Check for updates

동력시스템공학회지 제27권 제1호 pp. 22-32 2023년 2월 ISSN 2713-8429(Print) ISSN 2713-8437(Online)
Journal of Power System Engineering https://doi.org/10.9726/kspse.2023.27.1.022
Vol. 27, No. 1, pp. 22-32, February 2023

디젤엔진발전기세트 보호장치 내부에서의 열유동해석
Thermal and Flow Analysis inside Enclosure of Diesel Engine Generator Set

조수용*† · 조종현**
Soo-Yong Cho*† and Chong-Hyun Cho**

(Received 15 November 2022, Revision received 08 February 2023, Accepted 08 February 2023)

초록 : 비상전원발전기는 전력계동의 그리드를 활용할 수 없는 경우 사용되며, 외부환경으로부터 장치를 보호하기 위하여 외부에는 인클로저를 설치하게 된다. 인클로저의 내부는 엔진 가동으로 열이 집적되므로 인클로저의 내부 온도는 요구온도를 넘지 않도록 설계되어야 한다. 본 연구에서는 150 kW급의 비상전원발전기의 인클로저 설계를 위한 연구를 수행하였다. 4개의 흡입구와 1개의 배기구를 기준으로 발전기, 엔진, 소음기 등에서 발생되는 열량이 라디에이터 팬에 의하여 배출되는지를 수치해석적인 방법으로 규명하였으며, 각각 흡입구에서 흡입되는 냉각공기가 어떤 역할을 하는지를 파악하였다. 현재의 설계된 인클로저는 라디에이터 팬과 발전기 팬만으로도 인클로저 내부의 온도를 330 K 이하를 유지함을 보였다.

키워드 : 디젤발전기, 전산유체역학, 열유동해석, 인클로저, 엔진룸

Abstract : A stand-by diesel engine generator has been used in an environment in which the electric power on grid cannot be utilized. Enclosure is installed to protect the diesel engine generator. However, the enclosure causes heat accumulation due to power generation. Hence, the enclosure should be designed so that the temperature does not exceed the required temperature. In this paper, a study was conducted for the design of the enclosure of the 150 kW class emergency power generator set. Based on the 4 intakes and 1 exhaust, it was investigated using a numerical analysis whether the generated heat is discharged by a radiator fan or not, and the role of the intakes and exhaust was figure out. The current designed generator set showed that the temperature inside the enclosure can be maintained below 330 K.

Key Words : Diesel Engine Generator, CFD, Thermal Predcition, Enclosure, Engine Room

1. 서 론

전력계동의 그리드를 활용할 수 없는 환경이라 던지, 안정적으로 지속적인 전력의 공급을 필요로 하는 경우 비상발전장치를 사용하게 된다. 비상발전기(standby generator)의 발전량은 수십와트급의 가정용에서 메가와트급 규모의 산업용까지 다양하다. 본 연구에서는 150 kW급의 발전량을 가진

*† 조수용(https://orcid.org/0000-0003-3563-8293) : 교수, 경상국립대학교 공과대학 항공기부품기술연구센터
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586
**조종현(https://orcid.org/0000-0002-8561-1294) : 수석연구원, ㈜위드피에스 연구개발실

*† Soo-Yong Cho(https://orcid.org/0000-0003-3563-8293) : Professor, ReCAPT, Gyengsang National University.
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586
**Chong-Hyun Cho(https://orcid.org/0000-0002-0591-2848) : Principal Researcher, R&D Center, WEDPS.

비상발전기 장치에서 열유동해석을 수행하였다. 이러한 규모의 발전장치는 통상 디젤엔진을 사용하여 발전기를 가동하게 된다. 또한 필요에 따라서 이동하여야 하거나, 야외에서 사용하게 된다. 따라서 발전장치는 이동이나 외부환경에 적합하도록 보호장치를 설계하여야 한다.

발전기세트의 보호장치에 대한 다양한 용어들이 사용되고 있는데, 예를 들어 canopy, bonnet, hood, engine room, package, compartment, enclosure 등이 있다. 이렇게 다양한 용어의 사용은 제작사마다 자사의 특성에 맞는 용어의 사용과 자동차 부품의 용어와 혼재하여 사용하기 때문이다. 본 연구에서는 자동차의 경우와 혼돈이 없으면서도 국내외 논문에서 많이 통용되는 인클로저(enclosure)로 기술하고자 한다. Fig. 1은 본 연구에 적용된 디젤엔진발전기세트(DGS; Diesel engine Generator Set)에서 인클로저를 보여주고 있으며, 인클로저 내부에는 엔진과 발전기 외에도 발전기 제어와 관련한 여러 장치들이 장착된다. 따라서 인클로저 내부의 온도는 일정온도 이상이 되어서는 안 된다.

인클로저 내부 공간은 DGS의 이동성을 고려하면 넉넉하게 설계할 수가 없다. 아울러 장치에서 발생되는 소음 방사를 줄이기 위하여 냉각공기의 흡입구와 배기구의 크기를 제한하게 된다. 따라서 이러한 제한조건에서도 엔진에서 배출되는 열량과 발전기에서 발생되는 열량을 외부로 배출되도록하여, 인클로저 내부에서의 온도는 작동온도 범위를 벗어나지 않도록 하여야 한다.

Caterpillar[1,2]사에서는 DGS의 인클로저를 설계할 때 고려할 흡배기의 위치나 팬의 선정에 대한 지침을 마련하였으며, 요구되는 공기량은 장치의 마력당 0.1~0.2 m^3/min 의 공기가 필요하다고 하였다. 국내에서는 150 kW급의 DGS 인클로저에 대한 연구는 없지만, Lee[3]는 8 kW급의 보조동력장치(APU)용 DGS 인클로저에서의 온도장 해석을 수행하였으며, 경계조건으로 흡입구에 유속조건을 설정하였다. Noh[4]는 자주포용 보조동력장치 인클로저에서 열유동 상태를 최적화하기 위하여 팬과 오일쿨러의 적용에 따른 연구를 수행하였다.

