수정일자: 2023.08.21, 심사완료일자: 2023.08.27)

가 압축기 공력성능을 감소시킬 수 있음을 확인하였다. Syka 등<sup>(8)</sup>은 압축기 블레이드 실제 형상을 최대한 반영한 수치해석 결과 도출을 위해 베인리스(vaneless) 디퓨저가 있는 원심압축기를 이용하여 수치해석적 연구를 수행하였다. 허브와 슈라우드 필렛이 공력성능에 미치는 영향을 조사하였으며, 필렛의 적용이 성능 곡선을 전체적으로 좌측으로 이동시킬 수 있음을 확인하였다. 원심압축기 끝벽 형상에 대한 연구는 공력성능 해석이 주를 이루고 있으며 블레이드 끝벽 형상 변화가 공력성능과 구조적 건전성에 미치는 영향을 함께 분석한 연구는 많지 않다. 압축기의 공력성능 향상만을 고려해 설계 변경된 임펠러 블레이드는 원심력에 의한 강도 문제와 여러 가지 가진원(excitation source)에 의해 야기되는 공진, 고주기 피로 파손에 노출될 수 있으므로 형상 변경에 따른 강도 분석과 주요 가진원에 대한 공진여유 확보가 함께 요구된다.

압축기 임펠러는 복잡한 곡면 가공이 가능한 5축 가공머신을 통해 제작되며 볼엔드밀에 의해 필렛 형상이 구현된다. 블레이드 필렛(filllet)은 일반적으로 임펠러 블레이드의 구조적 무결성을 보장하기 위해 적용된다. 하지만 필렛의 유무와 필렛 반지름의 변화는 공력성능에 영향을 미치며 서로 다른 필렛 반지름에 대한 공기역학적 거동과 구조적 건전성 사이의 균형에 대해 분석한 연구는 많지 않다.

본 연구에서는 유체-구조 연성해석을 통해 원심압축기 임펠러 블레이드 필렛 형상 변화가 공기역학적 성능과 구조적으로 취약한 부위의 응력 및 변형 수준에 미치는 영향을 복합적으로 분석하였다. 또한, 고속 회전에 의한 강성 변화가 반영된 전하중 모드해석(pre-stress modal analysis)을 수행하여 주요 공진 조건을 도출하고 공진여유를 분석하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 원심압축기 모델

본 연구에서 사용된 원심압축기는 NASA에서 개발된 CC3 4:1 압력비 천음속 원심압축기 모델이다. Fig. 1에 수치해석에 사용된 모델의 3차원 형상을 나타내었다. CC3 압축기 모

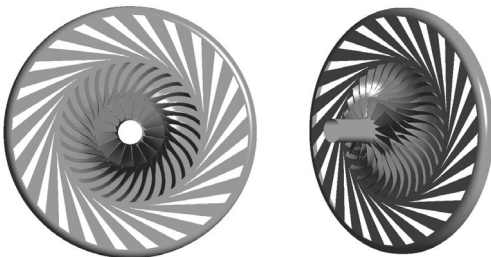


Fig. 1 Three-dimensional configuration of the NASA CC3 centrifugal compressor

델의 임펠러는 각각 15개의 블레이드와 스플리터(splitter)로 구성되어있으며 임펠러 후단에 위치한 디퓨저는 24개의 썸기형 베인으로 구성되어있다. 모델의 상세 제원은 Table 1에 기술하였으며 설계점은 21,789 rpm의 회전수에서 압력비 4, 질량유량 4.54 kg/s이다.<sup>(9)</sup>

임펠러와 디퓨저의 블레이드 및 주유동 영역은 Fig. 2에 나오면 기준으로 도식화하였으며, 입구 영역은 유동 안정성을 위해 회전축 방향으로 확장시켰다.

임펠러 블레이드 필렛 반지름이 압축기 공기역학과 구조적 건전성에 미치는 영향을 조사하기 위해 허브 필렛이 없는 기준모델과 1.02 mm에서 4.57 mm 사이의 허브 필렛 반지름이 적용된 3가지 모델을 포함하여 총 4가지 모델에 대해 유동해석과 구조해석을 함께 수행하였다.

