

CFD 기반 가스터빈 엔진 모사 코드 개발

진상욱* · 김귀순** · 최정열** · 안이기*** · 양수석**** · 김재환***

Development of Gas Turbine Engine Simulation Program Based on CFD

Sangwook Jin* · Kuisoon Kim** · Jeong-Yeol Choi** · Iee Ki Ahn*** · Soo Seok Yang**** · Jae Hwan Kim***

ABSTRACT

Gas turbine engine simulation program has been developed. In compressor and turbine, 2-D NS implicit code is used with $k-\omega$ SST turbulent model. In combustor, 0-D lumped method chemical equilibrium code is adopted under the limitations, the products are only 10 species of molecular and air-fuel is perfectly mixed state with 100% combustion efficiency at constant pressure. Fluid properties are shared on interfaces between engine components. The outlet conditions of compressor have been used as the inlet condition of combustor. The inlet condition of turbine comes from the compressor. The back pressure in compressor outlet is transferred by the inlet pressure of turbine. Unsteady phenomena at rotor-stator in compressor and turbine is covered by mixing-plane method. The state of engine can be determined only by given inlet condition of compressor, outlet condition of turbine, equivalence ratio and rotating speed.

초 록

가스터빈 엔진을 모사하기 위한 프로그램을 2차원 CFD 코드를 기반으로 개발 하였다. 압축기와 터빈은 $k-\omega$ SST 난류 모델의 2차원 NS(Navier Stokes) 코드를 이용하였고, 연소기는 lumped method 화학 평형 코드를 바탕으로 완전 혼합 상태에서 연소효율 100%로 가정된 케로신 공기 반응의 생성물 중 대표적인 10종류를 물분율을 계산, 당량비에 따른 연소기 온도를 예측하였다. 압축기, 터빈에서 로터의 회전에 의한 비정상 유동 현상은 mixing-plane 기법을 이용한 경계면 처리로 그 효과를 나타내었고, 압축기는 연소기로 온도 압력을 주고, 연소기는 터빈으로 온도와 질유량을 전달하나 압력의 변화가 없는 것으로 가정하였다. 이를 바탕으로 아음속 조건에서의 압축기 입구 조건과 터빈 출구 조건, 회전수, 연소기의 당량비를 주는 것만으로 엔진의 성능이 계산 될 수 있는 통합 코드를 구성하였다.

Key Words: Engine Simulation(엔진 모사), Propulsion System(추진기관), Gas Turbine Engine(가스터빈 엔진), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학)

† 2008년 2월 14일 접수 ~ 2009년 2월 20일 심사완료

* 정회원, 부산대학교 기계기술연구원

** 종신회원, 부산대학교 항공우주공학과

*** 정회원, 한국항공우주연구원 항공엔진팀

**** 종신회원, 한국항공우주연구원 추진기관팀
연락처, E-mail: kuskim@pusan.ac.kr

1. 서 론

현대적인 가스터빈 엔진의 기초이론은 1791년 영국의 John Barber에 의해 제시되었으나 1937

년에 이르러서야 영국의 Frank Whittle에 의해 실제 가용동력을 내는 가스터빈이 만들어 졌다 [1, 2]. 이후에도 계속적으로 새로운 엔진이 설계되고 개발되었지만, 이러한 엔진의 성능 설계는 아주 단순한 “사이클 해석”을 통해 수행되었다. 사이클 해석은 압축기, 연소기, 터빈 등의 성능 곡선을 필요로 하는데, 이는 각 구성품의 개발 후 다양한 조건에서 수많은 시험을 거친 후에 가능해진다. 때문에 최종적인 엔진은 사이클 해석과 각 구성품(압축기, 연소기, 터빈)의 설계 개발, 성능 시험 등 복잡한 절차의 반복을 통해 완성된다. 그러나 엔진 설계 시 각 구성품들은 개발되어 있는 상태가 아니므로 존재 하지 않는 성능 곡선은 유사한 조건의 성능 곡선을 활용해서 설계를 시작하지만 정확도가 떨어지기 때문에 수정하는 과정을 반복하게 된다.

성능 분석을 위한 엔진 구성품의 수치해석 경향은 초기에는 유선곡류법(streamline curvature method)이 주류를 이루다가, 컴퓨터의 속도와 용량이 증가하면서 최근에는 3차원 수치해석 기법이 널리 적용되기 시작하여 다단 압축기, 터빈 등에 대한 3차원 해석 기법이 개발되어 최적설계까지 활용되는 추세이다[3-6]. 그러나 이러한 구성품 각각에 대한 해석은 서로 간의 상호작용이 고려되지 않아 엔진 전체의 설계나 성능해석에는 제대로 활용되고 있지 못한 실정이며 이와 같은 문제점을 해결하기 위해 full engine simulation이 시도되고 있다.

실제 엔진을 제작하면서 관련 기술의 필요성을 먼저 인지한 엔진 선진국에서는 엔진 통합 설계/해석 프로그램을 개발하기 위한 NPSS(Numerical Propulsion System Simulation) [3-6], PROOSIS(PROpulsion Object Oriented Simulation Software)[7-12]와 같은 프로젝트를 이미 진행하고 있다. 그렇지만 엔진에 관련된 성능 자료들은 기업, 연구소의 비밀 자료로 분류되어 외부로 유출되는 것이 금지되고 있고, 엔진 시뮬레이션 관련 보고서 등에서도 기술 습득에 대한 성과 자료만 있을 뿐 구체적인 정보의 언급은 없다. 국내에서는 엔진 구성품 단위로의 연

구는 확인 되고 있으나, 구성품을 통합한 형태의 연구는 진상욱 등[13]은 사이클 해석과 CFD 해석이 결합된 형태의 엔진 성능 해석에 관한 기술을 정리 발표한 것 외에는 보고 사항이 없다.

선진국에서 연구되고 있는 NPSS나 PROOSIS에서는 계산 시간을 줄여 활용도를 높이기 위하여 사이클 형태의 엔진 성능을 미리 계산하고 그에 따라 필요한 영역에 대해서 세부 해석을 실시하는 절차를 따르고 있는데, 이렇게 할 경우 사이클 해석을 위한 기초 엔진 데이터가 많이 필요하다는 단점을 내포하고 있어 기초 자료가 부족한 상황에서는 활용하기 어렵다.