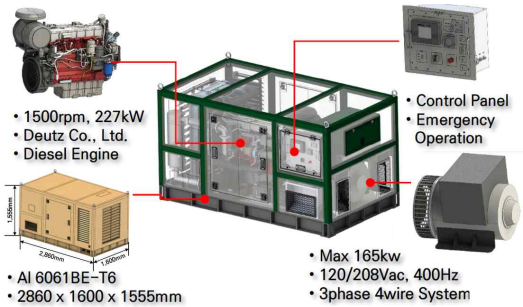


Fig. 1 Enclosure of diesel engine generator set

150 kW급 규모의 MTU의 OM924엔진을 사용하는 DGS 인클로저에서 Kankanamge[5]는 내부유동장에 대한 예측과 비가 내리는 경우에 인클로저로 흡입되는 수분량에 대한 연구를 수행하였다. Pandav6)는 인클로저 흡입구의 형상이 각도가 있는 격판형 루버(louver) 창으로 된 경우, 루버의 격판 각도를 변경하였을 때의 내부유동장 변화에 대하여 연구를 수행하였으며, Ahire[7]는 흡입구인 루버에서의 격판 각도가 수직방향에서 38~45° 인 경우가 열배출에 최적이라고 하였다. Yuana[8]는 인클로저 내부에 설치되는 차단벽면의 위치가 열배출에 미치는 영향에 대하여 연구를 수행하였으며, Parthan[9]은 루버의 형상과 각도 변화에 대한 유동장의 변화에 대한 연구를 수행하였다. Xu[10]는 팬 카바, 소음기, 주변구조물 등의 위치변경에 따라 라디에이터를 지나는 공기량을 증대할 수 있음을 연구하였다.

DGS 인클로저의 형상은 Fig. 1에서 보여주는 것과 같이 기본적으로 육면체의 형상을 하고 있지만, 내부구조물의 배치에 따라 내부유동장은 달라지므로 기존의 연구결과들을 직접적으로 활용하는 데에는 한계가 있다. 본 연구에서는 개발하고자 하는 150 kW급 DGS의 인클로저가 설계단계에서 구조물의 배치가 적절하게 되었는지를 확인하기 위한 연구를 수행하였다. 이를 위하여 인클로저 내부의 열유동장을 수치해석적으로 파악하여 요구되는 작동온도 범위 내에서 운전 가능한지를 연구하고자 한다. 아울러 이러한 결과는 동급의 인클로저 설계에도 활용 가능할 것으로 사료된다.

2. DGS 인클로저 사양

발전을 위한 엔진은 TCD2013L064V-50Hz이며, 엔진 출력은 225.6 kW이다. 엔진은 발전기를 구동하기 위하여 발전기의 회전축과 직결식으로 연결되어 있으며, Fig. 2는 수치해석을 위한 계산 영역에서 DGS와 인클로저의 세부적인 형상을 보여주고 있다. 인클로저의 외형크기는 2860(L)×1,600(W)×1555(H) [mm^3]이며, 흡입구는 발전기의 앞부분에 2개, 좌우측면에 각각 1개씩 총 4개의 흡입구로 되어 있다. 출구는 라디에이터 뒷부분에 설치되어 있으며, 라디에이터 앞부분에는 축류형팬이 설치되어 있다. 따라서 공기가 흡입되면서 발전기 및 엔진을 냉각하게 되며, 라디에이터는 터보차져 흡입공기 냉각용과 엔진 냉각용으로 구성되어 있다.

엔진에서 발생되는 열은 라디에이터를 통하여 소모되는 열량이 133 kW, 터보차져 흡입공기의 냉각에 39 kW, 엔진 표면 및 소음기에서 전달되는 열량이 25.3 kW이다. 발전기는 1,500 RPM의 일정속도에서 회전하게 되며, 정격발전량은 150 kW이다. 아울러 발전기에서 발생되는 열량은 12 kW이며, 흡입공기에 의하여 발전기 내부에서 발생되는 열량을 충분히 냉각할 수 없으므로 발전기 내의 후방부에 설치된 팬으로 열을 배출한다. 따라서 발전기에서 배출된 열은 인클로저 내부에서 흡입공기와 혼합되어 라디에이터를 거쳐서 배출된다.

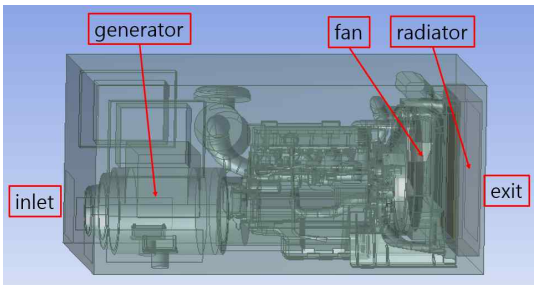


Fig. 2 Configuration of DGS and enclosure

3. 열유동해석을 위한 검정

수치해석을 위하여 Ansys 2020R1의 Fluent를 사용하였으며, scheme의 정확성 및 적절한 난류 모델의 선정을 위하여 기존에 발표된 열유동 실험의 결과를 활용하였다. Ahmed[11]는 사각의 덕트에서 도넛형물체(toroid)의 축방향이 유동방향에 수직하게 되도록 설치하여 열전달에 대한 실험을 수행하여 레이놀드수와 너셀수의 관계를 측정하였다. 레이놀드수(Re_λ)와 너셀수(Nu_λ)는 각각 식 (1)과 같이 정의하였다.

$$Re_\lambda = \frac{V_\infty \lambda}{\nu} \ , \ N_\lambda = \frac{\lambda \bar{h}}{k} \tag{1}$$

식 (1)에서의 λ는 toroid 표면적의 제곱근으로 설정하여 108.7 mm가 되었으며, 열전도계수(k)와 점성계수(ν)는 공기의 물성치이다. 열전달계수($\bar{h}$)는 toroid의 표면에서의 열전달계수를 면적평균하여 얻어진 값이다. 수치해석은 실험과 동일하게 모델링하여 계산을 수행하였다.

