

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2013.37.12.1099>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5234(Online)

차륜형 대공포 냉방장치 성능개선 연구[§]

전기현*[†] · 이동희** · 이부환**

* 국방기술품질원, ** 두산 DST 방산연구소

Study on Improvement of Air Conditioning Units for Anti Aircraft Gun Wheeled Vehicle

Ki-Hyun Jeon*[†], Dong-Hui Lee** and Boo-Hwan Lee**

* Defense Agency for Technology and Quality

** Defense Research & Design Center, Doosan DST

(Received May 9, 2013 ; Revised September 28, 2013 ; Accepted September 30, 2013)

Key Words: Armored Combat Vehicle(장갑전투차량), Air-conditioner for Vehicle(차량용 냉방장치)

초록: 과거의 무기체계는 체계의 목적과 비용 등의 문제로 운용환경에 대한 관심이 부족하였으며, 특히 냉방장치가 미탑재된 체계가 많이 개발되었다. 근래 개발되는 무기체계는 고도의 정밀조준 및 고감도 시스템으로 진화함에 따라 무기체계를 효과적으로 제어하기 위하여 운용자의 운용환경도 중요한 요소로 대두되고 있다. 현재의 무기개발자들은 대부분 통합형 환경제어장치를 장착하도록 설계하고 있다. 본 연구에서는 장갑차량의 운용환경 및 설계조건을 바탕으로 한국군의 운용환경에 적합한 냉방기 및 냉방부하를 검토하고 시제품의 냉방성능 시험결과가 목표성능에 미달되어 이에 대해 개선내용 및 검토결과를 기술하였다

Abstract: A combat vehicle needs to have an air-conditioning unit. Accordingly, new combat systems have tended to apply an integrated heating, cooling, and ventilating system. The air conditioning unit used depends on the combat vehicle's purpose of use. In this study, we studied an air-conditioning unit for an armored combat vehicle as a special use and military specification and tried to improve the air-conditioning unit's performance.

- 기호설명 -

CLTD : 냉방부하온도차(°C), Cooling Load Temperature Difference
CLF : 냉방부하계수, Cooling Load Factor
Q : 열량, Rate of Heat flow (kcal/hr)
U : 열전달률, Thermal Transmittance(kcal/hr m²°C)
R_T : 열저항, Thermal Resistance (hr m²°C/kcal)
T_e : 상당외기온도, Solar-Air Temperature (°C)
T_i : 흡열부 온도(°C)
ΔT : 온도차, T_e - T_i(°C)

A : 열이 전달되는 면적(m²)
λ : 열전도율, Thermal conductivity (kcal/hr m °C)
X : 전도되는 매질의 두께(m)
Q_{A.S} : 기구 현열(kcal/hr)
Q_{A.L} : 기구 잠열(kcal/hr)
Q_{P.S} : 인체 현열(kcal/hr)
Q_{P.L} : 인체 잠열(kcal/hr)
Q_{Light} : 조명 열량, Heat Flow of Light(kcal/hr)
H.G : 취득 열량, Heat Gain(kcal/hr)
Sens. H.G : 취득 현열, Sensible Heat Gain (kcal/hr)
Latent. H.G : 취득 잠열, Latent Heat Gain(kcal/hr)
Q_S : 환기부하 현열(kcal/hr)
Q_L : 환기부하 잠열(kcal/hr)
q_{Vent} : 환기/여과 유량, Ventilation & Infiltration Air, m³/h
ΔW : 절대습도차 (kg/kg')

§ 이 논문은 대한기계학회 유체공학부문 2013년도 춘계학술대회 (2013. 5. 9-10, 제주대) 발표논문임.

† Corresponding Author, 38sojung1@hamail.net

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서론

과거의 무기체계는 체계의 목적과 비용등의 문제로 운용환경에 대한 관심이 부족하였으며, 특히 냉방장치가 미탑재된 체계가 주로 개발되었다.