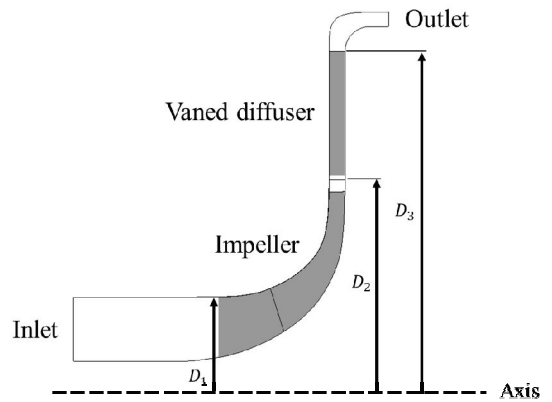


Fig. 2 Meridional plane of the NASA CC3 centrifugal compressor

Table 1 Specification of the modeled compressor stage

Impeller	
Number of full blades/ splitter	15/ 15
Backsweep angle	50 °
Inlet tip diameter( $D_1$ )	210 mm
Inlet blade height	64 mm
Exit diameter( $D_2$ )	431 mm
Exit blade height	17 mm
Tip clearance at leading edge	0.152 mm
Tip clearance at trailing edge	0.203 mm
Impeller tip speed	492 m/s
Specific speed	0.6
Vaned diffuser	
Number of wedge vanes	24
Divergence angle	7.8 °
Inlet diameter	431 mm
Exit diameter( $D_3$ )	714 mm
Vane height	17 mm

### 2.2 격자계 구성

유동해석 격자계는 Turbogrid를 이용하여 주기성을 갖는 한 개의 유로에 대해 육면체 정렬 격자를 생성하였으며, Fig. 3은 본 연구에 적용된 기준모델과 허브 필렛 모델의 유동해석 격자계이다. Turbogrid 상에서 허브 필렛 형상에 대한 정렬 격자를 생성하였으며, 필렛의 곡률이 충분히 반영되도록 Fig. 3 (b)와 같이 블레이드 허브 인근 격자를 조밀하게 구성하였다. 격자 개수에 따른 수치적 영향을 최소화하기 위해 격자 의존성 분석을 수행하였으며 passage 영역의 격자 크기와 슈라우드 간극 영역의 격자 크기를 감소시키며 원심 압축기 주요 성능 지표인 등엔트로피 효율의 변화를 확인하였다. 결과적으로 격자 요소 개수 약 200만개에서부터 상대 오차 0.02 % 이내로 등엔트로피 효율 변화가 크지 않음을 확인하였고 유동해석을 위한 격자계로 선정하였다. 선정된 격자계의 passage 영역 span 방향 격자층 개수는 60개이며 슈라우드 간극 영역의 격자층 개수는 14개이다. Fig. 4에 격자 의존성 분석 결과를 도시하였다. 격자 의존성 제거를 위해, 공간 이산화에 있어 해석 대상의 형상과 유동 현상을 충분히 해상할 수 있는 수준의 격자 수와 품질이 요구된다.

구조해석을 위한 유한요소 격자계는 10절점 사면체 및 20절점 육면체 요소를 이용해 순환대칭(cyclic symmetry) 모델을 구성하였다. 순환대칭 모델은 동일한 기하학적 형상의

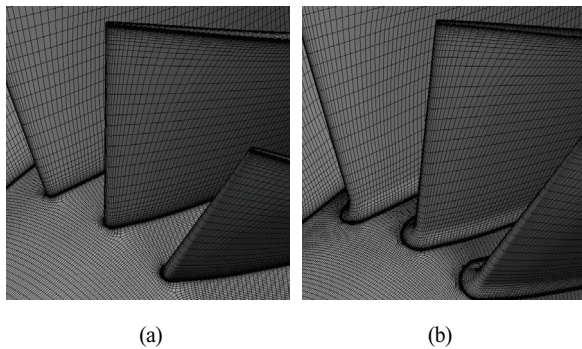


Fig. 3 Structured grids for CFD near blade leading edge, (a) reference model (b) with hub fillet model

