

터보펌프 터빈 블레이드 형상 요소의 구조적 영향

윤석환*, 전성민**, 김진한***

Structural Effects of Geometric Parameters on Liquid Rocket Turbopump Turbine Blades

Suk-Hwan Yoon*, Seong Min Jeon**, Jinhan Kim***

Abstract

Structural effects of several geometric parameters such as shroud thickness, edge roundness and fillet radius of turbopump turbine blade were investigated throughout transient finite element analyses. Usually shroud is inserted to increase aerodynamic efficiency, but blocks deformation of blades. Therefore it can increase stress level in a structural point of view. Likewise, edge roundness and fillet between blades are also parameters where aerodynamics and structural mechanics should compromise. In this study, overall stress levels according to the geometric parameters were thoroughly investigated and the results could be utilized to determine optimal geometries.

초 록

본 연구에서는 터보펌프 터빈 블레이드 형상을 구성하고 있는 요소들 중 슈라우드와 필릿, 그리고 블레이드 모서리 둥글기가 블레이드의 응력에 미치는 구조적인 영향을 조사하였다. 슈라우드는 터빈의 공력적 효율을 높이기 위하여 흔히 삽입되는 링 형상의 테두리이며, 모든 블레이드와 연결되어 있어 블레이드의 변형을 구속하는 역할을 한다. 한편 블레이드와 허브면, 그리고 블레이드와 슈라우드면 사이의 모서리에는 보통 응력 완화를 위하여 적정 반지름을 가진 필릿이 삽입되고 블레이드 모서리에는 적절한 둥글기가 삽입되는데, 본 연구에서는 슈라우드의 두께와 필릿, 그리고 모서리 둥글기의 반지름 변화에 따른 블레이드 최대 응력을 조사하여 이들 형상 요소가 터보펌프 블레이드의 안전성에 미치는 영향을 규명하였다.

키워드 : Turbopump(터보펌프), Turbine(터빈), Structural Analysis(구조해석), Stress(응력)

1. 서 론

터보펌프는 액체로켓에서 연료와 산화제를 가압하여 연소실로 공급하는 액체 로켓 엔진의 핵심 구동 부품으로서, 산화제펌프와 연료펌프, 그리고 펌프를 구동하기 위한 터빈으로 크게 나눌 수 있다.

접수일(2011년 5월 20일), 수정일(2011년 6월 8일), 게재 확정일(2011년 7월 1일)

* 터보펌프팀/shyoon@kari.re.kr ** 터보펌프팀/smjeon@kari.re.kr *** 터보펌프팀/jhkim@kari.re.kr

산화제펌프와 연료펌프를 독립적인 구성 요소로 하여 각각의 펌프를 터빈으로 구동할 수도 있으며, 두 펌프와 터빈을 직렬로 연결하여 하나의 회전축으로 구성하기도 하는데, 항공우주연구원에서 개발 중인 터보펌프는 후자에 속한다. 터보펌프는 작동 유체의 압력 상승을 위한 인듀서(inducer)와 임펠러(impeller), 구동을 위한 터빈 그리고 베어링(bearing), 실(seal) 등과 같은 축 계통 요소들로 구성된다. 작동 중의 터보펌프와 로켓엔진은 서로 직접적으로 영향을 미치게 되는데, 터보펌프의 작동 설계점은 엔진에서 요구되는 정상 상태에서의 펌프 출구압과 유량을 맞추기 위하여 작동 회전수를 선정함으로써 결정된다. 그리고 터빈의 배기가스의 활용에 따라 개방형과 밀폐형 엔진으로 나누어지며 이에 맞추어 터빈의 설계가 이루어진다. 개방형의 경우 높은 압력비(10 이상)와 소량의 유량에 적용되며, 주로 간단한 2차원적인 형상의 충동형 동익(impulse type rotor)이 사용된다. 밀폐형의 경우, 낮은 압력비와 다량의 유동에 적용된다.

본 연구에서 대상으로 하고 있는 터빈은 개방형 엔진의 터보펌프 구동 터빈이며, 터빈 블레이드에 입사되는 흐름은 노즐의 큰 압력비로 인해 초음속으로 팽창되며 낮은 유량의 가스로 인해 블레이드 높이가 작아져 효율이 떨어지므로 부분 입사형(partial admission) 터빈 형식이 사용되었다. 초음속 흐름과 부분 입사형으로 인해 터빈 블레이드 단면은 좌우 대칭의 충동터빈 익형이 사용된다. 터빈에서 충분한 동력을 얻기 위하여 노즐로부터 고온, 고압의 연소가스가 공급되는데, 이로 인하여 터빈은 극심한 하중에 노출되므로 설계단계에서부터 구조 강도 안전성에 대한 고찰이 필수적이다. 설계 작동시간 내에서의 강도 안전성을 평가하기 위한 구조 해석은 전술한 바와 같이 높은 회전수에 따른 원심력과 극심한 온도 분포의 차이에 따른 열 하중의 영향을 고려하여야 하며, 작동 회전수에 따른 고유진동수를 해석하여 설계 작동 회전수에서의 진동 안전성에 대한 평가를 수행하여야 한다.

