

터빈 블레이드 회전수 변화와 터빈 블레이드 엣지 형상 변화에 따른 표면 가스온도 분포 해석

이인철* · 변용우* · 구자예** · 이상도*** · 김귀순*** · 문인상**** · 이수용****

Numerical Study of Turbine Blade Surface Gas Temperature with Various RPM and Blade Edge Shape

In Chul Lee* · Yong Woo Byun* · Ja Ye Koo** · Sang Do Lee*** · Kui Soon Kim***
· In Sang Moon**** · Soo Young Lee****

ABSTRACT

The numerical analysis for gas temperature of turbine blade surface has been performed to investigate development of temperature with various blade edge shape. Two different types of the turbine which one is "Sharp" edge and the other is "Round" edge was modeled. Computations have been carried out several turbine rotational speeds in the range from 0 to 10,000 rpm for the each types of turbine edge shape. As a result, the more rotational speed of turbine increased, the more turbine blade's temperature decreased. It is also found that the surface temperature of turbine blades for sharp type edge were lower than the round type edge.

초 록

터빈 블레이드의 엣지 형상 변화에 따른 표면 가스온도 발달과정에 대해서 전산해석을 수행하였다. Sharp형과 Round형의 터빈 블레이드를 모델링하였으며, 터빈의 회전수는 두 가지 형상 모두 0 ~ 10,000 rpm의 회전 속도를 주어 전산해석을 실시하였다. 터빈의 회전수가 증가할수록 터빈 블레이드 표면의 평균 온도는 하강하였고, Sharp형 엣지 형상이 Round형 엣지 형상에 비해서 터빈 블레이드의 표면 온도 분포가 전반적으로 낮은 분포를 나타내었다.

Key Words : Turbo-pump(터보펌프), Turbine Blade RPM(터빈회전수), Sharp-Edge(샤프형 엣지), Round-Edge(라운드형 엣지)

* 한국항공대학교 항공우주및기계공학과

** 한국항공대학교 항공우주및기계공학부

*** 부산대학교 항공우주공학과

**** 항공우주연구원

연락처, E-mail : leeincc@kau.ac.kr

TEL : (02)300-0116

1. 서 론

액체 로켓엔진은 추진제를 가압시켜 연소실로 공급하며, 가압 방식에는 터보펌프 방식과 가압식 방법이 있다. 액체 로켓엔진의 핵심 구성품인

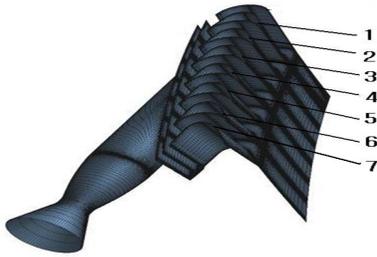


Fig. 1 3D view of the computational grid

터보 펌프는 고온·고압의 연소 가스를 사용하여 터빈을 고속 회전시키게 된다. 터보 펌프는 진동 및 캐비테이션 제어 등의 문제점을 지니지만 공급 탱크의 경량화가 가능하여 비추력을 증대시킬 수 있다. 이러한 터보 펌프는 초기 시동시에 파이로 시동기를 사용하며, 노즐 출구에서 나오는 고온·고압의 연소가스로 인하여 터빈 블레이드는 큰 토크와 열 부하를 받게 된다. 시동 직후 약 1.5초 이후에는 정상상태에 도달하여 약 17000 Rpm 이상의 회전수로 구동된다. 파이로 시동기로부터 공급된 가스의 온도가 너무 높으면 블레이드를 손상시킬 우려가 있기 때문에 공급 가스의 온도는 터빈의 재질에 따라서 제한되어진다[1]. 따라서 초기 시동시 터빈에 대한 적절한 시동가스 압력과 온도는 중요한 변수가 되며, 시동부터 정상 상태까지의 터빈 블레이드 표면의 온도 발달과정 특성은 안정된 시동의 재현성을 확보하여 신뢰도를 높일 수 있는 중요한 정보를 제공하게 된다.

