

궤도차량용 보조동력장치 엔진룸 내부 열유동 특성에 관한 연구

A Study on Thermal and Fluid Characteristics inside Engine Room of Auxiliary Power Unit for Tracked Vehicle

이태의¹, 서정세^{2,✉}, 정상환¹, 박영식³
Tae Eui Lee¹, Jeong Se Suh^{2,✉}, Sang Hwan Jeong¹ and Young Sik Park³

1 경상대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Gyeongsang National Univ.)

2 경상대학교 기계항공공학부 (School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National Univ.)

3 한국폴리텍VII대학교 자동차과 (Department of Automobile, Korea Polytechnic VII Colleges.)

✉ Corresponding author: jssuh@gnu.ac.kr, Tel: 070-7014-7030

Manuscript received: 2009.5.21 / Revised: 2009.7.15 / Accepted: 2009.8.28

This research is intended to grasp the characteristics of heat flow inside auxiliary power device engine room to obtain the design basic data through numerical analysis and experiment. For experiment cost reduction, numerical analysis was done to obtain quantitative data by observing the change in temperature distribution of major parts according to changes in normal condition, incompressible condition, engine surface heat emission rate and absorption temperature with the use of commercial STAR-CD. The experiment was done by grasping the temperature distribution of major interested parts inside engine room in loaded and unloaded conditions during engine operation. The temperature distribution data here will serve as useful design data during APU engine room designing.

Key Words: Engine Room (엔진룸), Thermal and Fluid (열유동), Thermal Emission (열방사), Numerical Analysis (수치해석), Temperature Distribution (온도분포), Heat Transfer (열전달)

기호설명

- ρ = density of the mixture (kg/m³)
- μ_{eff} = dynamic viscosity (kg·s/m²)
- μ_t = turbulent viscosity (kg·s/m²)
- P = pressure (Pa)
- U, V, W = velocities of x, y and z direction (m/s)
- S^U = source term
- ε = porosity of gas diffusion layer
- K = absolute temperature

1. 서론

최근 급격한 기후변화에 따라 대형트럭 및 궤도차량 승무원들에게 쾌적한 실내환경 제공을 위해서는 냉난방 시스템 장치의 필요성이 필수적으로 대두되고 있다. 또한 전자시스템의 응용확대로 인해 군용궤도차량 및 장거리 수송용 대형트럭에서는 제한된 전기 출력의 성능향상과 비상발전을 위한 장치의 기능을 담당하는 새로운 추가적인 시스템 장치가 요구되고 있다. 이를 만족시키기 위한 장치로는 보조동력장치(Auxiliary Power Unit, APU)가 있으며, APU는 기술 변화 및 사용자의 요구조건 등에 적합하게 소형경량화, 고출력의 성능이 요구되는 추세에 있다.¹ 이러한 고성능 고출력 엔진 사용으로 인하여 APU에서 필연적으로 야기

될 수 있는 문제는 제한된 설계공간 및 엔진룸 내부 상승된 공기의 유동문제를 들 수 있으며, 또한 각종 발열원인 엔진표면, 소음기, 발전기 등으로부터 방출되는 열로 인하여 고무, 플라스틱과 전자장치 등에 열손상을 일으킬 수도 있다. 이러한 내부 공기온도 증가는 엔진의 출력성능 효율저하와 시스템의 내구수명을 단축시킬 수도 있다.^{2,4} 따라서 엔진룸 내의 공기온도 상승을 효율적으로 조절할 수 있는 냉각계통이 상당히 중요한 설계인자가 된다. 최근 닛산, GM 등의 국내의 자동차 업계에서는 3 차원 수치해석을 통해 엔진룸내의 냉각성능 개선을 위해 활발한 연구가 수행되어져 왔다. 엔진룸내 유동에 관한 실험적 연구로 William⁵ 등은 축소모델에서 물을 사용하여 상이성(Similarity)에 의해 엔진룸내 유동장을 해석하여 냉각효과에 미치는 영향을 고찰하여 열상승 원인이 되는 부분을 제시하였다. Nobuhiro⁶ 등은 엔진주변의 3 차원 열유동 현상을 수치해석 하였으며, 또한 Oh K.T⁷ 등은 고온의 엔진 및 배기시스템으로 부터의 복사열전달을 고려한 DOM(Discrete ordinate method)을 사용하여, 냉각 팬의 회전효과를 고려한 열유동장을 해석하였다.

엔진룸에 대한 기존 연구들은 주로 소형자동차 분야에서는 많은 연구가 있어왔지만, 차세대 군용 케도차량 및 대형트럭에서의 제한된 출력문제 해결과 실내환경 개선을 위한 목적으로 사용되는 새로운 보조동력장치 개발에 관한 연구결과는 상당히 미미한 실정이다. 이에 3 차원 전산해석 기법을 통해 본 시스템 설계초기 단계에서부터 열유동 특성을 파악하여 냉각부품의 사양 결정 등에 요구되는 시간 및 경비의 절감시도를 꾀하여 엔진이 적정한 온도 범위 안에서 원활히 작동할 수 있도록 설계하여야 한다. 이를 위해서는 엔진표면 및 주변 배기시스템 장치에서 발생하는 열복사(thermal radiation)와 Inlet 을 통해 유입되는 강제대류와의 혼합 열전달 문제 등을 고려하여 시스템을 설계해야 한다.

