

전산 유체 해법의 엔진 설계 응용 연구의 최근 동향

Recent Trends in Applied Researches of CFD for a New Engine Design

허 강 열
K. Y. Hur



허 강 열
· 1957년 1월생
· 포항공과대학교 기계공학과
부교수, 정회원

1. 머릿말

전산유체 해법이 엔진 설계 및 해석의 주요 도구의 하나로서 자리잡기 시작한 것은 상용 CFD 패키지와 고성능 컴퓨터의 출현과 시기를 같이 한다. 미국 Los Alamos 연구소에서 개발한 KIVA-1, 2 프로그램^{1,2)}의 공개로 인해 세계 각국의 대학 및 연구기관에서 본격적인 내연기관 3차원 해석 연구의 계기가 되었으며 영국 Imperial College에서도 내연기관을 대상으로 일련의 3차원 해석 프로그램들^{3,4)}을 개발하였다. 상용 코드로서는 현재 국내 자동차 제조 업체에서 STAR-CD가 많이 활용되고 있으며 미국 CRAY사에서 KIVA를 상용화한 Turbo-KIVA가 보급되어 있다. AVL사에서 주축이 되어 개발한 FIRE 코드도 국내에 소개된 바 있다.

전산유체 해법의 엔진 응용 연구는 이제 초기 시험 단계를 지나 활용 단계에 접어들고 있다. 선진국 관련 연구 기관에서는 자체 개발한 프로

그램을 더 이상 공개하지 않고 있으며 국내 업체 및 연구기관에서는 외국 상용 소프트웨어에 의존하고 있는 실정이다. 현재의 추세대로라면 이와 같은 소프트웨어는 계속 발전하여 정확성과 신뢰도가 높아짐과 동시에 적용 범위가 확대될 것이다. 앞으로 축적된 know-how를 포함한 소프트웨어에 대해서는 공개를 기피하거나 더욱 많은 비용을 요구할 것으로 생각되며 국내에서도 이 분야에서 선진국 기술 종속을 벗어나기 위해서는 지금부터 이와 같은 소프트웨어의 국내 개발에 관심을 갖는 것이 필요하다.

2. 유동 해석

엔진 흡배기 시스템 및 연소실의 난류 유동 해석은 전산유체 해법이 현재 실용적으로 이용되고 있는 부분이다. 유동 측정 기법이 발전함에 따라 실험 측정과 상호 보완적으로 활용될 수 있는 유동 해석 코드의 중요성이 높아지고 있다. 엔진 유동 측정 및 해석은 크게 정상유동리그와 모터링 상태의 두 경우로 나누어지며 양자사이에는 긴밀한 연관 관계가 있으나 실제 유동 패턴에는 상당한 차이가 있다. 정상유동리그에서의 유동 측정은 스윙 및 텀블의 회전속도나 각운동량을 측정하거나 각 지점에서의 LDV에 의한 평균 유동 및 난류 강도 측정, PIV에 의한 순간 유동분

포 측정등이 가능하다. 이들 결과와 3차원 유동 해석 결과를 비교한 논문들은 대체적으로 전산유체 해법의 효율성을 입증하고 있다^{5,6,7)}. CFD 해석 결과의 정확도에 영향을 미치는 인자로서는 난류 현상에 대한 물리적 모델과 계산 격자, 유한차분법, 해법알고리즘 등의 수치적 모델이 있다. 난류 모델로서는 주로 $k-\epsilon$ 모델이 사용되고 있으며 선회유동, 벽함수법에 의한 벽경계 조건의 처리등에서의 문제점에 대한 지적이 있어 왔으나 현재로서는 공학 계산에서 이를 대체할 만한 모델이 없는 실정이다. $k-\epsilon$ 모델의 문제점을 개선하기 위한 방법의 하나로서 RNG $k-\epsilon$ 모델⁸⁾이 시도되고 있다.