이에 따라 본 연구에서는 사이클 해석 부분을 배제하고 단일화된 구성품 모듈로 엔진 전체를 구성하였는데, 2차원 점성 CFD코드를 이용하여 압축기와 터빈을 해석하고 공연비에 따라 온도 상승만을 일으키는 연소기를 두어 엔진 전체를 하나의 계산영역으로 두어 성능해석을 할 수 있는 코드를 개발하였다. 이를 이용하여 터빈 1단에 대해 압축기의 단수를 각각 1, 2, 3단으로 변화시켰을 때의 압력, 온도, 마하수 변화를 관찰하였고, 나온 결과를 엔진 성능 이론에 비추어 물리적 의미를 파악, 평가함으로써 엔진 전체의 성능 해석 가능성을 확인하였다.

2. 해석 방법

압축기와 터빈의 성능 자료는 2차원 NS 방정식을 이용한 CFD (Computational Fluid Dynamics) 유동 해석 프로그램을 통해 얻고, 연소기는 무차원 형태인 화학 평형 방정식을 이용하여, 케로신, 공기의 화학 반응을 통해 나오는 온도 데이터를 참조 하였다. 이와 같은 엔진 각 구성품 모듈을 바탕으로 모듈간의 인터페이스 처리를 통해 구성품간의 유기적 연동이 가능한 성능 해석 프로그램을 완성하였다.

2.1 프로그램 알고리즘

엔진의 각 구성 요소는 모듈화 된 형태로 계

산되는데, 메인 루틴에서 각 모듈 프로그램의 실행하고, 모듈간의 경계값들을 주고받을 수 있게 한다. 각 부분의 위치를 명확히 하기 위하여 Fig. 1과 같이 나타내었는데, 압축기를 통해 들어온 공기는 입구인 1에서 출구 3의 위치로 이동 하면서 압축 되고 3에서 4의 과정을 통해 연료와 혼합되어 연소 과정을 거친다. 온도가 상승한 연소 가스는 터빈 입구인 4로 들어가 가속, 팽창되어 6으로 나오게 되어 있다.

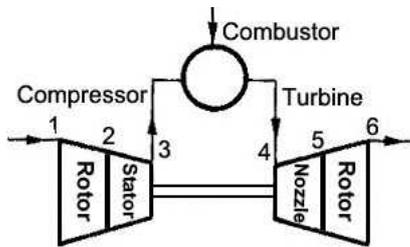


Fig. 1 Engine Structure

위의 과정들은 Fig. 2의 계산흐름도에 나와 있는 것과 같이 프로그램화 되었는데, 메인에서 서브루틴 형태로 만들어진 엔진의 각 구성품(압축기, 연소기, 터빈)을 호출해가며, 수렴 정도를 판단하고, 수렴 되었을 경우 후처리 과정을 거쳐 원하는 데이터를 뽑을 수 있게 만들어져 있다.

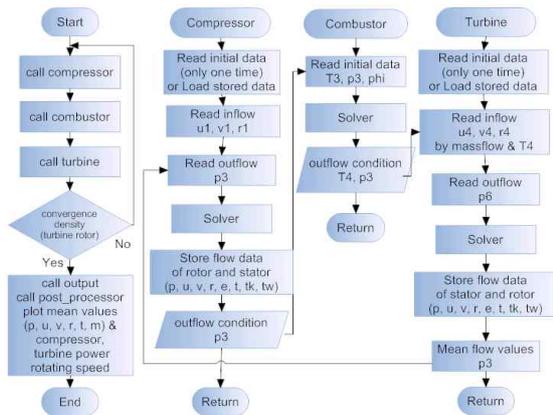


Fig. 2 Program Flowchart

엔진 구성품 간의 경계 조건은 각 경계면에서

의 유동 속도의 마하수에 의해 명시되는 값과 외삽되는 값이 정해진다. 2차원에서 아음속일 경우, 입구 조건은 3개의 명시 조건과 1개의 외삽 조건이 있으면 경계조건은 완성된다. 만일 엔진이 아음속에서 작동한다고 한정되면 압축기의 입구 조건 3개와 터빈의 출구 조건 1개만 있으면 전체 유동을 해석할 수 있게 된다. 압축기의 입구 속도와 밀도가 정해지면 유량이 정해지므로 이를 입구 조건이라 할 수 있고, 터빈의 출구를 대기압 상태라고 하면, 출구 조건이 된다. 그러므로 각 경계면에서 입구 조건은 유속(수평 및 수직 방향)과 밀도로, 출구 조건은 압력으로 두면 엔진 각 구성품들이 유기적으로 상호 작용을 할 수 있게 된다. 연소기는 무차원 형태로 특이점이라고 볼 수 있는데, 압축기를 떠난 공기는 주어진 공연비에 따라 화학 반응에 의해 온도 상승을 일으키지만 등압 상태를 유지한다고 볼 수 있다. 때문에 압축기 출구 압력과 연소기 출구의 온도를 바탕으로 이상 기체 상태 방정식을 활용하면 터빈 입구의 밀도 값을 얻을 수 있고, 압축기에서 이미 질유량이 정해져 있으므로, 터빈의 입구의 면적만 주어지면 터빈 입구의 유속도 정해지게 된다. 이를 전체적으로 엮어서 보면, 압축기 입구에 유동각, 속도, 밀도를 주고, 터빈의 출구에 압력을 주게 되면, 엔진 내부 각 경계면에서는 계산된 경계값들을 주고받으면서 엔진 전체가 단일화된 형태로 계산된다고 할 수 있다.

2.2 압축기, 터빈에서의 유동 해석 방법

2.2.1 지배방정식 및 난류모델

2차원 형태의 압축기와 터빈의 유동 계산을 위해 2차원 NS 방정식을 도입하였고[14], 난류 유동장 해석은 복잡한 벽함수를 사용하지 않고도 경계층 내부의 유동을 잘 예측하는 k- ω 모델과 입구의 자유류 값에 큰 영향을 받지 않는 k- ϵ 모델의 장점만을 결합시킨 Menter의 k- ω SST 모델을 적용하였다[15]. 공간차분은 Roe의 풍상차분법(upwind scheme)을 적용하고, 시간차분은 점성항과 대류항을 내재적으로 풀 수 있는 완전

내재적 기법인 LU-SGS(Lower Upper-Symmetric Gauss Seidel) 기법을 바탕으로 하는 Hybrid 알고리즘을 이용하였다.