계산은 Fluent를 사용하였다. Coupled scheme을 적용하였으며, 2nd order 이산화를 적용하였다. 격자는 벽면에서 y+의 값이 5 이하가 되도록 하였으며, 난류모델은 k-ε과 k-ω의 SST를 적용하였다.

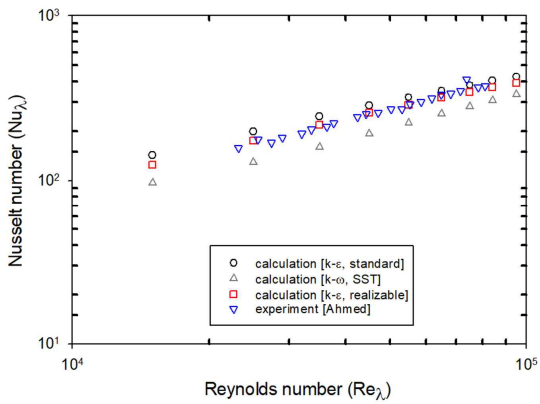


Fig. 3 Comparison of computational results and experimental result[11]

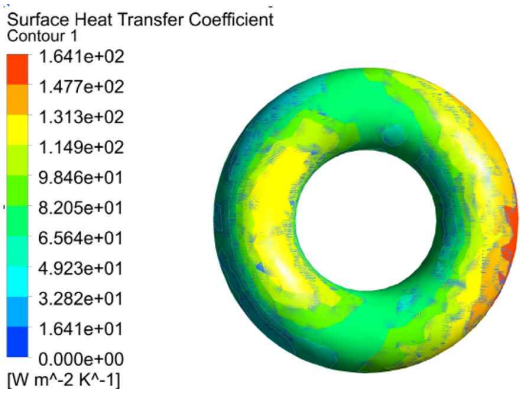


Fig. 4 Heat transfer coefficient on toroid surface 40°C

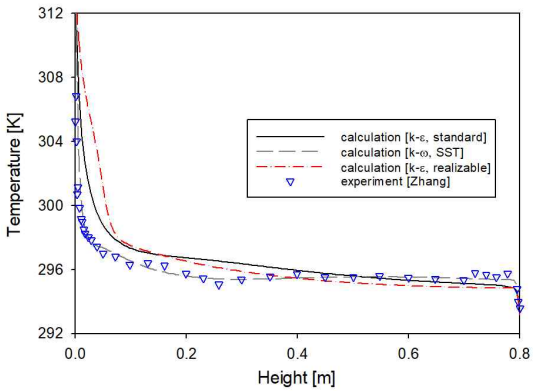


Fig. 5 Temperature profiles along centerline

실험과 계산의 결과를 Fig. 3에서 보여주고 있는데, k-ε realizable 모델을 적용한 경우가 보다 정확한 예측을 나타내고 있음을 알 수 있다. Fig. 4는 레이놀즈수가 7.5×104인 경우에 toroid의 표면에서의 열전달계수를 보여주고 있다. 유속이 크게 작용하는 앞부분에서 표면열전달 계수가 높게 나타남을 알 수 있다.

DGS의 인클로저의 내부에는 여러 장치가 설치되어 있으므로 온도장이나 유동장을 정확히 측정한다는 것은 상당히 어려운 일이며, 그 측정 결과에도 불확도가 상당히 높다. 이러한 점을 고려하여 측정의 불확도가 낮은 실험 결과를 보여주면서, 인클로저와 동일한 형상에서의 실험결과[12]를

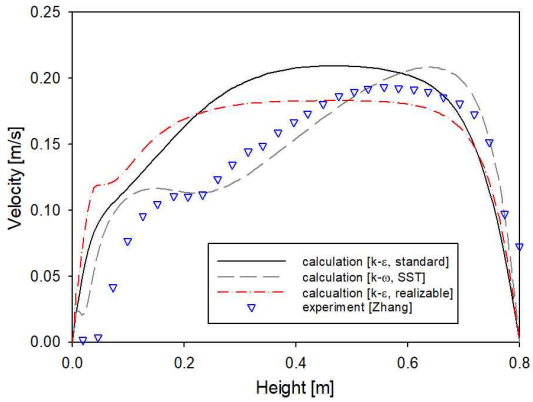


Fig. 6 Velocity profiles along centerline

활용하여 수치해석을 수행하였다. 이 실험에 사용된 인클로저는 1960×980×980 [mm³]의 규모의 크기이며, 내부에 열이 있는 경우에 유동장과 온도장을 측정하였다. 열원은 인클로저 하부 중앙에 200×300 [mm²]의 면적이 일정 온도가 되도록 하여 실험을 수행하였다.

인클로저 중간위치에서 수직방향으로 온도분포를 Zhang[12]의 측정결과와 함께 Fig. 5에서 보여주고 있으며, 온도차로 인한 유동속도는 Fig. 6에서 보여주고 있다. 수치해석은 Ahmed 실험[11]과의 비교를 위한 방식과 동일하게 수행하였다. 수치해석의 결과에서는 앞서와 달리 k-ω의 SST 난류모델을 적용한 것이 k-ε 난류모델을 적용한 것보다는 실험결과와 더 일치하는 것으로 보인다. 하지만 본 연구의 DGS 인클로저 내부 유동속도가 Ahmed 실험[11]에서의 유동속도와 같은 크기이므로 본 연구에서는 k-ε의 realizable 난류모델을 적용하는 것으로 하였다.

4. 결과 및 분석

4.1 팬에 의한 입출구 경계조건

인클로저 내부의 라디에이터 팬은 유동장 영역 내부에 설치되어 있다. 유동장은 팬의 설치 위치에 따라 달라지게 되는데, 팬이 입구나 출구에 있는 경우에는 팬의 유량이 입출구의 경계조건으로 적용할 수 있다. 하지만 팬이 유동장 내부에 설치

되어 있는 경우, 팬은 성능곡선도에 따라 유량을 방출하겠지만, 이 유량의 일부는 인클로저 내부에서 환류형태로 다시 팬에 들어가게 된다. 이로 인하여 팬은 정상 작동을 하지만 입출구에서의 공기량은 줄어들게 된다.

