

고고도 장기체공 무인기용 수소 왕복엔진의 다단터보차저용 수냉식 인터쿨러 설계 및 해석

이양지*[†] · 이동호* · 강영석* · 임병준*

Air to Water Intercooler for Multi-stage Turbocharger Design and Analysis of the Hydrogen Reciprocating Engine for HALE UAV

Yang Ji Lee*[†], Dong Ho Rhee*, Young Seok Kang*, Byoeung Jun Lim*

Key Words : Air to water Intercooler(수냉식 인터쿨러), Turbocharger(터보차저), Plate fin(플레이트 핀), Offset Strip fin(오프셋 스트립 핀), Unmanned Air Vehicle for High Altitude Long Endurance(고고도 장기체공 무인기)

ABSTRACT

The intercooler system to reduce inlet temperature into the turbocharger of HALE UAVs is indispensable in operating the reciprocating engine under low static pressure conditions. This system is generally divided into air-to-air and air-to-water according to the coolant material. There are pros and cons associated with each intercooler system used for HALE UAVs. To investigate the characteristics of each intercooler system, weight estimation and performance analysis were conducted at altitudes of 50,000 ft and 60,000 ft. The air-to-water intercooler has a weight similar to the air-to-air intercooler at 50,000 ft. Conversely, the weight required for the air-to-water intercooler system is 10 kg greater than that for the air-to-air intercooler under the 60,000 ft condition because the radiator weight required for the air-to-water intercooler at 60,000 ft is greater than that at 50,000 ft due to low ambient pressure. In addition, the characteristics of air-to-water intercooler systems were studied using different antifreeze materials. It was determined that air-to-water intercooler using ethylene glycol exhibits lighter system weight than propylene glycol.

1. 서 론

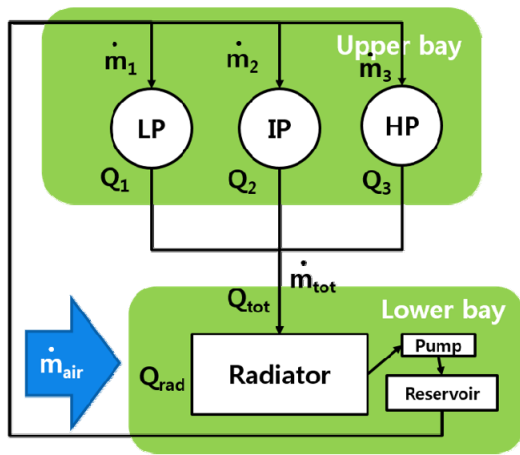
고고도 장기체공 무인기용 왕복엔진의 정상적인 작동을 위해서는 터보차저를 통과하여 엔진으로 공급되는 과급 공기의 온도를 낮추기 위한 열교환기 시스템의 장착이 필수이다. 열교환기 시스템의 냉각 유체는 냉각수 또는 대기의 공기를 사용할 수 있다. 1990년대 NASA의 고고도 장기체공 무인기 기술개발을 위한 ERAST(Environmental Research Sensor Technology) 프로그램에서는 대기의 공기를 사용하는 공랭식 열교환기를 적용하여 총 12개의 다양한 시스템에 대한 성능해석을 수행한 바 있다.⁽¹⁾ 또한 가솔린 연료 적용 고고도 장기체공 무인기인 Boeing의 Condor는 공랭식 인터쿨러를 엔진 베이에 적용하였다.⁽²⁾ 일반적으로 수냉식 인터쿨러는 공랭식에 비하여 냉각 성능은 좋지만 냉각수를 인터

쿨러로 공급하기 위한 부대설비(펌프, 라디에이터 등)와 냉각수가 차지하는 무게가 상당하여 체공시간을 저감시키는 요인으로 판단되었기 때문에 수냉식 인터쿨러를 장기체공 무인기용으로 적용하지 않았을 것이다. 그러나 가장 최근 개발된 Boeing의 Phantom eye에서는 수냉식 열교환기 시스템을 적용한 것을 확인하였다.

Phantom eye에서 수냉식을 선택한 것에는 공랭식의 다음과 같은 단점에 기인한 것으로 생각된다. 공랭식 인터쿨러의 코어는 냉각 유체와 접촉 면적을 최대화해야 한다. 따라서 열교환기의 배치와 고도 상승시 받음각 등에 따라서 열교환 효율이 달라질 수 있다. 또한 인터쿨러를 엔진 베이 내부에 배치할 경우 냉각 유체가 엔진 베이 내부로 유입되고 코어를 통과한 유체가 베이 외부로 배출될 수 있도록 적절한 흡입구와 배기구를 엔진 베이에 배치해야 하므로 다른 주요

* 한국항공우주연구원 항공추진실(Korea Aerospace Research Institute, Aeropropulsion Office)

† 교신저자, E-mail : mars336@kari.re.kr



$$\begin{aligned} \dot{m}_{tot} &= \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \\ Q_{tot} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ Q_{rad} &= Q_{tot} \end{aligned}$$

- \dot{m}_{air} was assumed from the lower engine bay CFD results

Fig. 1 Water-cooled intercooler system schematics in the engine bay

구성품과의 배치가 용이하지 않을 수 있다. 따라서 본 논문에는 수소 왕복엔진에 수냉식 인터쿨러를 적용할 경우 성능(효율, 압력 손실)을 확인하고 공랭식 열교환기와와의 중량 비교를 수행하여 수냉식 열교환기의 적용성을 판단하였다.

