한국공작기계학회논문집 Vol.15 No.2 2006. 4.
Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers

3차원 가스터빈 블레이드의 연성 해석에 관한 연구

박근형*, 민택기+, 박창수++

(논문접수일 2005. 10. 13, 심사완료일 2006. 2. 2)

A Study on Coupled Field Analysis of 3-D Gas Turbine Blade

Keun Hyung Park*, Taeg Ki Min+, Chang Soo Park++

Abstract

A turbine blade operates under high temperature, high pressure, and the loads have the characteristics that the amplitudes change. Therefore, it is important to perform a stress analysis considering thermal and pressure loads. The purpose of this study is to investigate the effects of these loads on gas turbine blade through thermal stress analysis. The analysis results shows that pressure in gas fluid flow around blade is high in leading edge part, Gas temperature is connections with pressure of flow around blade. The distribution of stress from blade is appearing as is different at suction side and pressure side.

Key Words : FEM(유한요소해석), Gas turbine blade(가스터빈 블레이드), Thermal conduction(열전도), Thermal stress(열응력), ANSYS, Fluid flow(유동장)

1. 서 론

열에너지를 기계에너지로 변환하여 다시 전기에너지로 변환시켜 전기를 생산하는 발전설비로는 원자력발전, 석탄-석유 화력발전이 주종을 이루고 있으나 최근에는 가스 터빈을 사용한 복합화력 발전도 증가하는 추세에 있다. 기존의 화력, 원자력 발전은 환경 및 안전에 관한 규제로 인하여 LNG 등 청정 연료를 사용하는 복합 화력이 주목 되고 있다. 가스터빈의 주요 구조 부품들은 고온, 고압하의 작동조건 외에 주위 환경의 영향도 고려되어야 한다[1,2]. 또한 하중 조건도 평균응력과 응력 진폭이 동시에 변하는 변동 하중을 받게 되므로, 이들 부품의 설계에는 이들 각각의 하중이외에 하중 상호 작용도 동시에 고려되는 설계가 이루어져야 한다. 정확하고 신뢰성 있는 피로설계를 위해서는 가스터빈의 운전 조건을 면밀히 파악하고, 주어진 조건으로 가스터빈을 운전할 때 주요 부품이 받는 하중, 온도, 환경 등에 관한 데이터를

* 충남대학교 대학원 기계공학과 (khypark@nate.com)
주소: 305-710 대전광역시 유성구 봉명동 홍인오피스텔 1203
+ 충남대학교 기계공학과
++ 조선대학교 대학원 생산가공공학과

확보하여, 각 부품에 대한 구조 해석을 수행하고, 부품 소재의 피로 특성 및 손상법칙(damage rule)을 이용하여 피로 수명을 예측하여야 한다[3-5]. 가스터빈 블레이드의 손상은 취화된 블레이드의 외부 유입물에 의한 손상, 국부적 크리프 손상에 의한 균열의 발생, 열기계 피로에 의한 균열의 발상으로 볼 수 있고, 저주기 피로현상은 터빈 작동이 시작되어 정상상태에 이를 때에 발생되는 transient thermal condition에 의해 주로 발생된다[6].

터빈 블레이드의 수명을 예측하기 위하여 운전 온도분포와 하중, 응력, 변형률 등의 요인들이 운전조건에 따라 발생하는 손상의 기구를 규명하고 정량화하고, 실제 현장에서 발생하는 복합적인 손상에 대한 많은 연구가 진행 돼야 할 분야이다. 이 같은 연구는 국외에서 많은 연구가 이루어지고 있으며, 국내에서도 연구는 이루어지고 있으나 미비한 편이다[7,8].

따라서, 본 연구에서는 유동에 의해 발생하는 열 유동, 압력, 열전도를 하중으로 하여 열응력 해석을 통해 2단 터빈 블레이드의 손상 규명의 과정으로 연구를 수행하였다. 블레이드의 구조해석에 사용된 프로그램은 FEM 해석 코드인 ANSYS를 사용하였다[9].

