

증기분사 가스터빈 시스템의 성능예측

이한구*, 강승종, 이 찬

고동기술연구원 전력에너지연구실

Performance Prediction of Steam Injected Gas Turbine Cycle

Han-Goo Lee*, Seung-Jong Kang, Chan Lee

Institute for Advanced Engineering, Seoul 100-714, KOREA

요 약

증기분사 가스터빈 시스템의 성능예측 모델을 상용모사기인 ASPEN 코드를 이용하여 개발하였다. 압축기 및 터빈은 등엔트로피 과정으로, 연소기는 Thermal NOx 생성을 수반하는 연소모형으로서 가정하였다. 또한 터빈 냉각을 위한 추출공기량과 냉각공기가 터빈 성능에 미치는 영향은 적절한 상관 관계식을 도입하여 평가하였다. 본 예측 모델을 이용하여 예측된 결과와 실험결과간의 비교를 통하여 모델의 타당성을 제시하였고, 증기 분사량 및 터빈 냉각변수 변화에 따른 예측결과를 통하여 가스터빈 시스템 설계기준을 제시하였다.

1. 서 론

가스터빈은 저공해연소, 사용연료의 유연성, 부하변동에 따른 우수한 동적응답 특성 등의 장점으로 인해 발전분야의 동력장치로 각광을 받고 있으며, 그 사용범위도 기저부하용, 첨두부하용, 비상용 발전설비 등으로 매우 다양하다.

최근의 가스터빈 개발은 고효율화, 공해물질 저감이 가능한 시스템 개발에 초점을 맞추고 있으며, 이러한 개발의 초기단계에는 실제 가스터빈내에서 일어나는 물리적 현상(공기압축, 연소 및 공해물질생성, 고온팽창, 터빈날개냉각)을 예측할 수 있는 모사 프로그램의 사용을 통해 각 구성요소별 설계사양 및 기준이 결정된다. 이러한 이유로, 각 가스터빈 생산자들은 가스터빈 성능예측을 위한 전산모델의 개발 및 보완에 연구노력을 집중하고 있으며, 이렇게 확보된 전산모델들은 자체기술로서 외부에 공개하

지 않는 경향을 가진다.

그러므로, 본 연구에서는 상용모사기인 ASPEN 코드를 이용하여 가스터빈 성능예측 프로그램을 개발하였다. 가스터빈내 압축기 및 팽창터빈은 등엔트로피 상태에서 작동한다고 가정하였고, 연소현상은 연료/공기간의 화학반응을 고려한 반응기로서, NOx 생성은 Zeldovich 메카니즘으로서 모형화 하였다. 또한 터빈날개 냉각 및 혼합에 필요한 추출공기량은 터빈입구온도와 관련되어지는 상관관계식을 통해 평가하였으며, 터빈날개 냉각방식 및 냉각공기량이 터빈효율에 미치는 영향도 고려하였다.

연소기에 분사되는 증기를 생산하는 폐열회수 증기발생장치는 공급되는 물과 가스터빈 연소가스간의 열교환 장치로 모형화 하였으며, economizer, evaporator, superheater의 3부분으로 나누어 각각에 대한 열교환 과정을 고려하였다.

본 프로그램을 이용하여 예측된 가스터빈의 성능을 GE의 시험 데이터와 비교·분석함으로써 모델의 정확도를 검증하였고, 본 예측모델을 가스터빈 응용사이클인 증기분사 사이클에 적용하여 증기분사량이 시스템 성능 및 NOx 생성에 미치는 영향을 검토하였다. 또한 터빈 냉각방식이 가스터빈 전체 시스템 성능에 미치는 영향도 분석하였다.

2. 시스템 구성 및 모사방법

본 연구에 적용한 가스터빈 사이클은 Fig 1과 같이 압축기, 연소기, 터빈 및 터빈날개의 냉각을 위한 냉각시스템으로 나누었고, 증기분사를 위한 증기발생장치를 추가하였다.

Fig 1에서 알 수 있듯이 상온·상압의 공기가 압축기를 통하여 압축이 되며, 이때 압축공기의 일부를 터빈 날개의 냉각 및 연소가스 희석을 위하여 추출시킨다. 연소기내에서는 공급되는 연료, 증기 및 압축공기가 혼합되어 연소반응거쳐 고온·고압의 연소가스를 배출하고, 이 가스는 터빈을 구동시킨 후 연소기내에 분사되는 과열증기의 생산을 위한 열원으로 활용된다. 연소기내에 주입되는 연료로서 천연가스를 사용하였다.