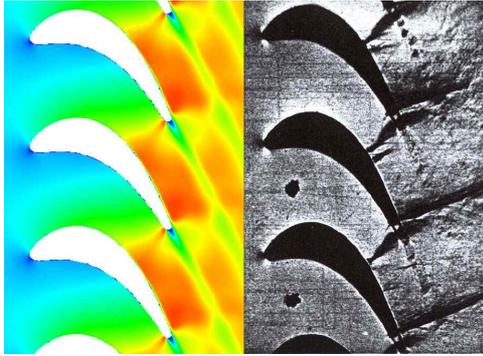


Fig. 3 Mach No. Contour And Schlieren Picture
 $M_2=0.96$, $Re_2=8.8 \times 10^5$

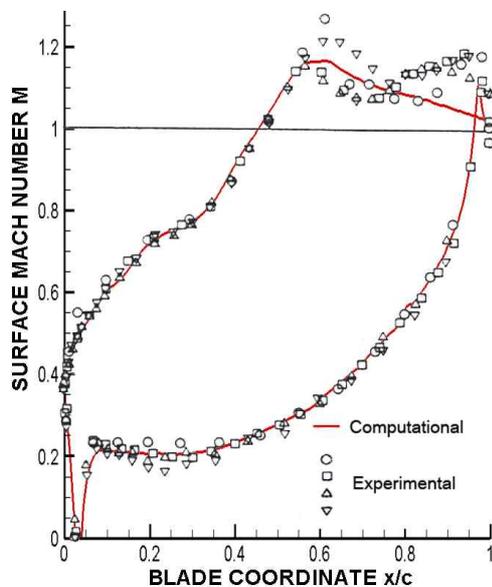


Fig. 4 Isentropic Mach No. Distribution on Blade Surface($Re_2=8.8 \times 10^5$)

2.2.2 코드 검증

수치 해석법의 타당성을 확인하기 위하여 천음속 영역의 대표적인 익렬로서 실험적, 수치적으로 많은 연구가 수행된 VKI(von Karmann Institute) 선형 터빈 익렬에서의 유동을 Kiock

et al 등에 의해 수행된 실험 결과[16]와 비교하였다. 141x51 H형 격자를 구성한 후 입구 조건 $M=0.282$, 출구 조건 $M=0.96$ 의 천음속 조건에 대한 계산을 실시하여 가시화된 유동장(Fig. 3)과 익렬 표면의 등마하수선도(Fig. 4)를 나타내었는데, 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 충격파 이후에는 실험값과 다소 차이를 보이나 일반적인 가스 터빈 엔진 내부에서 초음속 유동의 형성은 없으므로 코드의 유용성은 충분하다.

2.2.3 정익 동익 상호작용 모델

터보기계에서 정익은 정지해 있고, 동익은 회전하고 있으므로 두 익형 열 간의 비정상 유동으로 인해 1)포텐셜 유동 상호 작용, 2)충격파 상호작용, 3)후류 상호 작용 등이 발생한다고 Dorney, Sharma 등에 의해 보고 되었다[17]. 가장 정확한 분석 방법은 완전 비정상 해석을 하는 것이지만, 많은 계산 자원이 필요하고, 시간이 많이 드는 단점 때문에 엔진 전체를 해석하는 본 연구에서는 활용하기에 어려운 점이 있어 제외하였다.

비정상 해석에 비해 적은 계산 자원으로 풀이가 가능한 정상 상태 해석 방법은 크게 혼합면 기법(mixing-plane method), 프로즌 로터 기법(frozen rotor method) 두 가지로 나눌 수 있다. 혼합면 기법은 Dawes et al[18]의 평균면 기법(averaging-plane method)의 다른 이름이기도 한데, 동익 출구의 유동 변수를 원주 방향으로 평균하여 정익의 입구 경계 조건으로 부여하는 방법으로 정익과 동익의 정상 상태 간섭 해석에 적용된다. 그러나 이 모델의 경우 유동 변수를 평균함으로써 발생하는 물리적 현상의 손실 가능성이 있다. 또 다른 대표적인 정상 상태 해석 방법인 프로즌 로터 방법은 Adamczyk에 의해 제시된 평균유로 기법(average-passage method)[19]을 응용한 한 형태라고 할 수 있다. 프로즌 로터 기법의 경우 원칙적으로 비정상 방정식을 풀 수 있지만, 비정상성의 가장 주요한 원인인 동익의 움직임이 고려되지 않기 때문에 이 모델을 적용하여 얻는 비정상 해석 결과로는 큰 의

미를 갖지 못한다[20]. 혼합면 기법과 프로즌 로터 기법 모두 익렬 경계면에서의 적절한 경계조건을 주면서 모든 열을 동시에 계산하므로, 상호작용 효과가 나타나지만, 물리적으로 중요한 후류 혼합과 전파, 음향학적 상호작용 등이 무시된다[21]. 위의 두 방법 중 프로즌 로터 기법은 동익/정익 사이의 경계면이 기하학적으로 동일한 형상이 되어야 하고, 상/하류의 계산 영역이 동일한 주기 조건을 갖도록 해야 한다. 또한 동익과 정익의 수가 다른 경우에는 각 익렬의 통과 피치 거리를 조절해 줘야 하는 제약이 있는데 [22], 혼합면 기법의 경우 상/하류 간의 유동을 완전히 평균하기 때문에 블레이드 수가 다른 경우에도 쉽게 적용 가능하므로, 전반적으로 프로즌 로터 기법보다 적용이 편리하다. 이런 이유로 본 연구에서는 혼합면 기법을 이용하여 정익/동익 간의 비정상 문제를 해결하였다.

구체적으로는 Mina Zaki et al[23] 등에 의해 수행된 여러 가지 인터페이스 경계 조건에 따른 유동 결과가 실제 값과 가장 비슷한 특성을 보인다고 밝혀진 특성 경계 조건(characteristic boundary condition)을 이용한 혼합면 기법을 이용하였다.