2. 수냉식 열교환기 성능해석

수냉식 열교환기 시스템은 Fig. 1과 같이 저압단, 중압단, 고압단 터보차저용 인터쿨러 각 3기와 인터쿨러를 통과한 냉각수를 냉각하기 위한 라디에이터, 그리고 냉각수를 순환시키기 위한 펌프와 냉각수 저장조 등의 폐쇄계로 구성된다. 수냉식 인터쿨러는 엔진 베이 상단에 배치되며 펌프와 냉각수 저장조를 통과한 냉각수가 3개로 분기하여 각 인터쿨러에 공급되는 형태로 인터쿨러로 공급되는 유량은 배관 직경으로 컨트롤 하도록 한다. 라디에이터와 부대설비는 엔진 베이 하단에 배치되며 라디에이터는 엔진 베이 하단으로 유입되는 공기로 냉각된다. 엔진 베이 하단으로 유입되는 공기의 유량은 3차원 수치해석⁽³⁾으로 계산하였으며, 라디에이터를 냉각하는 공기의 양은 라디에이터가 위치한 엔진 베이의 단면적과 라디에이터의 전면적의 비로 계산된다. 라디에이터를 통과한 냉각수 온도는 즉 인터쿨러 입구 온도로 각 터보차저의 목표 입구 온도를 모사할 수 있는지 여부를 그림 하단에 있는 질량 보존 방정식, 에너지 보존 방정식으로 계산하며, 각 고도별 인터쿨러 냉각수 입구 요구 온도를 달성할 수 있도록 라디에이터의 코어 적층 높이를 조정하였다.

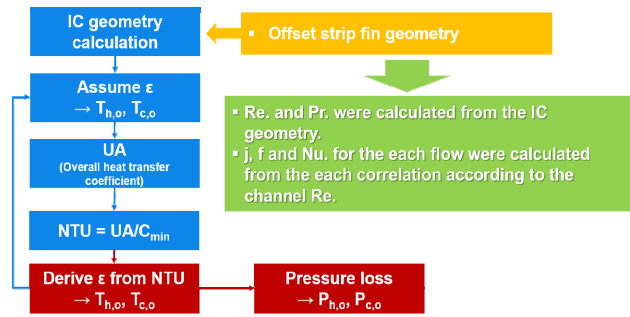


Fig. 2 Flow chart of the quasi 1-D design analysis for air-to-water HX

수냉식 인터쿨러는 공랭식과 동일하게 직교류, 오프셋 스트립 핀 타입을 적용하였다. 따라서 성능해석에는 공랭식 인터쿨러 열전달 해석용으로 개발한 ϵ -NTU 기법을 적용한 준 1차원 열교환기 성능해석 프로그램⁽³⁾을 수냉식 인터쿨러에 적용하고 수냉식 인터쿨러와 라디에이터의 열전달 해석을 수행하였다. 수냉식 인터쿨러의 준 1차원 열교환기 성능해석 프로그램의 순서도는 Fig. 2와 같다.

준 1차원 설계에 적용한 ϵ -NTU관련 수식은 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (1)$$

$$R_c = C_{min} / C_{max} \quad (2)$$

여기서 $C = \dot{m}C_p$ ($C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$, $C_c = \dot{m}_c C_{p,c}$)

과급 공기와 냉각 공기가 지나가는 오프셋 스트립 핀의 성능 상관식은 Manglik과 Bergles⁽⁴⁾를 참고하였으며 아래의 식은 $120 \leq Re_c \leq 10000$, $0.5 < Pr < 15$ 사이에서 $\pm 20\%$ 오차 범위 내에서 유효하다.⁽⁴⁾ 본 해석에 사용된 작동 유체의 Re_c 와 Pr_c 는 하기 상관식의 허용 범위 내에 포함되어 있다.

과급 공기의 Colburn j-factor 식은 식 (3)과 같다.

$$j = 0.6522 Re^{-0.5403} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1541} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.1499} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.0678} \times \left[1 + 5.269 \times 10^{-5} Re^{1.340} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0.504} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.456} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-1.055}\right]^{0.1} \quad (3)$$

과급 공기의 Fanning friction factor는 식 (4)와 같다.

$$f = 9.6243 Re^{-0.7422} \left(\frac{s}{h'}\right)^{-0.1856} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{0.3053} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{-0.2659} \times \left[1 + 7.669 \times 10^{-8} Re^{4.429} \left(\frac{s}{h'}\right)^{0.920} \left(\frac{\delta}{l_s}\right)^{3.767} \left(\frac{\delta}{s}\right)^{0.236}\right]^{0.1} \quad (4)$$

수식 (3)과 (4)에서 $s = p_f - \delta$, $h' = b - \delta$, p_f 는 fin pitch 이며, b 는 plate spacing, l_s 는 fin offset length이다.