모터링 유동에서는 평균 유동과 난류 성분외에 사이클 간 변화 성분이 존재하며 평균 유동이 약한 저 rpm엔진의 경우 이 성분의 처리 방법에 따라 난류 강도 측정 결과가 차이가 날 수 있다⁹⁾. 유동 해석 결과와 가시화 결과를 비교할 때에 해석 결과는 평균 유동을 보여주는 반면 실제 유동 가시화 결과는 평균 유동과 난류 성분이 중첩된 영상을 보여 주므로 계산된 평균 유동보다 훨씬 복잡하고 역동적으로 보인다. 그러나 계산 결과에서의 난류 성분은 평균 유동과 분리하여 난류 강도 분포에 나타나 있음을 유념하여야 한다. 급격한 피스톤 운동이나 연소에 의한 압축 과정에서 각 운동량을 보존하기 위해 난류 강도가 증대되는 현상을 모사하기 위해 rapid distortion theory¹⁰⁾ 이론에 입각한 생성항을 포함한 $k-\epsilon$ 모델이 제시된 바 있으나 그 영향에 대해서는 논란의 여지가 있다.

운전 중 엔진의 유동 및 연소 3차원 해석의 근본적인 문제점은 3차원 분포에 대한 정확한 초기 조건을 줄 수가 없으며 경계 조건도 단순한 가정을 사용하여야 하는 점이다. 영차원의 사이클 분석에서는 여러 사이클에 걸친 반복 계산으로써 수립된 초기 조건을 결정할 수 있으나 3차원 해석에서는 현재의 컴퓨터로는 이와 같은 계산이 불가능하므로 적절히 가정한 초기 조건으로부터 모사를 시작하여야 한다.

계산 격자는 결과의 정확도를 결정하는 중요한 요인 중의 하나로서 엔진 흡기계와 밸브, 연소실

의 복잡한 3차원 형상으로 인해 실질적으로 해석 과정에서 가장 시간이 소요되는 부분이다. 일반적으로 격자 수가 많아질 수록 더 정확한 결과를 얻을 수 있으며 현재 컴퓨터의 주기억용량과 계산 시간이 최대 허용 격자수에 대한 제약 요인이 되고 있다. Multiblock 구조의 유한체적법 코드의 경우 최대 수 십만개정도의 격자면 대부분의 엔진 형상을 충실히 재현할 수 있다. KIVA-2는 single-block이므로 계산 영역에서 제외되는 부분도 기억용량을 차지하였으나 KIVA-3에서는 multiblock 구조로서 효율적인 계산의 수행이 가능하다. KIVA의 경우 수 년 내에 슈퍼컴퓨터의 처리 능력이 향상되면서 백만개 이상의 격자를 처리할 수 있을 것으로 예상된다. 유한요소법과 같은 unstructured 격자를 사용하면 형상 적용력이 우수하고 격자 분포의 임의적인 안배가 가능하므로 이에 기초한 코드들이 개발되고 있다^{11,12)}. 그러나 유한체적법 코드에 비해 연소를 포함한 다양한 물리 현상을 모사하는 데에는 아직 어려움이 있는 것으로 판단된다. Structured 혹은 unstructured 격자를 3차원 형상을 구현하는 IGES 등의 표준 규격의 CAD 데이터로부터 직접 생성할 수 있는 소프트웨어들이 개발되어 있으므로 이를 활용하면 비교적 용이하게 body-fitted 격자계를 생성할 수 있다¹³⁾. 후처리 전용 소프트웨어도 좋은 소프트웨어들이 개발되어 쉽게 사용할 수 있으므로 유동 해석 코드 개발 시에 전후처리 부분은 이와 같은 전용 소프트웨어를 사용하는 것이 유리하다^{14,15)}. 전후처리 소프트웨어의 개발은 CAD 및 컴퓨터그래픽에 대한 전문 지식이 요구되므로 일반적으로 엔진 관련 연구자의 관심의 범위를 벗어난다고 생각되나 역시 국내 소프트웨어 개발이 요구되는 중요한 부분이다. 이제는 전산유체 해석 연구자들도 복잡한 3차원 형상 처리가 요구됨에 따라 3차원 CAD에 의한 도면 작성 및 처리에 대한 이해가 필수적이라 판단된다.