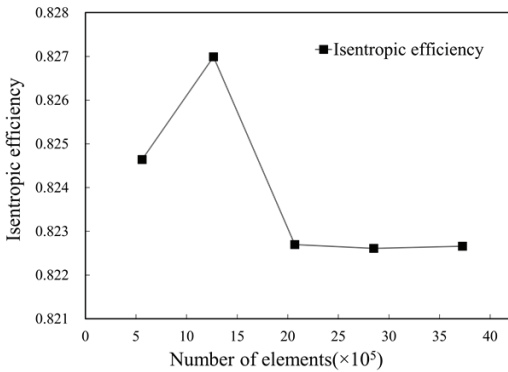


Fig. 4 Results of grid dependency test of CFD

구조가 원주방향으로 주기적으로 배열되어 있는 압축기 임펠러와 같은 구조물에 적용 가능하며, 전체 형상을 모델링하지 않고 주기적 대칭성을 갖는 한 개의 부분 구조만을 모델링하여 수치해석을 수행함으로써 계산시간을 단축할 수 있다. 구조해석을 위한 격자계는 임펠러 순환대칭 모델을 full wheel로 확장하여 Fig. 5에 도시하였다. 구조해석 격자계에 대한 격자 의존성 분석 결과는 Fig. 6에 도시하였고, 임펠러 디스크와 블레이드의 격자 크기를 감소시키며 격자 개수 약 28만 개에서부터 full blade 1차모드 고유진동수가 상대오차 0.02% 이내로 수렴되는 것을 확인하였다.

### 2.3 해석의 절차 및 방법

유동해석은 3차원 정상상태 해석을 수행하였으며 계산영역은 임펠러, 디퓨저 유로로 구성된다. 계산 영역의 정렬 격자계는 Turbogrid에서 생성되었다. 벽면에서 y+ 값이 5이하가 되도록 요소 크기를 조절하였다. 작동유체는 이상기체인 공기이며 난류모델은 벽 근처 유동 박리를 잘 묘사하는 것으로 알려진 k- $\omega$  SST(shear stress transport)모델을 사용하였다. 경계조건으로 입구에는 전온도(total temperature)

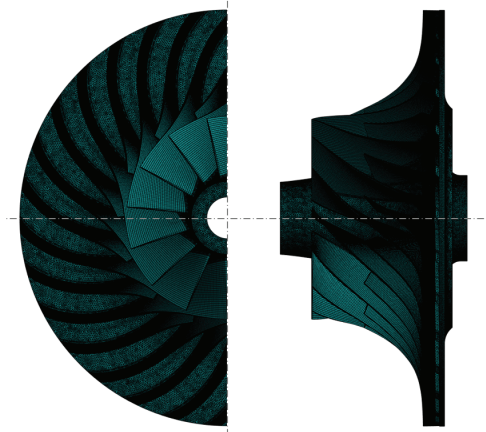


Fig. 5 Grid systems of structural analysis

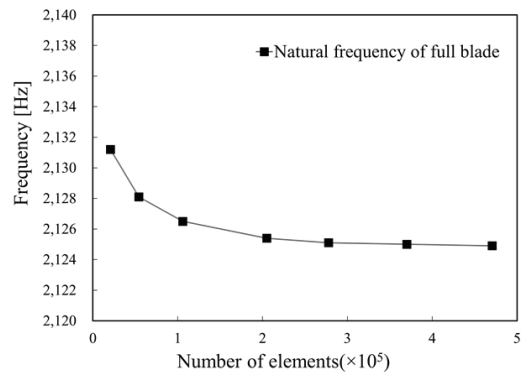


Fig. 6 Results of grid dependency test of structural analysis

와 전압력(total pressure)를 설정하였고, 출구에 정압(static pressure)을 설정하였다. 임펠러와 디퓨저 간 경계면에는 혼합면(mixing plane) 조건을 적용하여 로터와 스테이터간 상호작용을 계산하였다. 벽면에는 점착조건(no-slip condition)을 적용하였으며, 임펠러와 디퓨저 유로에 주기조건(periodic condition)을 적용하여 유동해석을 수행하였다. 정상상태 유동해석은 블레이드 필렛이 없는 기준모델과 필렛을 적용한 허브 필렛 모델 3개 경우에 대해 수행하였다.

구조해석은 정상상태 유동해석으로부터 얻어진 압력 및 열부하 조건과 함께 고속 회전에 의한 원심력을 하중 조건으로 적용하여 유체-구조 연성해석을 수행하였다. 임펠러 디스크 앞면은 회전방향과 축방향을 구속하고, 뒷면은 회전방향을 구속하였다. 정적 구조해석은 유동해석과 동일하게 기준모델과 허브 필렛 모델에 대해 수행되었으며 결과로 임펠러의 평균응력과 변형을 도출하였다. 정적 구조해석 수행 결과를 기반으로 원심력에 의한 강성변화가 반영된 전하중 모드해석을 수행하였으며 임펠러 블레이드의 회전수별 고유진동수를 도출하여 진동 특성을 분석하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 유동해석