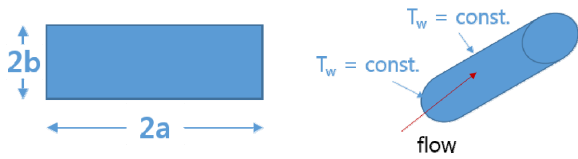


Fig. 3 Thermal Boundary condition for duct flow and rectangular duct geometry

상기 상관식에서 과급 공기의 Colburn-J factor에서 $\pm 20\%$ 의 오차가 발생할 경우 열교환 효율은 $\pm 2\%$ 의 오차가 발생하며 압력 손실에는 큰 변화가 없다. Fanning friction factor에서 $\pm 20\%$ 의 오차가 날 경우 압력 손실이 Colburn-J factor에 비하여 커지나 0.1 kPa 내외로 큰 영향을 미치지 않으며, 열교환 효율에는 변화가 발생하지 않는다.

냉각수 유체는 레이놀즈수 100 이하의 층류 유동이므로 상기의 상관식을 적용할 수 없다. 따라서 참고문헌 (5)의 아래 식(Laminar Fully Developed Analytical Correlation for friction factors and Nusselt Numbers for Some Duct Geometry)을 사용하였다.

$$f \cdot Re. = 24(1 - 1.3553\alpha^* + 1.9467\alpha^{*2} - 1.7012\alpha^{*3} + 0.9564\alpha^{*4} - 0.2537\alpha^{*5}) \quad (5)$$

$$Nu_T = 7.541(1 - 2.610\alpha^* + 4.970\alpha^{*2} - 5.119\alpha^{*3} + 2.702\alpha^{*4} - 0.548\alpha^{*5}) \quad (6)$$

여기서 $\alpha^* = 2b/2a$ 이다.

Colburn factor와 Pr. 수는 아래와 같이 구할 수 있다.

$$j = \frac{Nu \cdot Pr^{-1/3}}{Re.}, Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (7)$$

총괄 열전달계수는 수식 (8)과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h A)_h} + \frac{\delta_w}{k_w A_w} + \frac{1}{(\eta_o h A)_c} \quad (8)$$

수식 (8)에서 δ_w 는 plate thickness이다.

전달단위수(Number of transfer unit)는 수식 (9)과 같다.

$$NTU = UA / C_{min} \quad (9)$$

구해진 전달단위수로부터 직교류, 비혼합 유동의 ϵ 은 수식 (10)과 같이 계산할 수 있다.

$$\epsilon = 1 - \exp\left\{ \frac{NTU^{0.22}}{R_c} [\exp(-R_c NTU^{0.78}) - 1] \right\} \quad (10)$$

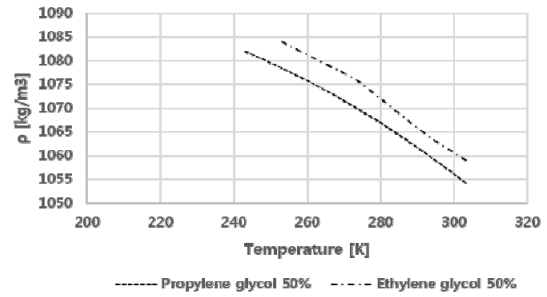


Fig. 4 Density of antifreeze according to the temperature

3. 냉각수 부동액 물성치 선정

인터쿨러는 각 단 터보차저의 출구 온도를 낮추기 위한 목적으로 설치되기 때문에 각 단으로 유입되는 과급 공기의 온도 요구조건을 모사해야 한다. 가장 낮은 입구 온도가 요구되는 단은 중간단(IP)로 설계고도인 60,000 ft에서 요구 온도는 272.68 K로 0°C 이하이기 때문에 일반적인 물로는 냉각할 수 없다. 따라서 부동액과 물을 혼합하여 사용해야 한다. 대중적으로 사용되는 부동액으로는 에틸렌글리콜(Ethylene Glycol)과 프로필렌글리콜(Propylene Glycol)이 있다. 부동액에 따라 열교환기 시스템의 중량이 변화하는지를 계산하고 두 부동액 중 낮은 중량 성능을 보이는 것을 선정하기로 하였다. 열교환기 시스템의 중량 계산은 1차원 열교환기 설계/해석 프로그램⁽³⁾을 활용하였으며 두 부동액의 물성치 정보는 에틸렌글리콜은 MEGlobal 사의 Product Guide⁽⁶⁾, 프로필렌글리콜은 DOW사의 Engineering and Operation Guide⁽⁷⁾를 참조하였다.

두 부동액의 열 교환 효율과 관련된 물성치(밀도, 점도, 비열, 열전도도)를 Fig. 4에서 7까지 정리하였다. 부동액은 일반적으로 물과 50% 혼합한 경우 가장 좋은 부동 성능을 발휘한다고 알려져 있다. 따라서 물과 중량 대비 각각 50%씩 혼합한 경우를 대상으로 온도 변화에 따라 각 물성치가 어떻게 변화하는지를 나타내었다.