흡배기 유동 해석에서 가장 어려운 부분은 밸브 처리로서 복잡한 형상의 움직이는 여러 개의 밸브를 처리하기 위한 body-fitted 격자계를 형성하기는 쉽지 않다. 밸브가 완전히 닫힐 경우에

는 밸브 주변 격자의 연관관계가 또한 변하므로 이를 위한 별도의 처리가 요구된다. 이와 같은 어려움을 피하기 위해 밸브 주변에 nonbody-fitted 격자계를 형성한 후 밸브 위치, 형상에 따라 밸브 격자점을 인식하여 유동이 밸브를 투과하지 못하도록 하는 방법을 고안하였다¹⁶⁾. 아직 밸브 주변 유동에 대한 벽경계 조건 처리와 부정확한 유동 면적등의 문제점이 완전히 해결되지는 못하였으나 격자 생성 시의 과도한 어려움 없이 4행정 전체에 대한 일관된 해석이 가능하며 유동 결과도 타당한 경향을 보임을 확인하였다. 흡배기 유동 시에 밸브 전후의 압력 차이가 약 두배를 넘어서면 choke 유동이 생기며 현재 3차원 해석에서 압력 전파 속도와 choke 유동의 정확한 모사에 대한 검증은 이루어지지 않고 있으나 앞으로 연구가 수행되어야 할 분야이다.

3. 연소 해석

연소 진행 과정의 3차원 해석은 흡배기 유동에 비해서는 아직 초기 개발단계에 있다고 할 수 있다. 난류 연소 자체가 난류유동, 화학반응, 충류확산의 복합적인 현상으로서 가장 간단한 경우에도 화염 구조 및 화염 전파 과정이 제대로 이해되어 있지 않으므로 완벽한 모델을 기대할 수는 없으나 엔진 연소의 주요 특징을 재현 할 수 있는 모델이 몇 가지 제안되어 있다. 화학반응에 의한 생성항의 비선형성으로 인해 moment 방법의 문제점이 부각되었으나 공학계산에서는 주로 $k-\epsilon$ 등의 moment 방법과 pdf 개념이 복합된 연소모델이 관심의 대상이 되고 있다^{17, 18)}

3.1 스파크 점화 엔진

3.1.1 점화 모델

스파크점화기관의 점화 모델은 질량 및 에너지 보존식이 기본적인 지배 방정식이 되며 시간에 따른 변화를 고려하지 않고 단순히 최소 점화 에너지나 최소 점화핵 반경만을 구하는 현상학적 모델¹⁹⁾과 시간 미분항을 포함한 보존식의 해를 영차원²⁰⁾ 혹은 일차원²¹⁾상에서 구하는 해석적 모델들이 있다. 2차원 혹은 3차원에서 해를 구

하는 점화 모델도 문헌에 발표된 바가 있다²²⁾. 연소 과정의 사이클 간 변화는 점화핵 성장 시 난류의 영향으로 인한 화염면적, 열손실등의 차이에 기인하는 것으로서 이 때의 관련 시간 및 길이 스케일은 3차원 계산 격자와 시간 스텝으로는 처리가 어렵다. 따라서 점화핵의 초기 성장 과정에 대한 별도의 보존식과 모델을 수립하여 독립적인 계산을 수행하는 것이 타당하다.

스파크 점화기관의 예혼합 난류 화염의 구조는 Damkohler 수가 충분히 큰 경우에는 화염 자체의 두께가 무시될 수 있는 reaction sheet 영역에 근접하며, Damkohler 수가 작은 경우에 화학 반응의 속도를 고려해야 하는 distributed reaction 영역에 근접한다²³⁾. 후자의 경우는 주로 고속 혹은 저부하 운전 시 잔류 및 배기가스 재순환의 증가로 인한 충류화염 속도의 감소로 인해 일어난다. 스파크 점화기관의 연소 영역은 일반적으로 Damkohler 수와 turbulent Reynolds 수가 일보다 큰 영역으로서 화염의 두께와 Kolmogorov 길이 스케일의 비가 일보다 작은 경우의 thickened wrinkled 화염 영역과 일보다 큰 경우에 화염에 구멍이 생기는 wrinkled flames with pockets 영역으로 구분된다^{24, 25)}.

