

전산유체역학을 이용한 자동차 엔진룸의 열 및 유동장 해석

오기탁,¹ 김진호,¹ 이상욱,^{*1} 김연수,¹ 하진욱,¹ 강원구²

AUTOMOBILE UNDERHOOD THERMAL AND AIR FLOW SIMULATION USING CFD

K.T. Oh,¹ J.H. Kim,¹ S.W. Lee,^{*1} Y.S. Kim,¹ J.W. Ha¹ and W.K. Kang²

Automobile underhood thermal and airflow simulation has been performed by using a commercial CFD program, FLUENT. To implement the radiation heat transfer effect to the underhood thermal and flow field, Discrete Ordinates Method(DOM) was used. The cooling fan was modeled by using the Multiple Reference Frame(MRF) technique. For the implementation of the heat exchangers, such as radiator and condenser, which are located in the front side of vehicle, the effectiveness-NTU model was used. The pressure drop throughout the heat exchangers was modeled as Porous media.

For the validation of the current computational method, the coolant temperature at the inlet port of the radiator was compared with experimental data, and less than 3% error was observed. Finally, the composed model was used for the cooling fan spec determination process in the development of a new vehicle, and the results showed that the current CFD method could be successfully applied to the vehicle development process.

Key Words : 전산유체역학(CFD), 엔진룸(underhood), 냉각 팬(cooling fan), 다공성 매질(Porous Media), MRF(Multiple Reference Frame), 열교환기(heat exchanger), 복사열전달(radiation heat transfer), DOM(Discrete Ordinates Method), 방열기(radiator)

1. 서 론

최근에 들어서 자동차는 운송수단의 관점에서 움직이는 생활공간으로 인식이 변화되고 있다. 우수한 성능 및 안정성뿐만 아니라, 승차감 및 자동차의 미적 요소가 중요한 소비자의 요구조건이 되고 있다. 최근에 출시되는 차량들은 높은 출력을 내기 위해서 고성능, 고배기량의 엔진을 장착하고 있으며, 고속 및 과부하 주행에 따라서 엔진에서 발생하는 발열량은 크게 증가되는 추세에 있다[1]. 이에 비해서 언더후드의 냉각에 중요한 영향을 미치는 개구부의 면적, 그릴 및 냉각 팬 등은 미적인 요소와 소음으로 인한 승차감과 직결되어 있으므로 설계자의 요구를 전면적으로 수용하기는 힘든 실정이다.

근래 활발히 적용되고 있는 전산 해석기법은 개발기간을 획기적으로 단축시킬 수 있는 방안으로 인정받고 있다. 차량 개발시에, 개발 초기단계에서 소비자의 요구를 파악하고 그에

합당한 차량의 사양을 결정하게 되는데, 개발기간이 길어지면 시장의 요구조건을 정확하게 예측 및 반영할 수 없게 되어 시장에서 사장되어 버리고 만다. 특히 최근에 들어서는 유류 가격, 배기가스규제, 보행자 안전 강화, 텔레메틱스의 보급 등 소비자의 요구가 급변하고 있으므로 차량 개발기간을 줄이는 것은 아무리 강조해도 지나침이 없다.

차량 개발 기간의 단축에 문제가 될 수 있는 부분은 각 부품들의 사양을 결정하는 일이다. 개발시간 및 경비절감을 위해서 플랫폼의 공유화와 부품의 공유화를 이용하지만, 서로 다른 segment의 차량에 대해서 단품을 공유하기는 어려우며, 언더후드의 레이아웃이 달라짐으로 인해서 예전에는 아무런 문제가 없었던 부품들이 신차종에 적용될 때는 심각한 문제를 야기하기도 한다.

특히 최근에는 경비절감 및 생산 효율성의 향상을 위해서 각 부품들의 모듈화에 전력을 기울이고 있다. 이중 모듈화 시스템의 하나인 프론트 엔드 쿨링 팩 시스템(FECPS : Front End Cooling Pack System)은 자동차 전면에 위치하고 있는 응축기 및 방열기, 이들을 지지해 주는 캐리어, 냉각 팬 등을 하나의 모듈로 통합 설계한 것이다[4]. 엔진이 적정한 온도 범위 안에서 작동할 수 있도록 설계하기 위해서는 이러한 냉

접수일: 2006년 12월 21일, 심사완료일: 2007년 3월 2일.