초기 시동시 충동형 터빈 입구와 유로에서는 충격파와 박리를 동반한 상대적인 흐름으로 비정상적인 특성이 나타나기 때문에[2][3] 그 유동 특성에 대한 예측을 보다 정확히 파악하여 신뢰할 만한 자료를 충분히 확보해야 한다.

본 연구를 통하여 파이로 시동기를 사용한 터빈 회전수 0 ~ 20000 rpm에 따른 표면 가스 온도 분포 특성과 Sharp edge, Round edge에 대한 유동 특성, 표면 가스 온도 분포 특성을 분석하고자 한다.

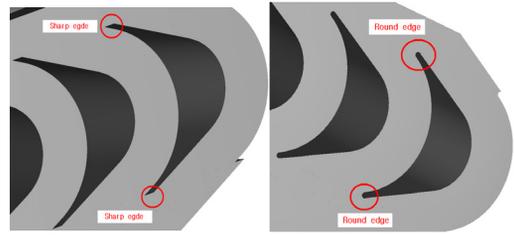


Fig. 2 Turbine blade of edge shape (Sharp & Round)

2. 본 론

2.1 형상 모델링 및 수치기법

Figure 1은 3차원 터빈의 부분 그리드를 나타낸 그림이다. 터빈 블레이드에 대한 형상은 Fig. 2와 같이 Sharp edge 형상, Round edge 형상으로 구분하여 3D CAD프로그램인 CATIA를 이용하여 설계된 후 전처리 과정 단계(IGG)를 거쳐 각각의 블레이드와 노즐에 대한 격자를 생성하였다. Round edge의 경우 블레이드 팁에서 중심 반경은 0.25 mm, 터빈 블레이드 중심 반경은 140 mm, hub 또는 Tip 까지 거리는 10.75 mm, 노즐 출구로부터 블레이드 edge까지의 거리는 3 mm, 블레이드의 흡입면 원호반경은 4 mm, 압력면 원호반경은 7 mm 이며, 블레이드의 입사각은 27°, 코드길이는 13.4 mm 이다. 계산을 위하여 압축성 전문 터보기계 유동해석에 가장 적합하다고 알려진 Fine™/Turbo를 계산에 사용하였으며, 결과물 도출을 위한 후처리 과정을 위하여 CFView를 사용하였다. 수치적 기법으로는 3차원 Navier-Stokes 지배 방정식, 4차 Explicit Runge-Kutta 차분, Bladwin-Lomax 난류 모델을 사용하였으며, 3단계 Multi-Grid 모델을 사용하였다. 계산은 정상상태로 가정된 후 로터는 원심력과 코리올리 힘을 고려하여 회전 좌표계에서 계산을 수행하며, 정지부인 로터 출구 하류 부분은 절대좌표계에서 계산을 수행하는 방법을 적용한 프로즌 로터(frozen rotor)기법을 적용하였다[4].

2.2 경계조건 및 계산격자

수치 해석시에 사용된 전압력(total pressure)의 범위는 초기 시동 시간에 따라 증가하는 압력으로서 3.8 ~ 7.3 MPa 이다. 또한 계산을 실행하기 위한 물성치 및 주변조건은 $\gamma=1.286$, $M=20.48(\text{g/mole})$, $R=406(\text{J/kg}\cdot\text{k})$, 터빈입구온도=1423k, 질량유량=1.2(kg/sec)이며, 계산에 적용된 각 부분에 해당하는 격자수는 다음과 같다.

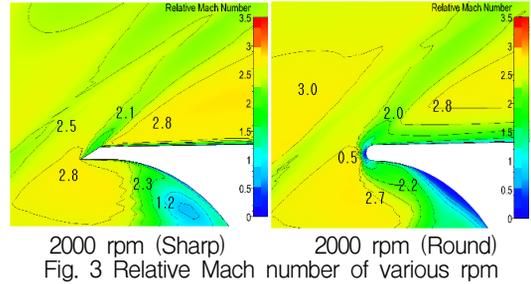
Table. 1.1 Summary of Grid System

Component	Grid Blocks	Grid Points
Nozzle	5	396,517
Rotor	11	2,161,651
Total	16	2,558,168

