

천음속 원심압축기 내부 유동의 수치해석

성선모*, 강신형**

Numerical Study of the Flow in a Transonic Centrifugal Compressor

Seon-Mo Seong*, Shin-Hyoung Kang**

Key Words : Centrifugal Compressor(원심압축기), Shock Wave(충격파), Transonic Flow(천음속 유동), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학)

Abstract

Flow fields of a transonic centrifugal compressor are calculated using the commercial CFD code, CFX-TASCflow. Due to the transonic inlet condition, interactions between the shock wave and boundary layers and between the shock wave and tip leakage vortices generate complex flow structures and extra losses. The calculated results show that strong secondary flows due to high curvature and high rotational speed of the impeller. And streamlines near suction surface show that strong radially upward flow develops after the shock between the leading edge locations of main blade and splitter.

1. 서론

고압력비의 원심압축기는 소형 경량화의 필요성 때문에 고속 회전을 하게 되며 이로 인해 입구에서 충격파를 동반한 천음속 유동 조건을 갖게 된다. 이러한 천음속 원심압축기의 내부 유동장은 충격파, 팁 간극 유동, 단면에서의 2차 유동 및 이들 사이의 상호작용에 의해 매우 복잡한 3차원 구조를 나타내기 때문에 요구 조건에 부합하는 설계를 위해서는 이러한 유동 현상에 대한 이해가 필수적이다.

Krain 등[2-6]은 압력비 6.1, 입구 상대 Mach 수 1.3인 천음속 원심압축기 임펠러를 대상으로 L2F 측정을 수행하였고 다양한 수치해석 코드를 이용한 CFD 계산을 통해 설계 개선을 위한 유용성을 제시하였다.

Higashimori 등[8]은 압력비 11, 입구 상대 Mach 수 1.6인 2중 스플리터 임펠러에 대한 LDV 측정과 CFD 계산을 통해 수치해석이 대부분의 영역에서 좋은 결과를 보여주지만 누설 유동과 충격파의 상호작용으로 인한 쉬라우드 부근의 역류 영역 예측에서 차이를 보였으며 흡입면 쉬라우드 부근의 저 에너지 영역을 과도하게 예측하였다.

Ibaraki 등[7,10]은 베인 디퓨저가 부착된 2중 스플리터 천음속 임펠러를 LDV로 측정하였고 Baldwin-Lomax 모델을 이용한 CFD 계산 결과를 보텍스 구조 가시화를 통해 나타내었다. 임펠러 내부의 여러 위치에서의 상대 속도 분포를 실험 결과와 비교하여 저 에너지 영역이 크게 예측된 쉬라우드 부근을 제외하면 정량적으로 일치하는 결과를 보여주었다. 한편, Marconcini 등[9]은 동일한 임펠러에 대하여 3가지 난류 모델(Baldwin-Lomax, Spalart-Allmaras, Wilcox $k-\omega$)과 2가지 팁 간극 모델(modeled and gridded tip gap)을 적용한 수치해석을 수행하여 자오면의 곡률이 최대가 되는 영역에서 이러한 모델의 영향이 주요하게 나

타남을 확인하였다.

현재까지 천음속 원심압축기에 대한 연구는 독일과 일본을 중심으로 소수의 연구자들에 의해 수행되어 왔으며 알려진 연구 결과가 부족한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 현재 개발 중인 천음속 원심압축기를 대상으로 수치해석을 수행하여 3차원 유동 특성 파악을 위한 기초 연구를 수행하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 수치해석 모델

본 연구의 수치해석에 적용된 대상은 KHP 보조동력장치용 원심압축기 임펠러로서 메인 블레이드와 스플리터가 각각 11개씩으로 구성되어 있다. 설계점에서의 질량 유량은 1.54 kg/s 이며 회전수 58,105 rpm으로 임펠러 입구 팁과 출구에서의 블레이드 속도는 각각 353 m/s, 533 m/s이다.