1 르노삼성자동차 중앙연구소 환경성능팀

2 Advanced Technology Engineering Service, Co.

* Corresponding author, E-mail: sangwook3.lcc@renaultsamsung.com

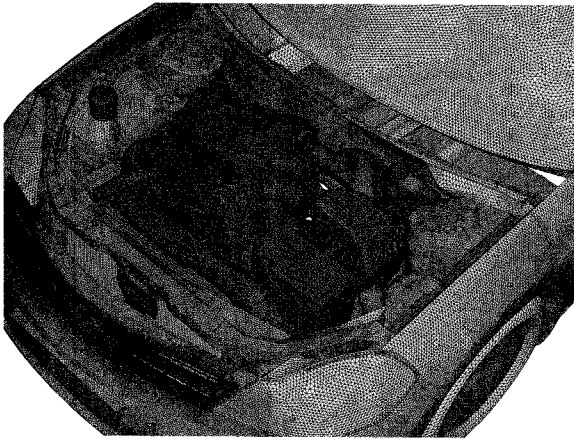


Fig. 1 Partial view of computational meshes.

각 시스템의 사양결정이 매우 중요하다. 그러나 전통적인 방법으로는 시작품이 나온 후에 다수의 냉각 시스템을 탈/부착하여 성능평가를 하여 다시 설계에 반영하게 됨으로써 개발 시간 및 경비의 측면에서 많은 낭비가 있었다.

본 연구에서는 설계초기 단계에서부터 CFD를 이용하여 언더후드의 냉각 성능을 예측함으로써 부품의 사양 결정 등에 요구되는 시간 및 경비의 절감을 시도하였다. 이를 위해 언더후드 내부에 대한 3차원 유동장 해석을 수행하였으며, 언더후드 냉각에 있어서 가장 중요한 요소인 방열기 입구에서의 냉각수 온도를 실험결과와 비교하여 해석의 정확성을 검증하였다. 이러한 결과를 근거로 하여, 신차개발에 있어서 언더후드 냉각 성능에 지대한 영향을 미치는 냉각 팬의 사양 문제에 적용하였다.

2. 본 론

2.1 수치해석 기법

일반적으로 CATIA 파일로 저장된 형상 데이터는 각 선들의 연결 관계 및 면들의 정렬(trim)된 정도가 CFD 해석에 사용가능할 정도로 완벽하지 않다. 따라서 전처리 단계로써 HyperMesh 버전 7.0을 이용하여 선과 면들의 연결 관계를 정리하고 형상을 단순화 하였으며, 표면 격자 역시 HyperMesh 버전 7.0을 사용하여 형성하였다[5]. 이러한 전처리 단계에서는 전체 해석시간의 70% 이상의 기간이 요구된다. 지극히 형상이 복잡한 언더후드 내부의 비정렬 격자 형성을 위해서 TGrid 버전 3.6.8을 사용하였다[6]. 유동해석을 위해서는 범용 유동 해석 프로그램인 Fluent사의 Fluent 6.2.16 버전을 사용하였다[7].

유동장 지배 방정식은 상류차분기법을 적용하여 공간차분을 하였으며, 속도와 압력의 연계는 SIMPLE 기법을 사용하였

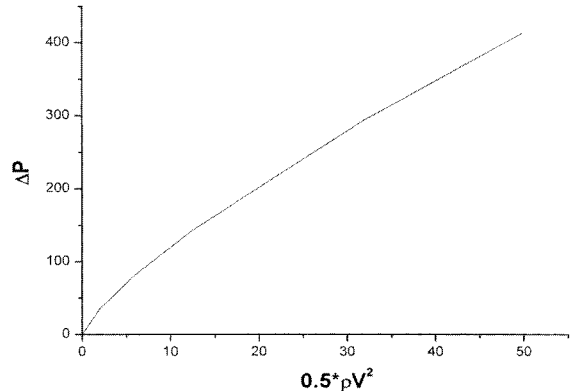


Fig. 2 Pressure drop at the radiator with respect to the inlet air dynamic pressure.