2.2.4 유동 평균 방법

유동을 평균하는 방법 중 혼합(mixed-out) 평균 기법은 유동을 완전히 혼합하여 평균하는데, 이 상태의 유동은 충분히 발달된 상태의 후류를 나타내게 된다. 운동 에너지 평균 기법은 지역적으로 일정한 상태를 유지하게 만들므로 질량, 정엔탈피, 속도 제곱항이 보존되어 정압력은 지역적으로 평균된 압력이 되고 전압력은 후류에서 혼합 손실의 발생을 제거하게 된다[24]. 위의 두 방법 중 상류가 후류에 어느 정도 영향을 미치는 형태를 취하는 후자의 경우 좀 더 물리적 의미의 손실이 적으므로 본 연구의 평균 방법으로 채택하여 적용하였다.

2.2.5 압축기 모델

압축기는 3 1/2로 이루어진 PSRC(Pennsylvania State University Research Compressor)의

입구 안내익 1열을 제외한 첫 번째 단의 압축기 형상[21]을 가져 왔으며 형상정보는 Table 1에 정리 되어 있다. 이를 바탕으로 실제 익렬을 제작하는 방법으로 데이터를 만들었고[26], 익렬 간격은 날개 개수와 직경으로 산출 할 수 있으나, 계산의 편의를 위해 정익과 동익에서 익렬의 간격은 동일하다고 가정하고 코드 길이의 0.71로 고정하였다.

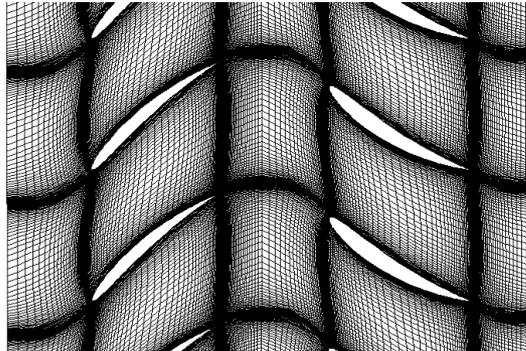


Fig. 5 The Combination of 141 x 71 H-Type Grid at Rotor and Stator in Compressor

Figure 5은 동익열과 정익열을 각각 141x71 H형 격자로 구성한 뒤 동익의 마지막 격자열과 정익의 첫 번째 격자열이 겹치도록 하여 혼합면 기법에 활용할 수 있도록 하였다.

Table 1. Blade Design Parameters for the PSRC

Parameter	Rotor	Stator
No. of Blade	70	71
Diameter(in)	22.01	22.05
Blade Inlet Mean Camber Angle(deg)	1.30	0.96
Blade Exit Mean Camber Angle(deg)	6.00	6.00
Total Camber Angle(deg)	49.5	32.7
Chord Angle(deg)	1.01	0.95

2.2.6 터빈 모델

터빈은 UTRC(The United Technologies Research Center)의 LSRR-I(Large Scale Rotating Rig No. 1)을 모델로 하였다. Table 2에 나와 있는 것과 같이 R. P. Dring et al[27]에 의해 수행된 실험에 쓰인 터빈의 익형 형상은 그대로 적용하였으나, 익렬의 간격과 날개 간격은 코드 길이 대비, 0.71로 하였다. 압축기에서와 마찬가지로 141x71 H형 격자를 노즐과 로터에 적용하였으며, 익렬 중간 지점에서 한 열은 겹치도록 하였다(Fig. 6).

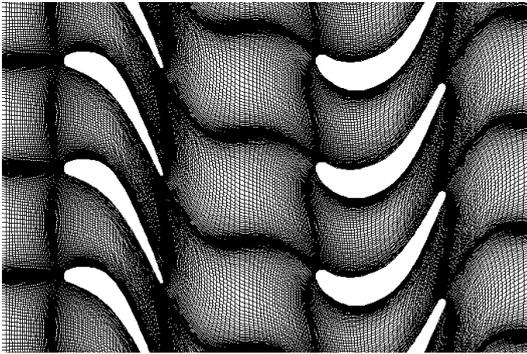


Fig. 6 The Combination of 141 x 71 H-Type Grid at Nozzle and Rotor in Turbine

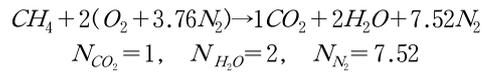
Table 2. Blade Design Parameters for LSRR-I

Parameter	Stator	Rotor
No. of Blade	22	28
Diameter(ft)	5	5
Stagger angle(deg)	49.5	32.7
Inlet flow angle(deg)	90.0	40.0
Exit flow angle(deg)	22.5	25.5

2.3 연소기 해석 방법

실제 항공기에서는 액상의 연료를 사용하지만, 액체 연료의 분무 과정과 혼합, 증발 등의 여러 과정이 생략된다는 점을 들어 다상이 아닌 단상을 이룰 수 있는 간단한 형태의 화합물인 메탄(CH_4) 가스를 이용하여 이론 공연비에 맞추어 온도값을 계산, 검증하였다. 무차원 해석인 만큼 혼합 과정이 배제된 화학 평형식에만 의존한 계산만 고려하였고 공기는 산소와 질소로만 이루어진 것으로 가정하였다. 연소를 통해 얻어지는

온도는 정압단열화염온도로 반응물의 엔탈피와 생성물의 엔탈피가 같다는 것을 이용한 평형 반응 코드를 통해 구하였다. 메탄 연료의 화학 평형식은 다음과 같다.



* N_{CO_2} , N_{H_2O} , N_{N_2} : Molecular of Subscript Gas

이론적 연소는 위의 화학 반응식과 같으나, 실제의 연소 과정에서는 다른 부산물들이 나오며, 그 중에서 H_2O , CO_2 , CO , OH , O_2 , H_2 , N_2 , O , H , N 11가지 연소 생성물에 대해서만 고려하였다.