2. 해석 모델

2.1 해석 모델

해석 모델은 터빈 블레이드의 응력 상태를 검토하기 위하여 Fig. 1과 같이 모델을 선정하였고, 블레이드 외부의 온도분포와 압력분포를 얻기 위해 3차원으로 블레이드와 유동장을 모델링하여 계산을 하였다. Fig. 1은 계산에 사용된 터빈

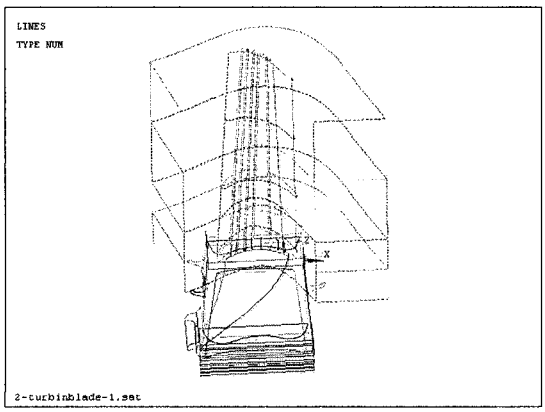


Fig. 1 Structure and fluid flow of 2nd turbine blade

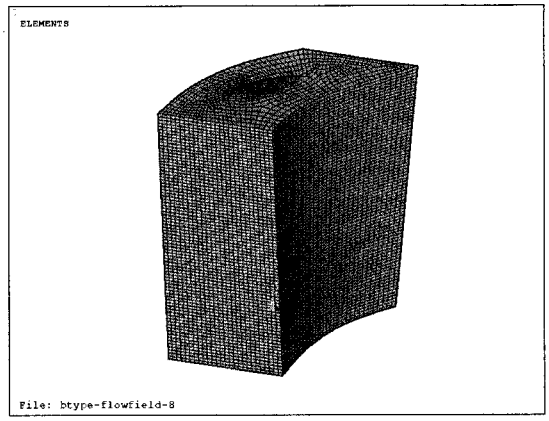


Fig. 2 FEM model of structure and fluid flow of turbine blade

블레이드 구조 및 주변 유동장을 나타내었고, Fig. 2는 계산에서 사용된 요소를 생성하였다.

2.2 재료의 물성치

유동장 해석을 위해 사용된 연소가스의 물성치는 Table 1과 같다. 연소가스의 물성치를 파악하는 가장 좋은 방법으로는 실제 연소기내에서 직접 채취하여 분석하는 방법이 있으나 이는 현실적으로 불가능하다. 이에 본 연구에서는 단열화염온도이론과 화학평형이론에 기반을 둔 대표적 연소해석 Code인 CEC를 이용하였다. 유동해석에 의해 도출된 터빈 블레이드의 온도 및 압력 구배를 응력해석을 위한 하중으로 적용하였다. 그리고, 블레이드의 내부의 냉각공기 통로에 의한 유량은 측정이 불가능하다. 따라서, 대략 10g/s의 질량유량이 흐른다고 가정하고 해석을 수행하였다.

Table 1 Properties of flow gas for turbine blade

Inflow Gas	Burning Gas(CH4+AIR)	
Inlet pressure	12×10^5(Pa)	
Inlet Temp.	1050(K)	
Outlet Pressure	10.8×10^5(Pa)	
Cooling Channel	Inlet pressure	2×10^5(Pa)
		5×10^5(Pa)
		10×10^5(Pa)
	Outlet Pressure	·
	Inlet Temp.	900(K)

Table 2 Material property of turbine blade

Material	Udimet 500
Reference Temp.(K)	811
Modulus of Elasticity(Pa)	191 E09
Poisson's ratio	0.3
Thermal Conduction Coefficient(W/m*K)	18.3 E06
Heat Coefficient of Expansion(m/m/K)	13.3 E-06
Yield Strength(Pa)	725 E06

본 해석에서 사용된 터빈 블레이드의 물성치는 Table 2와 같다.