점도와 비열은 프로필렌글리콜이 에틸렌글리콜보다 높았고, 밀도와 열 전도도는 에틸렌글리콜이 프로필렌글리콜을 상회하였다. 통상적으로 열교환기 효율은 밀도, 비열, 열전도도의 상승과 비례하며, 점도와는 관계가 없다.

압력 손실은 밀도, 비열, 점도 상승 시 증가하며, 열 전도도가 상승할 경우 감소한다. 밀도는 중량과 직접적인 연관이 있기 때문에 프로필렌글리콜이 에틸렌글리콜보다 가볍다고 할 수 있으나 전체적인 열 교환 효율과 압력 손실이 어떻게 변하는지는 해석을 통하여 확인해보아야 한다.

부동액 별 열교환기 시스템 설계에 사용된 터보차저 및 엔진의 요구 성능은 Table 1⁽⁸⁾과 같으며 엔진으로 공급되는 과급 공기의 유량은 0.12 kg/s 이다.

부동액 물성치 변화에 따른 인터쿨러 성능을 비교하기 위

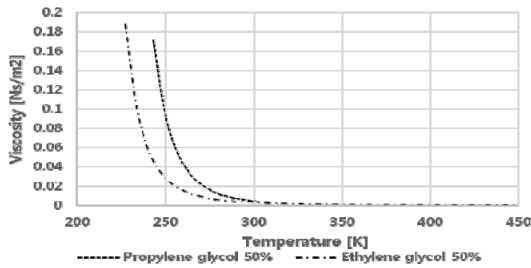


Fig. 5 Viscosity of antifreeze according to the temperature

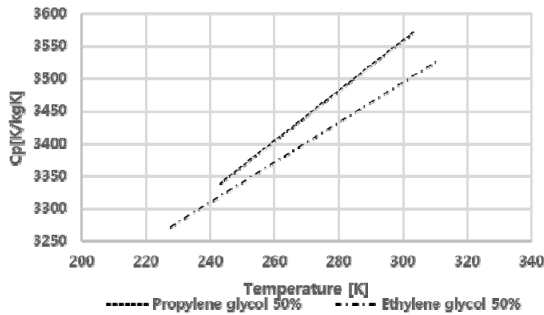


Fig. 6 Specific heat of antifreeze according to the temperature

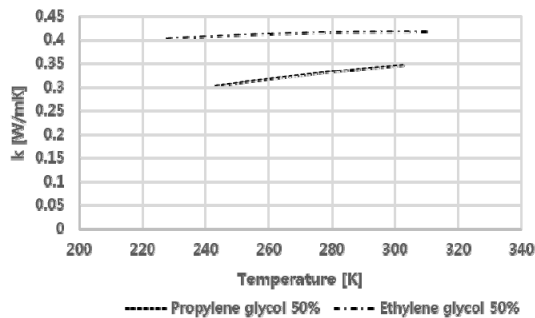


Fig. 7 Thermal Conductivity of antifreeze according to the temperature

하여 수냉식 인터쿨러 코어 내형은 동일하게 설정하였다. 인터쿨러 외형 중 냉각수 유로 길이(Coolant flow length)와 과급공기 유로 길이(Charged air flow length)는 고정하고 적층 높이(stack height)는 상기 요구 성능을 만족할 수 있도록 조정 가능하도록 하였다.

과급 공기 유로 길이, 냉각수 유로 길이는 Bell Intercoolers 사의 상용 인터쿨러 코어 제품에서 선정하였으며 적층 높이를 제외한 인터쿨러와 라디에이터의 외부형상은 Table 2와 같다.

냉각수의 온도는 50,000 ft 조건의 대기 온도와 중압단 입구 제한 조건을 고려 273.15 K(0 °C)로 가정, 유량은 저압단은 30 lpm, 중압단과 고압단은 20 lpm이 공급되는 것으로 가정하였다. 각 단으로 공급되는 냉각수 유량은 phantom eye의 인터쿨러 평균 냉각수 공급 유량을 참조하였다. 열교환기 코어의 내부 형상은 Table 3과 같다.

상기 요구 조건을 만족하는 적층 높이가 결정되면 이에 소

Table 1 Multi-stage turbocharger performance of the HALE UAV (50,000 ft)

	Entrance		Exit	
	P [kPa]	T [K]	P [kPa]	T [K]
LP	11.32	216.65	32.37	317.80
IP	29.14	279.85	71.77	359.46
HP	64.59	290.60	187.97	428.87
Engine	169.17	296.51		

LP : 저압단, IP : 중간단, HP : 고압단, RAD : 라디에이터

Table 2 External configuration of the intercooler and radiator core

	LP	IP	HP	Radiator
L_c	0.30 m (12")	0.23 m (9")	0.23 m (9")	0.10 m
L_h	0.15 m (6")	0.09 m (3.5")	0.09 m (3.5")	1.00 m