상용 가스터빈에 대한 선행 연구들은 열람이 가능하나 특수한 목적에서 운용되는 터보펌프 터

빈에 대한 연구는 액체 로켓에 관련된 핵심 기술 들인 관계로 관련 연구 자료를 구하기가 어렵다. 최근 미국 NASA Marshall Space Flight Center 에서 우주왕복선 주엔진(space shuttle main engine)의 연료 펌프 터빈 블레이드에 대한 가스 실의 영향에 따른 구조 동역학 해석이 수행되었다. 단순한 블레이드 구조 동역학 해석이 아니라 디스크까지 고려한 블레이드-디스크(bladed-disk) 구조에 대한 해석도 이루어졌으며, 복잡한 3차원 구조 형상을 효과적으로 단순화시키기 위한 주기 대칭(cyclic symmetry) 조건을 이용한 해석 방법이 연구되었다.

본 연구에서는 슈라우드-블레이드-디스크가 일체형인 터보펌프 터빈 블리스크(blisk)에서 블레이드의 응력 분포를 크게 좌우하는 형상 요소인 슈라우드의 두께와 블레이드 필릿 반경(fillet radius), 그리고 블레이드 모서리 둥글기 반경(edge roundness radius)에 따른 응력 분포의 변화를 조사하였다. 유한요소법을 이용하여 시동 후 약 300초의 운전 시간을 가정하여 3차원 천이 열 탄소성 해석(3D transient thermo elasto plastic analysis)을 실시하여 매 시간마다 블레이드에 분포하는 응력을 조사하여 각 형상 요소 구성에 따른 안전성을 평가하고자 하였다.

2. 해석 방법

2.1 해석모델

해석 대상이 되는 터빈 블리스크는 내열 합금인 인코넬718(Inconel718)로 제작되는 충동형 터빈이며 103개의 작은 블레이드가 원주상으로 촘촘히 배열되어 있고 공력 효율을 높이기 위하여 띠 형상의 슈라우드(shroud)가 블레이드 바깥쪽에 일체형으로 위치하게 된다. 터빈 블리스크의 개략적인 형상 및 블레이드 단면 형상을 그림 1에 나타내었다.

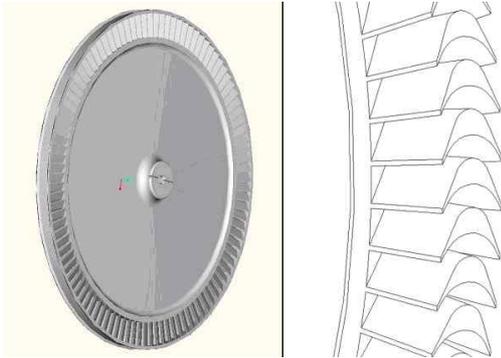


그림 1. 터빈 블리스크의 개략적 형상

해석에 필요한 물리적 성질인 인코넬718의 온도에 따른 열적, 기계적인 성질은 다음 표에 수록하였다.

표 1. 인코넬718의 물리적 성질

| T(K) | E (GPa) | ν | $\alpha \times 10^{-6}$ (1/K) | k (W/m·K) | C_p (J/Kg·K) | σ_y (MPa) | σ_{UT} (MPa) |
|------|---------|-------|-------------------------------|-----------|----------------|------------------|---------------------|
| 273 | 203.32 | 0.29 | 12.34 | 11.34 | 411.88 | 1033.5 | 1240.2 |
| 473 | 193.37 | 0.28 | 13.35 | 14.30 | 473.68 | 980.2 | 1191.3 |
| 673 | 184.34 | 0.27 | 14.04 | 17.48 | 541.09 | 940.5 | 1128.6 |
| 873 | 170.16 | 0.29 | 14.76 | 19.97 | 594.55 | 899.2 | 1079.0 |
| 1073 | 149.90 | 0.32 | 16.20 | 22.85 | 655.53 | 392.7 | 396.9 |

표 1에서 각각 T 는 온도, E 는 영 탄성계수, ν 는 포아송비, α 는 열팽창계수, k 는 열 전도도, C_p 는 비열을 나타내며, σ_y 와 σ_{UT} 는 항복강도 및 인장강도를 나타낸다.