다. 난류 모델로는 언더후드 유동해석에 적합하다고 알려진 RNG k-epsilon 모델을 사용하였고, wall function을 사용하였다. 시간 적분으로는 내재적 시간 적분 기법을 이용하였으며, 모멘텀 방정식, 연속 방정식, 난류 방정식 등을 순차적으로 해석하여 수렴된 해를 얻는 segregated 기법을 이용하였다.

일정한 속도로 회전하는 냉각 팬은 MRF (Multiple Reference Frame) 기법을 이용하여 모사하였고, 엔진의 복사 열 전달을 고려하기 위해 DOM (Discrete Ordinates Model)을 사용하였다. 차량의 전면부에 위치한 방열기 및 응축기 등의 열교환기의 열교환은 effectiveness-NTU (Number of Transfer Units) 모델을 사용하였으며, 열교환기를 통과할 때 나타나는 압력의 강하는 다공성 매질로 모델링을 하였다.

Fig. 1은 계산에 사용된 자동차 언더후드 내부의 표면 격자계를 보여주고 있다. 격자는 약 480만개의 사면체 격자로 이루어져 있다.

해석은 4개의 Intel P-IV 3.0 GHz CPU를 이용하였으며, 20 시간이 소요되었다.

2.1.1 다공체 매질 근사기법

자동차 언더후드의 전면부에는 크게 냉각수를 식히기 위한 방열기와 에어컨 냉매를 식히기 위한 응축기 등의 열교환기가 있다. 언더후드를 지나는 유량은 이들 열교환기를 통과하게 되므로 열교환기의 정확한 모델링은 언더후드 열 및 유동 해석에 있어서 필수적이다. 하지만, 열교환기는 방열 특성을 최대화하기 위해서 무수히 많은 핀들로 이루어져 있으므로 이들 방열 핀들을 다 모사하는 것은 하드웨어 자원의 한계로 인해 현실적으로 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 이러한 열교환기의 효과적인 모델링을 위해 다공체 매질을 도입하였다.

다공체 매질을 통과한 유동은 압력강하를 겪게 되며, 이러한 압력강하는 모멘텀 방정식에서 소스항으로 모사된다[7].

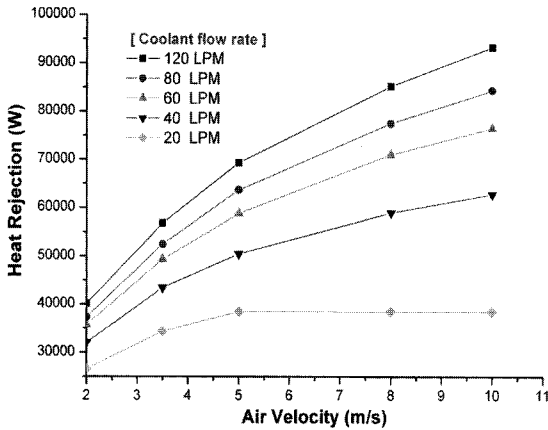


Fig. 3 Cooling system performance data.

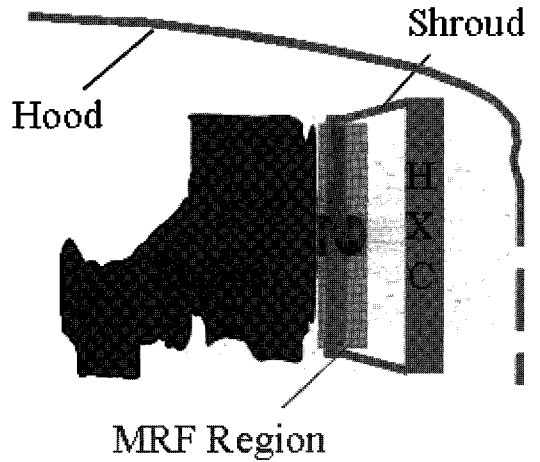


Fig. 4 Schematic view of MRF region.

해석에 필요한 속도와 압력강하의 관계는 단품시험에서 구한 데이터를 이용하였다. 또한 차량 주행방향을 제외한 다른 방향으로서는 매우 큰 유동 저항계수를 주어 주행방향으로의 유동만을 고려하도록 하였다.

Fig. 2는 방열기의 전면부를 통과하는 유동의 동압에 대한 압력강하를 나타내고 있으며, 방열기 생산업체에서 제공한 방열기의 단품 성능 평가서를 이용하였다.