L_c : Cold flow length

L_h : Hot flow length

Table 3 Internal configuration of the water-cooled intercooler

Configuration	LP/IP/HP	RAD
Cold fin spacing	2.00 mm	2.00 mm
Hot fin spacing	2.00 mm	2.00 mm
Cold plate spacing	3.00 mm	6.00 mm
Hot plate spacing	6.00 mm	3.00 mm
Cold fin thickness	0.10 mm	0.10 mm
Hot fin thickness	0.10 mm	0.10 mm
Plate thickness	0.50 mm	0.50 mm
Cold fin offset length	1.00 mm	2.00 mm
Hot fin offset length	2.00 mm	1.00 mm

요되는 핀과 플레이트의 면적과 부피가 도출된다. 프레임(Frame)의 무게는 알루미늄의 밀도를 곱하여 계산된다. 각 인터쿨러와 라디에이터를 채우고 있는 냉각수의 무게는 열교환기 시스템 코어 외형에서 프레임 체적을 제외하여 냉각수가 차지하는 체적을 구한 후 각 냉각수의 밀도를 곱하여 계산된다. 전체 시스템 중량에서 펌프, 냉각수 저장조, 그리고 인터쿨러와 라디에이터를 연결하는 배관의 무게와 물 중량은 현재 해석에서는 고려하지 않았다.

냉각수의 부동액을 프로필렌글리콜을 사용하였을 경우 열교환 시스템의 중량과 적층 높이를 Table 4에 에틸렌글리콜 50%를 사용했을 경우 모든 스테이션에서 요구 성능을 만족시키기 위한 적층 개수가 1단 또는 2단씩 더 필요하게 되어 프레임 무게와 냉각수 무게가 동반하여 증가한다. 밀도는 프로필렌글리콜 50%가 작으나 종합적인 열전달 특성에서는 에틸렌글리콜 50%를 적용하는 것이 열교환 시스템 중량 절감에 유용할 것으로 판단, 에틸렌글리콜 50%를 냉각수로 선정하였다.

Table 4 Volume and Weight estimation (Propylene Glycol 50%) @ 50,000 ft

Station	Stack layer [ea]	Water weight [kg]	Frame weight [kg]
LP	8	1.09	1.71
IP	17	1.01	1.56
HP	21	1.24	1.92
RAD	18	2.65	4.05

Table 5 Volume and Weight estimation (Ethylene Glycol 50%) @ 50,000 ft

Station	Stack layer [ea]	Water weight [kg]	Frame weight [kg]
LP	7	0.96	1.50
IP	15	0.90	1.38
HP	20	1.19	1.83
RAD	17	2.51	3.83

Table 7 Multi-stage turbocharger performance of the HALE UAV (60,000 ft)

	Entrance		Exit	
	P [kPa]	T [K]	P [kPa]	T [K]
LP	7.34	216.65	23.13	328.72
IP	20.82	272.68	65.16	412.82
HP	58.64	295.12	188.83	451.21
Engine	169.94	298.75		

4. 냉각수 공급 유량에 따른 열 교환 시스템 성능과 중량 평가

수냉식 열교환기 시스템은 각 인터쿨러로 공급되는 냉각수 유량이 증가할 경우 열 교환 효율이 개선되어 요구 열전달 면적이 감소하고 이에 따라 인터쿨러의 중량이 감소하는 효과가 있다. 그러나 인터쿨러로 공급되는 냉각수가 증가하게 되면 인터쿨러를 통과하여 온도가 높아진 냉각수를 식히기 위한 라디에이터에 부하로 작용되어 라디에이터의 중량이 증가하게 된다. 따라서 열교환기 시스템이 최소 중량이 되는 각 인터쿨러로의 공급 냉각수 유량을 찾아야 한다.

Fig. 8과 Fig. 9는 50,000 ft 조건에서 냉각수 유량 변화에 따른 인터쿨러와 라디에이터의 프레임 중량과 냉각수 중량을 나타낸 것으로 프레임 중량과 냉각수 중량이 비슷한 양상을 보임을 확인할 수 있다. 인터쿨러의 경우 초반부에 급격한 중량 감소를 보이다가 어느 지점에서 중량이 일정하게 유지된다.

인터쿨러의 최소 중량은 프레임과 냉각수 중량을 합하여 저압단 2.46 kg, 중압단 2.13 kg, 고압단 2.73 kg 이었다.

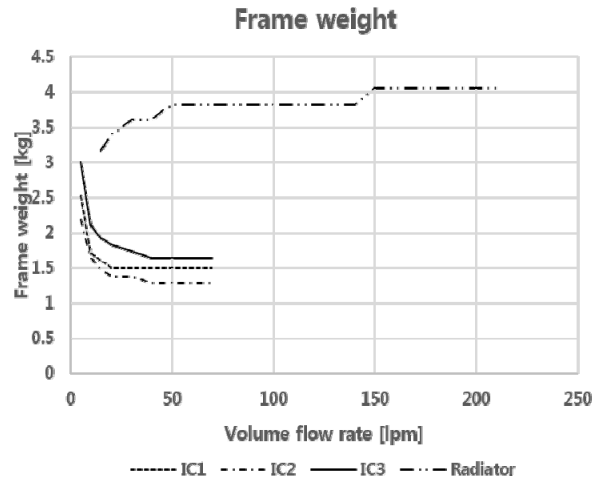


Fig. 8 Frame weight variation according to the volume flow rate into the each intercooler and radiator @ 50,000 ft