Eddy breakup 모델²⁶⁾은 Damkohler 수가 큰 reaction sheet 영역에서 적용가능하지만 비교적 간단하여 3차원 계산에 많이 쓰이고 있다. Eddy breakup 모델에서 연소 속도는 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{C} = K \frac{C(1-C)}{\tau_m}$$

여기서 C 는 reaction progress variable, τ_m 은 난류의 시간 스케일을 나타낸다. 실제 엔진이 운전되는 전 범위에서 사용이 가능한 연소 모델로서는 assumed pdf 모델^{27, 28)}과 화염 면적의 천이 방정식에 의한 모델^{29, 30)}이 사용된다. 이때 추가되는 변수로서 $k^{1/2}/S_L$ 은 난류와 같이 충류 화염 전파 속도가 화염 면적 및 형상을 결정하는 것을 고려하기 위한 것이며 t_c/t_s 는 화염의 curvature, stretch 등에 의한 화염 소멸등을 고려하기 위한

것이다. 이외에도 여러 형태의 연소 모델이 사용되었으며 KIVA 코드에 내장된 partial equilibrium 모델²⁾은 난류의 영향을 무시하고 화학 반응의 속도에 따라 평형 반응과 kinetic 반응으로 나누어 수치적으로 처리하였다. Bracco의 mixing-controlled 모델³¹⁾은 평형 상태로의 진행을 exponential 함수 형태를 취하도록 하였으며 이때 relaxation time scale은 화학 반응과 난류 시간 스케일의 합으로 주어진다. Fractal 모델^{32, 33)}은 복잡한 곡선이나 면의 총합이 측정 길이 스케일의 power 함수로 주어지는 것을 이용하는 모델로서 fractal dimension은 스파크 점화 기관의 경우 실험 측정결과로부터 2.32-2.4 정도로 알려져 있다³²⁾. Fractal 모델은 3차원 해석보다는 최근에 영차원 열역학적 해석에 성공적으로 적용된 사례가 있다³³⁾.

Direct numerical simulation³⁴⁾은 난류에 대한 추가의 모델이 없이 직접 Navier-Stokes 방정식의 해를 구하는 방법으로서 과도한 계산 시간등으로 인해 엔진 계산에 직접 활용하는데 문제가 있다.

현재 스파크점화기관의 3차원 연소 모델로서 가장 가능성이 큰 모델은 laminar flamelet 개념에 기초한 coherent flame 모델이며 전술한 바와 같이 단위 체적당 화염 면적에 대한 천이방정식의 해를 구하며 연속속도는 화염면적과 층류화염속도, 미연가스의 밀도의 곱으로 나타내진다. 화염면 밀도에 대한 천이방정식의 형태는 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Sigma) + \nabla \cdot (\rho u \Sigma) = \nabla \cdot D \Sigma \nabla \frac{\rho\Sigma}{\rho} + \rho \frac{d\Sigma}{dt} + \rho \frac{d\Sigma}{dt} \text{ Production} - \rho \frac{d\Sigma}{dt} \text{ Destruction}$$

이 식은 $\rho\Sigma$ 변수에 대한 식으로 Σ 는 단위 체적당 화염면 밀도를 나타낸다. 위의 화염 밀도 보존식은 난류성분에 의한 화염면의 생성, 과도한 strain rate에 의한 소멸, 화염면의 상호 충돌에 의한 소멸항과 확산 및 대류항등을 포함하고 있다. 여기서 층류화염전파 속도는 난류의 영향

과는 분리하여 별도로 모든 화학반응과 확산 계수등을 고려하여 1차원 식으로부터 정확하게 구하는 것이 가능하다는 장점을 갖고 있다. 층류화염 속도 S_L 은 화염의 strain, curvature 효과를 고려한 실험식의 형태를 사용하거나 DNS 모사 결과로부터 유도된 식등이 사용된다. 기본적인 보존식의 형태는 동일하나 화염 밀도의 생성항과 소멸항을 모델링하는 방법은 연구자마다 차이가 있으며 아직 최선의 형태에 대해서는 일반적인 견해가 도출되지 못하였다. Flame sheet 모델의 문제점 중의 하나는 벽면에서의 적절한 경계 조건을 주기가 어려운 점이다. 벽경계층 내에서는 열손실에 의해 온도가 낮아지며 화학 반응의 속도가 감소하고 thin flame sheet 영역의 조건을 충족시키지 못하게 되어 기본적으로 유동, 연소, 열전달이 복합적으로 작용하는 영역이 된다.