본 연구에서는 실제상황과 동일하게 인클로저의 입구와 출구의 경계조건은 압력조건으로 설정하였다. 따라서 인클로저 내부에서 환류가 존재하게 되며, 같은 팬을 적용하더라도 환류되는 공기량의 크기는 내부구조에 따라 달라진다. 그러므로 외부로부터 흡입되는 공기량은 팬에 의한 공기량보다는 적을 수밖에 없다. 인클로저의 흡입과 출구는 대기압 상태이므로 출구로 배출되는 공기는 팬에서 증대된 압력에 의하여 배출되므로 1,500 RPM에서 운전되는 라디에이터 팬의 압력상승을 적용하였다.

4.2 루버에서의 압력손실

인클로저는 외부에서 사용될 수 있으므로, 외부환경에 따른 보호를 위하여 루버 창으로 설계되어진다. 기존의 연구들[6,7,9]에서도 루버 격자판의 각도에 대한 연구들이 있었으며, 본 연구에서는 입출구에서의 루버 격판 각도는 45°로 설정하였다. Fig. 7은 출구에서의 루버를 보여주고 있으며, 루버의 좁은 면적을 통과하면서 압력손실이 발생된다.

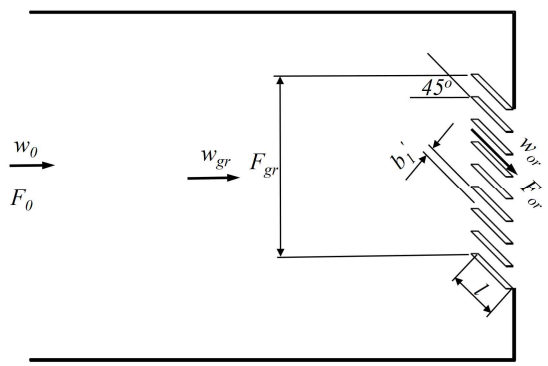


Fig. 7 Dischrage at a fixed louver grating with a horizontal cut

루버를 통과하는 압력손실은 입구면적(F_0)과 오리피스면적(F_{or})의 비($\bar{f}=F_{or}/F_0$)와 상대적인격자판의 길이(l/b_1')에 의하여 좌우된다. 격판을 입출구에 모델링하여 수치해석을 할 수 있으나 좁은 간격을 정확히 모사하기 위하여서는 많은 격자를 사용해야 하는 어려움이 있으므로 본 연구에서는 Idelchik[13]에 의하여 정리된 식 (2)를 적용하였다.

$$\zeta = k[0.85+(1-\bar{f}\frac{F_{gr}}{F_0})^2+\zeta_{fr}]\frac{1}{\bar{f}^2}(\frac{F_0}{F_{gr}})^2 \qquad (2)$$

$$when\ \ l/b_1' \geq 11(1-\bar{f})$$

$$\frac{\triangle p}{\rho w_o^2/2}=\zeta$$

$$when\ \ l/b_1' < 11(1-\bar{f})$$

$$\frac{\triangle p}{\rho w_o^2/2}=\zeta+0.5[11(1-\bar{f})-\frac{l}{b_1'}$$

식 (2)에서 k는 격판 끝부분이 Fig. 7과 같이 수평이면 0.6이 되고, 수직이면 1로 된다. 또한 $\zeta_{fr}(\lambda l/b_1')$ 에서의 λ는 수력마찰계수로서 레이놀즈수($w_{or}b_1'/\nu$)에 의하여 결정된다.

4.3 라디에이터 및 팬 모델링

라디에이터에서의 유속과 압력손실은 라디에이터 모델에 따라 달라진다. 모델에 따른 유속과 압력손실의 관계를 Reuter[14]가 측정하였으며, 8 m/s의 속도에서 250 Pa였다. 반면에 Torregrosa[15]는 라디에이터에서의 압력손실을 수치해석으로 얻었는데, 8 m/s의 속도에서 5,000 Pa이 얻어졌다. 따라서 라디에이터의 구조나 모델에 따라 상당한 차이를 보임을 알 수 있다. 또한 라디에이터의 형상에 따른 압력손실의 관계식[13,16,17]으로부터 압력손실을 적용할 수 있다.

인클로저에서 라디에이터의 형상 전체를 모델링하여 계산을 할 수 있지만 수치해석을 위한 격자의 증가로 인클로저 내부의 유동해석이 어렵게 된다. 이에 본 연구에서는 엔진제작사로부터 제공된 라디에이터의 압력손실값을 적용하고, Fluent에서 제공하는 라디에이터 모델링을 사용하여 계

산을 수행하였다.

팬의 경우도 블레이드의 형상으로 부터 회전영역을 설정하여 직접적인 계산[18]은 가능하다. 하지만 팬을 계산하기 위한 격자의 증가로 많은 시간이 소요되므로 Fluent 에서 제공하는 3-D 팬모델을 적용하였으며, 팬에서 압력증가는 엔진제작사에서 제공하는 팬 성능곡선을 사용하였다.

4.4 계산결과 및 분석

Section 2에서 언급한 열원들의 조건이 엔진모델에 적용되고, 흡입되는 공기의 온도는 300 K로 설정하였다. 운동량 방정식의 조건은 section 4.2의 조건이 적용되었으며, 루버에 의하여 유동의 방향은 45°로 설정하였다. 계산은 section 3에서 수행한 방식과 동일하게 적용하였다. 격자수에 따른 수렴의 변화는 계산영역에 분포된 5지점을 기준으로 속도와 온도의 수렴으로 판단하였으며, 격자수가 7백만 개 이상에서는 차이를 보이지 않았으므로 이 때의 격자계를 사용하였다. Fig. 8은 엔진과 발전기의 표면에서의 격자를 보여주고 있다.