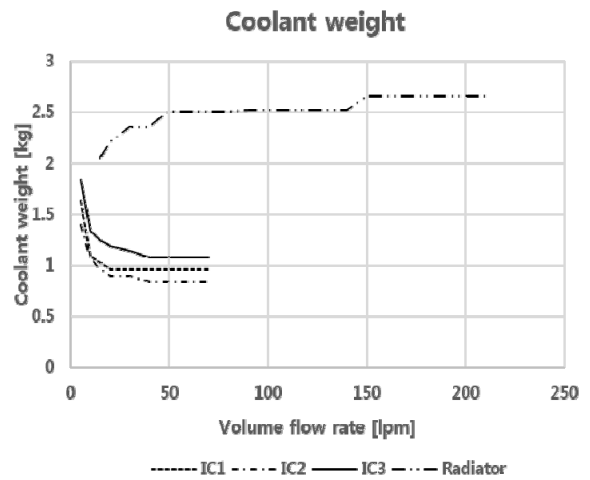


Fig. 9 Coolant weight variation according to the volume flow rate into the each intercooler and radiator @ 50,000 ft

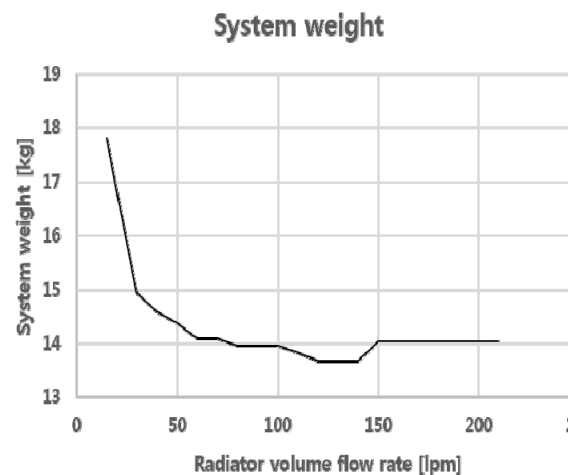


Fig. 10 Heat exchanger system weight according to the radiator volume flow rate @ 50,000 ft

Table 6 System weight according to the volume flow rate of intercooler @ 50,000 ft

LP [lpm]	IP [lpm]	HP [lpm]	Total weight [kg]
5	5	5	17.82
10	5	5	16.83
10	10	10	14.93
20	10	10	14.59
20	15	15	14.39
20	20	20	14.10
30	20	20	14.10
30	20	30	13.96
30	30	30	13.97
40	30	30	13.97
40	30	40	13.82
40	40	40	13.67
50	40	40	13.67
50	40	50	13.67
50	50	50	14.03
60	60	60	14.03
70	70	70	14.03

가장 큰 중량 감소가 확인되는 인터쿨러는 고압단 인터쿨러로 프레임의 경우 약 1.4 kg, 냉각수의 경우 0.8 kg 감소되었다. 라디에이터로 공급되는 유량은 각 인터쿨러로 공급되는 유량의 총합이며 라디에이터의 중량은 유량이 증가함에 따라 완만하게 증가하는 경향을 보인다.

50,000 ft 조건 열 교환 시스템의 총 중량 분석 결과를 Table 6에 정리하였다. 저 유량 구간에서는 각 단 터보차저로 공급되는 과급 공기의 입구 온도를 모사하기 위하여 인터쿨러의 적층 높이가 커져 총 중량이 증가하였으며 인터쿨러로 공급되는 유량이 증가함에 따라 총 중량은 감소하였으며 인터쿨러로 공급되는 총 유량이 120 lpm을 넘어서면 인터쿨러로 공급되는 유량을 냉각하기 위한 라디에이터의 중량이 과대해지는 구간이 된다.

따라서 50,000 ft 구간에서는 각 인터쿨러로 공급되는 유량이 40 lpm 일 때 총 중량이 최소가 되며 이 때의 열교환기 시스템의 중량은 약 13.7 kg이다. Fig. 10은 인터쿨러와 라디에이터를 합친 총 시스템 중량이 라디에이터로 공급되는 유량에 따라 어떻게 변화하는지를 나타낸 그래프이다.

5. 고도 변화에 따른 중량 성능 변화

고고도 장기체공 무인기의 구동 영역은 최고 60,000 ft까지로 광범위한 고도 범위 내에 걸쳐 있다. 따라서 외부 공기

Frame weight

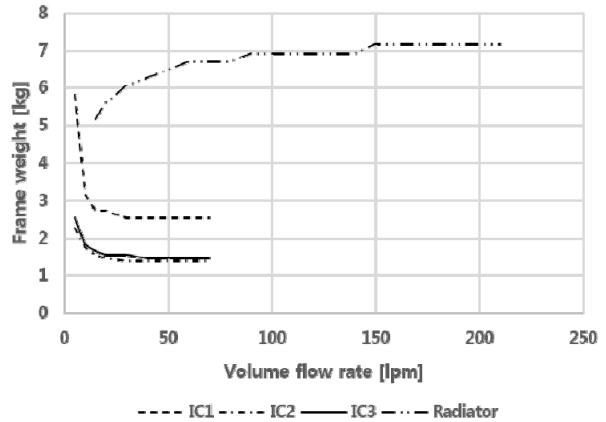


Fig. 11 Frame weight variation according to the volume flow rate into the each intercooler and radiator @ 60,000 ft