따라서 본 연구에서는 케도차량 엔진룸내 강제대류 및 열복사를 고려한 3 차원 전산해석 기법으로 엔진룸내의 방사율 및 온도조건변화에 따른 혼합열전달 및 유동특성을 파악하고, 실험을 통한 엔진룸 내부의 주요관심부위의 온도분포를 파악하여 본 보조동력장치 엔진룸의 냉각시스템 사양결정 및 상세설계용 DATABASE를 확보하고자 한다.

2. 해석모델 및 실험장치 구성

2.1 해석모델

Fig. 1 은 보조동력장치(APU) 엔진룸 내부 3 차원 수치해석을 위한 모델을 나타낸 것이다. 해석을 위한 모델구성은 외부공기가 유입 및 유출되는 Inlet 부, Outlet 부, 엔진룸 내부에 점선으로 표시된 엔진 및 발전기조립체(8kW 급), DC 발전기, 외부의 격실 구조물(1170×720×750mm), 배기장치, 연료공급장치류 등으로 크게 구성되어 있다.

2.2 해석방법

엔진룸 수치해석을 위해 CATIA 에서 모델을 정리한 후 Pro-surf 를 통해 내부격자를 생성하였으며, Fig. 2 는 해석모델에 적합한 형태로 단순화 시킨 유한체적법(FVM)에 의한 계산모델 단면을 나타낸 것이다. 해석시 유동에 영향을 줄 수 있는 기하학적 특징은 자세히 모델링하여 오류를 최소화 하고자 하였다. APU 엔진룸내부에 대한 열유동을 해석하기 위해서 상용 CFD 코드인 STAR-CD 를 이용하였으며, Inlet 을 통해 유입되는 공기는 이상기체(Ideal gas) 법칙을 따르며, 3 차원 비압축성, 정상상태(Steady state) 유동으로 가정하였다.

Table 1 Condition of numerical analysis

Engine surface	Parameter
Case1	adiabatic
Case2: temperature	413K/423K/433K/444K
Case3: emissivity	0.1/0.2/0.3

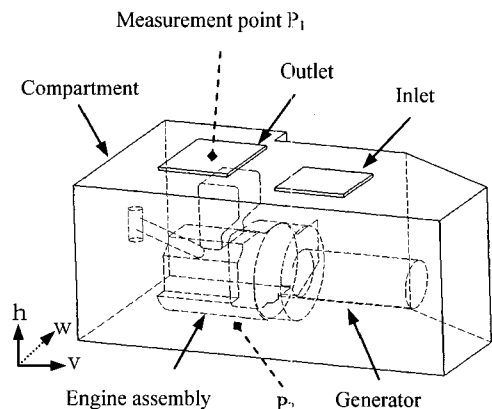


Fig. 1 APU system configuration and analysis model inside the engine room

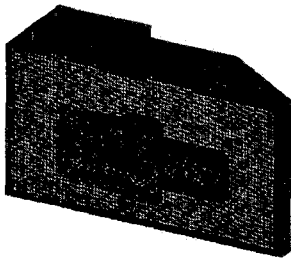


Fig. 2 Computational model of APU inside engine room

해석을 위한 경계조건으로 외부벽면은 단열조건을 적용하였으며, Inlet 의 W 방향 속도 값 변수로는 1 차 설계 값인 입구유속의 -4.45 m/s 를 적용하였고, 유입공기 온도는 303K 를 적용하였다. 또한 Outlet 은 대기압 조건을 적용하였다. 엔진룸에서 내부 발열체인 엔진조립체는 Table 1 과 같이 단열조건 (Case1; adiabatic), 온도변화(Case2; 413K, 423K, 433K, 444K), 엔진 방사율 변화(Case3; 0.1, 0.2, 0.3)에 따른 Case 별 해석을 수행하였다. 수치해석방법으로는 SIMPLE(semi-implicit method for pressure-linked equations) 알고리즘을 사용하였으며, 대류항 차분 법은 2 차 정확도를 갖는 MARS(monotone advection and reconstruction scheme) 기법을 사용하였다.⁸ 또한 난류모델은 벽함수(wall function)를 적용한 표준 $k-\epsilon$ 고레이놀즈(high Reynolds number)를 사용하였다. 방사율을 고려한 엔진룸내의 열복사 경계조건으로는 DBM(Discrete Beams Method)을 적용하여 엔진조립체 경계표면 사이에서 복사 열전달 효과를 고려하였다. 엔진의 표면은 회색 Lambert type 과 엔진조립체의 모든 벽면 방사율은 균일하다고 가정하였다. 이 때 엔진의 방사율 및 투과율은 없다고 가정하였다.