해석 시에 해석 대상의 크기나 형상의 복잡성, 외부 하중의 양상, 관심 부분, 그리고 계산 시간 및 컴퓨터 메모리의 용량 등을 고려하여 적절한 모델링이 필수적이다. 본 연구에서, 103개의 블레이드 및 슈라우드로 구성된 터빈을 전 모델에 대하여 3차원 유한요소 해석을 실시하는 것은 방대한 계산 용량 및 계산 시간을 요구하는 작업으로서 비효율적이라 할 수 있으며, 따라서 본 연구

에서는 주기 대칭 해석 방법을 적용한 3차원 유한요소 해석 방법을 사용하였다. 주기 대칭 해석을 적용하기 위한 터빈 블리스크의 1/103 대칭 모델의 형상을 다음 그림에 나타내었다.



그림 2. 1/103 주기 대칭 모델

유한 요소 해석에서 몇 가지 형상 요소를 선정하여 이들의 변화에 따른 응력의 변화를 조사하였는데, 해석에 고려한 형상 요소는 블레이드 끝단의 모서리 둥글기(roundness), 블레이드와 허브/슈라우드 사이 모서리의 필릿 반경(fillet radius), 필릿 형상 그리고 슈라우드의 두께 및 슈라우드의 유무이다. 이러한 형상 요소들을 다음 일련의 그림에 표시하였다.

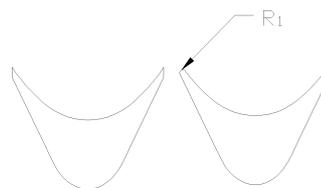


그림 3. 블레이드 끝단의 모서리 둥글기(roundness) R1

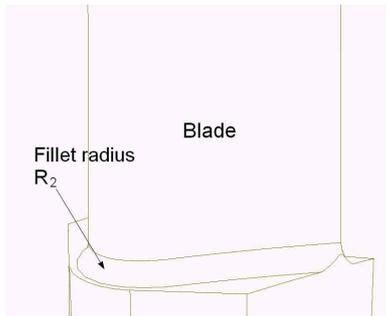


그림 4. 블레이드와 허브/슈라우드면 사이의 필릿 반경 R2

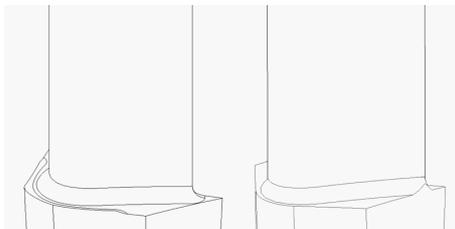


그림 5. 필릿 형상: 완전 필릿과 불완전 필릿

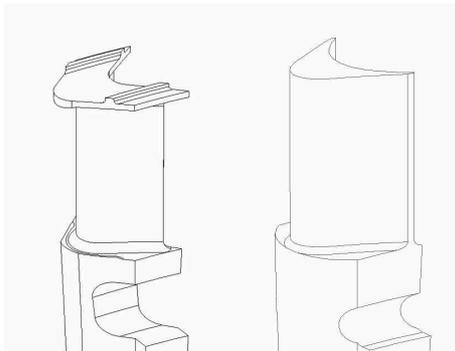


그림 6. 슈라우드의 유무

그림 3에서, 칼날과 같이 날카로운 블레이드의 끝단은 공력적으로 매우 높은 효율을 보장하지만, 구조적으로는 입열이 집중되는 부위이므로 쉽게 열 손상 및 마모가 발생하는 구조이다. 특히, 극심한 열적 충격이 발생하는 시동 시에 손상을 많이 입으므로 보통은 이 부분에 적절한 둥글기(roundness)를 주어 공력적 성능과 구조적 안전성에서 절충하는 것이 일반적이다. 한편, 터