2.3 경계조건

열응력을 해석하기위한 블레이드 경계 조건은 다음 그림 Fig. 3에 나타내었다. 블레이드의 실제 조립상태를 반영하기 위하여 도브 테일 부위를 완전 구속하였고(X,Y,Z 방향 병진 자유도 구속), 블레이드의 끝단(Tip) 부위를 X,Y 방향 병진 자유도를 구속하였다.

3. 해석 결과

3.1 열유동 해석 결과

Fig. 4는 터빈 블레이드 주변 가스 유동장의 높이별 해석 결과를 보여주는 그림이다. 결과에서 보여주는 바와 같이 suction side의 곡률이 가장 큰 영역에서 가장 크게 나타나고 있으며, root에서 tip 쪽으로 갈수록 크게 나타나고 있다. 이러한 이유는 suction side의 곡률이 가장 큰 부분에서 고온가스가 통과하는 단면적이 작아져 일정한 유량의 가스가 통과하기 위해서는 가스의 유속은 빨라져야 하기 때문으로

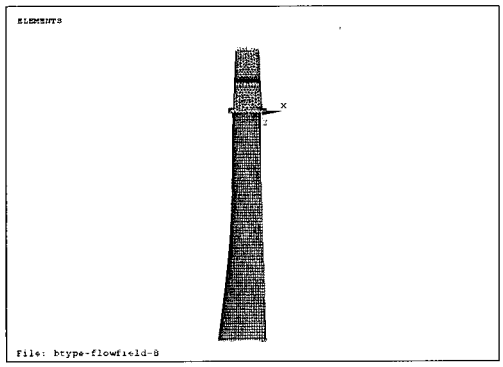
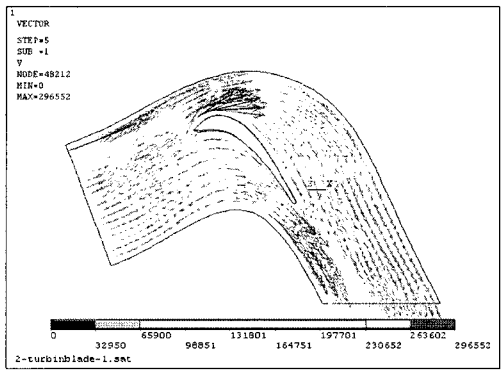
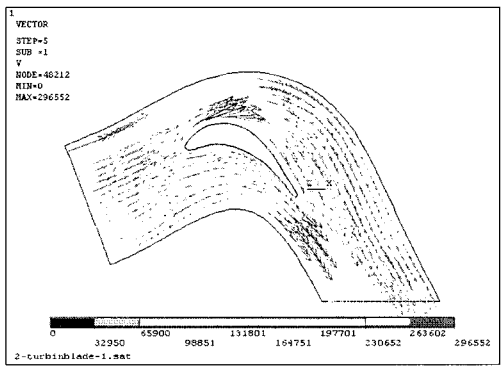


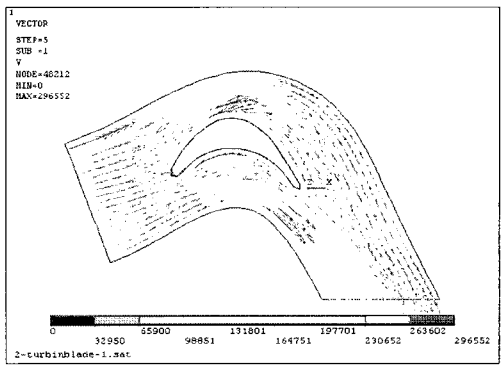
Fig. 3 Boundary condition of turbine blade