Fig. 2 의 계산에 사용된 격자수는 439,844 개였고, CPU 계산시간은(2.13 GHz) 약 7 시간 소요되었다. 또한 해의 수렴 판단은 전역 표준 잔차(global residual)의 값이 10^{-3} 일 때를 수렴된 것으로 간주하였다.

2.3 실험장치구성 및 방법

Fig. 3 은 보조동력장치 출구부의 온도분포를 측정하기 위한 실험장치의 구성을 나타낸 것이다. 본 시스템구성은 선진 F 사의 4 행정, 공랭식 디젤 엔진과 28VDC 발전기가 조립된 APU, 입력전압 및 전류변화 측정을 위해 APU 입력단과 연결된 전압계 와 전류계, 엔진축의 출력단과 연결된 battery,

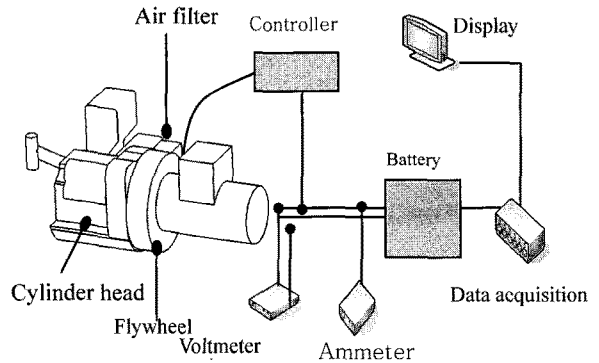


Fig. 3 Schematic diagram of the experiment apparatus

엔진 회전속도 및 부하증감을 조절하는 load bank 및, data 획득장치, 엔진의 부하변동에 따른 출구부의 온도분포를 확인할 수 있는 display, 전체적인 시스템 운용 및 제어기능을 담당하는 컨트롤러 등으로 크게 구성되어 있다.

본 논문에서는 온도계측을 위해 T 타입의 열전대(thermocouple)를 Fig. 1 의 배기그릴부(exhaust grill)인 Outlet 의 중심부(P₁)와, 엔진하단의 오일팬(P₂)으로부터 30mm 떨어진 부위에 설치하였다. 에어필터부, 플라이휠부, 실린더 헤드부위의 온도계측부위는 Fig.3 과 같다. 에어필터의 온도측정위치는 공기흡입부 배관 중심부에, 플라이휠부 온도측정위치는 플라이휠 장착부로부터 약 50mm 떨어진 위치에, 실린더헤드부의 온도측정은 실린더헤드 표면부에 온도센서를 부착하여 측정하였다. 또한, 온도측정 부위별 계측온도 DATA 는 엔진시동 후 시스템이 정상상태라고 판단된 시점인 약 10 분 후의 온도 분포 값을 이용하였다. 엔진의 부하 조절은 제어 logic 으로 program 하였으며, 제어 logic 순서는 약 5 분간 idling 상태에서 운전한 후, 무부하 상태에서부터 시작하여 엔진에 90%(260Amp), 100%(280Amp)의 부분부하를 인가하는 방식인 과도상태에서 진행하였으며, 이 때 계측 값은 2 분간격으로 출구부의 온도분포 값이 출력되도록 설정하였다.

2.4 지배방정식

본 수치해석에 사용된 방정식으로는 연속방정식, U 방향 운동량 방정식, 난류운동에너지 방정식, 난류소산율 방정식, 에너지 방정식이다.

연속방정식

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho UV)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho UW)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial z} \right) \quad (2) \\ & = -\frac{\partial P}{\partial x} + S^U \end{aligned}$$

난류운동에너지 κ 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho Uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V k)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W k)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left(\frac{\mu}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right\} - \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left(\frac{\mu}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right\} \quad (3) \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \left(\frac{\mu}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right\} = G_k - \rho \epsilon \end{aligned}$$

난류소산율 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho U \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V \epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W \epsilon)}{\partial z} \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left(\frac{\mu}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right\} - \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left(\frac{\mu}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right\} \quad (4) \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \left(\frac{\mu}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right\} = C_1 \frac{\epsilon}{\kappa} G_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{\kappa} \end{aligned}$$

여기서 G_k 는 난류에너지 생성항, 계수값 $C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $\sigma_\epsilon = 1.0$ 이다.

에너지 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho Uh)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V h)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W h)}{\partial z} \quad (5) \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S^* \end{aligned}$$

S^* 는 복사열전달의 생성항을 나타낸다.

3. 결과 및 고찰

3.1 강제대류 및 복사열전달 해석

Fig. 4~6 은 유입공기온도 303K, 엔진내부 방사열 0.3, 내부벽면온도 423K 일 때, 엔진룸 내부 주요단면부의 3 차원 열유동 해석결과를 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 전반적으로 Inlet 부위 주변 온도분포는 약 306.5K 로 낮게 나타났으며, 엔진내부 표면에 방사열과 벽면 온도값이 적용되어 해석된 곳은 약 312.1~313.5K 정도의 온도분포를 보이고 있다.