인클로저에서의 냉각을 위한 최소한의 필요 공기량($\dot{Q}$)을 DGS에서 발생하는 열량($\dot{H}$)으로부터 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Q}[m^3/s] = \frac{\dot{H}[Watt]}{\rho c_p \triangle T} \tag{3}$$

식 (3)에서의 ρ는 공기의 밀도이며, c_p는 비열계수이다. DGS가 정격 작동하는 경우에 엔진, 라디에이터, 소음기 등에서 발생되는 열량이 209.3 kW였다. 만일 인클로저에서의 공기상승 온도($\triangle T$)를 50 K로 제한하였을 경우에 최소한의 필요공기량은 3.47 m^3/s가 얻어졌다. 따라서 라디에이터 팬의 작동에 의하여 얻어야 하는 공기질량은 최소한의 공기질량 4.164 kg/s보다는 많아야 함을 알 수 있다.

Fig. 9는 인클로저의 좌표계와 입출구의 위치를 보여주고 있으며, 좌표계 ξ, η, ζ는 인클로저의 각 방향의 길이 (L, W, H)로 무차원화 되었음을 보여주고 있다. 발전기의 앞쪽에 동일한 크기의 inlet 2와 3이 있으며, 측면에도 동일한 크기의 inlet 1과 4가 있다. 출구는 라디에이터의 출구측에 있음을 알 수 있다. 계산결과에서 얻어진 공기흡입량은 inlet 1에서부터 4까지 각각 1.476, 1.692, 1.902, 1.552 kg/s가 얻어졌다. 따라서 총 공기량은 6.622 kg/s가 얻어졌으므로 최소한의 공기량 이상이 됨을 알 수 있다. 하지만 이 공기량이 인클로저 내부에서 발산되는 열을 냉각하기 위한 유동이 되는 경우에 제한된 온도 이내에서 작동하게 된다.

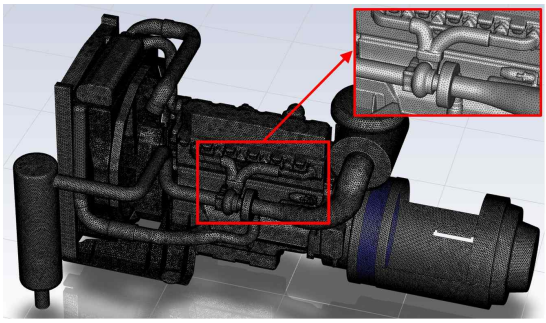


Fig. 8 Grids on the surface of engine-generator

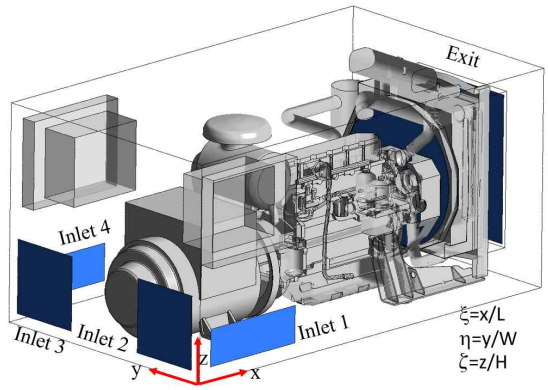
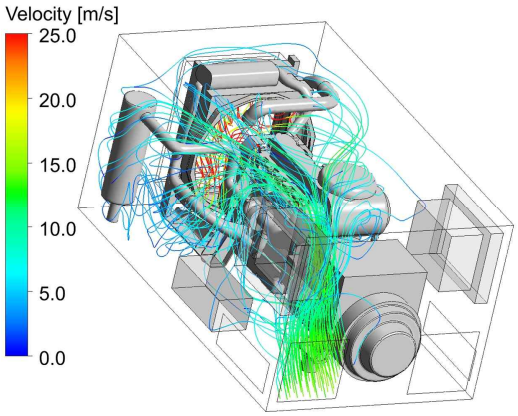
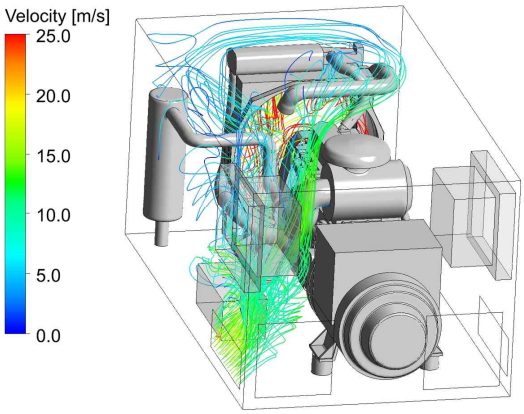


Fig. 9 Inlet and exit on the enclosure

Fig. 10은 흡입구 3과 4에서 시작된 유선을 보여주고 있다. 흡입구가 루버로 되어 있으므로 흡입되어지는 유동이 45도의 각도로 위로 향하고 있다. 각각의 흡입구에서 흡입된 공기는 상호 교차하는 흐름을 만들지만 각자의 유동방향을 유지하고 있다. 흡입구 4에서 흡입된 공기가 발전기의 벽면으로 향하게 된다. 반면에 흡입구 3에서 흡입된 유동은 흡입구 4에서 흡입된 공기의 흐름으로