2.1.2 열교환 모델링

엔진은 적정 작동 온도에서 최상의 성능을 발휘하도록 설계가 되며, 엔진의 과냉 및 과열은 환경오염 문제뿐만 아니라 차량의 성능 및 안전성에도 많은 영향을 미친다. 엔진의 작동 온도는 주로 방열기 입구로 들어가는 냉각수의 온도를 측정함으로써 확인 가능하며, 일반적으로 차량 개발시에 방열기 입구에서의 냉각수 온도를 엄격히 관리하고 있는 실정이다. 본 연구의 목표도 방열기 입구에서 냉각수 온도를 정확히 예측하는데 목표가 있으며, 이를 위해 열교환기 모델을 사용하였다.

사용한 열교환기 모델은 effectiveness-NTU 모델[7]이며, 방열기 및 응축기의 단품 시험 데이터를 바탕으로 공기의 유량 및 냉각수의 유량에 대한 열전달 양을 이용하여 해석하였다.

Fig. 3은 계산에 사용한 방열기의 유입 공기량 및 냉각수 양에 따른 방열특성을 나타내고 있으며, 방열기 생산업체에서 제공한 단품 성능 평가서를 기초로 하여 작성되었다.

2.1.3 FAN 모델링

자동차의 주행속도가 일정속도 이하이거나, 에어컨 가동 등의 고부하 조건에서는 냉각 팬이 가동된다. 냉각 팬은 언더 후드 내부의 공기역학적인 속도 및 압력 분포뿐만 아니라 자동차의 HVAC 및 언더 후드의 냉각 성능에 많은 영향을 미치

므로 냉각 팬의 정확한 모사가 필요하다.

Fluent에서는 이러한 냉각 팬의 모델링을 위해서 다수의 모델을 제공하고 있으며, 본 연구에서는 MRF(Multiple Reference Frame) 기법을 사용하였다[7]. MRF 기법은 유동장을 회전 영역과 비회전 영역으로 나눈 후, 회전 영역에 대해서 비관성 좌표계에서의 가상힘을 운동량 방정식에 추가하여 계산하는 기법이다. 즉 회전 좌표계와 비회전 좌표계 각각의 영역에 대해서 해석을 수행하고, 회전 좌표계에서 계산된 속도에 블레이드의 회전속도를 벡터합하는 방식이다. 이 방법은 정상상태 해석이 가능하고 블레이드 형상을 고려할 수 있으며 계산시간 대비 정확성의 관점에서 우수하여 널리 사용되고 있다. 특히 상대운동을 하는 두 영역의 경계에서 유동특성이 일치할 경우 매우 정확한 결과를 얻을 수 있음이 알려져 있다[7].

Fig. 4는 본 해석에서 사용된 MRF 영역을 보여주고 있다.

2.1.4 DOM 모델링

일반적으로 엔진의 폭발 행정시 연소실의 온도는 약 2500°C 정도라고 알려져 있으며, 냉각수 및 오일 등에 의해 냉각되어져 배출되는 배기가스의 온도는 800~900°C 부근이다. 배기 시스템 주위에 열 차폐막을 설치하더라도 이러한 고온에서는 복사 열전달을 무시할 수 없으며, 언더 후드 내부의 유동 해석에 있어서 중요한 요소가 된다. 본 연구에서도 이러한 복사 열전달을 고려하였으며, Fluent에서 제공하는 다수의 복사 열전달 모델 중에서 DOM (Discrete Ordinates Method)을 사용하였다[7]. DOM은 Eulerian 관점에서 유한하게 나누어진 벡터 방향을 따라서 복사 전달 방정식 (RTE:Radiative Transfer Equation)을 해석하는 방법으로, 요구되는 메모리와 계산량에 비해 정확성이 우수한 방법으로 알려져 있다.

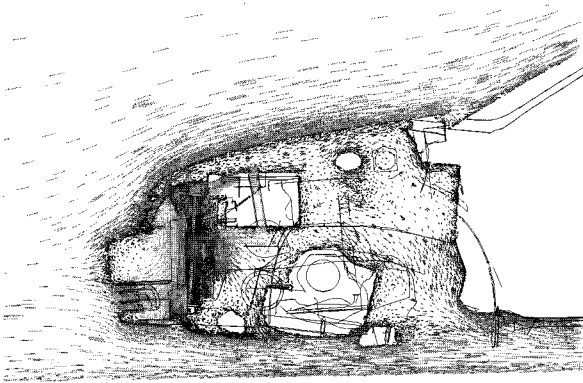


Fig. 5 Velocity vector plot at the center plane of mode 1.

