

대형 풍력발전기 부품의 극한 환경 시험을 위한 극저온 챔버의 열유동 해석에 대한 연구

김민규, 강울호, 박원규*

부산대학교 기계공학부

STUDY ON THE THERMAL-FLUID ANALYSIS OF CRYOGENIC CHAMBER FOR COLD CLIMATE TEST OF LARGE WIND TURBINE PARTS

M.K. Kim, Y.H. Kang and W.G. Park*

School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ.

More and more, spaces are decreasing which satisfy multiple requirements for wind power plants. However, areas which have excellent wind resources and are free to civil complaints occupy a large space, although they are exposed to the cryogenic environment. This study conducted a thermal-fluid analysis of a cryogenic chamber for testing large wind turbine parts exposed to the cryogenic environment. The position of supply air is placed to the upper area to compare each cooling performance for each location of various outlets in mixing ventilated conditions. The study carried out CFD analysis for the chamber both with and without a test object. For the cases without the test object, the air temperature of the upper supply and down extract type chamber was cooled faster by 5-100% than the others. However, for the cases with the test object, the object temperature of upper supply and center extract on the opposite side type chamber was cooled faster by 33-132% than the others. The cooling performance by the air inside the chamber and the test object did not show the same pattern, which implicates the need to consider the cooling performance by not only the air but also the test object in the large cryogenic chamber design for testing large parts.

Key Words : 열유동해석(Thermal-fluid analysis), 극저온챔버(Cryogenic Chamber), 풍력발전기 부품(Wind Turbine Parts), 저온 환경(Cold Climate), 혼합환기(Mixing Ventilation), 냉각성능(Cooling Performance)

1. 서 론

풍력 발전기에 있어 극저온 환경이란 표준적인 풍력 터빈의 운전 한계 온도와 발전기에 동결이 발생하는 환경으로 구분된다. 극저온 환경에 설치된 풍력 발전기의 70% 이상은 기후의 영향으로 인하여 경제적 손실이 발생하고 있다.

풍력 발전기 설계 측면에서 표준적인 풍력발전기는 설계 온도가 +15℃ 수준인데, 연평균 기온이 0℃ 이하이거나, 1년 중 9일 이상 기온이 -20℃ 이하로 지속되는 경우 이를 저온 환경으로 분류한다. 일반적인 풍력발전기의 운전 한계 온도는

-10℃이며, 설계상 한계온도는 -20℃이다. 운전 한계 온도가 -15℃ 이하인 풍력 발전기를 저온환경 풍력발전기라 분류하고 저온 환경 풍력 발전기의 설계 온도는 -40℃이다.

현재까지 풍력 단지가 설치된 곳의 대부분은 운전 한계 온도인 -15℃ 이상의 기후를 가진 지역이지만, 이러한 조건을 만족하는 장소를 찾는 것은 점점 쉽지 않을 것으로 보인다.

저온 환경 풍력 발전기의 설계 한계 온도인 -40℃에 노출되어 있지만, 풍향이 우수하고 민원 등에 자유로운 조건을 가진 영토를 보유한 국가들을 중심으로, 극저온 환경에서의 풍력 발전의 운전 및 유지 보수에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 대형 풍력발전기 부품을 시험하기 위해 극저온 챔버와 관련한 다양한 연구도 필요한 실정이다.

Cao et al.[1]은 환기와 기류 분포에 따른 다양한 연구 결과를 정리하고 비교하는 연구를 수행하였다. Emmerich and McGrattan[2]은 LES(Large Eddy Simulation) 모델을 사용하여

Received: June 1, 2015, Revised: September 26, 2015,

Accepted: September 29, 2015.