(a) at inlet 3

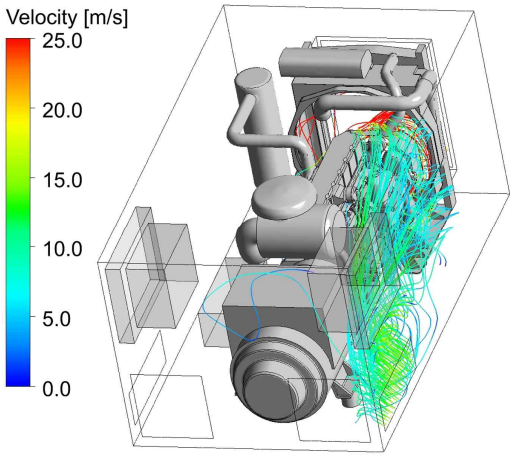


(b) at inlet 4

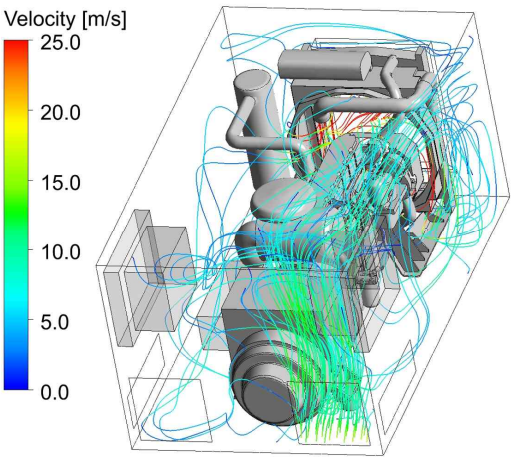
Fig. 10 Streamlines started at inlet 3 and 4

흡입되자마자 위쪽으로 상승하게 된다. 이 유동의 대부분은 뒤쪽으로 진행하면서 소음기를 냉각하는데 사용되고 있음을 알 수 있으며, 일부는 우측공간으로 흘러가서 인클로저의 뒷벽을 타고 소음기를 거쳐 팬으로 유입된다. 흡입구 4에서 흡입된 공기는 DGS 측면을 타고 상승하면서 엔진의 윗부분을 냉각하고, 우측공간을 통하여 진행한 후 라디에이터 윗부분을 돌아서 소음기 윗부분을 냉각한 후 팬으로 향하고 있음을 알 수 있다. 따라서 흡입구 3에서의 공기는 소음기의 냉각에 영향을 미치고, 흡입구 4의 공기는 엔진의 측면 냉각에 많은 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 흡입구 1과 2에서 시작되는 유선을 보여주고 있는데, 흡입구 1에서 흡입된 공기는



(a) at inlet 1



(b) at inlet 2

Fig. 11 Streamlines started at inlet 1 and 2

DGS의 우측면의 냉각에 많은 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 반면에 흡입구 2에서 흡입된 공기는 흡입구 1에서 흡입된 공기의 유동으로 발전기의 위치에서부터 상승하여 DGS의 윗부분의 냉각에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 엔진의 윗부분에는 흡입구 3과 4에서 흡입된 유동이 교차하고 있음을 알 수 있으나, 상호 혼합보다는 각각의 주흐름을 유지하고 있음을 알 수 있다. 따라서 각각의 유동이 DGS의 냉각에 미치는 특성을 알 수 있다. 발전기 및 엔진의 회전축의 위치는 $\eta = 0.423$의 위치에 있으므로 흡입구 1과 2에서

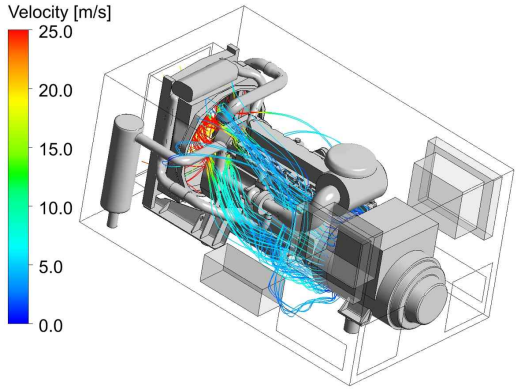


Fig. 12 Streamlines by the generator cooling air

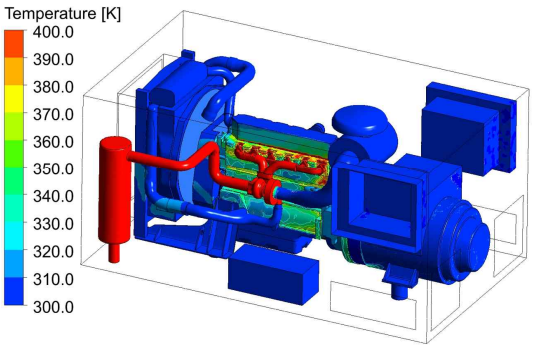
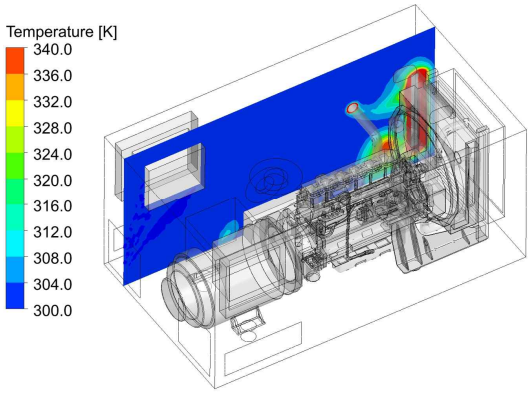
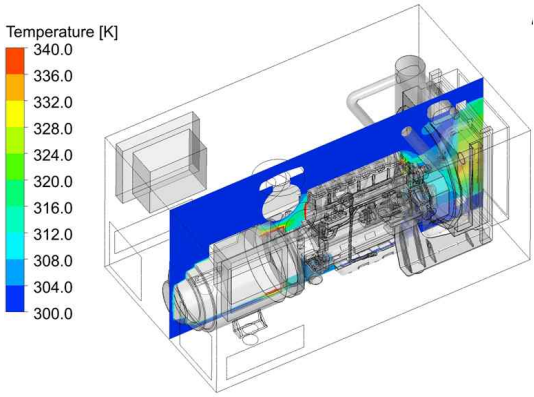


Fig. 13 Surface temperature on the DGS



(a) at $\eta = 0.793$



(b) at $\eta = 0.423$

Fig. 14 Contours of temperature at vertical plane

흡입되는 공기는 상대적으로 흡입구 3과 4에서 흡입되는 공기보다는 적은 공간에서 유동이 형성되므로 각각 다른 냉각의 특징을 나타내고 있다.