근래 개발되는 무기체계는 고도의 정밀조건 및 고감도 시스템으로 진화함에 따라 무기체계를 효과적으로 제어하기 위하여 운용자의 운용환경도 중요한 요소로 대두되고 있다. 현재의 무기개발자들은 대부분 통합형 환경제어장치를 장착하도록 설계하고 있다. 통합형 환경제어장치란 화재방, 냉난방 및 양압장치를 하나의 통합시스템으로 개발하여 승무원의 운용성을 향상시킨 체계라 볼 수 있다.

본 연구에서는 장갑차량의 운용환경 및 설계조건을 바탕으로 한국군의 운용환경에 적합한 냉방기 및 냉방부하를 검토하고 시제품의 냉방성능 시험결과가 목표성능에 미달되어 이에 대해 개선내용 및 검토결과를 기술하였다.

2. 개발 컨셉

본 연구에서의 장갑차량은 기동능력을 가지는 장갑차량으로 그 운용 목적이 방어를 위주로 하는 무기체계이며 대부분의 운용이 진지배치형으로 고정형 장비와 유사하다고 볼 수 있다. 이 경우 차량 엔진의 진동 및 소음으로 인해 운용상 차량엔진을 정지하는 경우가 대부분이므로 냉난방기를 위한 별도의 전원장치가 필요하게 된다. 진지배치시에 진지의 별도 전원을 냉방장치에 공급하고, 기동시에는 차량엔진에 부착된 발전기를 통해서 냉방장치를 작동시키는 구조이다. 이와 같은 냉방형식을 적용하는 가장 큰 이유는 기존 차량의 엔진과 관련된 동력장치(Power Pack)에 대한 변경이나 냉방기로 인한 차량의 기동 성능의 저하 없이 냉방상태를 유지할 수 있도록 적용할 수 있기 때문이다.

Fig. 1 은 개발된 냉방장치의 형상이다.

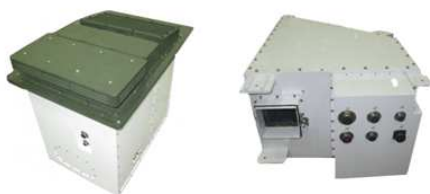


Fig. 1 Condenser & evaporator

3. 냉방장치 개발

3.1 군용 냉방기의 개발 조건

군용 냉방기의 경우, 수많은 정밀전자장비와의 오류를 방지하기 위한 전자기간섭, 방어용 무기의 발사에 의한 진동 및 충격특성, 열악한 환경조건에서의 운용 등 고려해야 할 경우가 많아 일반적인 냉방기의 개발조건보다 요구조건이 엄격하다는 것을 개발자들은 유의해야 한다. 국내의 냉방장치에 적용되는 냉방장치의 개발조건의 대부분은 미국의 군용 규격(Military Standard) 및 한국의 국방 규격에 준하여 개발되고 있다. 미국 군용 규격으로 적용되고 있는 규격은 Table 1 과 같다.

3.2 냉방장치 운용 컨셉

본 연구과제는 방어용 장갑차량으로 앞서 거론한 바와 같이 운용이 진지배치형의 고정형 장비와 유사하다고 볼 수 있다. 이 경우, 차량 엔진의 진동 및 소음으로 인하여 운용상 차량엔진을 정지하는 경우가 대부분이기 때문에 진지배치시 별도의 전원을 공급받아 운용하고, 기동시에는 엔진에 부착된 발전기를 통해서 작동한다.

Fig. 2 는 운용컨셉을 도해화하였다.