* Corresponding author, E-mail: wgpark@pusan.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2015.20.3.08>

© KSCFE 2015

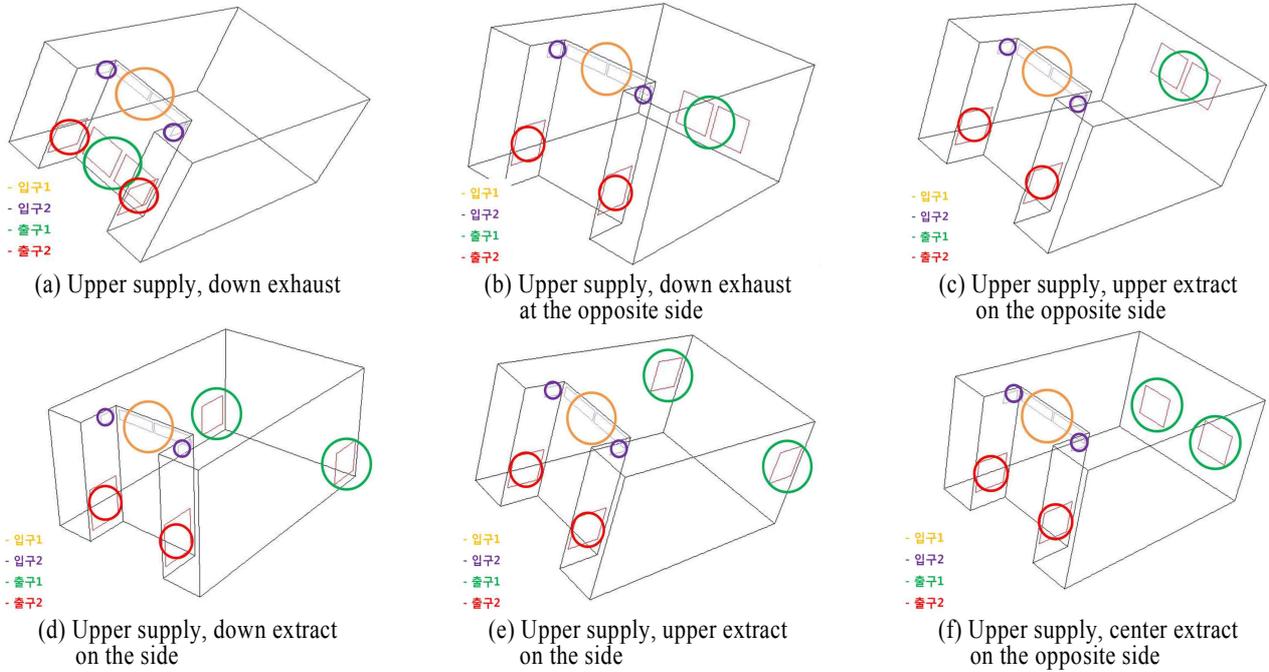


Fig. 1 The location of vent hole for each case

고내 온도와 기류에 대해 열유동해석을 수행하였다. Gan[3]은 공간 내 전열기가 있을 때, 급기구와 배기구의 위치에 따라 온도 및 기류 분포가 달라지는 것을 열유동해석을 통해 규명하였다. Horikiri et al.[4]은 계산 알고리즘과 격자 등이 기류 해석에 미치는 영향을 규명하였다. Zuo and Chen[5]은 다양한 난류 모델에 대하여 열유동해석을 수행 및 분석하였다. Posner et al.[6]은 챔버내 기류를 PIV로 측정된 결과와 챔버내 기류를 $k-\epsilon$ 모델로 해석한 결과와 비교하여 칸막이가 설치된 챔버 내 기류 특성에 대해 연구를 수행하였다. Kolesnikov[7]는 챔버 내 기류를 다양한 난류 모델에 대하여 해석을 수행하고 이를 실험값과 비교하였다. Zhao et al.[8]은 챔버 내의 상부 급기 하부 토출의 기류 형태에 관한 관찰과 해석을 수행하였고 두 결과를 비교 검증하였다.

극저온 챔버 설계를 위하여 기류 및 온도해석이 필요함을 선행연구를 통하여 알 수 있으며, Gan[3]의 연구결과와 같이 급기구와 배기구의 위치에 따라 기류 및 온도분포가 달라지므로 이에 대한 열유동해석이 필요함을 알 수 있다. 또한 극저온 챔버의 설계에 있어서 시험체의 냉각성능은 일반적으로 반영하지 않으며 이에 관한 선행연구가 거의 없다. 하지만 시험체의 냉각성능 역시 대형 풍력발전기 부품을 시험하는데 중요한 변수이다.