3. 결과 및 고찰

Fig.3은 2000 rpm에 해당하는 Sharp edge와 Round edge의 상대 마하수를 나타낸 그림이다. Sharp edge에서는 노즐 출구와 터빈 블레이드 입구 사이의 약 3 mm의 gap 에서는 터빈의 회전 방향으로 경계층이 생성되고 전압력의 손실 차이가 발생하며, 노즐 출구에서 가속된 유동은 노즐 끝단 부분과 로터 블레이드 입구에서 경사 충격파를 생성시킨다. Round edge에서는 터빈 입구로 들어온 유동은 터빈 블레이드 앞전에서 이탈 충격파 또는 궁형 충격파 그리고 팽창파를 발생시키며, 터빈블레이드의 회전수가 변화에 따라서 충격파는 노즐 출구와 터빈 블레이드 입구의 유동장의 영향으로 속도 성분이 일정하게 감소하게 되어 흡입면의 영역에서 일정한 마하수를 지니게 된다. 또한 이러한 터빈 회전수의 증가는 실질적으로 터빈으로 유입되는 유동의 특성을 변화시켜 터빈 블레이드의 표면 가스온도에 대한 발달 과정을 변화시키게 된다.

Fig. 4는 터빈 회전수 변화에 따른 Sharp edge와 Round edge 각 블레이드의 표면 가스 평균 온도(static temperature) 그래프이다. 10000 rpm으로 회전함에 따라서 평균 표면 가스 온도는 낮아지게 되는데 그 이유는 유체가 지닌 열



2000 rpm (Sharp) 2000 rpm (Round)
Fig. 3 Relative Mach number of various rpm

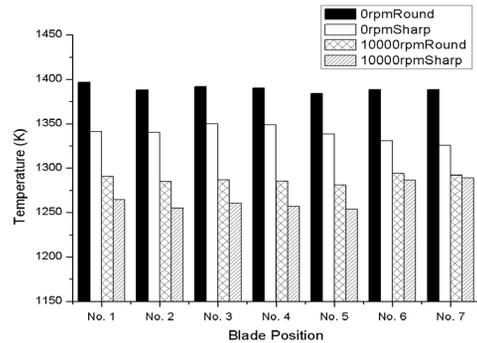


Fig. 4 Average Surface Temperature of Blade

에너지가 터빈의 회전 운동에너지로 변환되었기 때문이다. 터빈블레이드 edge의 형상별 표면 가스 온도 분포를 고찰한 결과 Round edge의 평균 표면 온도가 Sharp edge 보다 높게 나타났다. 하지만 Fig. 5에서 관찰할 수 있듯이 터빈 블레이드 edge에 집중되는 고온의 가스 온도 분포는 다르게 나타나는 것을 관찰할 수 있다.

Fig. 5는 블레이드 edge 형상에 따른 표면 가스 온도의 분포를 나타낸 그림이다. Sharp edge의 형상은 블레이드 앞전에서 블레이드 윗면을 따라 약 1100K의 온도 영역을 나타내며, Round edge의 경우에는 앞전에서의 이탈 충격파의 영향으로 압력이 상승하고 밀도가 상승하여 온도가 1400K 이상으로 급격하게 증가하는 현상을 보인다. 또한 Round로 인하여 발생된 경계층의 영향으로 압력면 약 13% 코드 지점에서는 다시 충격파가 생성되어 블레이드 압력면을 따라서 국부적으로 중심에 열이 집중되는 현상을 발생시킨다. Sharp edge의 경우 중심부 보다 팁과 허브 쪽의 온도가 150~400K 높게 나왔으며, 옛지의 중심에서 스팬 방향으로 좌우로 길게 고온