Fig. 12는 발전기를 내부에서 냉각하고 배출되는 공기의 흐름을 나타내고 있다. 이 공기는 엔진의 냉각에 도움이 되지는 못한다. 이미 발전기를 냉각한 후 인클로저로 들어오는 공기이기 때문이다. 하지만 이 공기의 유량은 0.27 kg/s로 흡입공기의 3% 수준이므로, 인클로저 내부의 온도상승에 미치는 영향은 제한적이다. 아울러 발전기에서 나오는 공기는 속도가 상대적으로 느리므로 주 흡입공기의 흐름과 교차하면서 상대적으로 주 흡입공기의 흐름이 약한 영역으로 통하여 팬으로 직행함을 알 수 있다.

Fig. 13은 DGS의 표면에서의 온도분포를 보여주고 있다. 발전기에서의 표면온도는 냉각공기로 인하여 5 K 정도 상승하였으며, 엔진의 표면온도는 360 K 수준을 나타내었으며, 소음기의 배관에서는 600 K 수준을 나타내었다. 하지만 중요한 부분은 인클로저 내부에서의 공기온도이며, 콘트롤러 박스측으로 온도가 높지 않으므로 전자기기의 사용에는 문제가 없었다.

Fig. 14는 수직한 평면에서의 온도분포를 보여주고 있다. $\eta = 0.793$의 위치에는 소음기가 있는 위치이나, 냉각공기에 의하여 냉각되어 소음기의 표면을 벗어난 주위의 공기온도는 320 K 수준으로 낮아짐을 보여주고 있다. $\eta = 0.423$에서는 발전기를 냉각한 공기가 340 K의 온도로 인클로저의 내부로 들어오지만 유량이 소량이므로 냉각공기와 혼합되어 낮아짐을 알 수 있다.

Fig. 15는 보다 구체적으로 내부의 온도를 확인

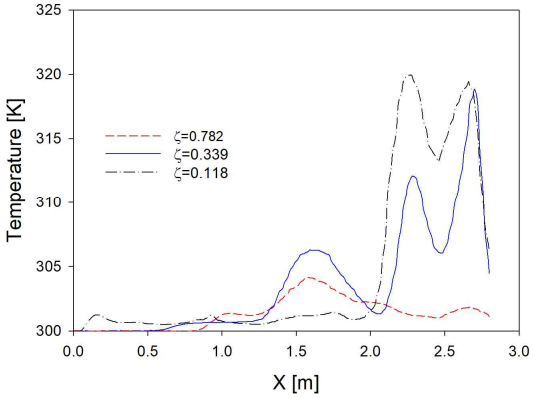
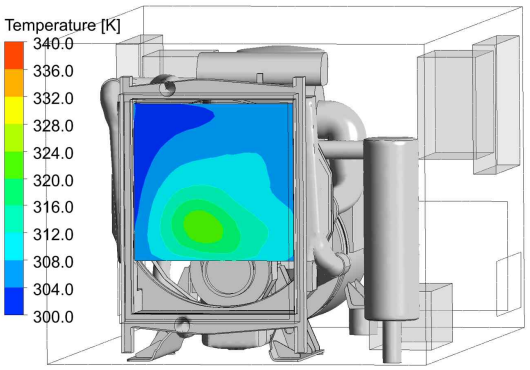
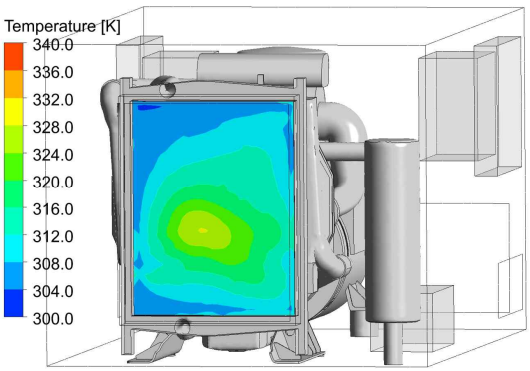


Fig. 15 Temperature profile along line at $\eta = 0.731$



(a) radiator for charging air



(b) radiator for engine cooling

Fig. 16 Contours of temperature at vertical plane

하기 위하여 소음기 근처 위치에서 온도분포를 x 방향을 따라서 직선에 분포되어지는 온도를 나타내고 있다. 위쪽의 위치($\zeta = 0.782$)에서는 온도가

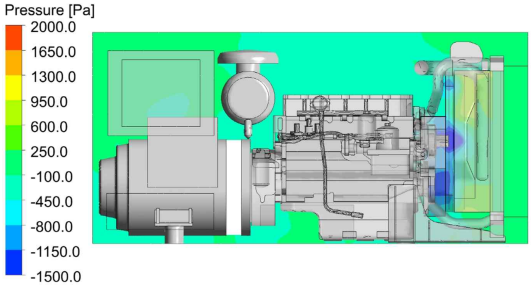


Fig. 17 Contours of static pressure at vertical plane ($\eta = 0.423$)

도가 낮은 반면에 아래쪽의 위치에서 상대적으로 높은 온도를 보이고 있다. 이러한 것은 앞서 설명된 유선에서 보여준 것과 같이 흡입구에서의 유동이 루버로 인하여 상승하게 되어 냉각공기가 위쪽으로 향하는 유동이 형성되므로 인하여 상대적으로 적은 유동이 아래쪽에 형성됨을 보여주었다. 이러한 이유로 인하여 아래쪽의 위치가 상대적으로 약한 대류가 발생되었음이 그러한 원인임을 알 수 있다.