본 연구에서는 대형 풍력발전기 부품을 시험하기 위한 극저온 챔버의 설계를 위하여 급기구와 배기구의 위치에 따라 열유동해석을 수행하였고, 각 조건에서의 내부 공기의 냉각성능을 비교 분석하였다. 또한 시험체가 있을 때에 대한 열유동

해석을 수행하여 급기구와 배기구 위치 조건에 따라 시험체의 냉각성능을 평가하였고, 각 조건에서의 내부 공기의 냉각성능에 따른 기류해석 결과와 비교하여, 시험체의 냉각성능에 대한 평가 역시 극저온 챔버 설계에 있어서 중요한 변수라는 것을 규명하였다.

2. 해석 방법

본 연구에서는 극저온 챔버의 환경이 재실자가 없고 챔버내의 온도가 빠르게 변화할 수 있어야 하기 때문에 혼합환기의 경우에 대해서만 그 성능을 분석해보았다. 혼합환기 방법들 중에서 천장에서 급기하는 방식은 극저온 챔버 보다는 클린룸 등에서 사용하는 방식으로 온도 제어 보다는 입자 제어에 큰 장점을 가지는 방식이다. 본 연구의 극저온 챔버는 온도제어가 중요한 변수이기 때문에 혼합환기 방법들 중에서 앞면의 상부에서 급기하는 방식에 초점을 맞추었다.

해석의 수행은 급기를 고정하고 위한 여섯 가지 배기 조건에서 극저온 챔버 내 시험체가 있는 경우와 없는 경우에 대해 각각 극저온 챔버의 냉각성능을 분석하였다. 여섯 가지 조건 모두 유량은 동일하며 토출 유량의 90%는 Fig. 1의 입구1 처럼 옆면 상부에서 정면으로 분사를 하게 되고, 급기구 옆의 구석공간에 데드존이 발생하는 문제를 보완하기 위해 토출 유량의 10%는 입구2에서 분사된다. 배기의 경우 출구2의 위치와 면적은 동일하고, 출구1의 경우 Fig. 1과 같이 서로 다른 여섯 가지로 위치하고 그 면적은 동일하다.

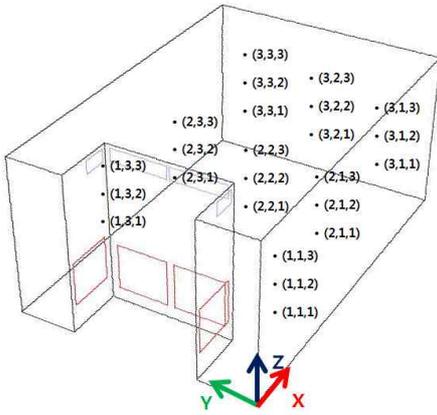


Fig. 2 Temperature analysis location in the chambers

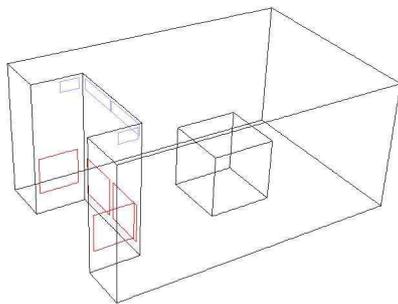


Fig. 3 Location of a test object

풍력발전기 부품을 시험하는 공간을 의미하는 챔버와 풍력 발전기 부품을 의미하는 시험체에 대하여 열해석을 수행하였다. 챔버의 크기는 6,800 x 4,600 x 3,125 mm³이며 사양은 다양한 극저온 환경 시험 규격의 분석을 통해 선정하였다. 3D 해석을 통해 동일 시간 간격으로 챔버내 기류를 분석하였고, 총 24개 지점에서 변화하는 온도를 관찰하여 냉각성능을 분석하였다. 챔버내 온도 변화 측정 위치를 Fig. 2에 제시하였다.

MW급 풍력 터빈의 부품은 굉장히 크기 때문에 시험체 또한 풍력 터빈의 부품을 모사할 수 있는 수준의 크기와 재질로 선정을 하였다. 시험체가 있는 경우의 해석에서는 Fig. 3와 같이 시험체는 하부 가운데 위치하게 된다.