4. 냉방부하 검토

4.1 냉방부하 조건

군용 장갑차량의 경우, 그 운용 환경을 사전 예측하여 부하조건들을 검토하고 적용예상 무기차량을 대상으로 ASHRAE Handbook of Fundamental의 CLTD/CLF⁽¹⁾법에 의해 냉방부하(Cooling Load)를

Table 1 Military standard

항 목	규 격	비고
진동/충격/온도	MIL-STD-810 Series	
EMI / EMC	MIL-STD-461 Series	

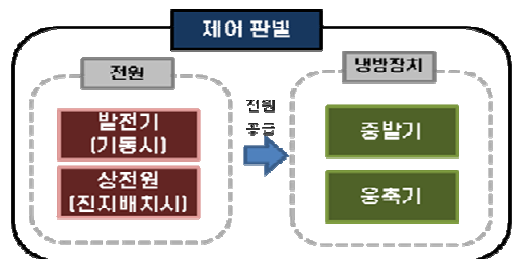


Fig. 2 Schematic diagram of development concept

예측한다. CLTD 계수를 이용하여 벽체에서의 축열을 고려하여 열부하를 계산한다. 실내에서 발생하는 열부하 역시 CLF 계수를 이용하여 열부하를 계산한다. 또한 ASHRAE 에서 사용하고 있는 전달 함수법(TFM, Transfer Function Method)을 단순화시킨 방법으로 비교적 계산방법이 간단하여 공조부하 계산에 널리 사용되고 있다.

4.2 냉방부하 계산

현재 운용중인 군용 장갑차량의 테스트 모델에 대한 냉방부하를 계산하기 위해 적용되는 열부하(Heat Gain) 요소는 다음과 같다.

- 외부부하(External Load): 일사/전도/침입외기
- 내부부하(Internal Load): 내부기기/인체/조명
- 환기부하(Ventilation Load): 외기 환기/여과

1) 외부부하 계산

태양열 복사에 의한 벽면을 통한 열부하는 복사, 대류, 전도 및 벽체의 열저장에 의한 2 차적인 열 전달 과정을 거치게 된다. 이러한 열부하를 계산하기 위해서 단순한 표면 외기온도 대신에 상당외기온도의 개념이 적용된 CLTD 를 적용하여 외부부하를 계산한다.

$$Q = U \times A \times CLTD \tag{1}$$

$$U = 1/R_T, \quad R_T = \sum \frac{1}{f} + \sum \frac{X}{\lambda} \tag{2}$$

2) 내부부하 계산

$$Q_{A.S} = \text{Sens.H.G} \times \text{CLF(내부기기)} \tag{3}$$

Table 2 Condition of cooling load

외기조건	건구온도 35℃ 습구온도 24℃	KS C 9306 ⁽²⁾ 표준냉방운전시험
내기(실내) 조건	건구온도 27℃ 습구온도 19℃	
차량 방향	남향	
승차 인원	4 명	사수, 분대장 탄약수, 조종수

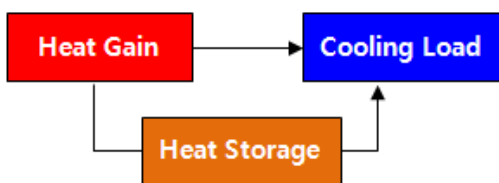


Fig. 3 The schematic diagram of heat gain

$$Q_{A.L} = \text{Latent.H.G} \tag{4}$$

$$Q_{P.S} = \text{No.} \times \text{Sens. H.G} \times \text{CLF(인체)} \tag{5}$$

$$Q_{P.L} = \text{No.} \times \text{Latent. H.G} \tag{6}$$

$$Q_{\text{Light}} = \text{H.G} \times \text{CLF (조명)} \tag{7}$$

3) 환기부하 계산

$$Q_S = q_{\text{vent}} \times \Delta T \tag{8}$$

$$Q_L = q_{\text{vent}} \times \Delta W \tag{9}$$

4.3 냉방부하 계산 결과

냉방부하의 계산은 차량부분과 탑재되는 구조물 부분으로 분리하여 계산하였다. 차량부분의 재질은 알루미늄 합금강으로, 탑재 구조물의 재질은 방탄강으로 가정하였고 실내로의 유입 열량을 축소하기 위해 복합재질 단열재를 차량 및 탑재 구조물에 적용하여 계산하였다. Fig. 4는 각 요소별 유입열량을 계산한 결과로 차량부분이 탑재구조물 부분보다 요구되는 냉방부하가 큰 것을 알 수 있다. 이는 차량의 동력장치로 인해 내부의 부하열량이 많고 태양복사에너지를 받는 외부 표면면적이 넓으며, 장갑차의 기동특성 향상을 위해 열전달률이 높은 알루미늄 재질을 적용하였기 때문이다.