압축기/터빈 : 본 시스템에서 도입한 압축기 및 터빈은 등엔트로피 과정으로 가정하였으며, 이 때의 효율은 다음과 같이 정의하였다.

$$\eta_{is} = \frac{h_{2, is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{압축기}) \quad (1)$$

$$\eta_{is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2, is} - h_1} \quad (\text{터빈}) \quad (2)$$

여기서 h_1, h_2 는 압축/팽창과정 전후의 엔탈피이다. 압축/팽창비 및 압축기/터빈의 입구조건이 주어지면 식(1), (2)로부터 압축기/터빈을 통과했을때 발생하는 엔탈피의 차이를 구할 수 있으며, 이 때 등엔트로피 효율은 가스터빈 제작사 결정되는 값이다.

연소 및 NOx 생성반응 : 천연가스의 연소반응은 연소기내의 연소구역(Combustion zone)에서 순간적으로 공기와 반응한다고 가정하였으며, 연소가스 희석구역(Dilution zone)에서는 터빈입구온도를 유지하기 위하여 압축기에서 추출된 압축공기와 연소가스가 혼합된다. 천연가스 연소반응은 다음과 같이 가정하여 모형화 하였다.



연소과정 중에 발생하는 NOx 생성 모형은 Zeldovich 메카니즘을 적용하였으며, 그 반응식은 다음과 같다.



NOx 생성반응은 연소반응에 비해 매우 늦으므로, 본 연구에서는 NOx 생성과정이 화염 형성이후에 일어난다고 가정하였고 NOx 생성반응율은 다음과 같이 표현하였다. [1]

$$d(\text{NO})/dt = 5.7 \times 10^{14} (\text{N}_2)(\text{O}_2)^{1/2} \exp(-66900/T), \text{ mol/cm}^3\text{sec} \quad (5)$$

터빈날개 냉각 및 공기추출 : 터빈날개 냉각 및 혼합에 필요한 추출공기량은 터빈입구온도와 상관관계가 있으며, 1,144K ~ 1,588K의 터빈입구온도에서 잘 부합되는 아래와 같은 상관관계식을 적용하였다. [2]

$$\begin{aligned} m_{c1} &= m_{\text{air}}[(\text{TIT}/10^4) - 0.15], & \text{at } P_1 &= (\text{PR})^{1/2} \times P_{\text{atm}} \\ m_{c2} &= m_{\text{air}}[(\text{TIT}/10^4) - 0.13], & \text{at } P_2 &= (\text{PR})^{2/3} \times P_{\text{atm}} \\ m_{c3} &= m_{\text{air}}[(\text{TIT}/2 \times 10^4) - 0.07], & \text{at } P_3 &= (\text{PR}) \times P_{\text{atm}} \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 m_{air} 는 압축기로 유입되는 전체 공기량, m_c 는 냉각 공기량, PR은 가스터빈의 전체 압축비, P는 추출공기의 압력, P_{atm} 은 대기압력을 나타내며, TIT는 화씨온도 단위로 표현되는 값이다.

터빈날개 냉각방식 및 냉각공기량이 터빈 효율에 미치는 영향은 다음과 같이 모델화하여 터빈의 등엔트로피 효율을 보정하였다. [3]

$$(\eta_T)^{\text{COOLED}} = (\eta_T)^{\text{UNCOOLED}}(1 - C_N(m_c/m_g)_N - C_B(m_c/m_g)_B) \quad (7)$$

여기서, C_N 및 C_B 은 냉각방식에 따른 계수로서 Table 1과 같으며, m_c 는 냉각공기의 양을 m_g 는 터빈단에 유입되는 공기의 양을 나타내며, 하첨자 N, B는 터빈의 노즐과 블레

이드를 의미한다.

증기발생장치 : 가스터빈 연소기내 분사되는 증기는 가스터빈의 고온 연소가스와 공급되는 물과의 열교환을 통해 발생되며, 폐열증기발생장치는 economizer, evaporator, superheater로 구성하였다. 연소기로 유입되는 증기의 조건은 압축기 출구조건에 비해 0.35MPa(50psi) 가압되고, 27.8K(50°F) 과열된 상태로 모델링 하였다.[4]

앞에서 언급한 각 구성기기와 모델은 ASPEN에서 공급하는 Block과 FORTRAN Block을 이용하여 작성하였다. 이에 대한 Block Diagram은 Fig. 2와 같으며, 여기에 각 Block의 이름과 ASPEN의 모델명 및 각 흐름의 연결상태를 나타내었다.