시험체의 크기와 물성치는 Table 1에 제시하였다. 시험체도 총 27개 지점에서 변화하는 온도를 저장하여 냉각성능을 분석

Table 1 The material property of test object

Material	Steel
Volume(m ³)	3.375
Density(kg/m ³)	8030
Weight(ton)	27.10125
Specific heat(J/kg-k)	502.48
Thermal conductivity(W/m-k)	16.27

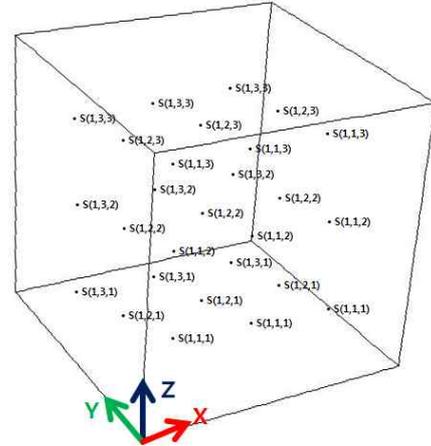


Fig. 4 Temperature change measurement location of a test object

하였고, 온도 측정 위치를 Fig. 4에 제시하였다. 또한 운전조건과 초기조건 및 경계조건을 Table 2와 Table 3에 제시하였다.

시험체가 없는 조건에서 급기 풍량은 45 CMM이며, 급기구와 배기구의 면적은 각각 0.745 m², 4.3575 m² 이다. 단열벽의 재질은 폴리우레탄으로, 열전도도는 0.00198 W/m-k이고, 두께는 200 mm이다. 그리고 냉각코일의 용량은 5 HP이다.

냉각된 공기가 급기구를 통하여 급기되어서 챔버 내부 기류 및 시험체를 냉각시키고, 배기구를 통해 빠져 나갈 때 온도값을 실시간으로 반영하여 다시 급기 온도가 계산되도록 UDF(User Defined Functions)를 적용하였다. 시험체가 있는 조건에서는 동일한 조건에서 냉각코일의 용량만 8 HP이다.

극저온 챔버의 열유동 해석은 상용 소프트웨어인 ANSYS Fluent V13.0을 사용하였다. 챔버 내부로 흐르는 유동을 비정

Table 2 The operating and initial conditions

Operating Fluid	Air
Operating pressure(atm)	1
Initial temperature of all parts(K)	300
Initial gage pressure of all parts(Pa)	0

Table 3 The boundary conditions

Velocity of inlet 1(m/s)	1.25
Velocity of inlet 2(m/s)	0.36
Gage Pressure of outlet 1 and outlet 2(Pa)	-215.6
Material of outside wall	Polyurethane
Thermal conductivity of polyurethane(W/m-k)	0.00198
Thickness of outside wall	200 mm
Convective heat transfer coefficient of outside wall(W/m ² -k)	15
Free stream temperature of outside wall(K)	300

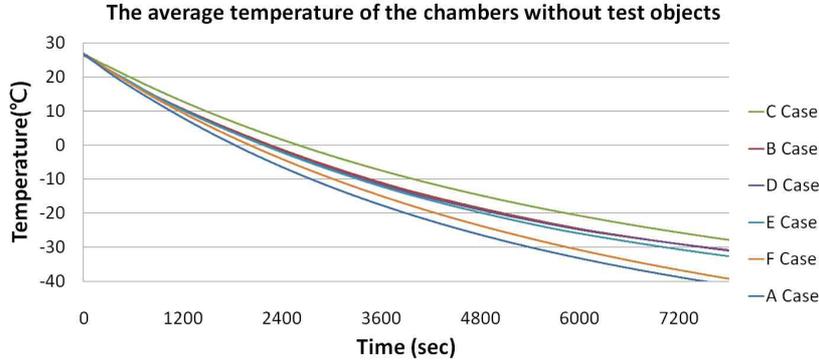


Fig. 5 The change in the average temperature of the cryogenic chambers without a test object