기준모델 유동해석의 유효성을 검증하기 위해 NASA CC3 원심압축기 리그시험 결과<sup>(10)</sup>와 본 연구의 수치해석 결과로부터 도출된 성능곡선을 비교하였다. Fig. 7의 성능곡선은 설계 회전속도인 21,789 rpm로 작동할 때 측정된 압력비와 등엔트로피 효율이다. 해석 결과는 실험 결과와 유사한 경향을 나타내고 있으며, 설계점에서 시험결과와 잘 일치하는 것으로 판단된다. 고유량 영역에서는 저유량 영역에 비해 실험값과 수치해석 계산값이 비교적 큰 차이를 나타내는데, 이는 수치 모델링의 한계로 고유량에서의 압력손실을 정확하게 예측하지 못하는 것에서 기인한다. 이러한 고유량 영역에서

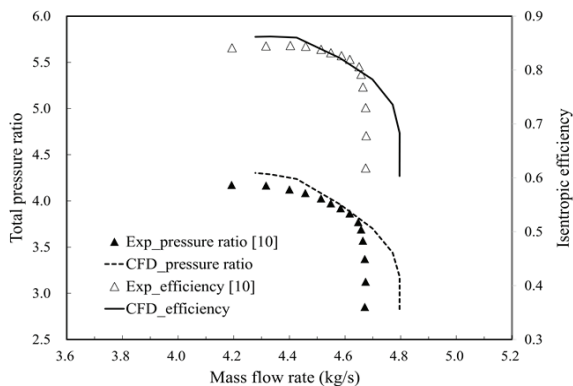


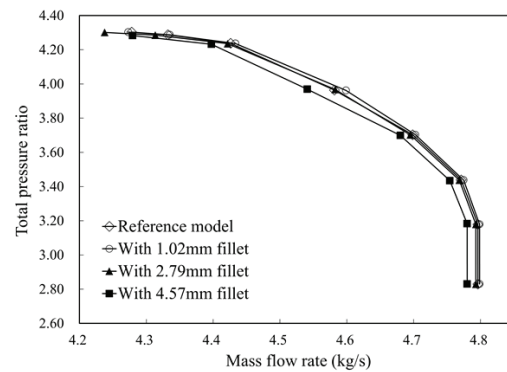
Fig. 7 Comparison of the measured data[10] and numerical results at compressor stage map

의 실험과 수치해석 간 오차는 다른 저자들의 원심압축기 연구<sup>(11, 12)</sup>에서도 확인된다. 본 연구에서의 수치적 실속점은 정상상태 계산의 수렴조건에 의해 마지막으로 수렴되는 저유량 영역의 작동점으로 정의하였으며, 기준 모델 수치해석 결과의 스톨마진은 실험의 스톨마진보다 낮은 결과를 나타낸다. 압축기에서 실속 개시 및 서지현상은 복잡하고 불안정한 과도현상으로서 실속 발생 전에 나타나는 유동 현상은 modal 및 spike 형태를 포함하여 다양한 유형으로 발생한다. 또한, 압축기 실속은 단단의 국부적인 영향뿐만 아니라 모든 압축기 단의 특성과 열유동 상호작용에 의해 결정되는 시스템 전역적 효과이므로 본 연구와 같은 혼합면 기반 정상상태 계산으로는 정확한 예측이 어려운 것으로 판단된다. 압력비와 등엔트로피 효율은 다음 식으로 계산된다.

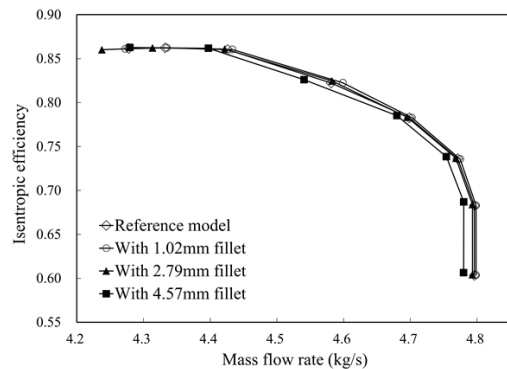
$$PR = \frac{\text{Outlet total pressure}}{\text{Inlet total pressure}} \quad (1)$$

$$\eta_{isentropic} = \frac{\left[\frac{p_{o2}}{p_{o1}}\right]^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{T_{o2}}{T_{o1}}\right) - 1} \quad (2)$$

본 연구의 기준모델과 허브 필렛 모델의 유동해석 결과를 Fig. 8에 압력비와 등엔트로피 효율의 성능곡선으로 도시하



(a)



(b)

Fig. 8 Comparison of the reference model and hub fillet model (a) total pressure ratio (b) isentropic efficiency

였다. 필렛 반지름 증가에 따라 압력비와 효율이 상승하였다가 특정 반지름 이상에서는 다시 감소하는 경향을 보인다. 압축기 설계점(21,789 rpm, 4.54 kg/s)에서의 압력비와 등엔트로피 효율은 필렛 반지름 1.02mm 모델의 경우 기준모델 대비 각각 0.58%, 0.44% 증가하여 가장 높았다. 필렛 반지름 4.57mm 모델의 경우 기준모델 대비 각각 1.01%, 0.33% 감소하여 가장 낮은 결과를 보였다.