2.2 수치해석 기법 검증

구성된 모델링 기법의 정확성을 검증하기 위해서 현재 개발이 완료된 차량의 실차 성능 데이터와 해석 결과를 비교하여 보았다. 대상 차량은 2,000cc 급의 가솔린 엔진 차량이며, 주행조건은 차량의 고부하 조건인 에어컨을 가동한 상태이고 축풍을 비롯한 자유류는 없는 것으로 가정하였다. 냉각 팬은 두 개의 140W 팬으로 구성되었으며, Table 1에 계산에 사용된 차량의 주행조건을 제시하였다.

Fig. 5는 주행 모드 1에서 자동차의 중심을 지나는 평면에서 본 공기의 속도벡터를 나타내고 있다. 프런트 그릴을 지난 공기는 응축기와 방열기를 거쳐 냉각 팬을 지난 후 언더후드 바닥으로 유출되고 있다. 언더후드 내부의 유속은 전반적으로 매우 낮으나 냉각 팬에 의해서 팬 뒷면에서 높은 속도 분포를 보임을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 각 주행 모드에 대한 방열기 전면부의 온도 및 속도 분포를 나타내고 있다. 방열기 중앙의 고온 부분은 전면부에 위치한 구조물의 영향으로 파악된다. 또한 방열기의 아래부분에서 속도 및 온도의 분포가 불연속적으로 변화하는 것을 관찰할 수 있는데, 이는 방열기 앞부분에 위치한 응축기의 영향으로써, 에어컨을 가동함에 따라 응축기에서 열이 방출되며, 또한 응축기는 유체 저항으로 작용하기 때문에 응축기가 끝나는 하단부에서 불연속적인 변화가 관찰된다.

모드 1에서는 언더후드 냉각을 위해 냉각 팬이 작동하므로 냉각 팬 형상을 따라 유속이 분포되고 있음을 확인할 수 있다. 고속 주행인 모드 2에서는 냉각 팬은 자연풍의 영향으로 회전하게 되므로 모드 1에 비해서 비교적 균일한 속도분포를

Table 1 Vehicle operating conditions.

주행조건	Velocity	Temperature	Slope
mode 1	60 KPH	30 °C	8.7%
mode 2	130 KPH	35 °C	0%

보인다.

Table 2는 각 주행 모드별 방열기 입구 및 출구에서의 냉각수 온도를 비교한 것이다. 각 주행모드에 대해서 오차는 최대 3%를 넘지 않으며, 특히 더욱 과부하 조건인 모드 1에서의 오차는 1% 내외로써 본 모델링 기법의 신뢰성을 더 해 준다. 그러나 전반적으로 본 연구에서 사용한 해석 기법이 측정치에 비해서 다소 낮은 값을 예측하고 있어서 본 해석 기법을 실제 설계과정에 적용할 때에는 다소 주의해야 함을 알 수 있다. 고속 주행모드인 모드 2에서 오차가 상대적으로 크게 나타나고 있는데, 이는 냉각 팬의 회전속도에 기인하는 것으로 판단된다. 차량의 고속 주행시에 언더후드의 냉각은 그릴을 통과한 자연풍에 의해서 이루어지며 냉각 팬은 작동되지 않고 자연풍에 의해서 회전하게 된다. 이때의 냉각 팬은 하나의 저항체로써 작용하게 되는데, 냉각 팬의 회전속도를 정확하게 측정하지 못해서 발생하는 것으로 판단된다.