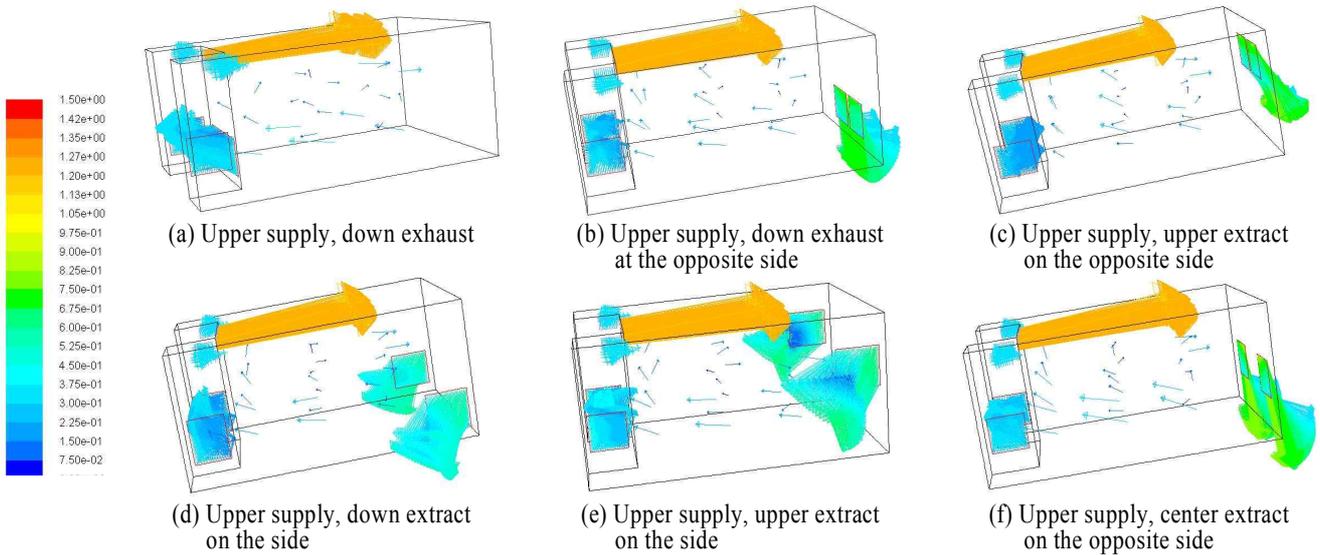


Fig. 6 A speed profile in the chambers without a test object(m/s)

상상태, 비압축성유동으로 가정하였고, FSI(Fluid-Structure Interaction) 기법을 사용하여 시험체와 챔버 내부 유동간의 열 전달을 고려하였다. 난류모델은 ANSYS FLUENT에 내장되어 있는 Standard $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 벽면 근처에서의 격자분포는 $30 < y^+ < 90$ 이다. 각각의 여섯 가지 모델에 대하여 설정온도에 도달할 때까지 해석을 수행하였다.

환기류가 형성됨을 알 수 있다.

시험체가 없는 경우에 대해 단위 시간당 챔버 내기의 도달 온도를 Table 4에 제시하였다. 초기온도인 23°C에서 1시간 동안 34.3 ~ 44.5°C의 변화가 있었고 이후 1시간 동안에는 17.5

3. 해석 결과

3.1 시험체가 없을 때 극저온 챔버의 열유동 해석 결과

시험체가 없는 챔버의 동일 급기 조건에서 챔버 내기의 평균 온도 변화를 Fig. 5에 제시하였다. 각각의 조건에서 냉각 성능을 비교했을 때, A조건이 가장 높은 성능을 가짐을 알 수 있다.

시험체가 없는 챔버의 동일 급기 조건에서 챔버 내 기류분포를 Fig. 6에 제시하였다. 기류를 보면 챔버 내에 커다란 순

Table 4 The temperature inside the chambers after the elapse of a unit time

Case	Time(sec)	Temperature(°C)
A	3,600	-17.6
B		-11
C		-7.4
D		-11.5
E		-12.1
F		-14.9
A	7,200	-38.7
B		-29
C		-25.6
D		-29
E		-30.6
F		-36.6