보펌프의 터빈 블레이드에서 가장 흔히 나타나는 응력 집중은 블레이드와 허브/슈라우드 면 사이에서 주로 발생한다. 이러한 최대 응력값을 낮추는 가장 효과적인 방법은 이 부분 모서리에 필릿 사이에서 주로)을 삽입하는 것인데, 이러한 필릿 형상을 그림 4에 나타내었다. 적절한 반경을 가진 필릿은 효과적으로 구조적인 안전성을 상승시키지만, 블레이드 허브/슈라모든 부분에 필릿이 삽입되려면 필연적으로 노즐 출구면과 블레이드 사이의 거리가 필릿 반경만큼 멀어져야 하기 때문에 공력적 효율을 크게 감소시킬 수 있으므로 필릿 반경은 될 수 있는 한 작게 유지하여야 한다. 이렇게 상충되는 공력적 요구와 구조적 요구를 동시에 만족시키기 위하여 블레이드 필릿을 축 방향으로 일부 절단한 모델을 생성하였으며, 그 형상은 그림 5와 같다. 이 그림에서 좌측은 블레이드 하부 모서리 전 둘레에 걸쳐 필릿이 완전하게 삽입된 형상이며, 우측은 필릿 삽입 후 축 방향 전후 면을 소량 절단하여 노즐 출구면과 블레이드 사이의 거리를 좁히고자 의도한 형상이다. 마지막으로, 터보펌프 터빈 블리스크의 가장 중요한 형상 요소 중 하나인 슈라우드의 유무 및 슈라우드의 두께를 고려하였다. 블레이드 끝단의 슈라우드 유무는 그림 6에 나타내었으며, 슈라우드 두께는 따로 그림으로 표시하지 않았다.

2.2 해석 방법

유한요소해석은 10개의 절점을 가진 사면체 요소를 이용하여 터빈 블리스크 3차원 형상을 모델링하였으며 modified Newton-Raphson 알고리즘을 이용하여 해를 구하였다. 응력 집중 부위에서의 응력값은 요소 밀도에 따른 변화량을 추적하여 어느 정도 포화상태에 이르렀을 때의 값을 수렴값으로 간주하였다. 주기 대칭 좌표에 따라 하중 및 경계 조건을 부가하였으며, 주기 대칭을 이루는 대칭 모델의 양쪽 절단면은 원주 방향으로 변위를 제한하여 주었다.

터보펌프의 시동과 함께 터빈 블레이드는 노즐 출구로부터 입사되는 고온, 고압의 연소 가스로 인하여 급격히 가열되어 온도가 상승한다. 가

스에 직접 노출되는 블레이드가 가장 먼저 가열되며, 디스크는 주로 가열된 블레이드로부터의 전도 열전달을 통하여 운전 시간 내내 서서히 가열되는 현상을 보인다. 이러한 현상을 모사하기 위하여 가장 중요한 것이 적절하고도 정확한 열하중의 정의라 할 수 있다. 즉, 터빈 블레이드 및 디스크 표면 전체에 걸쳐 가스 온도 분포 및 열전달 계수 분포를 타당하게 예측하여야 한다. 일반적으로 부분 입사형 초음속 터빈의 정확한 천이 유동 해석은 매우 어렵다고 알려져 있으며 해석의 검증 또한 매우 어려운 문제이다. 이에 따라 본 연구에서는 블레이드 표면에서의 가스 온도 분포를 구하기 위하여 3차원 정상 상태를 가정하여 전산유체해석(CFD)을 실시하여 블레이드 표면에서의 가스 온도 분포를 얻었으며, 블레이드를 제외한 디스크 표면에서의 가스 온도 분포는 선행 연구 결과 등을 참고하여 선정하였다.

그림 7은 유동해석 결과로 얻어진, 블레이드 표면에서의 가스 온도 분포이다. 블레이드를 압력면/흡입면으로 나누고 각각의 면을 높이 방향으로 허브측(hub), 중앙부(mid) 그리고 슈라우드측(shroud)의 3 구획으로 나누어 블레이드 축 방향 상대거리(relative length)에 따른 외기 온도 분포를 그래프로 표시하였다.

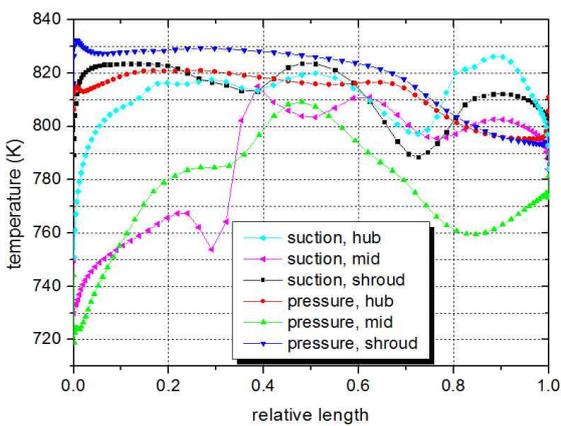


그림 7. 터빈 블레이드 표면에서의 가스 온도 분포

위 그래프에서, 외부 가스의 정온도(static temperature)는 일반적으로 블레이드 전방의 정

체점(stagnation point)에서 가장 높게 나타나는 경향을 보이고 있으며, 이 점을 지나면 비교적 균일한 분포를 보임을 알 수 있다. 또한 슈라우드와 허브면에 가까운 곳일 수록 분포가 균일함을 알 수 있다. 열전달 해석을 위해서는 가스 온도 분포와 함께 표면에서의 열전달 계수 분포가 필수적인데, 이러한 열전달 계수 분포는 선행 연구를 참고하여 계산에 적용하였다.