2.3 수치해석 기법 적용

본사에서는 우수한 연료효율을 가지고 있는 승용디젤 차량을 개발하고 있으며, 디젤 엔진이 적절한 온도 범위에서 작동할 수 있도록 냉각 시스템을 구성하는 것은 연료 효율뿐만 아니라 엔진의 내구성 등에 있어서도 매우 중요하다. 본사에서 고려 대상인 냉각 시스템은 같은 속도로 회전하는 두개의 냉각 팬으로 구성되며 다수의 후보군 중에서 160W + 160W의 성능을 가진 냉각 팬(Type A)과 160W + 230W의 성능을 가진 냉각 팬(Type B)등 두 가지 모델로 압축되었다. 일반적으로 냉각 팬의 성능이 커질수록 방열기의 냉각 특성은 더 좋아지기 마련이므로 냉각 성능에 있어서는 Type B가 선호되지만, 생산 경비의 입장에서 볼 때에는 적절한 냉각 성능을 가지고 있다면 Type A가 더 바람직하므로 시작품이 나오기 전에 해석을 수행하여 사양을 결정하고자 한다.

개발하고자 하는 승용디젤 차량의 그릴을 포함한 전면부의 형상 및 언더후드 내부의 레이아웃은 가솔린 엔진 차량에 비해서 다소 큰 차이를 가지고 있다. 유동 조건은 Table 1에서 더욱 고부하 조건으로 밝혀진 모드 1을 따랐고, 해석에 사용된 해석 모델링 기법은 앞의 경우와 동일하다.

Table 2 Comparison of experimental and predicted temperature of coolant at radiator inlet and outlet ports for test gasoline vehicle.

		mode 1	mode 2
inlet	Experiment	100.87 °C	89.89 °C
	Simulation	99.98 °C	87.96 °C
	Error	0.88%	2.15%
outlet	Experiment	93.87 °C	81.89 °C
	Simulation	93.53 °C	81.5 °C
	Error	0.36%	0.48%

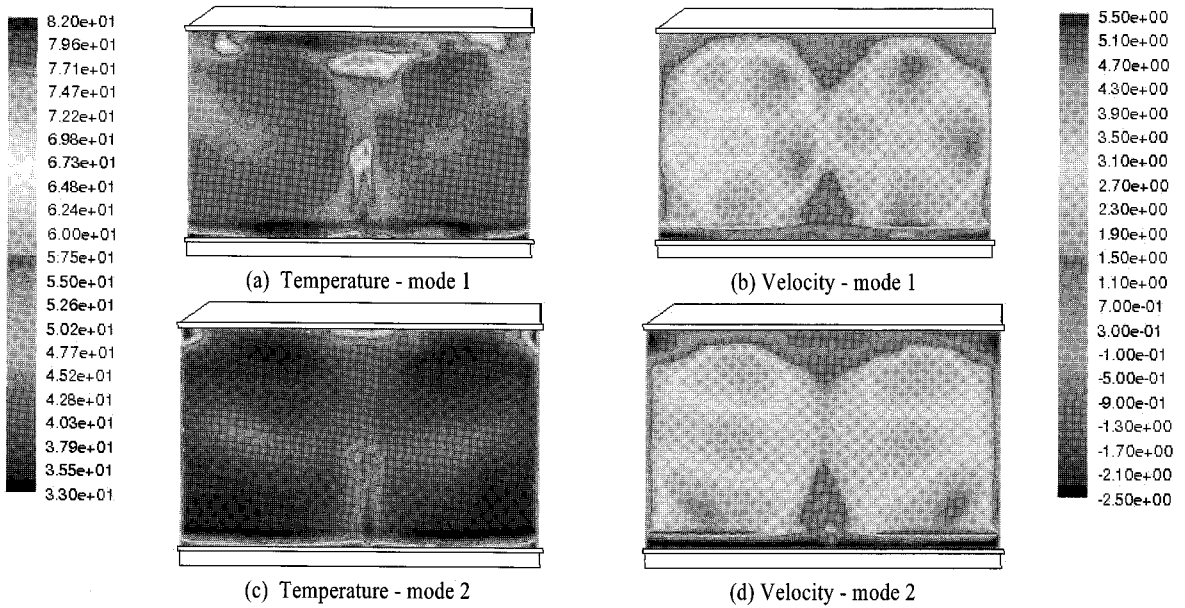


Fig. 6 Comparison of temperature and velocity distributions at radiator front surface