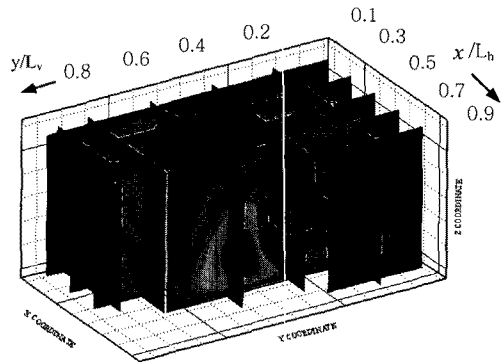


Fig. 4 Analysis results and data acquisition position inside the engine room of APU

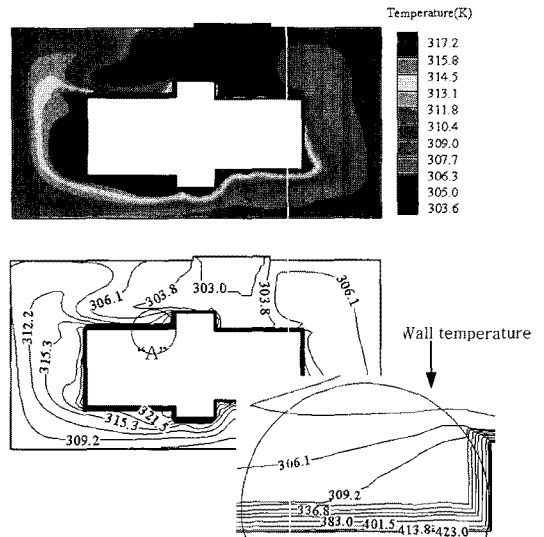
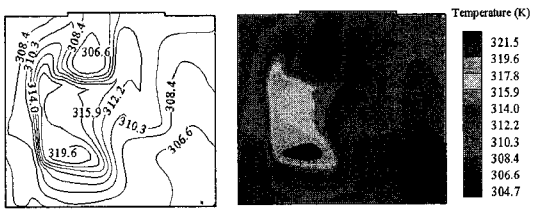


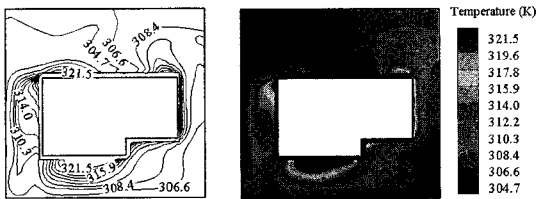
Fig. 5 Temperature distribution contour at emissivity 0.3 and the wall temperature 423K ($x/L_h=0.3$)

Fig. 5 는 x 축 방향에서 $x/L_h=0.3$ 위치에서의 림 내부 온도분포로, 입구측은 강제대류의 영향으로 온도가 303K 정도로 낮게 유지되었으나, 내부 엔진벽면과 주변부에서 가열된 유체 밀도가 낮아져서 상부 및 Outlet 부근으로 열이 확산되어 엔진 림 내부 온도가 증가하는 경향을 나타내었다.

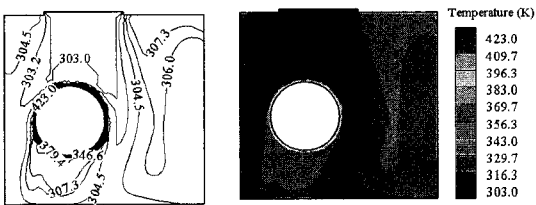
Fig. 6 은 APU 엔진림 내부 주요 단면부에서 y 축에서 각 위치별 온도분포변화 해석결과를 나타낸 것이다. Fig. 6(a) 단면의 온도분포에서는 중심부로부터 아래방향으로 위치한 부분에서 319.6K 로



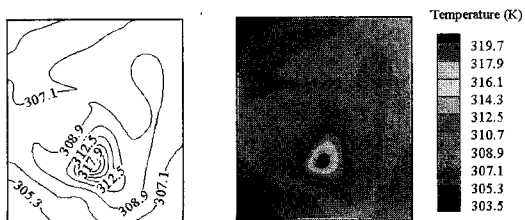
(a) $y/L_v = 0.2$



(b) $y/L_v = 0.4$



(c) $y/L_v = 0.6$



(d) $y/L_v = 0.8$

Fig. 6 Temperature distribution with section at emissivity 0.3 and wall temperature 423K

주변온도분포 약 315.9K 에 비해 다소 높게 나타났으며, 이는 엔진표면 방사열로부터 가장 근접한 위치에 있기 때문이다. 또한 신선한 흡입공기가 유입되는 상단부위에서는 306.6K 로 다소 낮게 나타났다. Fig. 6 (b)에서 엔진이 위치한 곳에서는 엔진표면 방사열로 인하여 표면부위 주변에서는 약 321.5K 로 주변온도분포 310.3K 에 비해 높게 나타났다. 엔진하부의 방사열 온도분포가 편향되어 나타난 것은 흡입부로 통해 일정속도로 유입되는 공기의 영향을 받아 다소 높게 나타난 것이다. Fig. 6 (c)는 엔진측면부에 부착되는 발전기가 위치한 곳으로, 이 부위 또한 신선한 유입공기의 영향을 직접 받아 온도가 전체적으로 303.3K 로 낮게 나타났다. Fig. 6 (d)에서 온도분포는 중심하부 부근에서 317.9K 의 온도분포로, 이는 발전기 표면부 방사열 및 격실 내부 공기유동 정체에 의한 현상으로 나타난 것으로 사료된다.