블레이드 선단(leading edge)과 벽면 근처의 말굽와류(horse-shoe vortex)형성 영역을 가시화하기 위해 Fig. 9에 와류핵영역(vortex core region)을 도시하였다. 같은 위치에서 유선을 Fig. 10에 도시하였다. 필렛 반지름을 증가시킬수록 말굽와류 하류 방향이 옆 익렬을 향하게 되고 주유동을 교란하는 것으로 보인다. 또한, 모서리와류(corner vortex)

형성 영역을 가시화하기 위해 Fig. 11과 Fig. 12에 와류핵영역과 유선을 도시하였다. 필렛이 없는 기준모델의 경우 모서리와류가 관찰되나 필렛 반지름 적용시 모서리 와류가 감소되어 제거되는 것으로 판단된다.

### 3.2 구조해석

임펠러 순환대칭 모델을 사용하여 단방향 유체-구조 연성 해석을 수행하였다. 임펠러 재질은 Ti-6Al-4V 티타늄 합금이며 탄성계수 114 GPa, 푸아송비 0.31, 밀도 4430 kg/m<sup>3</sup>이다. 압축기 설계점 작동조건에서의 압력과 온도 분포를 임펠러의 허브면과 블레이드 표면에 적용하였으며, 하중조건으로 100 % 운전속도에 해당하는 원심력을 적용하고 유체-

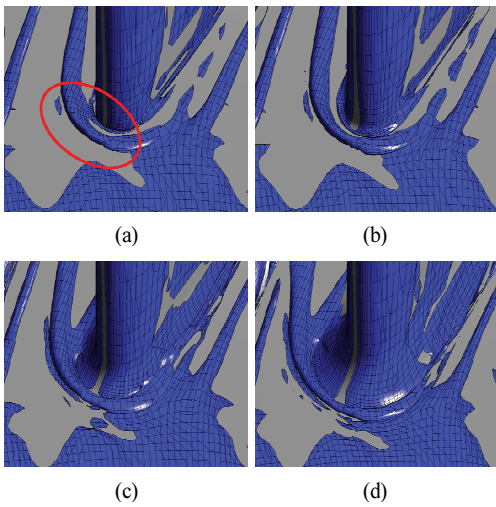


Fig. 9 Vortex core region for horse-shoe vortex (a) reference model (b)  $r_{fillet} = 1.02mm$  (c)  $r_{fillet} = 2.79mm$  (d)  $r_{fillet} = 4.57mm$

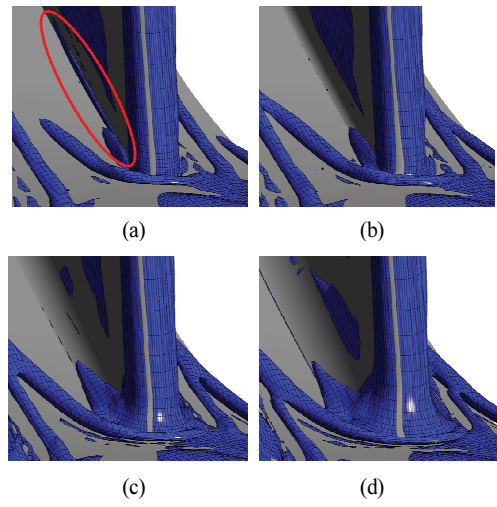


Fig. 11 Vortex core region for corner vortex (a) reference model (b)  $r_{fillet} = 1.02mm$  (c)  $r_{fillet} = 2.79mm$  (d)  $r_{fillet} = 4.57mm$