해석 초기 조건으로서 디스크 및 블레이드의 모든 부분이 상온을 유지하고 있다고 가정하였으며, 해석에 필요한 외기 온도 및 열전달 계수의 크기는 시동 후 2초간 선형적으로 증가하다가 2초 후에는 정상 상태로 적용된다고 가정하여 해석에 적용하였다. 실제 터보펌프 시동 시에는 파이로(pyro) 시동기의 충격 및 급격한 고온 가스의 유입으로 인한 열 충격이 존재한다고 알려져 있으나 이는 정확히 모델링하기 어려워 해석에는 고려하지 않았다.

3. 해석결과

터빈의 유한요소 구조해석은 크게 열전달 해석 및 응력 해석의 두 단계로 이루어진다. 초기에 열전달 경계 조건을 바탕으로 열전달 해석을 통하여 시간별 온도 분포가 얻어지며, 이러한 온도 분포를 입력 값으로 하여 응력 분포의 계산이 이루어지게 된다. 그림 8은 터보펌프 운전 중에 나타나는 온도 분포 해석 결과의 예를 나타낸다. 터빈 시동 직후 터빈 블레이드의 익단이 급격히 가열되며 가열 구간은 시간에 따라 블레이드 주변 부위로 빠르게 퍼지게 된다. 이렇게 블레이드를 통하여 외부 가스로부터 유입된 고온에너지는 열전도를 통하여 서서히 디스크 중심축 방향으로 전달되며, 결과적으로 디스크 전체의 온도가 시간에 따라 상승하는 현상이 나타난다. 그림 8에서 위쪽은 시동 직후, 즉 시동 후 0.3초가 경과한 시점에서의 온도 분포를 나타내고, 아래쪽은 시동 후 120초 경과 시점에서의 온도 분포를 나타낸다. 위쪽 그림에서는 주로 블레이드 부분에 가열 구간이 집중되어 있어 블레이드 온도는 높고 디스크의 대부분

영역에서 상온을 나타내고 있으나, 아래쪽 그림에서는 디스크 부분에서도 온도 상승이 눈에 띄게 일어나는 것을 확인할 수 있다.

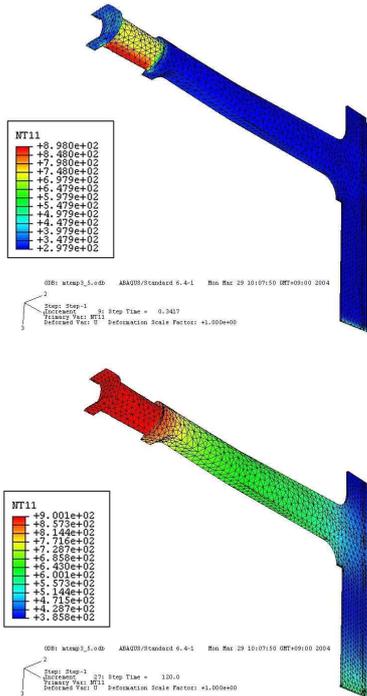


그림 8. 시동 후 0.3초 시점(상) 및 120초 시점(하)에서의 온도 분포

위와 같은 온도 분포 해석이 완료되면 이 결과를 이용하여 열적/기계적 응력 해석이 수행된다. 120초의 작동 시간 동안 매 해석 시간 증분에서의 온도 분포 결과가 저장되어 있으며 이를 이용하여 해당 시간에서 응력 분포를 계산한다. 응력 분포 계산 시 온도 분포에 따른 열응력 뿐만 아니라 원심력, 블레이드 압력 하중과 같은 외부 기계적인 하중 조건도 모두 고려하게 된다.

그림 9의 첫 번째 그림은 슈라우드가 존재하는 블레이드에 대하여, 120초의 운전 시간이 경과한 시점에서의 Von Mises 등가응력 분포를 도시한 것이다. 이 시점에서는 충분한 시간이 흘러 온도 분포가 거의 정상 상태에 이르게 되며, 열전도

역시 충분히 진행되기 때문에 운전 초기와 같은 극심한 온도 구배는 발생하지 않으며, 결과적으로 열응력 또한 많이 완화되어 있는 모습을 보이고 있다. 그러나 시간에 관계없이 일정하게 작용하는 원심력 하중으로 인하여 중심축 근방에는 높은 응력이 꾸준히 분포하는 것을 알 수 있다.