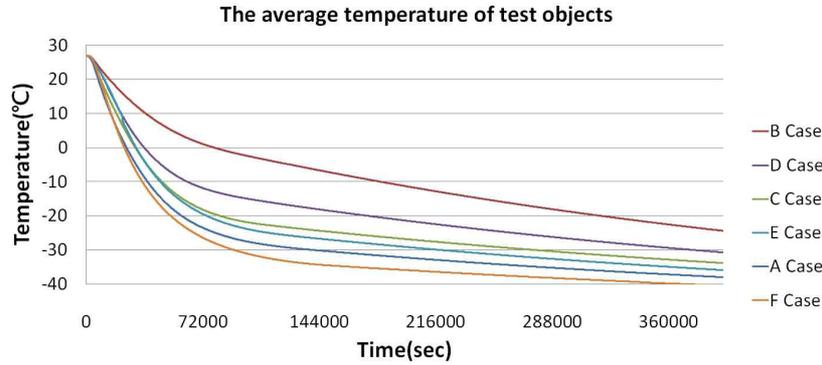


Fig. 7 The average temperature of a test object inside the chambers

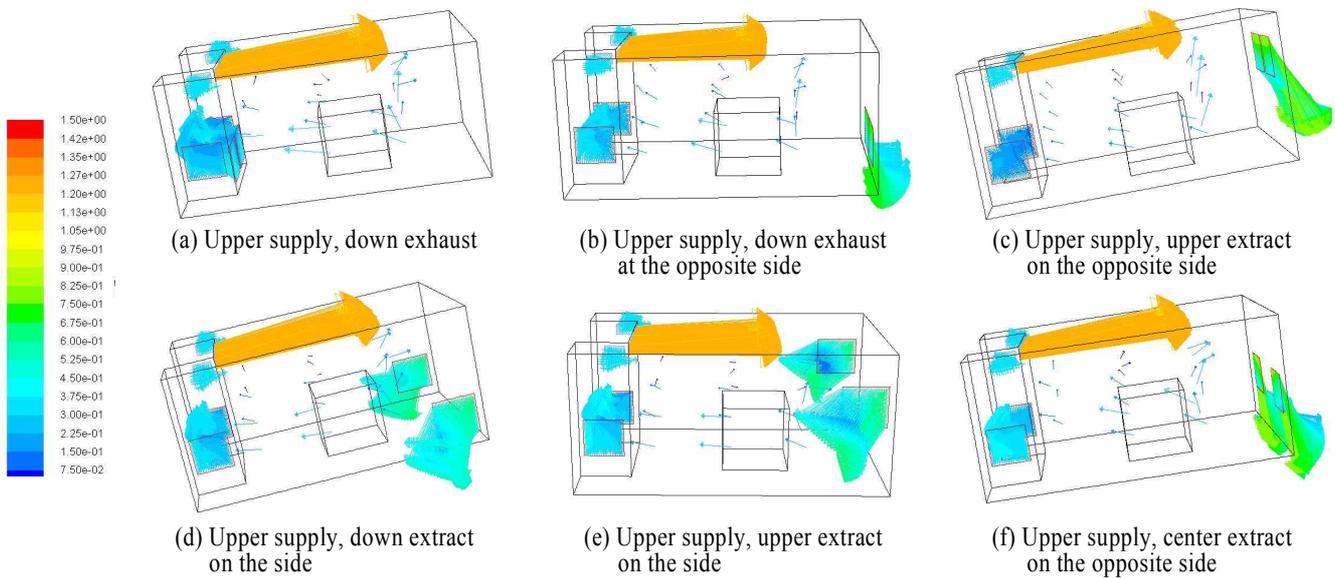


Fig. 8 Velocity profile inside the chambers with a test object(m/s)

~ 21.8°C의 변화가 있었다. 이는 벽면을 통한 열손실이 내부의 온도가 낮아질수록 커지기 때문이다.

또한 각 조건별로 챔버 내부 공기의 평균온도가 극저온 발전기 설계온도인 -40°C까지 도달하는데 걸리는 시간을 Table 5에 제시하였다. 각 조건에서 내부 공기 온도가 설계 온도까지 도달하는데 걸리는 시간은 상대적으로 최고성능을 가지는 A조건과 최소성능을 가지는 C조건은 100%까지 차이를 보이

Table 5 The time the internal temperature of the chambers takes to reach -40°C, the cryogenic generator design temperature

Case	Time(hour)
A	2.1
B	3.9
C	4.2
D	3.9
E	3.2
F	2.2

는 것을 알 수 있다. 이는 A조건의 기류분포를 보면 챔버 전체에서 차가운 급기가 적극적으로 혼합되어 가장 큰 냉각성능을 가진다. 반면에 C조건은 상부배기형태를 취하고 있으므로 급기된 공기가 챔버 내 공기와 혼합되지 못하고 바로 배기되는 비율이 높아 냉각성능이 가장 작게 나타난다.