Fig. 7 은 엔진림 내부 방사율 0.1, 벽면온도 423K 일 때의 y 축 방향 $y/L_v=0.1$ 위치에서 수평방향의 거리변화(D_L)에 따른 Section 별 온도분포를 나타낸 것이다. 그래프에서 확인할 수 있듯이 거리변화에 따라 일부 미소한 불균일한 온도분포가 있으나, 전반적으로 하부 Section 1 ($y/L_v=0.2$)에서 온도가 낮게 나타났으며, 상단부로 갈수록 혼합대류 영향으로 온도가 다소 상승하였다. 특히 중심부분에서 온도가 양측면에 비해 다소 높게 나타나는 것은 엔진 발열원의 중심에 위치하기 때문이며, Section 4 의 상부유동분포가 불균일한 것은 Outlet 부근과 가장 인접한 곳이기 때문이다. 또한 Fig. 8 의 벡터 분포에서 확인할 수 있듯이 좌우측 상부

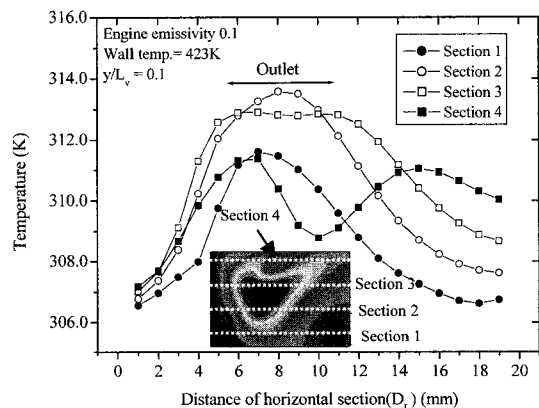
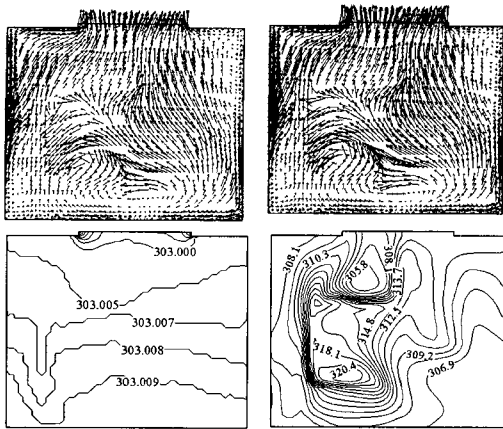


Fig. 7 Comparison of with section at engine emissivity 0.1 and the wall temperature 423K ($y/L_v=0.1$)



(a) convective (b) combined convective

Fig. 8 Comparison of the velocity vectors and contour distribution at $x/L_h=0.3$ and the wall temp. 423K

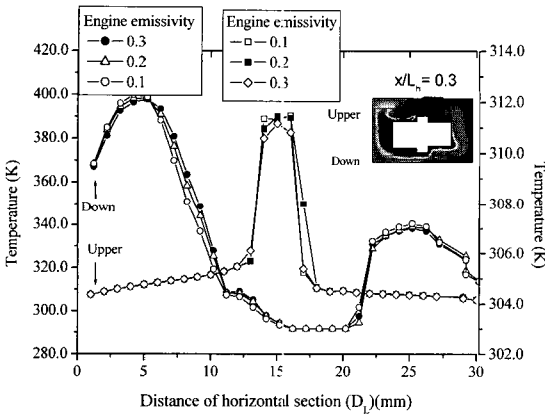


Fig. 9 Comparison of the section with engine emissivity at the engine wall temperature 423K ($x/L_h=0.3$)

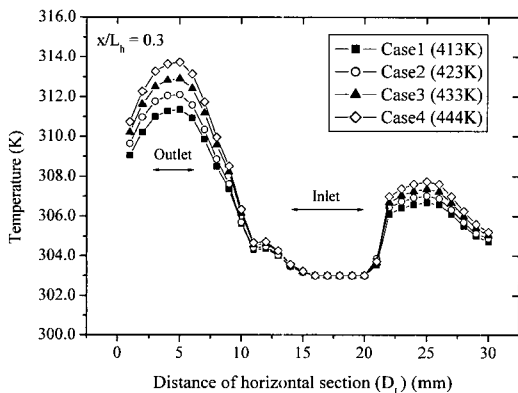


Fig. 10 Comparison of the temperature distribution with distance of horizontal section