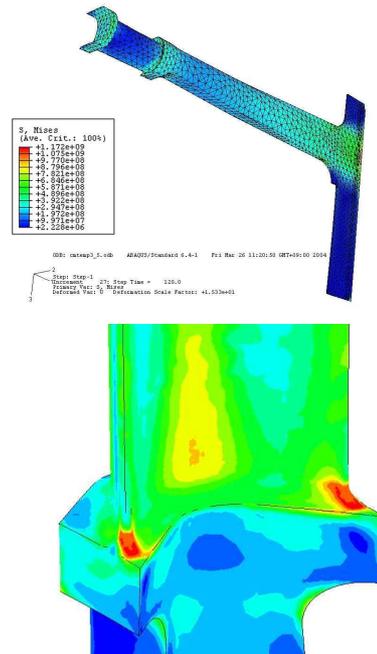


그림 9. 시동 후 120초 시점에서의 등가응력 분포(상) 및 응력 집중 부위(하)

이와는 반대로, 운전 초기에는 매우 극심한 온도 구배에 의한 높은 응력이 존재한다. 시동 직후 노즐 출구로부터 입사되는 고온 고압의 가스에 의하여 터빈 블레이드가 급격히 가열되는 동안 블레이드를 제외한 디스크는 가열되지 않아 거의 상온을 유지하게 되며 이러한 극심한 온도 차이로 인하여 블레이드와 디스크가 만나는 블레이드의 허브 측 모서리 양 끝단에 가장 큰 집중 응력이 발생한다. 본 연구에서 진행한 해석 결과 이러한 응력 집중 현상은 대부분 시동 후 0.1초에서 0.6초 사이에 주로 발생하는 것으로 나타났다. 그림 9의 하단부는 이러한 응력 집중부위를

잘 나타내고 있다. 이러한 응력 집중 현상은 터빈 블레이드의 형상 요소에 많이 좌우되며, 일부 터빈 블레이드에서는 소재의 항복 응력에 필적하는 크기의 높은 응력이 관찰되기도 한다.

터빈의 안전성에 영향을 미치는 높은 응력은 운전 초기를 벗어나면 점차적으로 온도 구배가 약해지면서 완화되는 경향을 주로 보이기 때문에, 본 연구에서는 운전 초기의 집중 응력을 조사하는데 주력하였다. 그림 10은 슈라우드가 존재하는 블레이드에 대하여, 여러 형상 요소의 변화에 따른 운전 초기 최대 등가 응력을 정리한 것이다.

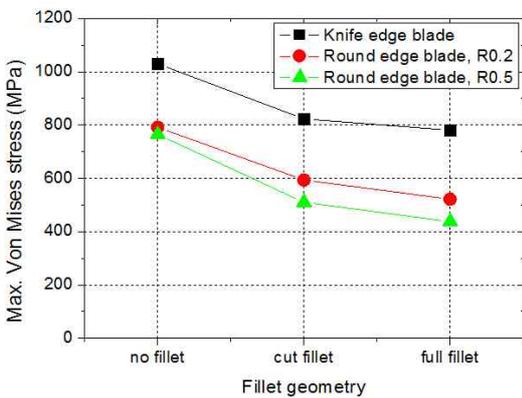


그림 10. 형상 요소 변화에 따른 최대 등가 응력 (슈라우드 삽입 블레이드)

위 그래프에서, 허브/슈라우드 면 사이에 필릿이 없는 동시에 날카로운 블레이드(knife edge blade)에서의 최대 등가 응력은 약 1030MPa에 이르는 높은 수치를 보여준다. 이러한 높은 값은 반경(R₂) 1.2mm의 필릿이 완전히 삽입되었을 때 약 781MPa까지 완화되는 현상을 보이며, 단순 필릿 삽입으로 약 24%의 응력이 완화된 것을 알 수 있다. 그림 5의 형상처럼 노즐 출구면과 블레이드 사이의 거리를 줄이기 위해 필릿의 축 방향 표면 일부를 절단할 경우, 최대 등가 응력은 823MPa로 다시 소폭 상승하는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 블레이드에 존재하는 운전 초기의 최대 등가 응력이 발생하는 원인을 유추해 봄으