5. 냉방성능 시험 결과

5.1 시제품의 냉방성능 시험 결과

계산된 냉방부하에 안전율을 고려한 결과, 체계에서 필요한 냉방장치의 냉방능력 9000kcal/h 를 목표로 냉방장치를 개발하였다.

KS C 9306⁽²⁾의 표준 냉방운전시험(실외측: 건구온도35±0.3℃, 습구온도 24±0.2℃, 실내측: 건구온도35±0.3℃, 습구온도 24±0.2℃) 절차에 따라 시제

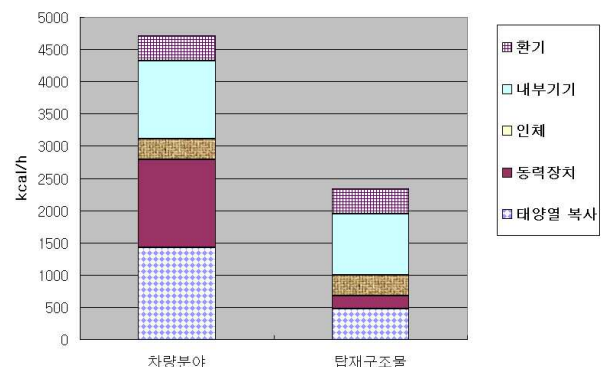


Fig. 4 Results of calculating cooling load

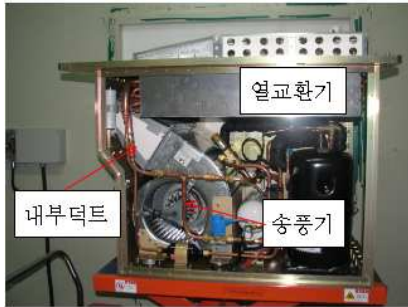


Fig. 5 A prototype of condenser

품을 냉방성능시험을 수행하였고, 그 결과, 목표성능의 79.3%인 7181kcal/h로 목표성능에 미달되었다.

측정된 압력 게이지값은 응축부의 고압 22.8 kgf/cm², 증발부의 저압 5.23 kgf/cm²으로서 설계 압력(고압 18.4 kgf/cm², 저압 4.83 kgf/cm²)보다 고압과 저압 모두 높게 측정되었다. 이는 응축부의 방열 능력이 설계치 보다 낮음으로 인해 고압이 상승하고 이에 저압도 동반상승한 결과로 증발기의 엔탈피차가 작아져서 성능부족현상이 발생하였다고 판단하였다.

상기 원인의 가장 큰 요인으로 판단되는 부분은 열교환기로 공기를 이송시키는 송풍기의 풍량 미달이었으며, 풍동시험기에서 응축기 토출 풍량을 측정된 결과 2,400 m³/h로 설계 풍량 3,200 m³/h 대비 76%에 불과하였다. 이러한 풍량 미달의 근거는 열교환기를 통과할 때 발생하는 공기측 마찰손실량 뿐만 아니라 송풍기에서 장치 외부로 공기를 토출하기 위해 설치한 내부 덕트의 형상이 장비 외부 토출부로 갈수록 좁아짐에 따라 발생하는 저항과 상부덮개, 먼지필터 등 내부 부품의 유로 저항이 존재하기 때문이다.

Fig. 5는 설계 변경전의 시제품의 응축기 내부 형상이다.