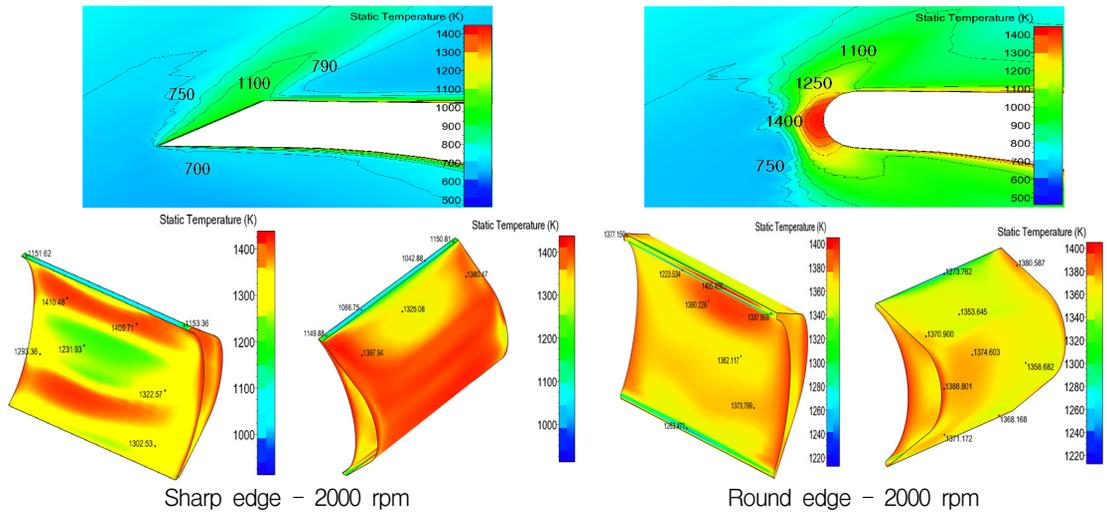


Fig. 5 Surface temperature of turbine blade edge (노즐 입구 온도 : 1423K)

부분이 나타난다. Round edge의 경우 흡입면 약 15%의 코드 범위에서도 Hub와 Tip 부근에 열이 집중되어 있으며, 약 1400K의 표면 가스 온도를 나타낸다. Round edge의 경우는 압력면 코드길이 약 15%에 해당하는 지점의 중심에서 약 1400K의 열이 집중되는 현상을 관찰할 수 있으며, Sharp edge와는 달리 상대적으로 압력면에서 약 1360K 정도의 고온 온도 분포를 관찰할 수 있다. 흡입면의 edge 부근에서는 약 1270K의 표면 가스온도 분포를 관찰할 수 있으며, 흡입면 전체의 평균적인 온도는 약 1360K로 관찰할 수 있다.

4. 결 론

터빈 블레이드 edge 형상 변화와 블레이드 회전수 변화에 따른 표면 가스 온도 분포 특성을 파악하기 위하여 상용 프로그램인 Fine™/Turbo를 사용하였다.

Sharp형과 Round 형의 edge 표면 가스 온도 해석 결과 0~10000 rpm 조건에서 Sharp edge의 경우 충격파가 블레이드 주위 유동에 미치는 영향 더 크기 때문에 전반적으로 블레이드 edge의 온도는 Round 형이 상대적으로 높게 나타난다.

Sharp 형은 edge 팁과 허브 쪽의 온도가 상대적으로 높게 나오고 Round 형은 edge 전단부에서 정체영역이 발생하며, edge 중심 부분에서 온도가 높게 나타난다.

참 고 문 헌

1. 신봉근, 정수인, 김귀순, 이은석, “충동형 초음속 터빈 익렬의 설계 변수에 따른 익렬내 유동 특성에 관한 수치적 연구,” 한국추진공학회지, 제8권, 제2호, 2004, pp.62-72
2. 이은석, 노준구, 김진한, 조광래, “프로즌 로터 기법을 이용한 부분 흡입형 터빈 CFD 해석,” Proceedings of The Third National Congress on Fluids Engineering, August 26-28, 2004.
3. 이은석, “CFD를 이용한 부분흡입형 터빈 공력 형상 설계,” 대한기계학회 논문집 B권, 제3권 제11호, pp. 1131-1138, 2006
4. Griffin. L. W. and Dorney. D. J., “Simulation of the Unsteady Flow Through the Fastrac Supersonic Turbine,” Journal of Turbomachinery, Vol 122, pp. 225~233, 2000.