2.2 수치해석 방법 및 경계조건

계산 영역은 메인 블레이드와 스플리터를 각각 하나씩 포함하도록 설정하였고 CFX-TurboGrid를 이용하여 H-형태의 격자를 생성하였으며 자오면의 격자를 Fig. 1에 나타내었다. 사용한 격자수는 유선 방향, 피치 방향, 스펜 방향으로 각각 108×57×27(coarse), 114×67×30(medium), 128×77×32(fine)의 3가지이며 팁 간극에는 5개의 격자를 분포시켰다. Fig. 2에 나타낸 바와 같이 14×67×30의 격자계가 수렴된 결과에 큰 차이가 없는 격자계로 판단되어 최종적으로 채택하였다. 유동해석은 CFX-TASCflow[11]를 이용하여 수행하였으며 $k-\omega$ 난류모델을 사용하였다. 입구에서 축방향으로 유입되며 전압력(101325Pa)과 전온도(288.15K)를 경계조건으로 부여하였고, 출구에서는 정압을 고정시켜 해석하였다.

* 서울대학교 대학원, ssm@turbo.snu.ac.kr

** 서울대학교 기계항공공학부, kangsh@snu.ac.kr

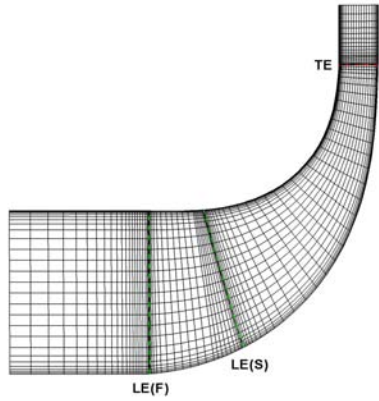
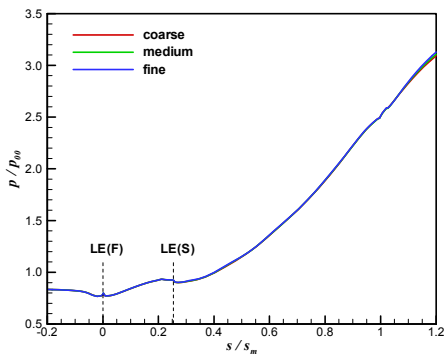
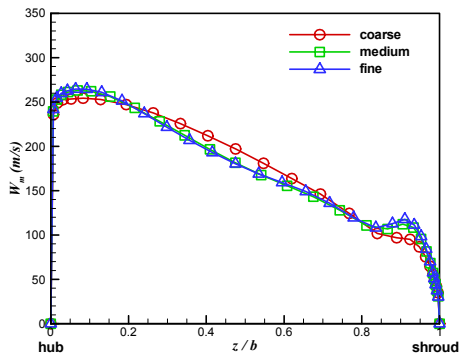


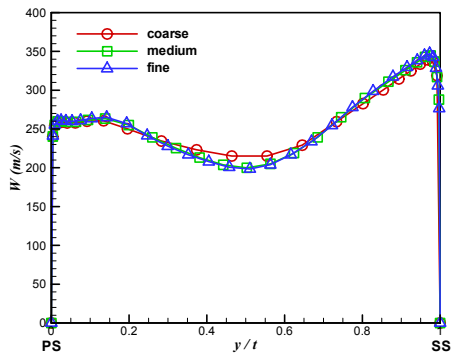
Fig. 1 Meridional grid for the calculations



(a) static pressure distributions along the shroud



(b) hub-to-shroud meridional velocity distributions at mid passage of 72% section



(c) blade-to-blade relative velocity distributions at mid span of 72% section

Fig.2 Comparison of calculation results with different grids

3. 수치해석 결과

3.1 예측된 성능

Fig. 3, 4에 수치해석 결과로 예측된 임펠러의 전압력비와 등엔트로피 효율을 나타내었다. 설계점에서 임펠러의 전압력비와 등엔트로피 효율은 각각 5.4, 90.8%로 예측되었다. 또한, 설계 회전수에서 초킹 유량은 1.663 kg/s로 예측되었으며 초킹 발생과 함께 효율이 급격하게 감소함을 볼 수 있다.