Fig 16은 라디에이터에서의 온도분포를 보여주고 있다. 라디에이터는 팬의 뒷부분에 위치하는데 터보차져 흡입공기를 냉각하는 라디에이터(rad1)와 엔진을 냉각하는 라디에이터(rad2)가 있다. 팬의 입구위치는 $\xi = 0.819$에 있으며, rad1의 입구면의 위치는 $\xi = 0.883$이며, rad2의 입구면의 위치는 $\xi = 0.919$이다. 팬을 지난 공기의 일부는 rad1의 아랫부분의 공간을 통하여 바로 rad2로 향하게 된다. rad1이나 rad2의 중간부분에 높은 온도가 분포되고 있음은 팬의 허브를 지난 영역에서는 유동이 약하므로 발생된 것으로 인한 것임을 알 수 있다.

Fig. 17은 수직면에서의 정압력의 분포를 보여주고 있다. 팬의 의하여 압력이 상승하고 이렇게 형상된 압력으로 인하여 공기는 라디에이터를 지나서 출구쪽으로 내보내어진다. 출구에서도 루버가 있으므로 출구에서의 유동은 입구와 달리 아래로 향하게 된다. 압력손실은 라디에이터뿐만 아니라 루버에서도 발생되고 있다. 따라서 입구 루버에 의한 압력손실로 흡입구를 근처에서의 내부

압력은 부압상태를 유지하고 있으며, 팬을 지나서부터 압력이 상승하여 작동함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 DGS 인클로저에서의 유동과 온도장에 대한 연구를 수행하였으며, 흡입구의 크기나 위치가 같아도 내부의 유동 공간 차이에 의하여 각각의 흡입공기의 냉각 특성이 달라지고 있음으로 보이고 있다. 엔진이나 소음기에서의 열발산은 흡입공기에 의하여 요구하는 온도 이하로 유지할 수 있음을 알 수 있으나, 흡입구의 조정에 따라 더욱 효과적인 방법을 찾을 수 있음을 알 수 있다. 본 연구의 결과는 인클로저의 설계과정에 유용하게 적용될 것이며, 차후 내부온도의 측정을 통하여 보다 구체적인 연구를 수행할 것이다.

Author contributions

S. Y. Cho; Conceptualization, Funding acquisition, Writing-review, Editing. Data curation, Formal analysis, Methodology & Project administration. C. H. Cho; Investigation, Resources, Software. Supervision, Validation, Visualization.

References

1. Caterpillar, 2008, Application and Installation; Engine Room Ventilation, LEBW4971-02, 1-27.
2. Caterpillar, 2013, Petroleum Offshore Project Guide, LEBW0010-02, 35-45.
3. T. E. Lee, J. S. Suh, S. H. Jeong and Y. S. Park, 2009, “A Study on Thermal and Fluid Characteristics inside Engine Room of Auxiliary Power Unit for Tracked Vehicle”, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, 26(12), 85-93.
4. S. W. Noh, Y. M. Park, S. H. Kim, J. D. Lee and B. H. Kim, 2019, “A Study on the Optimization of Heat Flux in Engine Room of Auxiliary Power Unit for Self-Propelled Artillery”, Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society, 20(12), 629-635. (https://doi.org/10.5762/KAIS.2019.20.12.629)
5. S. A. Kankanamge, 2015, “Air Flow and Rain Water Penetration Analysis on Generator Enclosures Using CFD Simulations”, MS thesis, Minnesota State University-Mankato.
6. P. P. Pandav, S. Barhatte and N. Gokhale, 2015, “Theraml Optimization of Genset Canopy Using CFD”, International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development, 5(3), 19-267.
7. S. Ahire, B. K. Namboothiri and U. Deutkar, 2018, “Horsepower Containerised Generators”, International Journal of Pure and Applied Mathematics, 118(20), 375-381.
8. H. Yuana, H. Sub, L. Wang, C. Yuan, and Z. Zhang, 2017, “Numerical Analysis on Airflowand Thermal Tield in Quiet Power Vehicle Compartment”, Procedia Engineering, 174, 571-578.
9. V. V. Parthan, P. I. Shyamkumar and S. R. Nagaraja, 2019, “Canopy Design to Minimize Restrictions and Maximize Heat Transfer”, AIP Conference Proceedings 2200, 020079. (https://doi.org/10.1063/1.5141249)
10. Y. Xu, L. Tan, Y. Yuan and M. Zhang, 2021, “Numerical Simulation on Flow Field and Design Optimization of a Generator Unit Based on Computational Fluid Dynamics Analysis”, Mathematical Problems in Engineering, Article ID 3350867. (https://doi.org/10.1155/2021/3350867)
11. G. R. Ahmed and M. M. Yovanovich, 1997, “Experimental Study of Forced Convection From Isothermal Circular and Square Cylinders and Toroids”, Journal of Heat Transfer, 119(2), 70-79.
12. X. Zhang, G. Su, J. Yu, Z. Yao and F. He,

2015, “PIV Measurement and Simulation of Turbulent thermal Free Convection over a Small Heat Source in a Large Enclosed Cavity”, Building and Environment, 90, 105-113.

13. I. E. Idelchik, 2007, “Handbook of Hydraulic Resistance”, 4th Revised and Augumented Edtion, Begell house, Inc., 705-715.
14. P. B. Reyter, 1995, “Automotive Heat Exchanger Air Flow Modeling Correlations”, MS thesis, Texas Tech. Univ.
15. A. J. Torregrosa and P. C. Olmeda, 2010, “A Methodology for the Design of Engine Cooling Systems in Standalone Applications”, SAE 2010-01-0324.
16. W. M. Kay and A. L. London, 2018, “Compact Heat Exchangers”, Third Edition, Medtech., 35-77.
17. R. K. Shah and D. P. Sekulic, 2003, “Fundamentals of Heat Exhanger Design”, John Wiley & Sons, Inc.
18. J. K. Kim and S. H. Oh, 2022, “Design and Aerodynamic Performance Estimation of an Axial Fan according to the Total Pressure Ratio of Blade Span Length”, Journal of Power System Engineering, 26(1), 29-37. (https://doi.org/10.9726/kspse.2022.26.1.029)