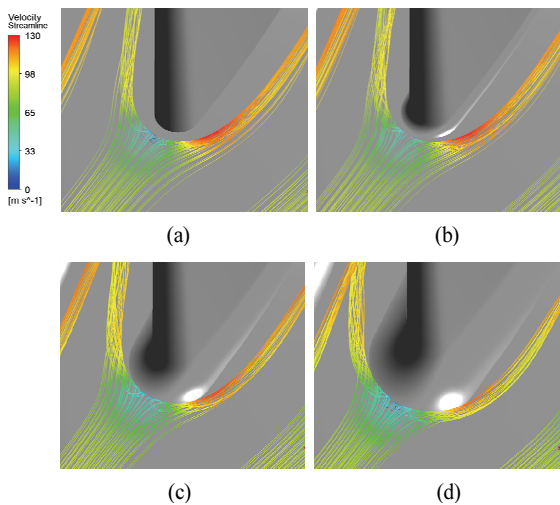


Fig. 10 Streamlines for horse-shoe vortex (a) reference model (b)  $r_{fillet} = 1.02mm$  (c)  $r_{fillet} = 2.79mm$  (d)  $r_{fillet} = 4.57mm$

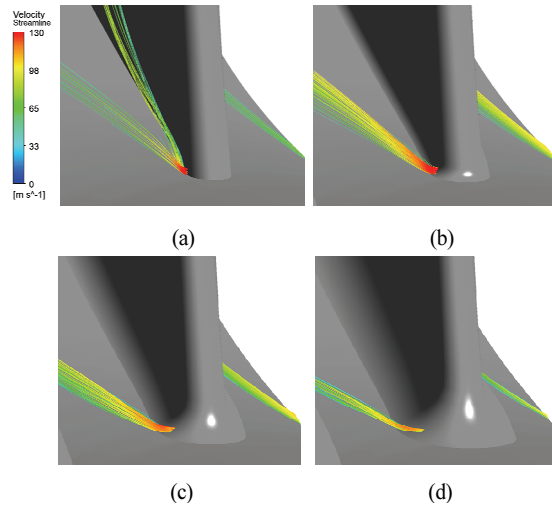
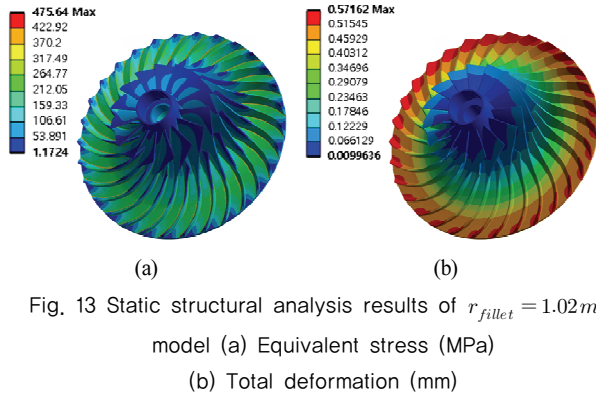


Fig. 12 Streamlines for corner vortex (a) reference model (b)  $r_{fillet} = 1.02mm$  (c)  $r_{fillet} = 2.79mm$  (d)  $r_{fillet} = 4.57mm$



구조 연성해석을 수행하였다. 정적 구조해석 결과 응력 집중은 임펠러 디스크 보어와 블레이드-허브 접합부에서 발생하였다. 최대 변위는 블레이드 후연(trailing edge)에서 발생하였다. Fig. 13에 공력성능이 가장 높은 필렛 반지름 1.02 mm 모델의 정적 구조해석 결과를 도시하였다. 최대 등가응력은 디스크 보어에서 약 476 MPa이며 최대 변위는 블레이드 후연에서 약 0.57 mm이다. 또 다른 응력 집중부위인 블레이드-허브 접합부의 최대 등가응력은 약 441 MPa이다. 블레이드-허브 접합부는 필렛 반지름이 증가할수록 하중이 분산되어 응력이 감소하였다. 최대 등가응력은 재료의 항복응력 대비 약 63%로 수준으로 운전 조건하의 정적 하중에 대해서는 충분한 안전 여유를 가짐을 알 수 있다. 정적 하중에 대해서는 안전한 상태이나 공진에 의한 고주기 피로 파괴를 방지하기 위해 공진 여유 확보가 요구된다.