스파크 점화기관의 주요 배기가스는 NO_x , CO, HC 등이며 배출량은 chemical kinetics나 실린더 내 유동, 열전달, 상변화등에 의해 결정된다. NO_x 는 extended Zeldovich mechanism에 의해 비교적 정확히 기술되므로 Zeldovich 모델을 직접 3차원 코드에 사용된다. 이들 반응은 연소 반응과는 독립적으로 분리해서 처리되며 관련 반응 상수등은 문헌⁹⁾에 주어져 있다. 이때 질소 N을 제외한 관련 radical들의 농도를 평행 상태에 있다고 가정하며 NO_2 의 생성은 무시한다. CO는 연소 반응과 밀접히 연관되어 있으며 one-step global reaction에 의한 난류 연소 모델로써는 모사가 어렵다. HC는 생성 과정이 crevice flow나 윤활유로의 absorption, 벽에서의 열전달에 의한 flame quenching 등으로서 이들 현상 또한 현재 3차원 코드로써는 모사하기가 어려우나 KIVA를 이용한 HC 배출량에 대한 계산 결과가 문헌에 발표된 바 있다³⁵⁾.

3.2 디젤 엔진

3.2.1 연료 분무

연료 분무는 디젤엔진의 연소 특성을 결정하는 중요한 요인으로서 지속적인 연구의 대상이 되어 왔으며 스파크점화 엔진에서도 연료분사식 혹은 DISC엔진에서 연소의 초기 조건을 결정하는 중

요한 인자가 된다. 3차원 해석에서 연료 분무의 거동을 예측하는 방법은 stochastic Lagrangian model을 주로 사용하며 전체 분무 입자를 수 천 개 정도의 그룹으로 나누어 각각에 대한 위치, 속도, 온도, 입경등을 계산상으로 추적해 나간다. 이때 분무의 breakup, collision/coalescence, 벽면 충돌, 주변 유동과의 drag, 증발 및 열전달 현상에 대한 적절한 모델 혹은 실험식이 요구된다.

분무의 atomization 혹은 breakup 모델로서는 Reitz의 breakup 모델³⁶⁾과 O'Rourke의 TAB 모델²⁾이 있으며 이들의 성능 비교 논문도 발표된 바 있으나 양자에 의한 분무 특성 결과는 전혀 다른 것으로 보고되었다. 이들 모델의 불확실성을 고려할 때 breakup 모델을 사용하지 않고 분무의 분사각, Sauter mean diameter와 입경 분포 함수를 줌으로써 breakup과 collision/coalescence 없이 분무 계산을 수행하는 것도 타당한 방법으로 생각된다. 노즐 내부 유동에 의한 cavitation, 노즐출구 유동의 난류 강도 및 길이 스케일등의 영향은 분무각, 입경 분포 함수등을 통해 고려할 수 있다. 분무 상호 작용에 의한 collision/coalescence 모델로서는 O'Rourke의 모델이 유일하게 활용되고 있으며 격자 체적 내에서의 입자 간 충돌 확률 및 결합 확률을 모델링하였다. 분무 모사의 정확도에 대해서는 분무 선단 거리, 입경 분포등에 대해 측정 데이터와의 비교 검증이 이루어지고 있으며 전체적인 분무 특성의 재현이 가능한 것으로 판단되나 breakup과 collision/coalescence 모델의 불확실성과 분무 선단 거리가 분무 특성에 민감한 검증 데이터가 되지 못한다는 점에 주의를 요한다. 고압 분사 혹은 의도적인 벽면 충돌형 연소실 개발등으로 인해 벽면 충돌 모델에 대해서도 많은 연구가 이루어지고 있으며^{37,38)} 액적의 Weber 수, Laplace 수, 입사각, 액적 및 벽면 온도등에 따라 충돌 후 여러 형태의 액적변화를 결정할 수 있도록 하였다. 연소 중 액적의 온도가 연료의 임계 온도를 초과할 경우에는 액체와 기체 상태의 구별이 없으므로 일단 모두 증발한 것으로 가정한다.

3.2.2 압축 착화 모델

디젤 압축 착화 과정은 Shell 모델^{39,40)}의 reduced kinetic scheme이 주로 사용되고 있다. Shell 모델은 실제의 복잡한 화학 반응을 8개의 대표적인 반응으로 축합하여 나타내며 이 때 관련된 화합물로는 Radical, Product, Intermediate, Branching species 등이 있다. Shell 모델은 원래 가솔린 기관의 노킹 반응을 해석하기 위한 모델로서 개발되었으나 기본적으로 디젤 착화와 동일한 화학 반응이기 때문에 같은 모델에서 실험 상수만을 변경하여 사용한다.