Table 3. Mole fraction of products depending on temperature and pressure in CEA and combustion module

	CEA	In house code	error
Temperature[K]	2318	2318	
Pressure(bar)	11	11	
Mole fraction	H_2O	0.18577	0.18541 0.19 %
	CO_2	0.08818	0.08761 0.64 %
	CO	0.00640	0.00693 8.38 %
	OH	0.00224	0.00195 12.93 %
	NO	0.00182	0.00174 4.40 %
	O_2	0.00291	0.00342 17.53 %
	H_2	0.00238	0.00261 9.66 %
	N_2	0.71027	0.71008 0.03%
	O	0.00009	0.00008 11.11 %
	H	0.00016	0.00016 0 %
	N	0.00000	0.00000 0 %

검증을 위해 비교 대상으로 활용된 CEA (Chemical Equilibrium and Application) 코드[28]는 NASA Glenn Research Center에서 시스템의 이론적 열역학적 물성치를 계산하기 위해 개발된 것으로 1) 지정된 열역학적 상태의 화학평형 구성물 2) 이론적 로켓 성능 3) Chapman-Jouguet 데 토네이션 4) 충격파관(shock tube) 계산이 가능하다. 반응 온도 2318 K, 압력 11 bar에서의 산소 질소로만 이루어진 공기와 메탄의 반응을 통해

얻어지는 생성물의 물분율 CEA와 비교하여 Table 3에 나타내었는데, 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 오차가 비교적 크게 나타난 CO , OH , O_2 , O 등은 전체 물분율에서 차지하는 비율이 1% 미만으로 전체 온도 변화에 주는 영향은 미비하여 무시할 만하다. Fig. 7에서의 당량비 변화에 따른 온도 변화와 물분율은 실제와 같이 최고의 반응 온도를 보이는 1.05 부근에서 최대치를 나타내고 있다.

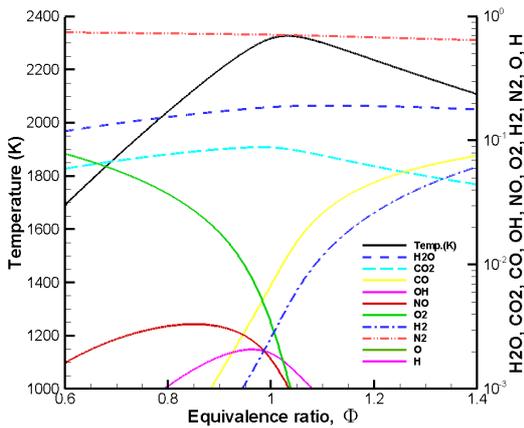


Fig. 7 Temperature and mole fraction variation depending on equivalence ratio change for methane (CH_4)

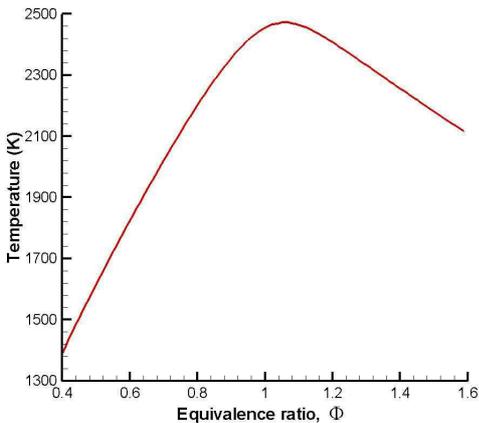
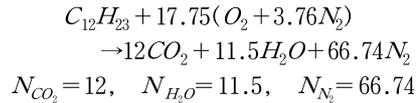


Fig. 8 The Variation depending on Equivalence Ratio for kerosene ($C_{12}H_{23}$)

검증된 코드는 연료가 되는 기체의 탄소, 수소의 함량이 바뀌더라도 계산이 가능하며 모델 엔진에서는 케로신($C_{12}H_{23}$, Jet-A RP-1) 연료를 사용하였다. 케로신 연료의 화학 평형 방정식은 다음과 같으며, 공연비에 따른 온도 변화는 Fig. 8에 나타내었다.



24 엔진 모델

압축기 1단, 터빈 1단, 무차원화된 연소기를 가진 엔진의 기본 상세는 아래의 Table 4에 정리해 두었다. 입구 안내익이 없으므로 압축기와 터빈의 입구 유동각(52.97°)은 기본적으로 주었으며 엔진의 치수 정보와 함께 압축기 입구의 유속(M 0.2826, PSRC 시험 조건과 동일)을 지정해 줌으로써 질유량을 고정 시켰고, 엔진의 회전 속도도 M 0.3으로 주었다. 케로신을 연료로 사용하는 엔진은 당량비 0.451로 완전 연소가 이루어진다고 가정 하였다.

Table 4. Engine Specification

Parameter	Compressor	Turbine
Inlet angle(deg)	52.97	0.0
Inlet Mach No.	0.282	0.253
Chord Length(m)	0.03	0.03
Blade Height(m)	0.06	0.06
Inner Diameter(m)	0.4	0.4
Rotating Speed(M)	0.3	
Equivalence Ratio (Combustor)	0.451	

기체의 모든 물성치는 압축기의 입구를 기준으로 무차원화 하였고, 압축기, 터빈 모두 CFL No. 3.5를 적용하여 수렴 될 때까지 반복 계산 하였는데, 수렴 정도는 압축기 입구 전압력과 터빈 로터 계산 블럭의 밀도 변화량으로 판단하였다.

3. 성능 해석 결과

아래 Fig. 9는 12000회 정도의 계산을 반복한 그림인데, 대략 9000회 정도에서 터빈 로터 영역의 밀도 변화는 10^{-4} 정도 수준으로 수렴되고, 압축기 입구의 전압력도 1.1 부근에서 수렴되고 있다.

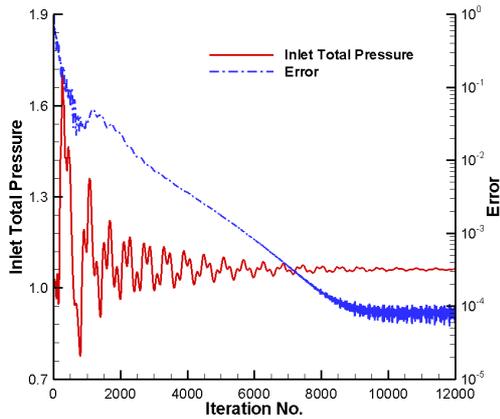


Fig. 9 Convergence

각 구성품의 유동 상태는 수렴된 데이터를 바탕으로 확인 하였다. 동익 정익의 순서로 이루어진 압축기의 유동을 먼저 살펴보면, Fig. 10의 유선형에서 보이는 것과 같이 입구 유동각(52.97°)을 따라 압축기로 들어간 유체는 익형을 따라 제대로 흘러가고 있음을 알 수 있고, 동익과 정익의 중간에서는 혼합면 기법의 사용으로 회전 속도 만큼 유동의 굴절이 나타난다. 상대적으로 계산 되던 동익의 값들이 정익으로 들어가면서 절대값으로 변경되기 때문에 회전 방향으로 속도값이 더해져서 정익의 입력조건으로 주어진다. Fig. 11의 압력 분포를 보면 동익 정익 모두에서 압력 상승이 골고루 일어나고 있음을 관찰 할 수 있으며, 정익의 입구 압력이 동익의 출구 조건으로 주어지기 때문에 마하수 분포에서와 달리 압력은 동익과 정익의 사이에 단절 없이 부드럽게 연결된다.