3.2 내부 유동장

설계점에서의 수치해석 결과를 알아보기 위하여 메인 블레이드의 흡입면 부근에서의 속도 벡터, 유선 및 상대 Mach 수 분포를 Fig. 5~7에 나타내었다. 임펠러의 곡률과 고회전으로 인해 강한 2차 유동이 발생하여 메인 블레이드와 스플리터의 선단 사이에서 허브 경계층의 유체가 반경 방향으로 전환됨을 볼 수 있다. 이러한 허브에서 쉬라우드로의 유동은 원심력에 의해 지배되며 반경 방향으로의 급격한 전환은 충격파를 거치면서 더욱 확대되고 있다. 또한, Fig. 8의 8% 단면에서의 상대 Mach 수와 손실계수 분포를 통해 충격파로 인해 흡입면 부근에서 경계층이 두꺼워지고 손실이 증가함을 알 수 있다.

쉬라우드에 도달한 유체는 팁 간극 유동과 결합되고 Fig. 10에서 압력면과 흡입면의 압력 구배를 따라 팁 간극 유동이 나타남을 볼 수 있다. 한편, 팁 간극 영역의 메인 블레이드와 스플리터의 중간면에서 박리 영역이 나타나고 있으며 이는 Fig. 11의 유선을 통해 축방향에서 반경 방향으로의 급격한 곡률 변화에 의한 것임을 알 수 있다.