(a) tip-velocity



(b) mid-velocity



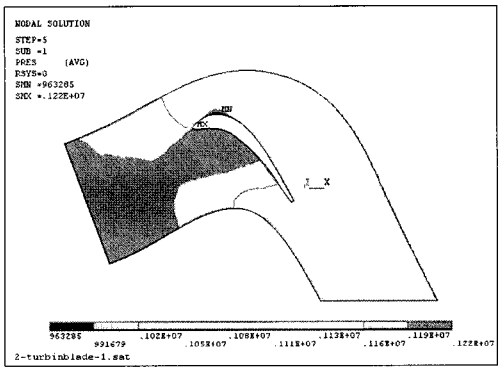
(c) root-velocity

Fig. 4 Velocity distribution of turbine blade surrounding fluid flow

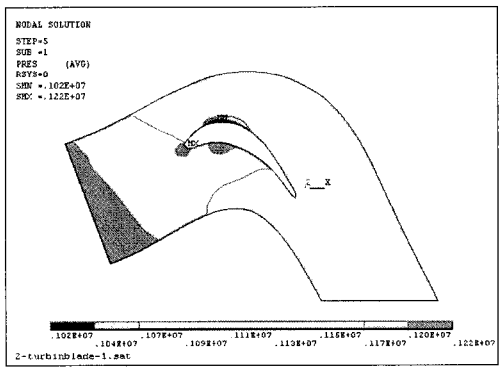
사료된다.

Fig. 5는 터빈 블레이드 주변유동장의 높이별 압력분포를 보여주는 그림으로 각 그림의 단위는 Pa이며 높이에 따라서 그림과 같은 압력분포를 보여주고 있다. leading edge측에서 높은 압력분포를 보여주며 trailing edge측에서 압력이 낮게 나타나고 있음을 보여주고 있다.

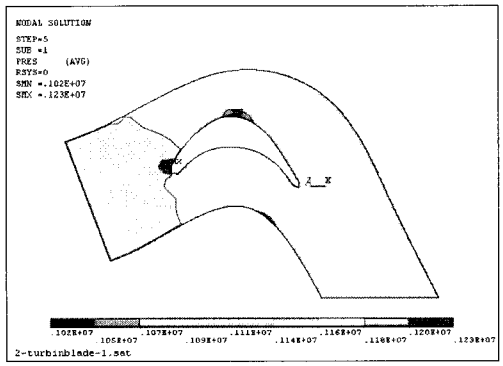
Fig. 6은 터빈 블레이드 주변유동장의 높이별 온도분포를 보여주는 그림이다. Fig. 5의 압력분포에서도 예상할 수 있



(a) tip-pressure

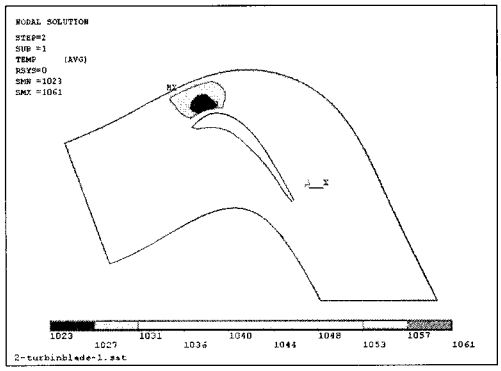


(b) mid-pressure

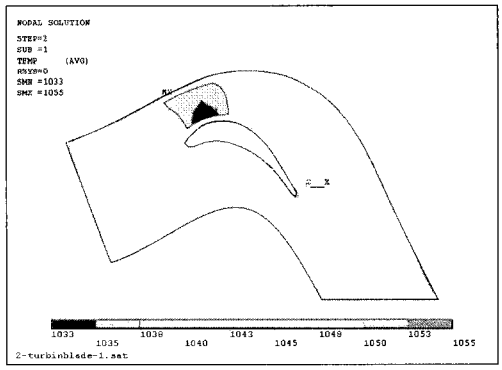


(c) root-pressure

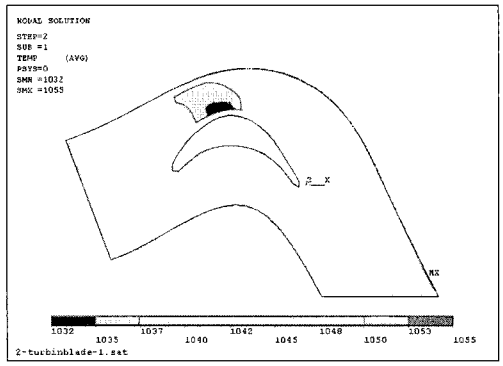
Fig. 5 Pressure distribution of turbine blade surrounding fluid flow