3.2.3 연소 모델

디젤 엔진에서의 연소는 저온에서의 압축착화 이후 예혼합 연소와 확산 연소 과정으로 발전한다. 디젤 연소에 많이 쓰인 모델 중의 하나는 Magnussen-Hjertager⁴¹⁾의 eddy dissipation 모델로서 혼합 속도를 결정하는 난류 시간 스케일과 연료, 공기, 연소 생성물의 농도 중 최소값이 연소 속도를 결정하는 것으로 보았다.

$$R_f = \frac{A}{\tau_m} \min \left(\rho_f, \frac{\rho_{O_2}}{s}, \frac{B \rho_p}{(1+s)} \right)$$

s : oxygen mass to burn unit mass of fuel

최근에는 스파크점화기관 연소에서와 같이 laminar flamelet 개념을 도입하여 국부적으로는 예혼합 및 확산 종류 화염이 난류의 영향에 의해 굴곡이 지며 난류 연소 속도의 증가는 이와 같은 화염면의 증대에 기인하는 것으로 본다. 화염의 굴곡에 의한 strain, curvature 등의 영향이 고려되어야 하며 국부적인 조건에 따라 각 연소 단계를 결정하는 판단 기준이 확립되어야 한다. Dillies 등은 예혼합화염, 확산화염, 연료/공기 경계면의 세 가지 면적 밀도에 대한 천이방정식의 해를 구하여 디젤 연소를 모사하였다⁴²⁾. 이로부터의 계산 결과가 연료 분무 조건이 적절히 주어질 경우 측정된 연소 속도 및 연소실 압력 측정 데이터와 부합하였다. 그러나 세 가지 면적 밀도를 동시에 고려하는 것은 개념적으로 너무 복잡하며 타당성을 검증하기가 어려운 것으로 판

단된다. 이를 개선하기 위해 Rutland등⁴³⁾은 예혼합연소에는 단순한 Arrhenius 형태의 화학반응식을 사용하고 화염을 경계로 하여 연료 부분에는 화염 쪽으로 연료의 확산만이 일어나는 반면 공기 쪽에는 공기의 확산이 일어남과 동시에 점화 지연 기간에 증발한 예혼합연료가 존재할 경우 Arrhenius식에 의한 연소 반응이 동시에 일어나는 것으로 가정하였다. 국부 온도가 약 1000K를 초과할 경우 저온의 Shell 모델에 의한 점화 반응으로 부터 고온의 연소 반응으로 진행한다. 전술한 바와 같이 연료를 확산화염면을 경계로 하여 연료 부분의 증발된 연료와 공기 부분의 예혼합 연료로 구분하여 처리하므로 우선 예혼합 연료에 대한 천이방정식의 해를 구함으로써 확산화염으로 진행하기 전부터 이의 농도 분포를 계산한다. 예혼합 연료는 분무의 증발에 의해 생성되며 국부 조건에 따라 저온의 Shell 반응 혹은 고온의 Arrhenius 반응식에 따라 소멸된다. 확산 연소 과정으로의 진행을 판단하는 기준은 국부 조건에서의 Damkohler 수가 적절한 임계값(~ 50)을 초과할 경우로 하며 난류 시간 스케일은 $k-\epsilon$ 모델로부터, 화학반응의 시간 스케일은 Arrhenius 식으로 부터 구한다. 일단 확산 연소로 진행하게 되면 모든 액적으로 부터의 증발 연료는 확산 연소에만 기여하게 되며 예혼합 연소에는 기여하지 못한다. 확산 화염면 밀도에 대한 천이방정식은 기본적으로 예혼합 화염과 같은 형태이다.

화염면의 생성 및 소멸항은 스파크 점화 기관에서의 화염면 밀도 천이 방정식과 유사한 형태로 표현되나 실제 화염의 구조가 다르기 때문에 정량적인 관계식에는 차이가 있다. 단위 체적당 확산 연소 속도는 화염면 밀도와 화염면에서 멀리 떨어진 곳에서의 각 성분 밀도, 단위 면적당 반응 속도의 곱으로 나타내며 반응 속도는 예혼합 연소와는 달리 관련 species가 화염까지 확산되는 속도를 나타낸다. Rutland등은 이와 같은 디젤 coherent flame model을 디젤엔진에 적용하여 중요한 연소 특성을 충실히 재현하는 좋은 결과를 얻고 있으며 주요 모델 변수에 대한 광범한 민감도 조사를 수행하였다⁴³⁾.