3.2 시험체가 있을 때 극저온 챔버의 열유동 해석 결과

챔버 내 시험체가 있는 경우, 시험체의 평균 온도의 변화를 Fig. 7에 제시하였다.

시험체가 있는 챔버내 기류분포를 Fig. 8에 제시하였다. 기류를 보면 시험체가 챔버내에 원형의 순환기류를 방해하여 시험체를 중심으로 두개의 순환기류가 형성됨을 알 수 있다.

시험체가 없는 경우와는 달리 F조건의 냉각성능이 가장 좋았는데, 이에 대한 원인은 Fig. 9에 나타난 A조건과 F조건의 유선을 비교해 보면 알 수 있다. 시험체가 없을 때는 A조

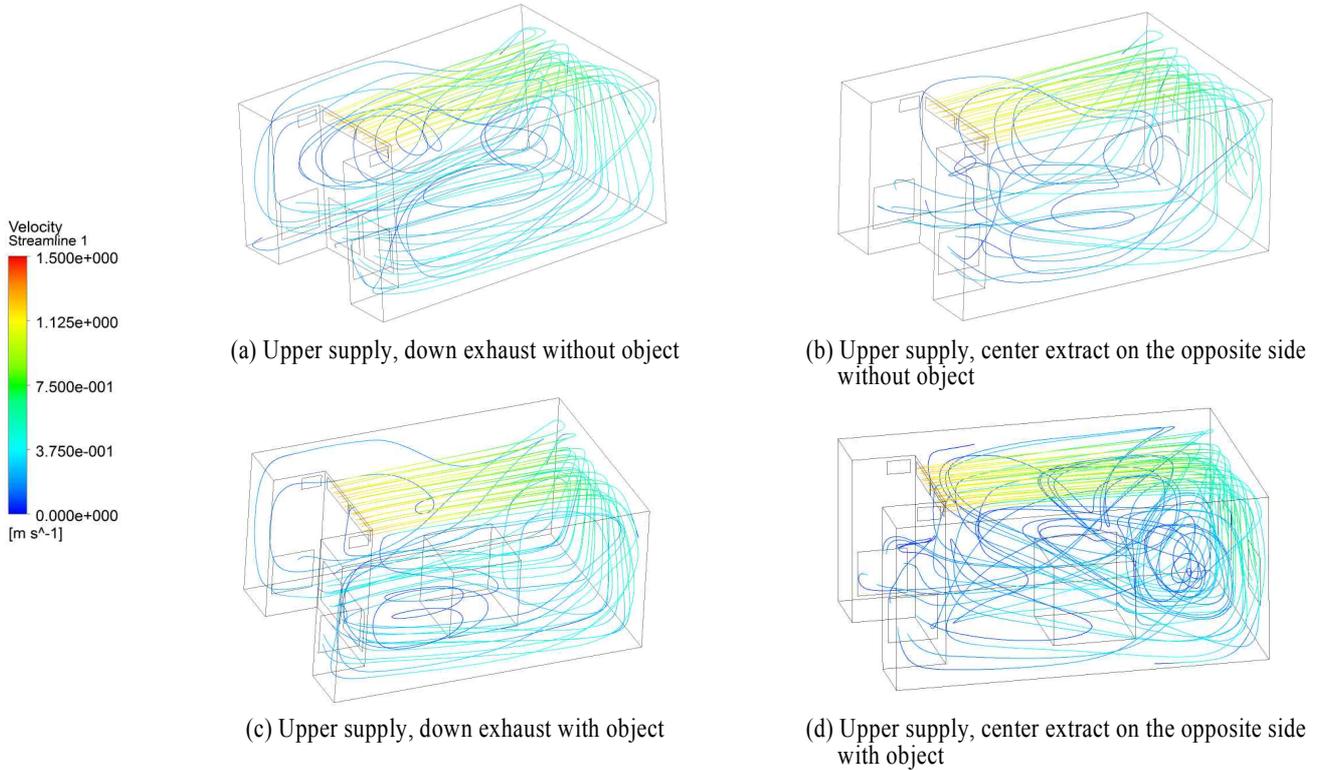


Fig. 9 Streamline comparison of A Case and F Case(m/s)

건이 F조건보다 혼합환기가 활발히 일어나지만 시험체가 있을 때는 F조건이 A조건보다 혼합환기가 활발히 일어나게 되어 시험체의 냉각성능이 향상됨을 알 수 있다.