(a) tip-temperature



(b) mid-temperature



(c) root-temperature

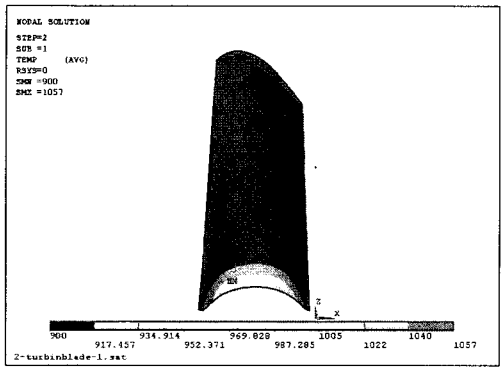
Fig. 6 Thermal distribution of turbine blade surrounding fluid flow

듯이 가스의 온도는 유동장의 압력과 상당한 연관관계가 있음을 알 수 있으며, 압력이 강하함에 따라 온도도 저하되고 압력이 높아짐에 따라 온도도 상승하고 있다.

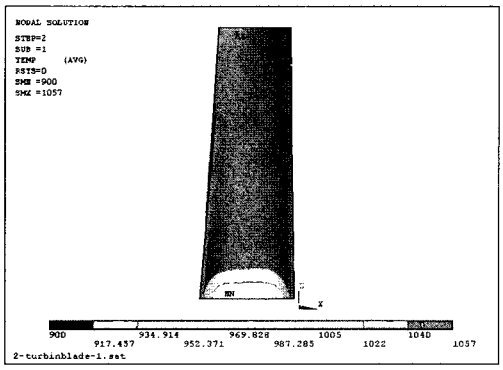
따라서 Pressure side(압력부)에서 온도와 압력이 높게나오고 있고, Suction side(흡입부)에서는 낮게 나오고 있음을 보여주고 있다.

그리고 Fig. 5와 Fig. 6의 각각의 높이별 블레이드의 형상과 통과단면적에 따라 약간의 차이는 존재하지만 압력과 온도분포의 전체적인 경향은 유사함을 알 수 있다.

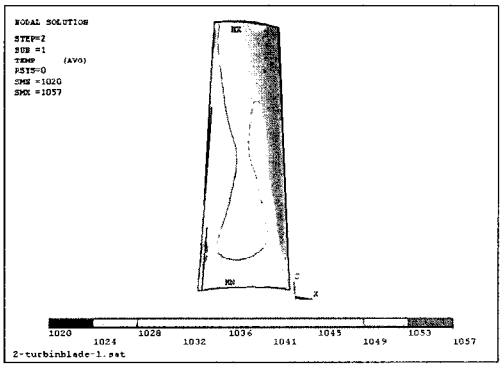
Fig. 7은 유동장의 각각의 압력에 따른 블레이드의 온도분포를 보여주는 그림이다. 그림에서 보듯이 블레이드 하부에서 상부로 갈수록 냉각공기온도의 상승에 따라 점차적으로 고온인 영역이 형성된다. 그리고, 압력이 변화함에 따라 블레이드의 root부에서 온도가 상승하는 것을 볼 수 있다.



(a) Pressure: 200000(Pa)



(b) Pressure : 500000(Pa)



(c) Pressure : 1000000(Pa)

Fig. 7 Thermal distribution of turbine blade

3.2 열응력 해석 결과

터빈 블레이드에 대해 냉각홀의 유동의 영향을 포함한 유동해석에서 도출한 온도 및 압력분포 데이터를 이용하고 응력해석을 수행하였다. 응력 결과는 Fig. 8, Fig. 9에 나타나 있다. 블레이드에 발생하는 최대 응력은 블레이드 하단부에