Fig. 12, 13의 터빈은 노즐, 로터 순으로 구성되어 있다. 유체는 유동각 0° 상태로 노즐로 들어가 가속된 후 로터로 이동하게 되는데, 이때 절대좌표인 노즐에서 상대좌표인 로터로 이동이

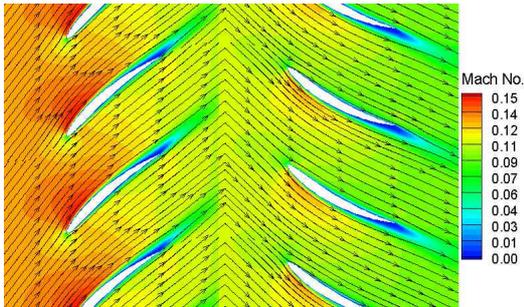


Fig. 10 Mach No. Contour & Streamline in Compressor

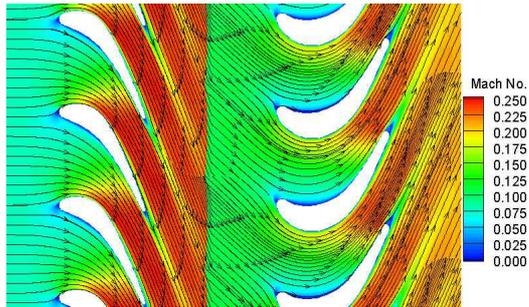


Fig. 12 Mach No. Contour & Streamline in Turbine

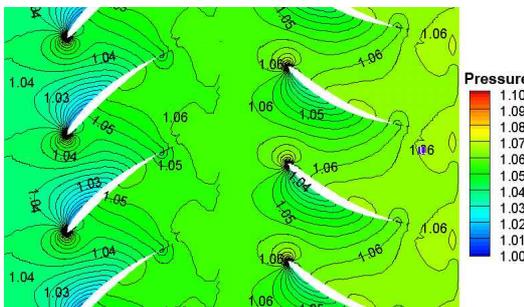


Fig. 11 Pressure Contour in Compressor

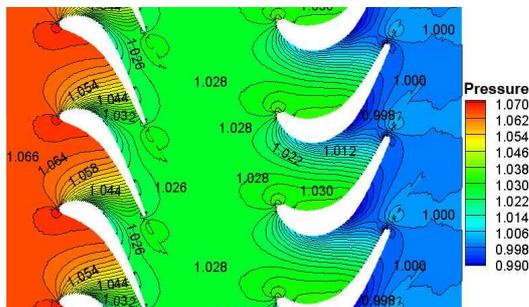


Fig. 13 Pressure Contour in Turbine

이루어지므로 회전속도만큼 속도 성분이 감해져서 로터 입구값으로 주어진다. 이에 따라 경계면에서 유동의 굴절이 확연히 드러남을 알 수 있다. Fig 13의 경우, 압축기의 압력 분포와 마찬가지로 노즐, 로터 모두에서 압력 감소가 골고루 일어나며, 경계면에서도 압력 분포의 단절 없이 부드럽게 연결된 형태를 나타내고 있다.

Figure 14는 축방향을 따라 엔진 전체에서 일어나는 압력, 마하수, 온도의 변화를 나타내었다. 이점쇄선으로 나타낸 압력 변화를 보면 압축기에서 동익 정익을 통해 상승된 압력은 연소기에서 일정하게 유지 되다가 노즐에서 가속 되고, 로터를 돌리면서 대기압 상태로 감압된다.

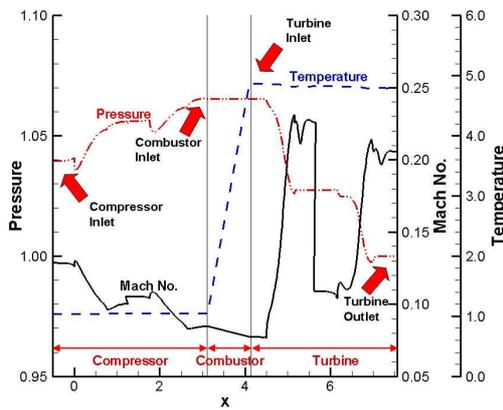


Fig. 14 Property Variation Along Rotating Axis (1 Stage Compressor Engine)

이 때 압축기의 압력 증가는 터빈에서의 압력 감소량 보다 적기 때문에 입구 압력은 1보다 높은 값을 나타내고 있다. 마하수의 변화도 압력과 마찬가지로, 압축기에서는 변화정도가 작고, 터빈에서는 크다. 마하수와 압력 변화를 묶어서 보면 마하수가 감소하면 압력 상승을 가져오고, 압력이 감소하면 마하수는 증가하는 경향을 확인할 수 있다. 온도 분포에서는 미약하게나마 압축기와 터빈에서도 변화가 나타나지만, 연소기에서의 온도 변화가 상대적으로 아주 크기 때문에 그래프에서는 제대로 보이지 않고, 입구 온도에 비해 5배가량 상승했음이 확인 되는데, 실제 입

구온도 288K인 유체가 연소기를 거치면서 1401K로 상승된다.

실제 엔진에서는 입구 압력과 출구 압력 모두 대기압 상태가 되어야 하지만 입구압력이 출구 압력보다 높은 결과를 나타내고 있다. 압축기는 동일 회전수 하에서 압력비가 커지면 유량이 작아지고, 압력비가 작아지면 유량은 커지는 특성을 가지고 있다. 반대로 터빈은 같은 회전수 상에서 유량이 커지면 압력비도 커지는 특성을 가진다. 그러므로 실제 작동조건 보다 유량이 작게 지정이 되면 압축기 압력비는 더 커지고, 터빈 압력비는 작아진다. 반대로 실제 작동조건 보다 유량이 크게 지정 되면 압축기 압력비는 더 작아지고, 터빈 압력비는 커진다. 그러므로 위 결과처럼 계산된 압축기 입구압력이 대기압보다 크면 유량을 줄이고, 대기압 보다 작으면 유량을 키우는 방식으로 계산을 반복수행하면 입구압력이 대기압으로 수렴하게 되는데 그 때가 엔진의 평형 작동점이 된다.