시험체가 있는 챔버에서 시험체의 온도 변화를 Table 6에 제시하였다. 모든 조건은 동일하게 초기온도가 23℃이고 처음 45시간 동안은 35.2 ~ 61.8℃의 변화가 있었다. 이후 45시간 동안에는 4.1 ~ 12.1℃의 변화가 있었다.

극저온 발전기 부품 시험에서 중요한 것은 시험 부품의 온도인데, 부품의 전체가 한계 온도까지 내려간 상태에서 시험이 이루어진다. 각 조건 별로 시험체가 -40℃ 까지 도달하는

데 걸리는 시간을 Table 7에 제시하였다. 시험체의 온도가 -40℃ 까지 도달하는데 F조건이 다른 조건에 비해 상대적으로 33 ~ 132% 빠르다.

4. 결 론

본 연구에서는 극저온 챔버에 대하여 배기구의 위치와 시험체의 유무에 따라 열유동해석을 수행하였고 각 조건에서 챔버 내부 공기와 시험체에 대한 냉각성능을 평가하였다.

챔버 내부 공기에 대한 냉각효율은 상부급기 및 하부배기 조건인 A조건일 때 가장 좋았으며, 시험체에 대한 냉각효율은 상부급기 및 반대편 중앙배기 조건인 F조건일 때 가장 좋았다.

그러므로 대형 부품의 시험을 위한 극저온 챔버의 설계에

Table 6 The temperature of a test object after the elapse of a unit time

Case	Time(hour)	Temperature(℃)
A	45	-30.9
B		-8.3
C		-25.3
D		-19.3
E		-27.5
F		-34.9
A	90	-36.2
B		-20.4
C		-31.7
D		-27.9
E		-33.8
F		-39.0

Table 7 The time the temperature of a test object takes to reach -40℃, the cryogenic generator design temperature

Case	Time(hour)
A	138.4
B	241.5
C	186.8
D	205.6
E	164.4
F	104.2

는 빈 챔버의 내부 공기에 대한 냉각성능을 평가하는 것만으로는 충분하지 않으며 흡기구와 배기구 위치에 따라 챔버 내부 공기 및 시험체의 냉각성능을 고려해서 설계해야 한다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No. 20134030200290)입니다.

Note

This paper is a revised version of the paper "Study on the thermal flow analysis of cryogenic chamber for cold climate test of large wind turbine parts" presented at the 6th International Conference on Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer, Malaysia, 23-25 April 2015.

References

- [1] 2014, Cao, G., Awbi, H., Yao, R., Fan, Y., Kai, S., Kosonen, R. and Zhang, J., "A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings," *Building and Environment*, Vol.73, No.3, pp.171-186.
- [2] 1998, Emmerich, S.J. and McGrattan, K.B., "Application of a Large Eddy Simulation Model to Study Room Airflow," *ASHRAE Transactions*, Vol.104, No.1, pp.1-9.
- [3] 1995, Gan, G., "Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics," *Energy and Buildings*, Vol.23, No.2, pp.83-93.
- [4] 2011, Horikiri, K., Yao, Y. and Yao, J., "Numerical Simulation of Convective Airflow in an Empty Room," *INTERNATIONAL JOURNAL of ENERGY and ENVIRONMENT*, Vol.5, No.4, pp.574-581.
- [5] 2007, Zuo, W. and Chen, Q., "Validation of fast fluid dynamics for room airflow," *the 10th International IBPSA Conference*, pp.980-983.
- [6] 2003, Posner, J.D., Buchanan, C.R. and Dunn-Rankin, D., "Measurement and prediction of indoor air flow in a model room," *Energy and Buildings*, Vol.5, No.5, pp.515-526.
- [7] 2006, Kolesnikov, A., "Use of Computational Fluid Dynamics to Predict Airflow and Contamination Concentration Profiles within Laboratory Floor Plan Environment," *Applied Biosafety*, Vol.11, No.4, pp. 197-214.
- [8] 1999, Zhao, L., Zhang, Y., Wang, X., Riskowski, G.L. and Christianson, L.L., "Measurement of airflow patterns in ventilated spaces using particle image velocimetry," *An ASAE Meeting Presentation*, Paper No.994156.