3. 결과 해석 및 논의

앞에서 제안된 모델의 정확도를 검증하기 위하여, GE의 가스터빈 시스템에 대한 예측결과를 실제 시험결과와 비교하였다. 본 연구에서 비교 대상으로 선정된 가스터빈은 GE사의 MS-7001E, F, FA 모델들이며 터빈냉각은 제 1단과 제 2단의 블레이드 및 제 2단의 노즐은 대류냉각(Convection cooling) 방식에 의해 제 1단의 노즐은 대류/막 냉각결합(Combination of film and convection) 방식에 의해 이루어진다.[5,6]

Table 2에서 볼 수 있듯이 예측된 가스터빈 성능이 시험결과와 비교적 잘 일치하고 있다. Fig. 3 (a), (b)는 본 연구에서 제안된 NO_x 생성 모델의 예측 능력을 보여주고 있다. 주어진 터빈입구온도, 증기/연료 비율에 대해 예측결과와 실험결과[7]간에 타당한 일치를 보이고 있으며, 터빈입구온도의 감소에 따라 예측에 의한 오차가 증가하는 이유는 본 연구에서 사용된 NO_x 생성 반응율이 고온의 실험자료로 부터 얻어진 관계식이기 때문이다.

Fig. 4와 5는 본 모델을 통해 예측된 증기분사 시스템의 성능변화를 보여주고 있다. 증기 분사량이 증가 할 수록 시스템의 출력과 효율은 향상되고, 이와 더불어 NO_x는 감소하는 경향을 보인다. 이러한 경향은 연소실에서 분사되는 증기가 화염온도를 낮추어 NO_x 생성을 억제하는 반면, 증기 첨가에 의해 늘어난 작동유량으로 인해 터빈 출력이 증가되기 때문이다. 미국 EPA 기준에 따르면 천연가스의 경우 NO_x 규제기준이 42ppm(15% O₂기준)으로서, Fig. 4와 5로부터 터빈입구온도가 1,422K, 1,560K인 경우에 EPA 규제기준을 만족하기 위해 필요한 증기분사량은 연료의 각각 약 50%, 70%임을 알 수 있다. 비록 증기분사에 의해서 NO_x 저감이 가능하지만, 가스터빈이 고온환경에서 작동하므로 증기분사량이 많은 경우에는 이로 인해 야기될 수 있는 가스터빈내의 부식 문제에 대한 세심한 고려가 필요하다.

터빈 냉각방식이 가스터빈 성능에 미치는 영향비교가 Table 3에 나타나 있다. 대류 냉각방식보다 막 냉각방식이 출력 및 효율저감에 더 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 이러한 결과는 다음과 같이 설명할 수 있다. 막 냉각은 터빈 블레이드나 노즐 날개 표면에 있는 작은 구멍들로 부터 분출된 냉각공기가 막을 형성하여 고온의 연소가스가 터빈날개에 일으킬 수 있는 열적 손상을 방지해 주는 것이고, 대류냉각은 터빈날개 내

부의 cooling circuit를 따라 냉각공기를 흘려줌으로써 간접적으로 터빈날개를 냉각하는 방식이다. 그러므로, 막 냉각은 연소가스와 냉각공기가 직접 혼합되면서 큰 압력손실을 초래하나, 대류냉각의 경우는 cooling circuit를 거쳐 공기는 날개 후류로 분출되므로 압력손실은 거의 초래하지 않는다.

Table 3의 결과로부터, 터빈이 매우 높은 고온하에서 작동하여 터빈날개의 냉각이 대류방식에 의해서는 불가능한 경우에는 냉각효율이 우수한 막 냉각 방식의 적용이 불가피하나, 그렇지 않은 경우에는 대류방식에 의해 터빈을 냉각하는 것이 가스터빈 성능향상을 위해 바람직하다.

4. 결 론

증기분사 가스터빈 시스템을 상용모사기인 ASPEN 코드를 이용하여 모사한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수가 있었다.

- (1) 본 연구에 의해 개발된 모델의 예측 결과가 실험결과와 잘 일치하였다.
- (2) 증기분사에 따라 효율 및 출력은 증가하였고, NOx 생성은 급격히 감소하였다.
- (3) 터빈입구온도 증가에 따라 NOx 기준을 충족하기 위한 증기분사량은 증가한다.
- (4) 막 냉각 방식은 대류 냉각 방식에 비해 더 큰 가스터빈 성능저하를 일으킨다.