4. 결 론

전산유체 해법의 내연기관 3차원 해석에 대한 최근 연구 동향에 대해 소개하였다. 난류유동 해석은 아직 정확성과 신뢰도 면에서 많은 연구가 필요하지만 현재의 상태에서도 직관, 경험, 실험 측정에 의해 파악하기 어렵거나 많은 비용과 시간이 요구되는 부분을 보완해 줄 수 있는 도구로서 인정받고 있다. 연소 해석 부분은 현상 자체가 유동, 연소, 분무, 열전달등이 복합적으로 작용하는 어려운 문제로서 공학 계산의 가장 첨단 분야 중의 하나라 할 수 있다. 현재 관련 모델로서 스파크 점화기관의 점화 및 화염전파, 배기가스 생성 과정과 디젤기관의 압축착화, 예혼합 및 확산 연소, 매연등의 생성 과정에 대한 모델 개발과 검증이 활발히 이루어지고 있다. 일부 발표된 논문 결과들은 이와 같은 방법이 엔진의 주요 연소 특성을 재현하는데에 성공적으로 활용될 수 있음을 보여주고 있다.

참 고 문 헌

1. A. A. Amsden, J. D. Ramshaw, P. J. O'Rourke and J. K. Dukowicz, "KIVA : A Computer program for Two-and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays," Los Alamos National Laboratory report LA-10245-MS, February, 1985.
2. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke and T. D. Butler, "KIVA-II : A Computer Program for Chemically Reactive Flow with Sprays," Los Alamos National Laboratory report, LA-11560-MS, 1989.
3. SPEED Manual Version 2.200, 1994.
4. A. D. Gosman, K. Y. Huh, B. S. Tabrizi and Q. Zhang, "The EPISO-SPRAY Computer Code for Prediction of Fuel Spray and Air Motion in Motored Internal Combustion Engines", Manual for EPISO-SPRAY Code, Dec.1987.

5. A. A. Amsden, P. J. O'Rourke and T. D. Butler & Keith Meintjes and T. D. Fansler, "Comparisons of Computed and Measured Three-Dimensional Velocity Fields in a Motord Two-Stroke Engine," SAE Paper 920418, 1992.
6. P. Godrie and M. Zellat, "Simulation of Flow Field Generated by Intake Port-Valve-Cylinder Configurations-Comparison with Measurements and Applications", SAE Paper 940521, 1994.
7. K. Naitoh, H. Fujii, T. Urushihara and Y. Takaki & Kunio Kuwahara, "Numerical Simulation of the Detailed Flow in Engine Ports and Cylinders", SAE Paper 900256, 1990.
8. S. C. Kong, Z. Han and R. D. Reitz, "The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multi-dimensional Engine Simulation", SAE Paper 950278, 1995.
9. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw Hill, 1988.
10. S. H. Tahry, "k-e Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows", J. Energy, vol.7, no.4, 1983.
11. FIDAP 7.0, "Theory Manual", Fluid Dynamics International Inc., 1993.
12. RAMPANT 2.0, Fluent Inc., 1993.
13. "ICEM CFD/CAE User's Manual", October, 1993.
14. "AVS User's Guide Release 4", May, 1992.
15. "Tecplot version 6 : User's Manual", 2nd Edition, July, 1994.
16. 김우태, 허강열, "3차원 엔진 유동 모사에서의 벨브 처리에 관한 연구", 한국자동차공학회, 95년도 추계학술대회논문집, 1995.
17. P. A. Libby and F. A. Williams, "Turbulent Reacting Flows", Springer-Verlag, 1980.
18. P. A. Libby and F. A. Williams, "Turbulent Reacting Flows", Academic Press, 1994.
19. D. R. Ballal and A. H. Lefebvre, "A General Model of Spark Ignition for Gaseoud and Liquid Fuel-air Mixtures", Proceedings of 18th Int. Symp. on Combustion, pp.1737-1746, Combustion Institute, 1981.
20. S. Pischinger, J. B. Heywood, "A Model of Flame Kernel Development in a Spark-ignition Engine", Proceedings of 23rd Int. Symp. on Combustion, pp.1033-1040, Combustion Institute, 1990.
21. Y. Wu, Z. Huang and T. Xiong, "The Numerical Solution of Governing Equations for Ignition by a Sphere of Burned Gas or Spark", Proceedings of 20th Int. Symp. on Combustion, pp.151-159, Combustion Institute, 1984.
22. R. Herweg and R. R. Maly, "A Fundamental Model for Flame Kernel Formation in S. I. Engines", SAE Paper 922243, 1992.
23. J. Abraham, F. A. Williams and F. V. Bracco, "A Discussion of a Turbulent Flame Structure in Premixed Charges", SAE Paper 850345, 1985.
24. H. Naji, R. Said and R. P. Borghi, "Towards a General Turbulent Combustion Model for Spark Ignition Engines", SAE Paper 890672, 1989.
25. L. Delamare, R. Borghi and M. Gonzalez, "The Modeling and Calculation of a Turbulent Premixed Flame Propagation in a Closed Vessel : Comparisons of Three Models with Experiments", SAE Paper 910265, 1991.
26. D. B. Spalding, "Mixing and Chemical Reactions in Steady Confined Turbulent