로써 이해할 수 있는데, 운전 초기 블레이드가 심하게 가열되면 블레이드가 터빈 축 방향으로 양방향 팽창하려는 변위가 생기고 상대적으로 가열되지 않은 허브 면에서 이 변위를 구속하기 때문에 블레이드와 허브 사이 양 끝 모서리에서 최대 등가 응력이 발생한다. 따라서 이 모서리 부분에 적당한 반경의 필릿이 삽입되면 해당 부분이 두꺼워지는 구조적 보강 효과를 얻게 되어 응력 완화가 이루어지는 것으로 생각된다. 이러한 구조적 보강은 필릿 외에도 블레이드 자체의 모서리 둥글기(edge roundness, R₁)로서 비슷한 효과를 얻을 수 있다. 그림 10의 그래프에서 모서리 둥글기 크기에 따른 응력의 완화 역시 관찰할 수 있는데, 날카로운 블레이드 및 모서리 둥글기 반경 0.2mm 및 0.5mm에 대하여 최대 등가 응력이 감소하는 현상을 뚜렷이 관찰할 수 있다. 특히 완전한 필릿 삽입과 동시에 모서리 둥글기 반경 0.5mm인 모델에서의 최대 응력은 438MPa로서 가장 구조적으로 약한 형상에서의 1030MPa과 비교해 볼 때 57.4%가량 응력이 완화된 것을 관찰할 수 있었다. 따라서 이러한 작은 형상 요소들의 변화에도 최대 등가 응력을 크게 줄일 수 있는 것을 확인하였다.

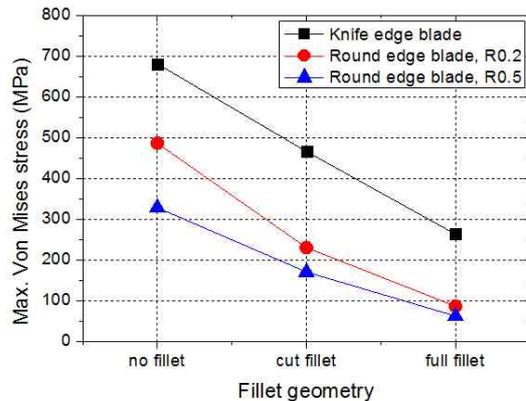


그림 11. 형상 요소 변화에 따른 최대 등가 응력 (슈라우드 없는 블레이드)

그림 11에 슈라우드가 존재하지 않는 터빈 블레이드에 대한 해석 결과를 정리하였다. 그림 10

의 결과와 비슷한 경향을 보이고 있으나 전체적인 최대 등가 응력의 수치가 많이 낮아져 있는 것을 확인할 수 있다. 이것은 슈라우드가 구조적으로 블레이드의 변위를 구속하는 역할이 크기 때문인데, 블레이드의 변위 자유도가 낮아질수록 등가 응력은 상승하게 된다. 이 결과에서 구조적으로 가장 안전한 형상은 완전한 형상의 필릿 (1.2mm R₂)을 삽입 후 블레이드 모서리 둥글기 (R₁)를 0.5mm로 구성한 블레이드이며 이때의 최대 등가 응력은 불과 62MPa에 지나지 않는다. 이러한 값은 앞서 기술한, 슈라우드가 존재하는 블레이드에서 나타났던 최대 응력인 1030MPa의 값과 비교하면 6%정도에 불과한 값이며, 이러한 사실로부터 슈라우드, 블레이드 모서리 둥글기 반경 및 필릿 반경의 형상을 어떻게 조합하는가에 따라 매우 큰 폭으로 최대 등가 응력을 조절할 수 있다는 것을 알 수 있다. 그러나 슈라우드 유무와 같은 형상 요소는 공력적으로 매우 큰 효율 변화를 가져오게 되며, 일례로 터빈 블리스크의 최대 응력을 낮추기 위하여 슈라우드를 제거하였을 경우 공력적 효율을 보장하기 위하여 블레이드 끝단과 케이징 사이의 반경 방향 간극 (radial tip clearance)을 감소시켜야 하며, 이것은 터빈과 케이징 사이의 마찰 및 파손을 야기할 수 있기 때문에 신중하게 접근하여야 할 문제이다.

마지막으로, 슈라우드의 두께에 따른 영향을 알아보기 위하여 슈라우드 두께를 0.8mm, 1.1mm 및 1.6mm의 세 수준으로 변화시키면서 동일한 해석을 진행하였다.

표 2. 슈라우드 두께에 따른 응력 변화

| 슈라우드 두께 | 블레이드 사이 허브면 최대응력 | 블레이드 최대응력 |
|---------|------------------|-----------|
| 0.8mm | 969MPa | 972MPa |
| 1.1mm | 971MPa | 975MPa |
| 1.6mm | 974MPa | 975MPa |