Coolant weight

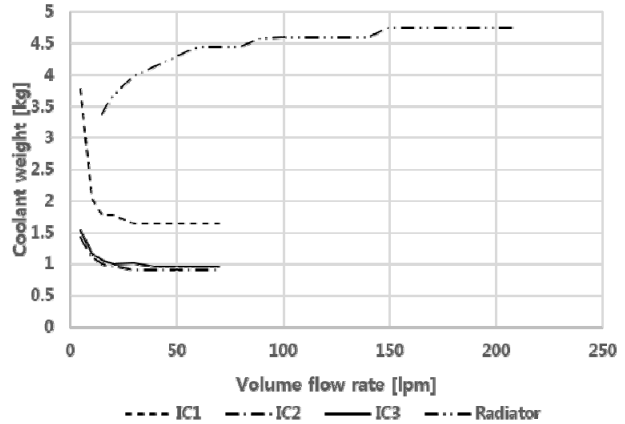


Fig. 12 Coolant weight variation according to the volume flow rate into the each intercooler and radiator @ 60,000 ft

에 의하여 냉각되는 열교환기 시스템의 경우 고도 변화에 따라서 성능이 달라진다. 앞서 50,000 ft 조건 다단 터보차저 성능을 만족시키기 위하여 필요한 열교환기 시스템의 총 중량은 13.7 kg 이었다. 본 장에서는 60,000 ft 고도에서 Table 7의 다단 터보차저 성능 요구 조건⁽⁸⁾을 만족하는 열교환기 시스템의 총 중량을 계산한다. 60,000 ft 조건에서는 중간단 터보차저의 입구 요구 온도가 272.68 K로 영하이며 이를 실현하기 위해서는 열교환기를 운용하는 냉각수 온도를 0 °C 이하로 낮출 수밖에 없다. 따라서 60,000 ft 조건에서의 냉각수 온도는 50,000 ft와 달리 영하가 되도록 조정해야 한다. 이러한 조정은 라디에이터로 순환되는 냉각수 유량을 변화시켜 구현할 수 있을 것으로 생각된다. 따라서 60,000 ft 조건에서는 냉각수 온도를 268.15 K(-5 °C)로 설정하고 해석을 수행하였다.

Fig. 11과 Fig. 12는 60,000 ft 조건에서 냉각 유량 변화에 따른 인터쿨러와 라디에이터의 프레임과 냉각수 중량 변

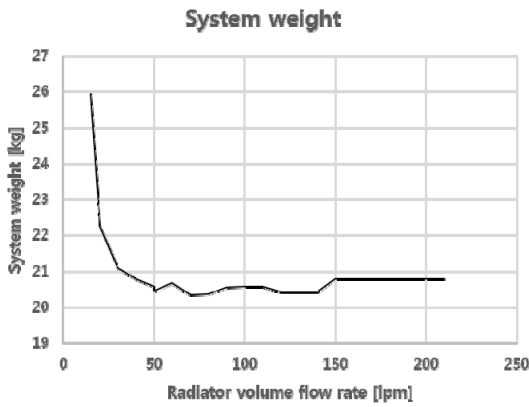


Fig. 13 Heat exchanger system weight according to the radiator volume flow rate @ 60,000 ft