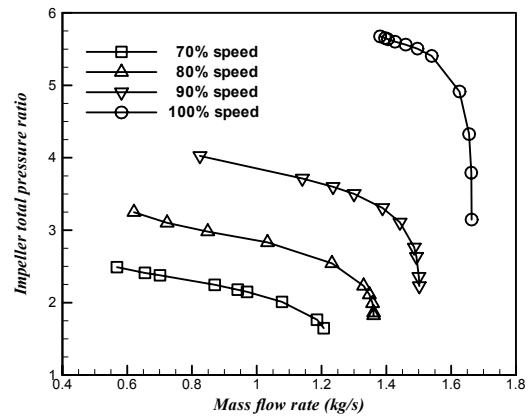


Fig. 3 Calculated impeller total pressure ratio

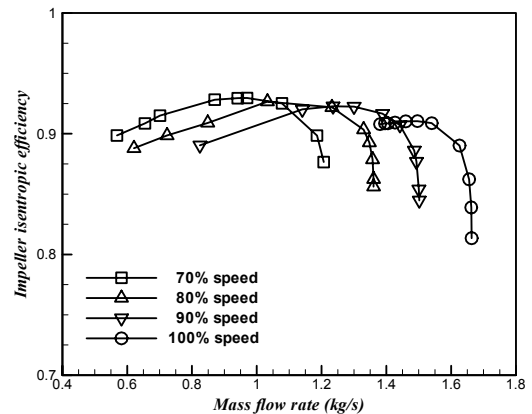


Fig. 4 Calculated impeller isentropic efficiency

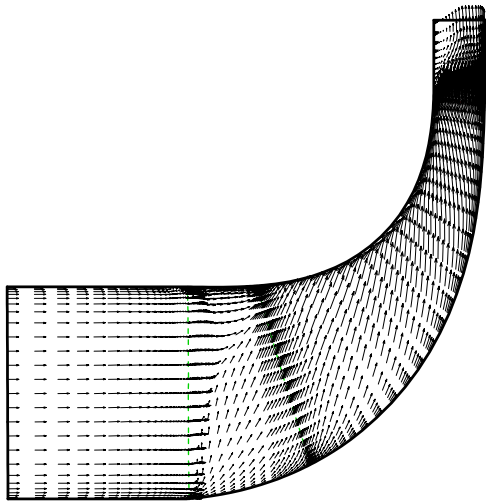


Fig. 5 Velocity vectors near suction surface of main blade

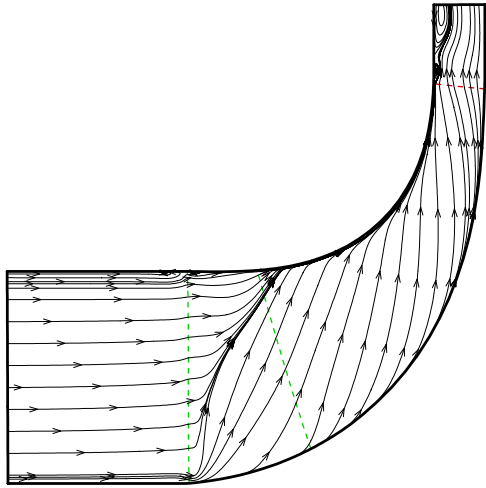


Fig. 6 Streamlines near suction surface of main blade

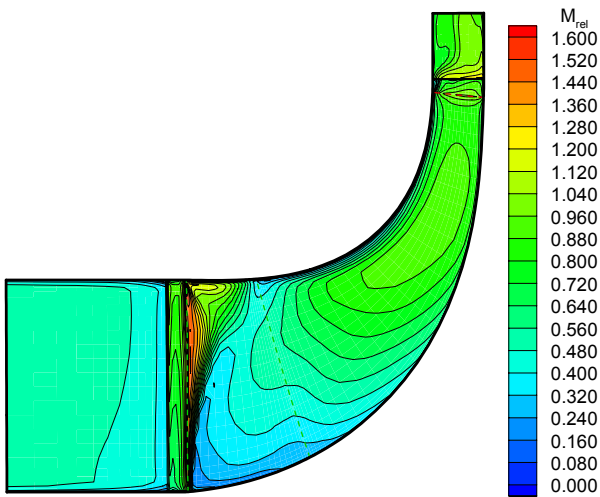


Fig. 7 Relative Mach number distribution near suction surface of main blade

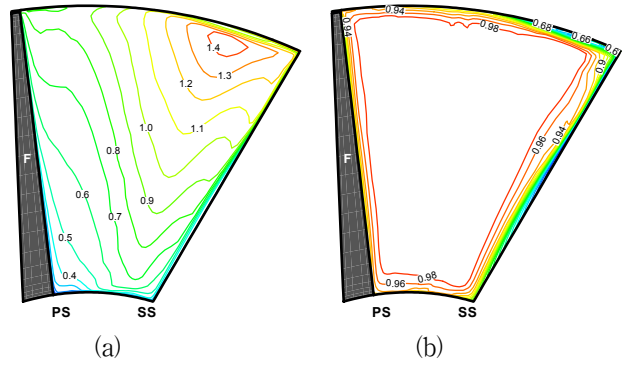


Fig. 8 Flow characteristics at the 8% section ; (a) relative Mach number, (b) loss factor