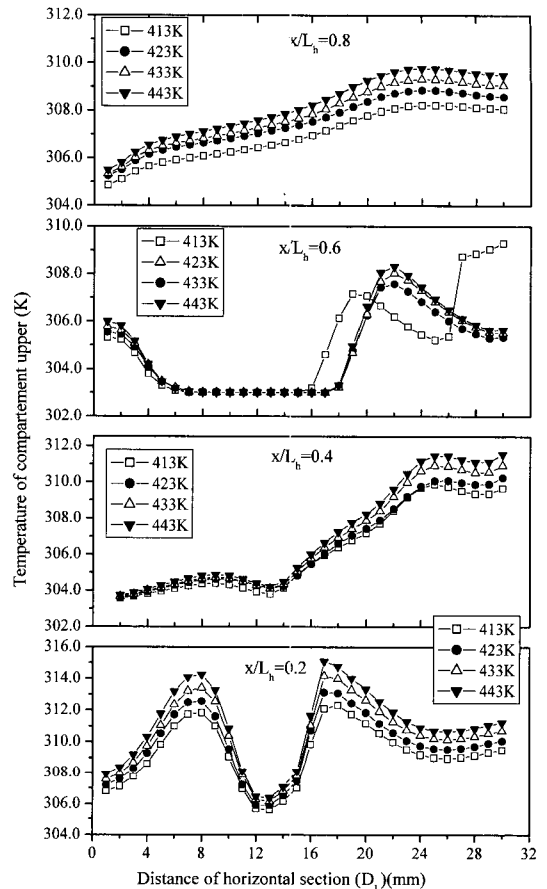


Fig. 11 Comparison of the temperature distribution on the engine room of APU with section

벽면에 부딪힌 공기가 Outlet 부분으로 유출되기 때문에 온도가 불균일한 분포를 나타내고 있다.

Fig. 9는 엔진룸 내부 x 축 방향에서 $x/L_h = 0.3$, 423K 에서 상부 및 하부의 방사율 변화에 따른 온도분포 변화결과를 나타낸 것이다. 출구와 가까운 상부부분인 수평방향의 거리변화 $D_L=1\sim 10$ mm 부근에서는 방사율 0.3 일 때가 0.1 일 때 비해 온도분포가 미소하게 높게 나타났다. 하지만 $D_L=10\sim 20$ mm 부분에서는 입구측의 강제대류 유입에 따른 유동혼합으로 인하여 온도차가 낮게 나타났으며, 우측면 $D_L=20\sim 30$ mm 부근에서는 내부공기 유동 순환으로 인하여 중심부에 비해 온도분포가 높게 나타났다. 엔진룸 하부에서는 중심부인 수평방향의 거리변화인 $D_L=12\sim 17$ mm 부근에서 온도분포가 양측면 보다 높게 나타났는데, 이는 엔진과 아주 가까운 부근에서 DATA 를 획득했기 때문이다.

따라서 본 방사를 차에 따른 온도분포 변화에서는 상부 유출구 부근인 좌측에서는 온도차이가 뚜렷이 나타났으며, 상부에서는 평균온도 306.4K, 하부는 319.3K 로 나타났으며 하부가 상부에 비해 약 12.9K 정도 높게 나타났다.

3.2 온도조건변화 해석결과

Fig. 10 은 x 축 방향좌표 $x/L_h = 0.3$ 에서 엔진 표면 온도조건 변화(413K~423K)에 따른 룸내부 상단 부분의 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 x 축 수평방향의 거리변화 $D_L = 0\sim 10, 20\sim 30$ mm 부분에서는 온도 조건이 높아질수록 비례하여 온도가 상승하는 경향을 나타냈지만, $D_L = 10\sim 20$ mm 부분인 Inlet 부분은 송풍기에 의한 강제대류의 낮은 공기가 유입되고 있어, 출구부와 우측면에 비해서 온도조건에 의한 변화가 뚜렷하지 않다. 따라서 엔진표면온도 조건변화에서는 출구 부근 x 축 수평방향의 거리변화인 $D_L = 0\sim 10$ mm 부분, Inlet 부근, $D_L = 20\sim 30$ mm 부분에서 전체 평균온도를 계산하면 각각 310.4K, 305.8K, 303.7K 로, 출구측이 가장 높게 나타났다. 그림에서 볼 수 있듯이 우측부근인 발전기가 장착된 부분에서 공기가 일부 정체됨으로 팽각팬 부착시 이를 고려한 설계반영이 필요할 것으로 판단된다.

Fig. 11 은 엔진룸 상부단면에서의 Section 별 x 축 방향의 좌표 $x/L_h = 0.2\sim 0.8$ 에서 온도 분포 변화를 비교하여 나타낸 것이다. 전반적으로 전체 영역에 걸쳐 온도가 413K 에서 443K 로 상승함에 따라서 증가하는 분포를 보였으나, $x/L_h = 0.6$, 구간 x 축 수평방향의 거리변화 구간인 $D_L = 16\sim 30$ mm 부근에서는 온도 증가에 따른 변화가 불균일하게 나타났다. 이는 Inlet 부에 인접한 곳으로 강제대류에 의한 저온유체의 영향이 크게 미치는 곳이며 엔진내부 형상 불균일에 의한 것으로 사료된다.