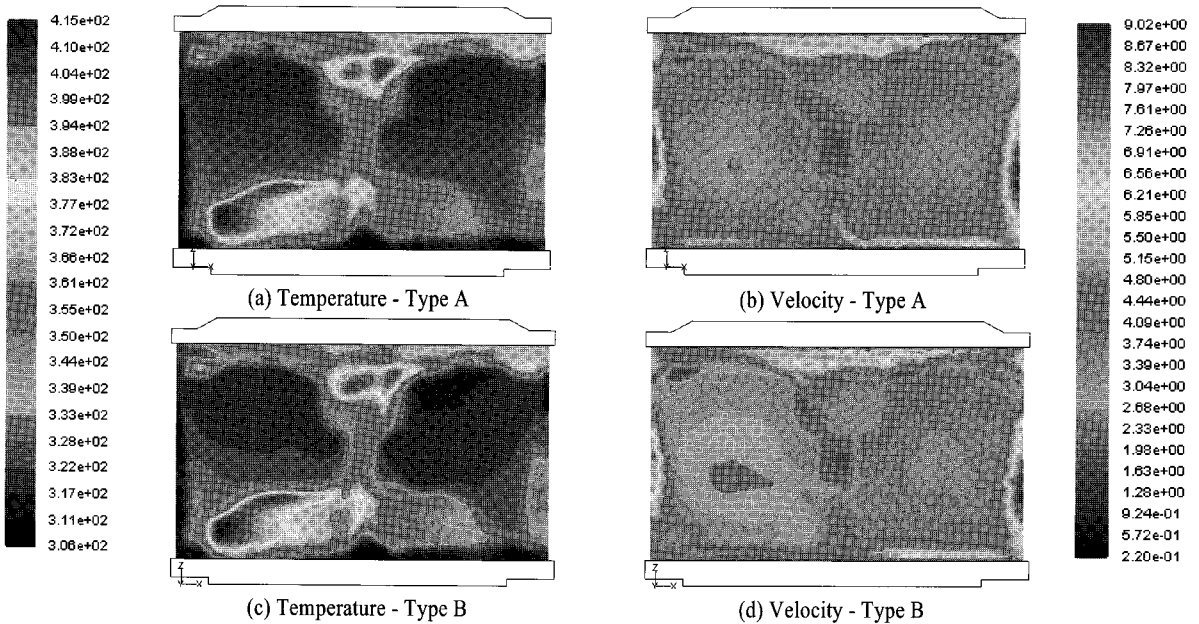


Fig. 7 Comparison of temperature and velocity distributions at radiator front surface of diesel passenger car.

Fig. 7은 Type A 와 Type B에 대해서 방열기 전면부의 속도 및 온도 분포를 비교한 것이다. 앞선 경우에 비해서 언더 후드의 레이아웃이 달라지고, 구조물 등이 보강됨으로 인해서 속도 및 온도 분포는 앞의 경우와 다소 차이를 보인다. 특히 차체의 전면부에 위치한 보강재들로 인해 국소적으로 온도차

이가 크게 나타남을 확인할 수 있으며, Type A, B 모두 비슷한 속도 및 온도 분포를 보인다.

Type B 냉각 팬의 성능이 우수하므로 전반적으로 유속이 증가하였으며, 이로 인해 열전달이 증가하여서 방열기의 표면 온도 또한 Type A에 비해서 다소 낮게 예측하고 있다. 그러

나 Type B의 냉각 팬은 서로 다른 성능을 가지고 있으므로, 같은 사양을 가진 Type A에 비해서 속도 및 온도의 불균일도가 큼을 확인할 수 있다.

Table 3은 각각의 냉각 팬 사양에 대한 방열기 입구 및 출구에서의 냉각수 온도를 비교한 것이다. 냉각 팬의 성능이 증가됨으로써 Type B 방열기의 입, 출구에서의 냉각수 온도가 Type A 보다 평균 3℃ 가량 감소한 것을 확인할 수 있다.

해석 결과만으로 평가를 하였을 때 두 가지 냉각 팬 모두 설계 요구조건을 만족시키므로 생산경비의 절감에서 Type A가 유리하다. 그러나 앞선 검증과정에서 약 3% 가량의 오차가 존재함을 확인하였고 특히 해석값이 실험치보다 낮은 값을 예측한 점을 감안할 때 Type A는 설계 요구조건을 만족하지 못할 가능성이 크다. 특히 신차에 대한 모델링 및 단품 데이터의 불확실성을 고려할 때 적어도 5%의 설계 여유를 두는 것이 타당할 것이며, 5%의 오차범위를 고려하더라도 설계요구조건을 충족시킬 수 있는 Type B를 선택하여 설계를 진행하였다.