참고문헌

1. F.A. Williams, *Combustion Theory*, pp.402-405, Benjamin/Cummings Publishing Co., 1985
2. DOE/METC-85/4027, *ASPEN Simulation of Fluidized-Bed and Entrained-Flow Integrated Gasification Combined-Cycle Power Plants*, 1985
3. EPRI-AP-2871-CCM, *Gas-Turbine Evaluation(GATE) Computer Program*, 1983
4. F.J. Brooks, *GE Gas Turbine Performance Characteristics*, GER-3567D, 1993
5. A.D. Maddaus, *MS7001E/F Gas Turbine Development and Application*, GER-3704, 1991
6. D.E. Brandt, "Heavy-Duty Turbopower : The MS7001F", *Mechanical Engineering*, pp.28-36, July 1987
7. J.P. Claeys, et al, "Combustion System Performance and Field Test Results of the MS7001F Gas Turbine", *ASME J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 115, pp.537-546, 1993

Table 1. Coefficient of Turbine Cooling Method on Turbine Efficiency

METHOD OF COOLING	% TRAILING EDGE INJECTION	C _N	C _B
CONVECTION	100	0	0
FILM/CONVECTION COMBINATION	75	0.12	0.24
	50	0.15	0.30
	25	0.18	0.36
FULL COVERAGE FILM	0	0.35	0.60
TRANSPARATION/CONVECTION COMBINATION	25	0.50	1.00
TRANSPARATION	0	1.00	1.50

Table 2. Performance Comparison between Prediction and Experiment

	MS7001E		MS7001F		MS7001FA	
	Exp.	Pred.	Exp.	Pred.	Exp.	Pred.
Rate(Btu/kWh)	10030	9970.2	10390	9789.7	9500	9481.8
Work _{NET} (MW)	125	126.4	135.7	144.9	159	152.3
Efficiency(%)	34.0	34.2	32.9	34.9	35.9	36.0
NO _x Production(PPM)	93	113.3	N/A	196.9	N/A	314.9
TIT(°F)	2100	2099.8	2300	2306.8	2350	2348.3
Exhaust Temp. (°F)	991	960.2	1099.4	1054.2	1093	1032.0

Table 3. Effect of Blade Cooling Method on Gas Turbine Overall Performance

	Convection	Film/Convection Combination			Full Coverage Film
		75%	50%	25%	
Work _{NET} (MW)	126.7	125.4	125.1	124.7	123.2
Efficiency(%)	34.4	34.0	33.9	33.8	33.4