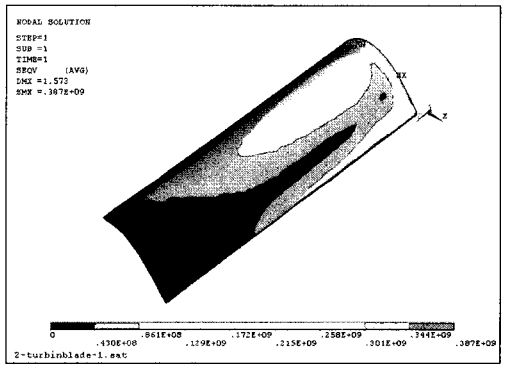


Fig. 8 Stress distribution of turbine blade Suction side(Pa)

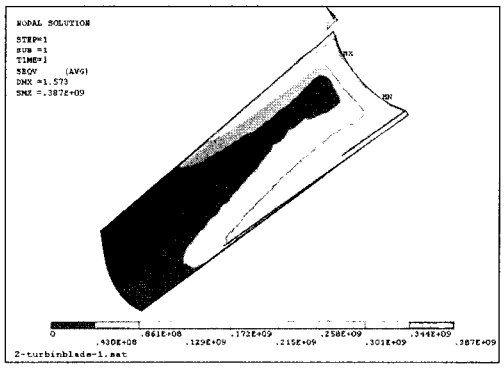


Fig. 9 Stress distribution of turbine blade pressure side (Pa)

서 발생하며 위치에 따라 43~387MPa의 응력이 발생하는 것으로 나타나고 있으며, 이는 항복응력(725MPa)의 25~54%의 응력 수준이다. 그리고, 응력분포는 온도 분포에 의한 열하중이 지배적인 것으로 사료된다.

4. 결 론

가스터빈 블레이드 유체의 유동에 의해 발생하는 열 및 압력 하중에 의한 블레이드의 응력 상태를 검토하기 위하여 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS의 연성해석적 방법을 이용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) blade 주변의 가스 유동에서 압력은 leading edge에서 크게 받고 있음을 알 수 있었다. 또한, 속도는 곡률이 가장 큰 영역인 suction side에서 나타나고 있음을 알 수 있었다.

(2) 블레이드 주변의 가스의 온도는 유동장의 압력과 상당한 연관관계가 있음을 알 수 있으며, 압력이 강하함에 따라 온도도 저하되고 압력이 높아짐에 따라 온도도 상승함을 알 수 있다. 따라서 온도분포의 전체적인 경향은 유사함을 알 수 있었다.

(3) 블레이드에서의 응력의 경향은 흡입부와 압력부에서 다른 응력의 분포를 나타내고 있으며, 해석 결과 발생한 최대응력은 Von-Mises의 항복조건을 만족함을 알 수 있었다.

(4) 블레이드에 나타난 응력 분포의 결과를 S-N curve에 적용한다면, 피로 수명 예측이 가능할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

(1) Lefebvre, A. H., 1983, *Gas Turbine combustion*, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 85~120.

(2) Hilt, M. B. and Waslo, J., 1984, "Evolution of Nox Abatement Technique Through Combustor Design for Heavy-Duty Gas Turbines," *J. Eng. Gas Turbine and Power*, Vol. 1, pp. 85~94.

(3) McVey, J. B., Padget, F. C., Rosfjord, T. J., Hu, A. S., Peracchio, A. A., Schlein, B. and Tegel, D. R., 1993, "Evaluation of Low-NOx Combustor Concepts for Aeroderivative Gas Turbine Engines," *J. of Eng. for GT and Power*, Vol. 115, pp. 76~85.

(4) Harlock, J. H., 1973, *Axial Flow Turbine*, R.E.K Publishing Company, pp. 32~130.

(5) Lakshminarayana, B., 1995, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*, John Wiley & Sons, Inc, pp. 19~95.

(6) Philip. P. W. and Paul F., 1998, *Gas Turbine Performance*, pp. 78~152. Blackwell Science

(7) KIMM, 1998, "A Feasibility Study for the Development of Heavy Duty Gas Turbine Engine for Power Generation," pp. 1~87.

(8) KIMM, 1998, "Conceptual Design of a Heavy Duty Gas Turbine Engine for Power Generation", pp. 135~156.

(9) ANSYS, Inc., *ANSYS Theory Reference - Release 6.1 & Advanced Analysis Techniques Guide.*