엔진 평형 작동점을 찾기 위하여 압축기 1단, 터빈 1단, 무차원화 된 연소기로 이루어진 모델 엔진의 압축기 단을 2단, 3단으로 증가 시키면서 입구에서 대기압 상태가 되도록 적절한 입구 속도를 주어 질유량을 조절 하였다.

Figure 15는 2단 압축기를 가진 엔진의 마하수 분포와 압력, Fig. 16은 회전축을 따라 나타낸 압력, 마하수, 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 15의 압력 분포도를 보면 입구에서 1.00 값을 보이고 있으며 평균된 값을 나타낸 Fig. 16에서의 압력값은 거의 1에 가까운 값을 나타낸다. 이 때 주어진 입구 속도는 1단 압축기 보다 M 0.012 줄인 M 0.2706이며, 이 덕분에 질유량이 감소하여 압축기의 압력비는 증가 하였고, 터빈의 압력비는 감소하였다. Fig. 14에서의 압축기 1단을 지나면서 증가한 압력비와 Fig. 16에서의 압축기 1단을 지난 압력비를 비교해보면 Fig. 16에서 더 큰 압력 증가가 일어나고 있음을 알 수 있고, 대신 터빈에서는 압력 감소폭이 더 작음을 확인할 수 있다.

Figure 17과 Fig. 18은 압축기를 3단으로 증가

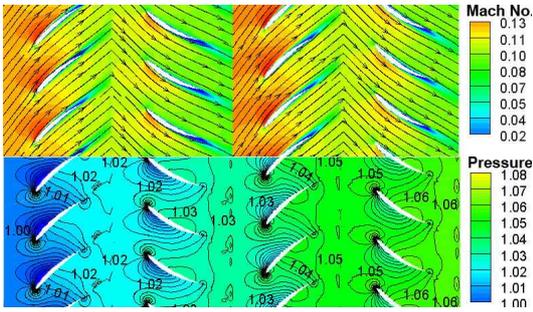


Fig. 15 Mach No. with Streamline and Pressure Contour in 2 Stage Compressor

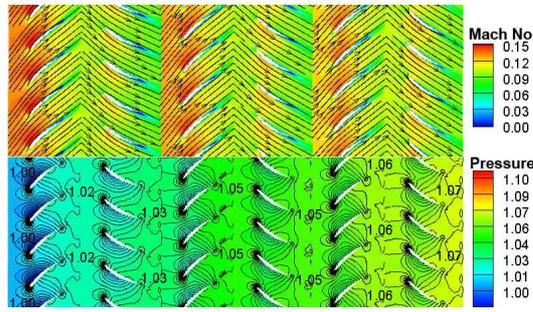


Fig. 17 Mach No. with Streamline and Pressure Contour in 3 Stage Compressor

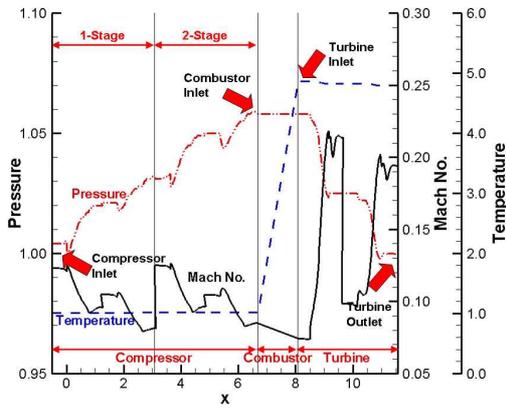


Fig. 16 Property Variation Along Rotating Axis (2 Stage Compressor Engine)

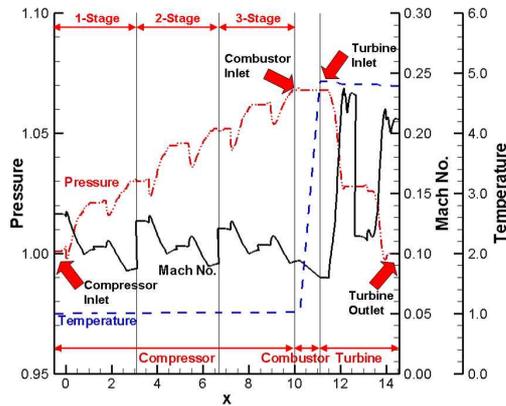


Fig. 18 Property Variation Along Rotating Axis (3 Stage Compressor Engine)

시킨 엔진에서의 유동 상태를 나타낸 것이다. 입구 유속을 M 0.2826으로 하였을 때는 입구 압력이 1.00이하로 내려가는 경향을 보여 입구 속도를 M 0.2926으로 바꾸어 질유량을 증가시켰다. 이에 따라 압력 증가량이 줄었으며, 터빈에서의 압력 감소량은 증가하여 엔진의 입출구 모두 대기압 상태인 1의 값을 보이고 있다.

결과적으로, 실제 동력을 생산하는 터빈을 효율을 최대로 하기 위해서는 터빈에서의 압력차를 최대로 할 필요가 있고, 이를 위해서는 압축기에서 압력을 크게 할 필요가 있지만, 일의 양과 비례하는 질유량이 증가할수록 압축기에서의 압력비는 줄어들기 때문에 단을 증가시키므로써 필요한 압력차를 얻을 수 있음을 위의 3가지 엔진 모델을 통해 확인할 수 있었다.

4. 결 론

엔진을 구성하는 3대 요소인 압축기, 연소기, 터빈에 대한 개별적 연구는 국내 대학, 연구기관, 산업체에 의해 많이 수행 되었고, 그 기초 자료들도 많이 있으나, 구성품 간의 상호작용을 고려한 형태의 엔진 성능 해석을 연구는 아직까지 보고되고 있지 않다. 본 연구에서는 CFD를 이용하여 엔진 구성품 단위의 단편적인 내부 유동 현상만을 해석, 모사하는 범위를 벗어나 PSRC의 3단 압축기와 케로신 연료를 이용하는 무차원 연소기, LSRR-I의 1단 터빈으로 이루어진 모델 엔진을 구성하여 통합된 엔진의 해석을 수행 하였으며, 구성품 상호 작용에 의한 엔진 내부 유동의 압력, 온도, 마하수 변화를 관찰하였다.