일반적으로 차량의 개발시에 완성된 설계를 이용해서 생산라인에서 차량을 양산하기 전에, 소량의 시차 차량을 생산하여 시험해 봄으로써 생산된 차량의 성능이 실제 설계요구조건을 만족하는지 검사하게 된다. 본 연구에서도 시작품을 이용하여 mode 1에 따른 시험을 수행하여 보았다.

Table 4에는 본 연구에서 예측한 온도 값과 실제 차량에서 시험한 값을 비교하고 있다. 본 연구의 해석 결과는 방열기 입구에서의 냉각수 온도를 약 110℃로 예측하였으며, 실제 차량을 이용하여 시험을 하였을 경우 냉각수 온도는 2% 가량의 오차를 가진 약 107.7℃로써 설계요구조건을 만족하였으며, CFD 기법이 실제 차량의 개발시에 유용하게 적용될 수 있음을 보였다.

앞서 수행한 검증에서는 해석값이 다소 낮은 값을 예측하였으나, 이번 경우에는 다소 높은 값을 예측하고 있다. 이러한 경향성의 불일치는 모델링 및 여러 단품시험 데이터들의 부정확성에 기인한 것으로 파악되며, 더욱 신뢰성 있는 해석을 위해서 추후에도 많은 연구가 필요할 것으로 판단된다.

Table 3 Comparison of inlet and outlet temperature for each cooling fan spec of diesel passenger car.

	inlet	outlet
Type A	113.08 ℃	102.4 ℃
Type B	110.03 ℃	99.35 ℃

Table 4 Comparison of experimental and predicted temperature of coolant at radiator inlet port for test diesel passenger car.

	inlet	outlet
Prediction	110.03 ℃	99.35 ℃
Experiment	107.7 ℃	-

3. 결 론

본 연구에서는 범용 유체해석 코드인 Fluent를 이용하여 자동차 언더후드 내부의 열 및 유동장 해석을 수행하였다. 고온의 엔진 및 배기 시스템으로부터의 복사 열전달을 고려하기 위해서 DOM을 사용하였고, 냉각 팬의 회전효과를 고려하기 위해서 MRF 기법을 도입하였다. 자동차 전면부에 위치한 열교환기들의 모사를 위해서 effectiveness-NTU 모델을 사용하였으며, 열교환기를 통과한 공기의 압력 강하는 다공성 매질로 근사하여 해석의 효율성을 높였다.

구성된 해석 모델의 검증을 위해 방열기 입구에서의 냉각수 온도를 실차 성능평가 결과와 비교하였으며 3% 이내의 오차범위에서 정확성을 유지하는 것을 확인하였다. 검증된 결과를 바탕으로 신차 개발 단계에서 냉각 팬의 사양 결정에 적용하였으며, 차량 개발 기간 및 비용 절감에 기여하였다. 또한 개발된 차량을 이용한 시험을 수행하여 방열기입구에서의 냉각수 온도를 예측값과 비교하였으며, CFD를 이용한 설계 기법이 설계 요구조건을 만족시킴을 확인하였다.

후 기

본 연구는 환경부 Eco-STAR project(무, 저공해 자동차 사업단)의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 신창훈, 이승희, 박원구, 장기룡, 2006, "엔진 냉각시스템 성능해석에 관한 연구," *Transactions of KSAE*, Vol.14, No.2, pp.39-48.
- [2] 류명석, 2005, "소형버스 냉각성능 향상 연구," *Transactions of KSAE*, Vol.13, No.2, pp.10-15.
- [3] Ono, K., 2004, "Role of Fluid Dynamics Technology in Automobile Design," *Review of Automotive Engineering*, Vol.25, pp.129-134.
- [4] 허형식, 한창평, 박경석, 이기수, 배석정, 원종필, 2004, "PIV 유동 계측을 통한 자동차 프론트 엔드 쿨링 팩 시스템의 외부 유동특성 평가," *Transactions of KSAE*, Vol.12, No.6, pp.103-110.
- [5] Hypermesh Version 7.0, *Altair Engineering Inc.*
- [6] TGrid Version 3.6.8, *Fluent Inc.*
- [7] Fluent 6.2 User Guide, *Fluent Inc.*