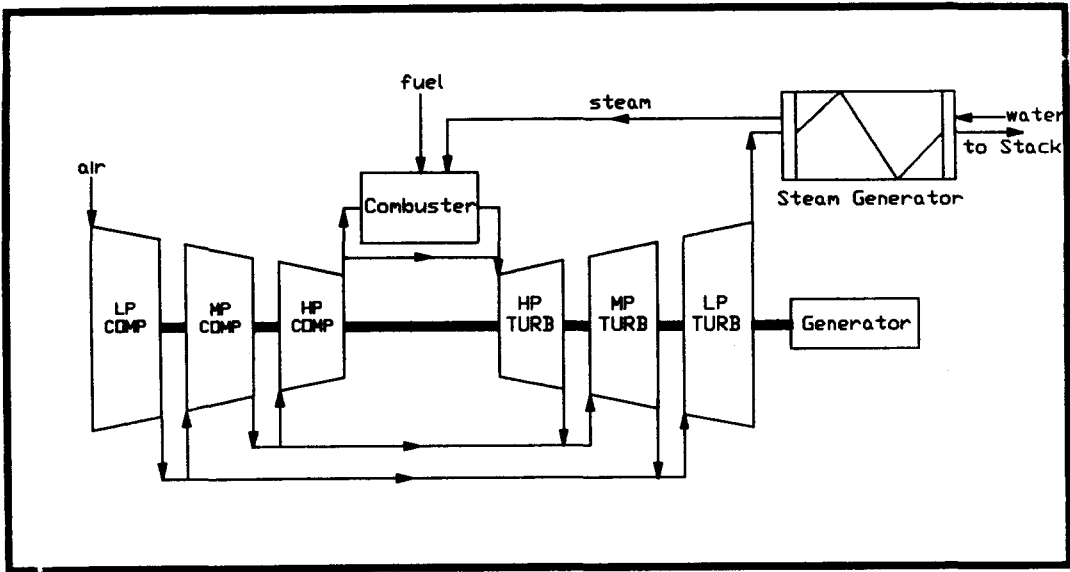


Fig.1 Schematic Diagram of Steam Injected Gas Turbine Cycle

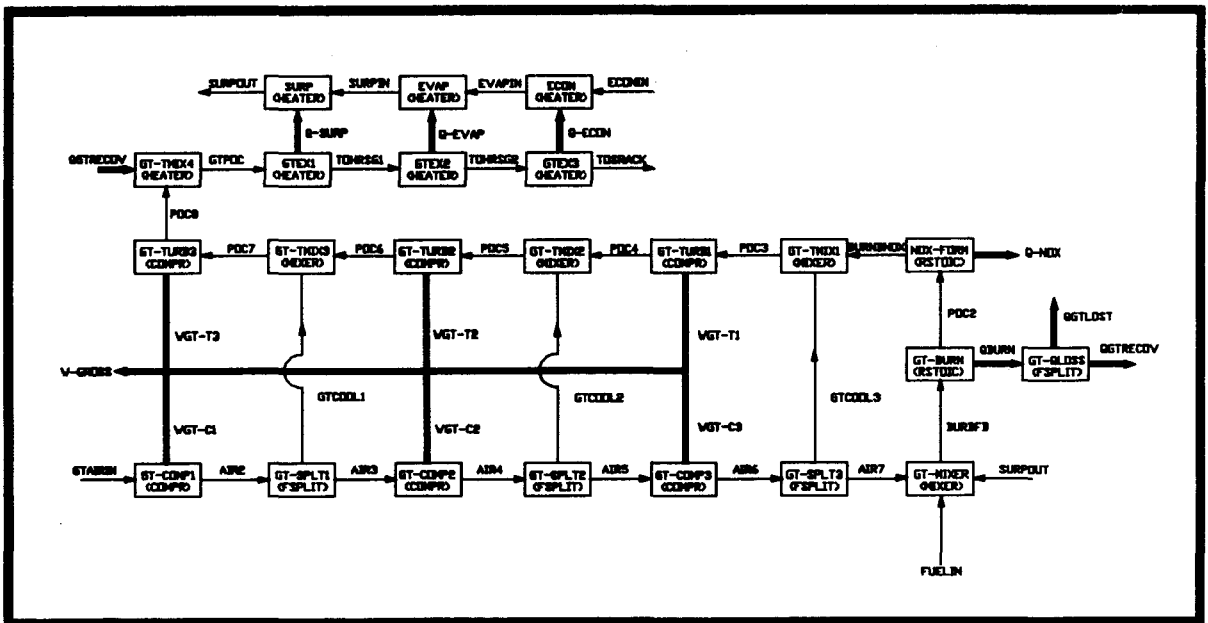
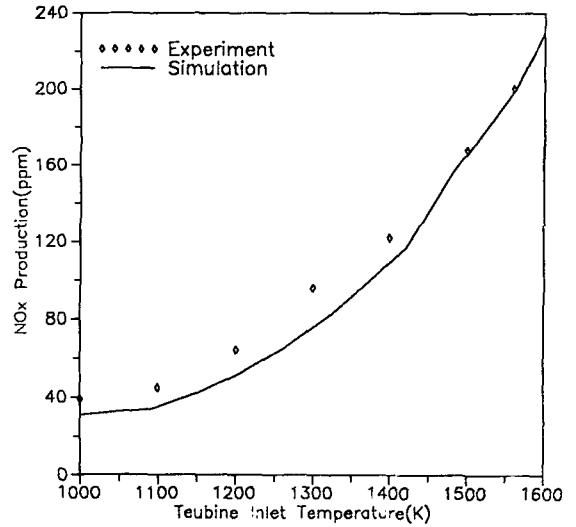
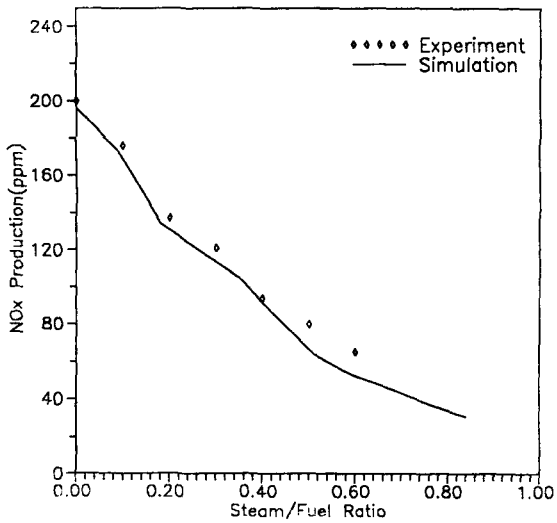