3.3 온도분포변화 실험결과

Fig. 12 는 본 디젤엔진 작동성을 파악하기 위하여 정격출력, 과도상태 조건에서 부분부하 90%(260A), 100%(280A) 적용시, 시간변화에 따른 배기그릴부(Exhaust grill)와 엔진 오일팬(oil pan)하부에서의 온도분포 변화를 나타낸 것이다. 그래프에서 볼 수 있듯이 배기그릴부의 무부하 상태에서 측정된 출구부의 온도 값은 309.7K 로 나타났으며, 260Am의 부분부하를 가한 시점인 2 분 이후부터 온도가 상승하여 317.4K 로 나타났으며, 정상상태에 비해 약

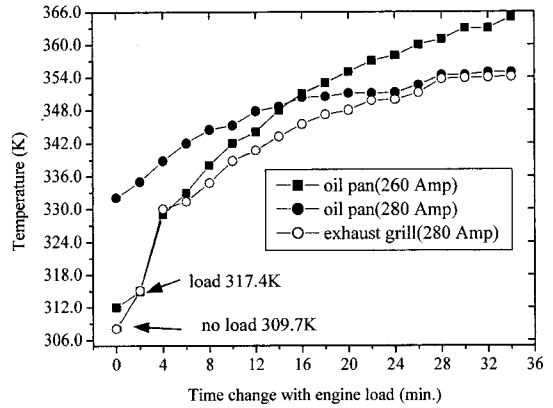


Fig. 12 Comparison of the temperature distribution with time change of engine at 260A

7.7K 의 온도 상승경향을 나타내었다. 이는 급격한 과도상태 전환으로 인해서 엔진측에서 발생하는 정격출력이 약 50 rpm 정도 감소됨을 나타내는 것이다. 엔진오일 팬 하부에서의 온도분포는 시간 증가에 따라 초기 315.0K 에서 34 분 경과 후에는 365K 로 약 50K 의 온도상승을 보였다. 이는 계속적인 과도상태는 엔진하부 오일팬의 온도를 상승시켜 엔진오일의 열화를 초래할 수 있음을 보여주는 것이다. 따라서 오일팬 하부의 상승된 공기 배출 및 냉각을 위한 장치 또는 최대부하 상태에서의 가동시간 규정이 추가적으로 필요할 수도 있다. 또한 부분부하를 가한 초기 시간별 온도는 상대적으로 다소 큰 증가를 보였지만, 이후 시간이 경과될수록 온도분포 증가 폭은 서서히 감소하는 경향을 나타내었다. 100% 부하조건에서 실험결과는 부하증가에 의한 엔진룸 내부 발열원의 방사열 증가로 인하여 배기그릴부위 온도가 90%부분 부하(280Amp)에 비해 16 분까지는 급격히 상승하는 경향을 보였으며, 이후 서서히 열평형에 가까워지는 경향을 보였다.

따라서 본 부분부하 조건 과도상태에서의 배기그릴부와 엔진하부 오일팬에서의 온도분포 변화는 시간증가에 따라 증가하는 경향을 나타냈으며, 90%부분 부하조건에서 오일팬 하부에서의 온도변화분포 값이 상부의 배기그릴부에 비해 최대 약 9.5K 정도의 차이로 높게 나타났다. 본 엔진 오일팬 하부에 설치된 열유동 차단막은 100% 부하조건에서 오일팬의 온도상승을 최소화할 수 있음을 확인할 수 있었다.

3.4 엔진룸 내부 주요부 온도분포실험결과

Fig. 13 은 엔진룸 내부 주요부위의 설계요구조건 대비 만족여부를 확인하기 위한 90%부하(260Amp)조건에서의 실험 결과이다. 본 온도분포 조건변화 실험에서 주요 관심부는 에어필터 최대 흡입온도 조건이며, 30 분 경과 후의 최대값은 44℃로 나타나, 최대 허용설계 목표 값인 50℃보다 낮게 나타났으며, 약 25 분 이후부터 온도평형이 이루어짐을 확인할 수 있었다. 참고적으로 실린더 헤드부위는 최대 온도 값은 103℃, 엔진 작동시 엔진흡입구부에 장착된 플라휠부로 유입되는 부위의 최대 온도 값은 71℃ 각각 나타났다.

따라서 엔진룸 내부 공기 흡입구, 플라이휠 및 실린더 헤드부위의 온도는 엔진시동 후 약 20 분까지는 서서히 온도가 증가하는 경향을 보이다, 약 25 분이 경과하면서부터 주요부위는 열평형이 이루어짐을 확인할 수 있었고, 이를 통해 본 엔진룸 내부 설계요구조건에 만족하는 값으로 설계되었음을 실험을 통해 확인할 수 있었다.