위 표에 그 결과를 나타내었는데, 요약하면 설계 범위의 슈라우드 두께는 지금까지 초점을 맞

춘 블레이드 모서리의 최대 응력에는 큰 영향이 없는 것으로 나타났다. 그러나 지금까지 슈라우드 유무가 최대 등가 응력 변화에 큰 영향을 미치는 것을 볼 때 슈라우드가 매우 얇아지면 최대 응력에 눈에 띄는 변화가 있을 것으로 생각되나, 본 연구에서 제작 및 안정적으로 운용 가능한 슈라우드 두께 범위로 선정된 0.8mm~1.6mm 범위에서는 블레이드 응력에 큰 영향은 없는 것으로 나타났다. 이는 0.8mm 두께 이상에서는 슈라우드가 블레이드의 팽창 변위를 구속하는 구속력에 큰 차이가 없다는 것을 뜻한다. 이와는 다른 슈라우드의 구속력의 결과로서 블레이드 사이의 허브면에서도 비교적 큰 최대 등가 응력이 발생하는데, 이 등가 응력은 슈라우드 두께 증가에 따라 큰 차이는 아니지만 뚜렷한 경향성을 가지고 증가하는 것을 확인하였다. 이는 슈라우드의 두께가 블레이드의 원주 방향 변위를 제한하는 특성으로 인하여 나타나는 것이며 선정된 슈라우드의 두께 범위 내에서도 원주 방향 구속력이 변화하는 것으로 생각된다. 본 연구에서 열팽창 및 기타 하중에 의한 블레이드의 변위는 설계 범위 내에서 무시할 만한 매우 작은 값이기 때문에, 최대 등가 응력에 의한 안전성 측면에서 슈어는 얇을수록 유리한 것임을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 터보펌프 구동용 터빈 블리스크에 대하여 여러 특징적인 형상 요소, 즉 블레이드 필릿 반경, 블레이드 모서리 둥글기 반경, 슈라우드의 유무 및 슈라우드의 두께에 따른 최대 등가 응력의 변화를 해석적 방법으로 조사하였다. 운전 초기 높은 온도 구배에 따라 나타나는 최대 등가 응력은 형상 요소의 변화에 따라 같은 조건에서도 최소 62MPa에서 1030MPa까지 매우 큰 변화를 보였으며 공력적인 효율과의 효과적인 절충을 통하여 작은 형상 변화로도 안전성이 크게 증가된 터빈 로터를 설계, 제작할 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. Logan, Handbook of Turbomachinery, Marcel Dekker Inc., New York, 1995.
2. Sorenson, G. R. and Clemett, H. R., "Low-cycle Fatigue in Small Turbines," Experimental Mechanics, 1962, pp. 353-358.
3. Jimboh, K., Aono, H., and Kawashima, T., "Ferris Wheel Testing-Low Cycle Fatigue Test of Gas Turbine Engine Discs," 80-GT-1, 1980.
4. Brown, A. M., Comprehensive Structural Dynamic Analysis of the SSME/AT Fuel Pump First-Stage Turbine Blade, NASA TM-208594, 1998.
5. Bladh, J. R., Efficient Predictions of the Vibratory Response of Mistuned Bladed Disks by Reduced Order Modeling, University of Michigan, Ph. D. Dissertation, 2001.
6. 윤석환, 전성민, 김진한, "터보펌프 케이징의 구조해석 및 측정", 항공우주기술, 제 5권, 제 2호, 2006, pp. 174-180.
7. 전성민, 김진한, 이대성, "액체로켓 터보펌프 구동터빈의 구조 강도 및 진동 안전성에 관한 연구", 한국항공우주학회지, 제31권, 제8호, 2003, pp. 77-84.
8. 유재한, 전성민, 최지훈, 이은석, 김진한, 이인, "액체 로켓 터보 펌프 터빈의 천이 열전달 및 구조 해석", 제 4회 우주발사체기술 심포지움, 한국과학기술원, 2003. 5. 30, pp. 209-216
9. 이대성, 최창호, 김진한, 양수석, "액체로켓용 터빈시스템 설계", 유체기계저널, 제 5권, 제 4호, 2002, pp. 11-18.
10. 이은석, 김진한, 조광래, "초음속 충동형 터빈 익형의 공력성능 향상을 위한 기하학적 설계 변수 수치 연구", 한국항공우주학회지, 제 31 권, 제 8호, 2003, pp. 99-106
11. 윤석환, 전성민, 이관호, 김진한, "30톤 추력 급 터보펌프 터빈의 구조 강도 및 진동 해석을 통한 안전성 예측", 유체기계저널, 제 7 권, 제 5호, 2004, pp. 20-28.
12. 박편구, 정은환, 김진한, "2단형 터보펌프 터빈의 유동해석", 항공우주기술, 제 7권, 제 2 호, 2008, pp. 151-156
13. Yoon, S. H., Jeon, S. M. and Kim, J., "Transient Thermal and Structural Analysis of the Liquid Rocket Turbopump Turbine", 2005 ASME Summer Heat Transfer Conference, San Francisco., HT2005-72020.