Fig.2 Block Diagram of Steam Injected Gas Turbine Cycle



(a) (b)

Fig. 3 Comparison of the NO_x Prediction with Experiment
 (a) NO_x Production vs Steam Addition
 (b) NO_x Production vs TIT

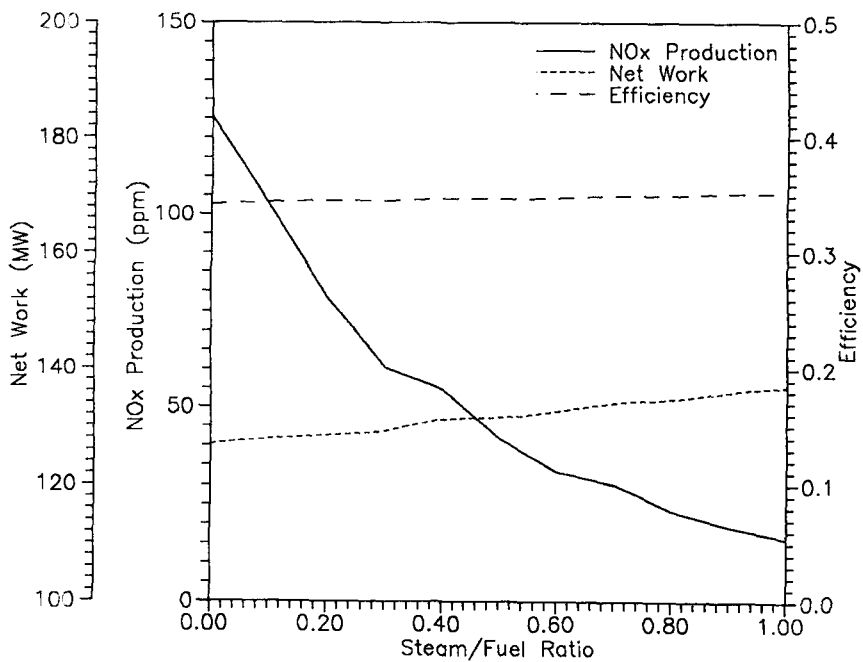


Fig. 4 Effect of Steam Addition on Gas Turbine Performance(TIT = 1,420K)

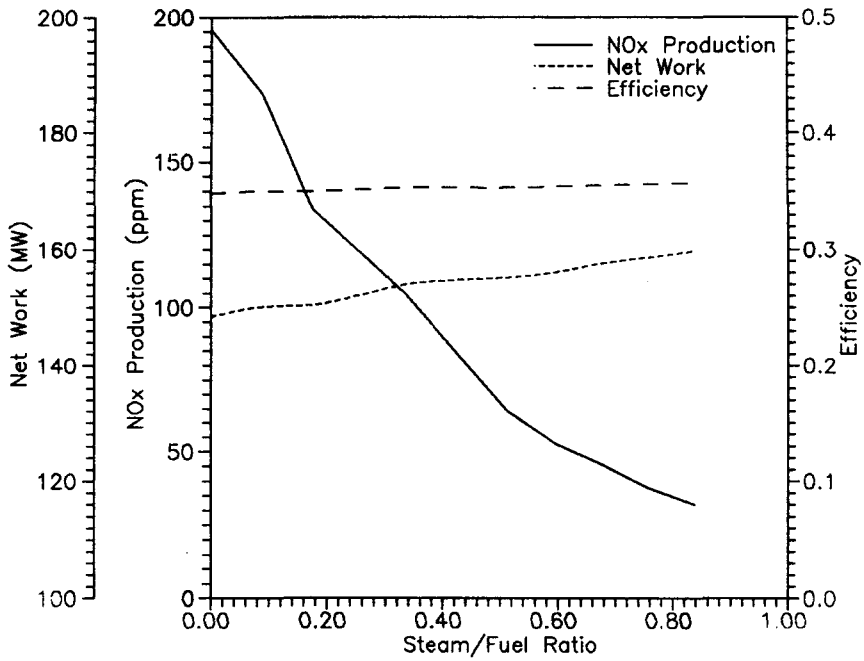


Fig. 5 Effect of Steam Addition on Gas Turbine Performance(TIT = 1,560K)