블레이드 허브 필렛 반지름에 따른 진동 특성 변화를 분석하기 위해 전하중 모드해석을 통해 임펠러 블레이드의 주요 모드 형상과 고유진동수를 도출하였다. 구조물의 공진은 외부 가진원의 주파수가 구조물의 고유진동수에 근접할 때 발생하며, 이는 구조물에 과도한 공진응력을 발생시켜 고주기 피로 파손을 야기한다. Campbell 선도<sup>(13)</sup>는 점차 증속되는 회전기계의 회전동력학적 분석에 많이 이용되는 그래프로 x축은 회전속도, y축은 주파수로 구성되어 있어 축의 회전속도에 따른 고유진동수의 변화를 보여준다. 회전익이 가지는 수많은 고유진동수 중 회전기계의 가진원이 되는 회전주파수 및 그의 배수인 고조파(harmonic) 성분과 서로 만나게 되면 공진이 발생할 수 있다. 이들 가진원은 Campbell 선도 상에 차수인 engine order(E,O)로 표시하였다. Fig. 14에 주요 관심 모드인 full blade와 스플리터의 1차 굽힘 모드에 해당하는 회전수별 고유진동수를 도시하였다. 기준 모델 full blade의 1차 고유진동수는 2125.1 Hz, 스플리터의 1차 고유진동수는 3968.1 Hz이다. 설계 운전속도에서 full blade의 1차 고유진동수는 5차 회전주파수와 6차 회전주파수 사이에 위치하였으며, 스플리터의 경우 10차 회전주파수와 11차 회전주파수 사이에 위치하였다. 허브 필렛 반지름이 1.02 mm일 경

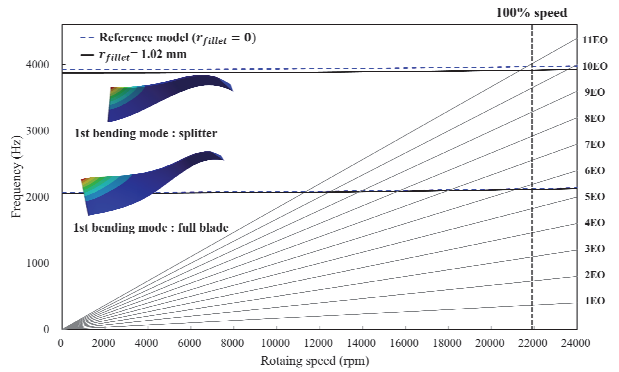


Fig. 14 Campbell diagram of the reference model and  $r_{fillet} = 1.02mm$  model

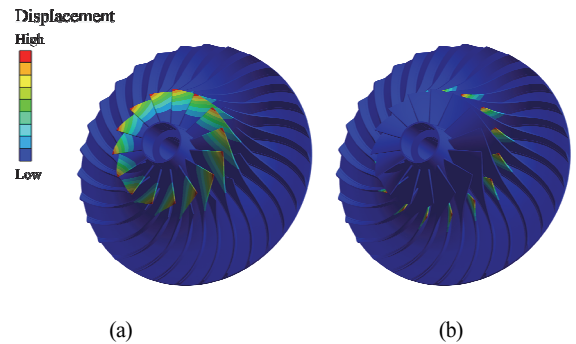


Fig. 15 Mode shapes of the impeller (a) first mode of full blade (b) first mode of splitter

우 회전 고조파 성분에 대한 공진 여유가 기준모델 대비 증가하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 15에 full blade와 스플리터 1차 모드 형상을 도시하였다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 임펠러 허브 필렛 반지름 변화가 공력성능과 구조적 거동에 미치는 영향에 대해 수치적으로 해석하였다. 필렛이 적용되지 않은 기준모델과 허브 필렛 적용 모델에 대해 유동해석 및 유체-구조 연성해석을 수행하였고 공력성능과 구조적 특성 변화를 비교 분석하였다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다

- 1) 기준모델에서 필렛 반지름을 증가시킬수록 공력성능이 증가하다가 다시 감소하는 경향을 보인다. 기준모델 대비 필렛 반지름의 증가가 벽면 상호작용에 의한 손실을 감소시킬 수 있으나 특정 임계 반지름보다 커지게 되면 2차유동에 의한 끝벽 손실의 증가로 성능이 감소하는 것으로 판단된다. 필렛 반지름이 1.02 mm일 경우 공력성능이 가장 높았으며, 압축기 설계점(21,789 rpm, 4.54 kg/s)에서의 압력비와 등엔트로피 효율이 기준모델 대비 각각 0.58%, 0.44% 증가하였다. 필렛 반지름 4.57mm

모델의 경우 기준모델 대비 각각 1.01%, 0.33% 감소하여 가장 낮은 성능을 보였다. 과도한 필렛 반지름 적용은 공력성능을 감소시킬 수 있음을 알 수 있다.