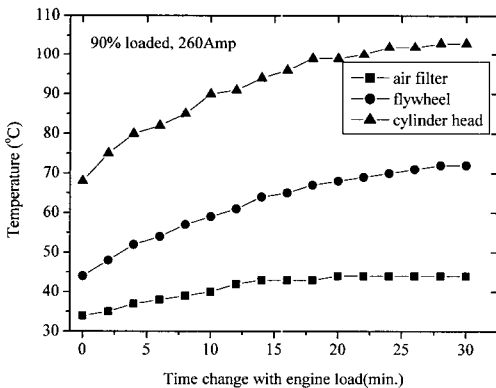


Fig. 13 Results of temperature distribution of engine room with time at 260A

4. 결론

보조동력장치 엔진룸내부의 강제대류 및 방사울을 고려한 3 차원 전산해석 기법 및 실험을 통하여 엔진주요부위의 열유동 형태와 온도변화에 따른 DATA 를 획득하였으며, 결론은 다음과 같다.

- 1) 강제대류와 방사열이 복합된 온도분포 및 벡터분포 비교에서는 복합열전달 조건에서 온도 및 벡터분포 크기가 증가하는 것으로 나타났다.
- 2) 방사울 차이에 따른 온도분포 변화에서는

상부 출구 부근에서 온도차이가 뚜렷이 나타났으며, 상부 평균온도는 306.4K, 하부 319.3K 로 나타나 하단부가 상단부에 비해 약 12.9K 정도 높게 나타났다.

3) 엔진표면온도 조건변화에서는 출구 부근 x 축 수평방향의 거리변화 $D_L=0\sim 10$ mm, Inlet 부근 $D_L=10\sim 20$ mm, 우측부근 $D_L=20\sim 30$ mm 에서 전체평균 온도는 각각 310.4K, 305.8K, 303.7K 로 출구측이 가장 높게 나타났다. 또한, 발전기가 장착되는 우측 부분에서 일부 공기가 정체되는 것으로 나타나 냉각팬 부착위치 선정시 공기정체가 최소화 되는 위치를 고려하여 최적설계 반영이 필요할 것으로 판단된다.

4) 엔진룸 상부 단면에서의 Section 별 x 축 방향 $x/L_h = 0.2\sim 0.8$ 부분의 온도분포 변화에서는 전반적으로 전영역에 걸쳐 온도가 413K 에서 443K 로 상승함에 따라 증가되는 것으로 나타났다. $x/L_h = 0.6$, 구간 $D_L=16\sim 30$ mm 부근에서는 온도 변화에 따른 변화가 불균일하게 나타났으며 이는 Inlet 부에 근접한 곳으로 강제대류에 의한 유동형태 변화로 인한 것으로 사료된다.

5) 무부하 상태에서 실험한 출구부의 온도 값은 309.7K 로 나타났으며, 부분부하를 가한 시점 0 인 2 분 이후부터 온도가 317.4K 로 정상상태에 비해 약 7.7K 의 온도 상승경향을 나타내었다. 90%의 부분부하 조건일 때의 엔진의 출력성능은 약 50rpm 정도의 감소를 보였다.

6) 90%부분 부하조건에서 오일팬 하부에서의 온도분포변화 값이 상부의 배기그릴부에 비해 최대 약 9.5K 정도의 차이로 높게 나타났다.

후 기

본 연구는 (주)성곡나노텍 지역산업 기술개발사업(과제번호: 70001205) 과제 연구내용의 일부입니다.

참고문헌

1. Lee, S. B., Chung, K. T., Shin, J. H., Jang, H. Y. and Suh, J. S., "A Study on Prediction of Fatigue Life and Shock Fracture for the Engine Base of Auxiliary Power Unit for Tracked Vehicle," Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 25, No. 4, pp. 86-92, 2008.

2. Lyu, M. S., Lee, E. J. and Ku, Y. G., "The Numerical Study of the Effect of Car Front Opening Area on the Mean Flow in Engine Room," Transactions of KSAE, Vol. 4, No. 2, pp. 158-165, 1996.
3. Son, B. S., Han, G. I., Seok, H., Lee, J. H. and Kim, T. K., "Numerical Study on Combined Natural Convection-Radiation in Partially Open Square Compartments with a Heater," Transactions of Korean Institute of Fire Science and Engineering, Vol. 9, No. 1, pp. 10-19, 1995.
4. Williams, J. E., Hackett, J. E. and Hammer, L., "Water Flow Simulation of Automotive Underhood Airflow Phenomena," SAE, Paper No. 910307, 1991.
5. Nobushiro, K., "Numerical Simulation on the Three Dimensional Flow and Heat Transfer in the Engine Compartment," SAE, Paper No. 910306, 1991.
6. Oh, K. T., Kim, J. H., Lee, S. W., Kim, Y. S., Ha, J. W. and Kang, W. K., "Automobile Underhood Thermal and Air Flow Simulation using CFD," Journal of Computational Fluids Engineering, Vol. 12, No. 1, pp. 22-27, 2007.
7. Lyu, M. S., "Experimental Study of the Non-Uniform Mean Flow at the Front of a Radiator in Engine Room," Transactions of KSAE, Vol. 4, No. 4, pp. 72-79, 1996.
8. CD-adapco, "STAR-CD Manuals 3.24, Computational Dynamics," pp. 110-115, 2004.