현 단계에서는 무차원 연소기 해석, 2차원 정상상태의 압축기와 터빈 해석의 한계로 인해, 실제 엔진을 모사한다고 하기에는 부족하지만, 이 프로그램에서 각 구성품별 내부 유동을 해석 하는 기법은 다르더라도 입/출구 경계값들을 적절히 연결할 수 있는 경계값 처리만 잘 하더라도 엔진의 성능을 해석할 수 있는 코드가 될 수 있음을 확인하였다.

차후 진행될 연구는 공연비에 따른 터빈에서의 압력 변화를 확인하고, 초기조건으로 회전 속도 및 질유량 등을 주고 익렬에 작용하는 압력 차이에 의한 토크 발생 정도와 평형 상태를 이루는 적절한 회전 속도에서 수렴 여부 확인이다. 지속적인 연구를 통해 고차원화 된 유동해석으로 발전시켜 나간다면 산업체에서도 충분히 활용 가능한 엔진 성능 해석 프로그램으로 거듭날 수 있을 것이다.

후 기

동 연구는 지식경제부 한국형헬기 민군겸용구성품개발사업(KARI주관) 연구결과 중 일부임.

참 고 문 헌

1. 공창덕, 구자예, 김귀순, 정홍철, 항공가스터빈 엔진, 동명사, 1999
2. Hünecke, K., Jet Engines: Fundamentals of Theory, Design and Operation, Zenith Press, 1997
3. 장만춘, Abdus S., 김광용, " 단단 천음속 축류압축기 동익의 Stacking Line 설계 최적화," 유체기계저널 제9권 제3호, 2006, pp.7-13
4. Madsen, J. I., Shyy, W., Haftka, R. T., "Response Surface Techniques of Diffuser Shape Optimization," AIAA journal, Vol. 38, 2000, pp.1512-1518
5. Sevant, N. E., Bloor, M. I., Wilson, M. J., "Aerodynamic Design of a Flying Wing Using Response Surface Methodology," Aircraft, Vol. 37, No. 4, 2000, pp.562-569
6. Hah, C., Rabe, D. C., Wadia, A. R., "Role of Tip Leakage Vortices and Passage Shock in Stall Inception in a Sweep Transonic Compressor Rotor," ASME GT2004-53867
7. Claus, R. W., Evans, A. L., Lytle, J. K., and Nichols, L. D., "Numerical Propulsion System Simulation," Computing Systems in Engineering, Vol. 2, No. 4, 1991, pp.357-364
8. Evans, A. L., Follen, G., Naiman, C., Lopez, I., "Numerical Propulsion System Simulation's National Cycle Program," AIAA 98-3113, 1998
9. Lytle, J. K., Follen, G., Naiman, C., Evans, A. L., "Numerical Propulsion System Simulation (NPSS) 1999 Industry Review," NASA TM-209795, August 2000
10. Naiman, C. G., "Numerical Propulsion System Simulation Architecture," AIAA/ASME/SAE/ASEE 40th Joint Propulsion Conference and Exhibit, June 2004
11. Momi, P., "VIVACE: Overview," VIVACE Forum 1, September 2005
12. VIVACE Project, <http://www.vivaceproject.com/>
13. 진상욱, 김귀순, 최정열, 안이기, 양수석, "엔진 통합 설계/해석 시스템의 구성과 개발동향", 한국추진공학회 제11권 제4호, 2007, pp.26-37
14. Anderson, J. D., Computational fluid dynamics : the basic with applications, McGraw-Hill, Inc., 1995
15. Menter, F. R., "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, August 1994
16. Kiock, R., Lehthaus, F., Baines, N. C., Sieverding, C. H. "The Transonic flow

- Through a Plane Turbine Cascade as Measured in Four European Wind Tunnels," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, April 1986
17. Dorney, D. J., Sharma, O. P., "Evaluation of flow field approximations for transonic compressor stages," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, 1997, pp. 445-451
 18. Dawes, W. N., "Toward improved throughflow capacity: The use of 3D viscous flow solvers in a multistage environment," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, 1992, pp.8-17
 19. Adamczyk, J. J., "Model Equation for Simulating Flows in Multistage Turbomachinery," *ASME Paper 85-GT-226*
 20. 남상식, 박일영, 이성룡, 주병수, 황영수, 인배석, "터보 압축기 임펠러-디퓨저 유동장에 대한 정상상태 해석," *유체기계공업학회 2005 유체기계 연구개발 발표회 논문집*, 2005년 12월, pp.405-412
 21. Yoo, J. Y., "Recent Progress in Numerical Simulation of Turbomachinery Rotor-Stator Interaction," *Proc. of 4th KSME-JSME Fluids Eng. Conf.*, October 1998, pp. 741-744
 22. 노준구, 정은환, 이은석, 김진한, "프로즌 로터 기법을 이용한 부분흡입형 터빈 수치해석," *유체기계저널*, 제7권 6호, 2004, pp. 15-20
 23. Zaki, M., Iyengar, V., Sankar, L. N., "Assessment of Rotor-Stator Interface Boundary Condition Techniques for Modeling Axial Flow Turbines." *AIAA 2006-4619*, 2nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit
 24. Chima, R. V., "Calculation of Multistage Turbomachinery Using Steady Characteristic Boundary Conditions," *AIAA 98-0968*, 36th Aerospace Science Meeting & Exhibit
 25. Hall, E. J., "Aerodynamic modelling of multistage compressor flow fields Part 1: analysis of rotor-stator-rotor aerodynamic interaction," *Proceeding of Instructions for Mechanic Engineers*, Vol. 212, 1998
 26. Lewis, R. I., *Turbomachinery Performance Analysis*, John Wiley & Sons Inc., 1996
 27. Dring, R. P., Joslyn, H. D., Hardin, L. W., Wagner, J. H., "Turbine Rotor-Stator Interaction," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, October 1982, pp.729-742
 28. Gordon, S., McBride, B. J., "Computer Program for Calculation of complex chemical Equilibrium compositions and Applications, I. Analysis," *NASA Reference Publication 1311*, October 1994