- 2) 순환대칭 경계조건을 적용하여 기준모델과 필렛 적용 모델에 대한 단방향 유체-구조 연성해석을 수행하였다. 공력성능이 가장 높은 필렛 반지름이 1.02 mm인 모델의 경우 원심력 및 압력, 열부하 조건에 의한 정적 응력 수준이 항복 강도 대비 약 63% 수준으로 정적 하중 하에서는 안전한 상태이며 응력 집중은 임펠러 디스크 보어와 블레이드 후단의 블레이드-허브 접합부에서 발생하였다. 이후 필렛 반지름을 증가시킬수록 블레이드-허브 접합부에서 하중이 분산되어 응력이 감소하였다.
- 3) 회전에 의한 강성변화가 반영된 전하중 모드해석을 수행하였으며 블레이드의 회전수별 1차모드 고유진동수를 도출하였다. 설계 회전속도에서 필렛 반지름 1.02 mm 적용시 회전 고조파 성분에 대한 공진 여유를 기준모델 대비 증가시킬 수 있음을 확인하였다.
- 4) 대부분의 압축기 공기역학적 분석의 경우 블레이드 필렛이 공력성능에 미치는 영향은 고려되지 않는다. 그러나 실제 압축기에는 구조적 무결성을 위해 블레이드 허브 및 슈라우드 접합부에 필렛이 적용된다. 필렛이 적용되지 않은 기준모델과 같은 수치적 분석의 경우 공력성능을 과대, 과소평가할 수 있으며, 필렛 반지름 증가에 따라 임펠러 고유진동수가 변화하여 공진 여유가 변화할 수 있음을 확인하였다. 정적, 동적 강도 및 공진에 대한 구조적 건전성을 확보함과 동시에 공력성능을 최대화하는 필렛 반지름을 결정하기 위해서는 공기역학과 구조 건전성에 대한 복합적 분석이 요구된다.

## 후 기

본 연구는 중소벤처기업부의 창업성장기술개발사업의 지원으로 수행되었음(No. S3145783).

## References

- (1) Hunziker, R., Dickmann, H.-P., and Emmrich, R., 2001, "Numerical and experimental investigation of a centrifugal compressor with an inducer casing bleed system," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 215, No. 6, pp. 783-791.
- (2) Jawad, L. H., Abdullah, S., Zulkifli, R., and Mahmood, W. M. F. W., 2013, "Numerical investigation on the effect of impeller trimming on the performance of a modified compressor," *CFD Letters*, Vol. 5, No. 4, pp. 174-184.
- (3) Coppinger, M., and Swain, E., 2000, "Performance prediction of an industrial centrifugal compressor inlet guide vane system," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 214, No.2, pp. 153-164.
- (4) Najjar, Y. S., and Akeel, S. A., 2002, "Effect of prewhirl on the performance of centrifugal compressors," *International Journal of Rotating Machinery*, Vol. 8, No. 6, pp. 397-401.
- (5) Buffaz, N., and Trébinjac, I., 2014, "Aerodynamic instabilities in transonic centrifugal compressor," *Mechanics & Industry*, Vol. 15, No. 3, pp. 191-196.
- (6) Robinson, C., Casey, M., Hutchinson, B., and Steed, R., 2012, "Impeller-diffuser interaction in centrifugal compressors," *Proceedings of the ASME Turbo Expo, GT2012-69151*.
- (7) Fadilah, P., and Erawan, D., 2018, "Small centrifugal compressor performance trend prediction based on computational fluid dynamic," *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 1130, Article. 012029.
- (8) Syka, T., Matas, R., and Kňourek, J., 2015, "Hub and shroud fillets influence on the radial compressor stage efficiency," *EPJ Web of Conferences*, Vol. 92, Article. 02090.
- (9) McKain, T. F., and Holbrook, G. J., 1997, "Coordinates for a high performance 4: 1 pressure ratio centrifugal compressor," *NASA Contractor Report 204134*.
- (10) Skoch, G. J., Prahst, P., Wernet, M., Wood, J., and Strazisar, A., 1997, "Laser anemometer measurements of the flow field in a 4:1 pressure ratio centrifugal impeller," *NASA Technical Report ARL-TR-1448*.
- (11) Yi, W., Zhi-Min, C., and Ji, L., 2014, "Numerical studies on application of blended blade and endwall technique on transonic centrifugal compressor," *Proceedings of the ASME Turbo Expo, GT2014-26660*.
- (12) Bai, H., Li, Q., and Wang, Y., 2020, "Numerical study of the influence of high-transonic outlet blade angle of the wedge diffuser with airfoil characteristics on the performance centrifugal compressor," *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 1676, No. 1, Article. 012140.
- (13) Campbell, W., 1924, "Protection of steam turbine disk wheels from axial vibration," *ASME Transaction*, Vol. 46, pp. 31-160.