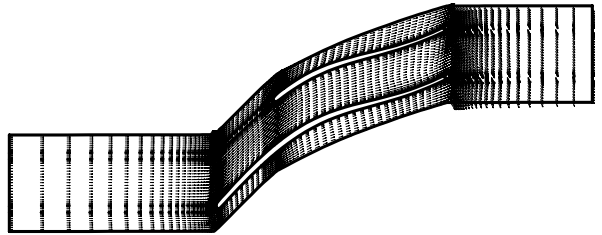


Fig. 9 Velocity vectors at mid span

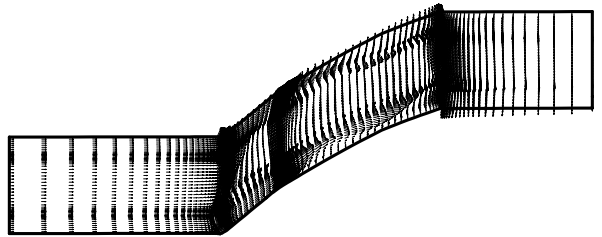


Fig. 10 Velocity vectors in the tip clearance gap

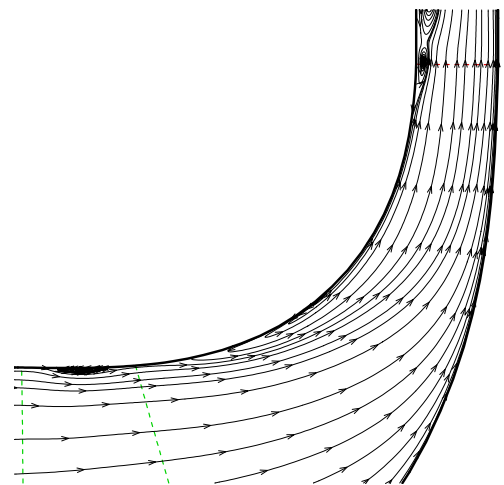


Fig. 11 Streamlines at mid pitch channel

4. 결론

KHP 보조동력장치용으로 개발 중인 천음속 원심압축기 임펠러의 내부 유동에 대한 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 천음속 원심압축기 임펠러 내부에서는 충격파와 경계층, 충격파와 팁 간극 유동의 상호작용 및 단면에서의 2차 유동에 의해 매우 복잡한 유동 구조가 발생함을 확인하였다.

(2) 본 수치해석 대상 임펠러에서는 선단의 쉬라우드 부근에서 충격파로 인해 경계층이 두꺼워지고 역류가 발생하였으며 흡입면 부근에서는 곡률과 고속 회전으로 인해 허브에서 쉬라우드로의 강한 2차 유동이 발생하며 이러한 유동은 메인 블레이드와 스플리터의 선단 사이에서 발생한 충격파를 거치면서 더욱 확대됨을 알 수 있었다.

(3) 본 연구 결과를 바탕으로 충격파와 경계층, 충격파와 팁 누설 와류의 상호작용에 대한 상세한 분석을 수행할 예정이며 CFD 결과의 검증 및 설계 개선을 위해 실험 결과와의 비교가 필요하다.

후 기

본 연구는 산업자원부 한국형헬기 민군겸용구성품 개발사업에 의하여 지원되었고 이에 감사드립니다.

참고문헌

[1] Lakshminarayana, B., 1996, Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, John Wiley and Sons, Inc.
[2] Krain, H., Hoffmann, B. and Pak, H., 1995, "Aerodynamics of a Centrifugal Compressor Impeller with Transonic Inlet Conditions," ASME Paper No. 95-GT-79.

[3] Eisenlohr, G., Dalbert, P., Krain, H., Pröll, H., Richter, F. A. and Rohne, K. H., 1998, "Analysis of the Transonic Flow at the Inlet of a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller," ASME Paper No. 98-GT-24.
[4] Hah, C., Krain, H., 1999, "Analysis of Transonic Flow Fields inside a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor at Design and Off Design Conditions," ASME Paper No. 99-GT-446.
[5] Krain, H., Karpinski, G. and Beversdorff, M., 2001, "Flow Analysis in a Transonic Centrifugal Compressor Rotor Using 3-Component Laser Velocimetry," ASME Paper No. 2001-GT-0315.
[6] Eisenlohr, G., Krain, H., Richter, F. A. and Tiede, V., 2002, "Investigations of the Flow through a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller," ASME Paper No. 2002-GT-30394.
[7] Ibaraki, S., Matsuo, T., Kuma, H., Sumida, K. and Suita, T., 2003, "Aerodynamics of a Transonic Centrifugal Compressor Impeller," ASME Journal of Turbomachinery, Vol.125, No.2, pp.346-351.
[8] Higashimori, H., Hasagawa, K., Sumida, K. and Suita, T., 2004, "Detailed Flow Study of Mach Number 1.6 High Transonic Flow with a Shock Wave in a Pressure Ratio 11 Centrifugal Compressor Impeller," ASME Journal of Turbomachinery, Vol.126, No.4, pp.473-481.
[9] Marconcini, M., Rubechini, F., Arnone, A. and Ibaraki, S., 2006, "Numerical Investigation of a Transonic Centrifugal Compressor," ASME Paper No. 2006-GT-90098.
[10] Ibaraki, S., Furukawa, M., Iwakiri, K. and Takahashi, K., 2007, "Vortical Flow Structure and Loss Generation Process in a Transonic Centrifugal Compressor Impeller," ASME Paper No. 2007-GT-27791.
[11] AEA Technology, 2002, "CFX-TASCflow User Documentation Version 2.12".