- Flames”, Proceedings of 13th Int. Symp. on Combustion, P.649, Combustion Institute, 1971.
27. R. Borghi, B. Argueyrolles, S. Gauffie P. Souhaite, “Application of a Presumed p.d. f. Model of Turbulent Combustion to Reciprocating Engines”, Proceedings of 21st Int. Symp. on Combustion, pp.1591-1599, Combustion Institute, 1986.
 28. R. Borghi, “Turbulent Combustion Modeling”, Prog. Energy Combust. Sci., Vol.14, pp.245-292, 1988.
 29. P. Boudier, S. Henriot, T. Poinot and T. Baritaud, “A Model for Turbulent Flame Ignition and Propagation in Spark Ignition Engines”, Proceedings of 24th Int. Symp. on Combustion, pp.503-510, Combustion Institute, 1992.
 30. W. K. Cheng and J. A. Diringer, “Numerical Modeling of SI Engine Combustion with a Flame Sheet Model”, SAE Paper 910268, 1991.
 31. F. Grasso and F. V. Bracco, “Evaluation of Mixing-Controlled Model for Engine Combustion”, Combustion Science and Technology, Vol.28., pp.185-210, 1982.
 32. F. C. Gouldin, “An Application of Fractals to Modeling Premixed Turbulent Flames”, Combustion and Flame, Vol.68, pp.249-266, 1987.
 33. R. D. Matthews and Y. W. Chin, “A Fractal-based SI Engine Model : Comparisons of Predictions with Experimental Data”, SAE Paper 910079, 1991.
 34. A. J. Majda, SIAM Review, Vol.33, pp. 349, 1991.
 35. R. D. Reitz and T. W. Kuo, “Modeling of HC Emissions due to Crevice Flows in Premixed-Charge Engines”, SAE Technical Paper 892085, 1989.
 36. R. D. Reitz and R. Diwakar, “Structure of High-Pressure Fuel Sprays”, SAE Paper 870598, 1987.
 37. J. D. Naber and R. D. Reitz, “Modeling engine spray/wall impingement”, SAE 870598, 1987.
 38. Chengxin Bai and A. D. Gosman, “Development of Methodology for Spray Impingements Simulation”, SAE Paper 950282, 1995.
 39. M. P. Halstead, L. J. Kirsch and C. P. Quinn, “The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model”, Combustion and Flame, 30, pp.45-60, 1977.
 40. M. A. Theobald and W. K. Cheng, “A Numerical Study of Diesel Ignition”, ASME-87-FE-2, 1987.
 41. B. F. Magnussen and B. H. Hjertager, “On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion”, 16th Symposium(Int.) on Combustion, 1976.
 42. B. Dillies, K. Marx, J. Dec and C. Espey, “Diesel Engine Combustion Modeling Using the Coherent Flame Model in KIVA - II”, SAE Paper 930074, 1993.
 43. Mark P. Musculus and Christopher J. Rutland, “An Application of the Coherent Flamelet Model to Diesel Engine Combustion”, SAE Paper 950281, 1995.