송풍기의 풍량 저하를 개선하기 위해 내부 덕트의 축소부에 대한 영향, 상부덮개, 먼지필터의 영향을 판단하고자 덕트 형상을 단면적이 일정하게끔 변경하여 시험한 결과 풍량이 2,600 m³/h로 200 m³/h가 증가되었다. 또한 흡입필터와 상부덮개를 제거하여 풍량 시험을 실시한 결과, 2,900 m³/h로 300 m³/h가 증가하였다.

따라서 풍량 저하중 가장 큰 부분을 차지할 것으로 판단되는 부분은 열교환기 및 내부 유로부분이며, 다음이 상부덮개 및 먼지필터부, 그 다음이 토출덕트부의 축소부분이었으며, 상기 손실량들이 설계치에 적절히 반영되지 못해 송풍기의 선정에 오류를 범하였다.

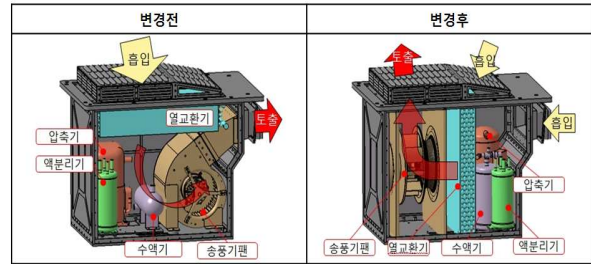


Fig. 6 A change of design

5.2 설계 변경

응축기의 제한된 공간내에서 열교환이 가능하도록 시로코팬(Sirocco fan)에서 원심식팬(Centrifugal fan)으로 변경 적용하고, 열교환기는 응축기의 외형적인 기구한계까지 확장하여 최대한 전열면적을 확보하기위해 횡형에서 입형으로 설계변경하였고 그에 따라 압축기, 수액기, 액분리기 등 내부부품을 재배치 하였으며, 추가적으로 야전주행간 먼지유입, 빗물유입에 대한 방지대책, 하네스 처리, 주행진동을 위한 방진설계까지 반영하였다.

Fig. 6은 설계변경 전후를 간략하게 나타낸 형상이며, 변경전은 Fig. 5와 동일하며, 변경후는 개발완료된 시제품의 형상이다.

5.3 설계변경 후 냉방성능 시험

설계변경안에 대한 성능 입증 시험을 공인인증기관에 의뢰하였으며 목표 냉방성능인 9,051 kcal/h를 달성됨을 확인하였다. 또한 시험 당시 측정된 압력 게이지값은 응축부의 고압 17.3 kgf/cm², 증발부의 저압 4.3 kgf/cm²으로서 설계 압력(고압 18.4 kgf/cm², 저압 4.83 kgf/cm²)보다 고압과 저압이 모두 낮게 측정되었으며, 이는 설계변경한 응축부의 성능이 초기 시제품의 성능보다 성능이 개선되었음을 입증한다.

6. 결론

본 연구에서는 기존의 군용 장갑차량에 적합한 공기조화장치 용량을 산정하기 위해 냉방부하를 계산하여 냉방용량을 설정하였고 시제품 성능시험 및 성능시험결과를 분석하여 개선한 결과, 목표 냉방성능을 확보하였다.

초기에 설계된 응축부의 송풍기 산정 및 유로 저항 인해 발생한 냉방능력저하 문제는 송풍기 형식변경 및 응축기의 레이아웃을 변경하여 열교환기의 전열면적 증대, 유로저항을 감소시킴으로써 최종적으로 목표하는 냉방능력을 확보하게 되었으며, 설계완성도 및 기구적 요구사항을 충족시킨

장갑차용 냉방장치를 개발 완료하였다.

참고문헌

(1) ASHRAE, 1992, "Air-Conditioning Cooling Load,"

ASHRAE Handbook, Mech. Eng. B, Vol. 23, No. 1,
pp. 123~180.

(2) KS C 9306, 2011 "Air Conditioners," Handbook.
pp. 32 ~ 46