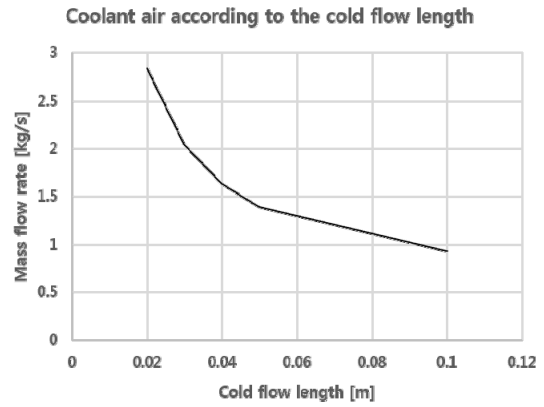


Fig. 15 Coolant air according to the cold flow length

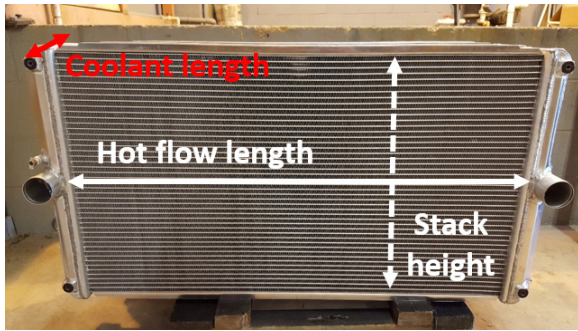


Fig. 14 Radiator for Automotive Configuration

화를 나타낸 것이다. 60,000 ft 조건에서도 50,000 ft 조건과 동일하게 냉각 유량이 증가함에 따라 인터쿨러 중량은 감소하였고, 라디에이터는 증가하였다. 60,000 ft 조건에서는 저압단 인터쿨러의 중량이 다른 인터쿨러에 비하여 무거웠는데 이는 60,000 ft 조건의 저압단 인터쿨러의 요구 열 교환효율이 93% 수준으로 중압단, 고압단의 약 82% 수준보다 높은 효율이 요구되었기 때문이다. 따라서 저압단 인터쿨러의 무게 감소도 유량 증가에 따라서 큰 폭으로 감소되었으며 감소된 무게는 프레임은 3.3 kg, 냉각수는 2.1 kg 이었다. 60,000 ft 조건에서 각 인터쿨러의 최소 중량은 저압단 4.18 kg, 중압단 2.28 kg, 고압단 2.43 kg 이었으며 50,000 ft와 비교하였을 때 저압단과 중압단은 필요 중량이 증가하였으며 고압단은 감소하였다. 라디에이터의 경우 50,000 ft 조건에 비하여 중량이 3배 가까이 증가하는 추세를 보인다. 이는 고도가 높아짐에 따라 정압력이 낮아졌기 때문이다. 60,000 ft 상공의 압력은 7.57 kPa로 50,000 ft 조건인 11.57 kPa와 비교하였을 때 라디에이터의 냉각 공기 유량은 약 65% 감소하게 된다. 따라서 인터쿨러로 공급되는 냉각수 온도를 모사하기 위한 열전달 면적은 증가할 수밖에 없다.

Fig. 13은 라디에이터로 공급되는 인터쿨러 냉각수 유량에 따른 시스템 총 중량을 나타낸 것이다. 중량 분석 결과 인터쿨러로 공급되는 총 유량이 70 lpm일 때 최소 중량인

20.33 kg이 도출되었다. 이 때 인터쿨러의 중량은 상기에 기술하였고, 라디에이터의 중량은 11.15 kg 이다. 각 인터쿨러로 공급되는 냉각수 유량은 저압단 30 lpm, 중압단, 20 lpm, 고압단 20 lpm이다.

라디에이터는 열교환기 시스템에서 가장 큰 중량을 차지하는 구성품이다. 50,000 ft 조건에서 라디에이터는 총 중량의 45%를 차지하였으며 60,000 ft 조건에서는 55%에 달한다. 따라서 열 교환 시스템의 중량 개선에 있어서 가장 핵심이 되는 구성품은 라디에이터라 할 수 있으며 이를 개선하기 위한 연구가 필요하다.

6. 라디에이터 형상 조정에 따른 중량 평가

수냉식 열교환기 시스템에서 라디에이터가 시스템 총 중량에서 거의 절반을 상회하는 비중을 차지하는 것을 앞에서 확인할 수 있었다. 본 장에서는 라디에이터의 중량을 줄이기 위하여 라디에이터의 일부 형상을 조정하고 이에 따른 중량 감소 효과를 확인한다. 라디에이터는 엔진 베이 하부에 설치되며 외부에서 베이 내부로 유입되는 공기로 냉각된다. 따라서 라디에이터와 공기의 접촉 면적을 늘리면 냉각 성능은 향상될 것이다. 그러나 접촉 면적을 늘리기 위하여 적층 높이(Stack height)를 상승시킬 경우 중량 증가로 이어질 수 있기 때문에 냉각 공기가 통과하는 유로(Coolant length)는 적층 높이 상승과 반비례하여 줄이는 것이 효과적일 것이다.

본 해석은 60,000 ft 운전점의 라디에이터를 대상으로 하였으며, 냉각 공기가 라디에이터를 지나가는 길이, 즉 Fig. 14의 냉각 공기 유로(Coolant length)를 0.1 m에서 0.02 m까지 줄였을 때, 인터쿨러 입구 냉각수 온도를 모사할 수 있는 라디에이터 적층 높이의 변화 및 그에 따른 중량 변화를 계산하였다.

Fig. 15와 Fig. 16은 냉각 공기 유로 감소와 적층 높이 증가에 따른 라디에이터 냉각 공기 유량 증가 경향을 나타낸 것이다.

냉각 공기 유로 길이 및 적층 높이 조정에 따른 중량 평가를 수행한 결과 냉각 유로 길이 감소 및 적층 높이 증가에 따

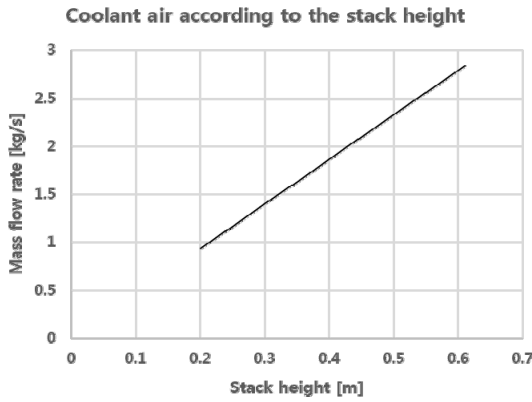


Fig. 16 Coolant air according to the stack height

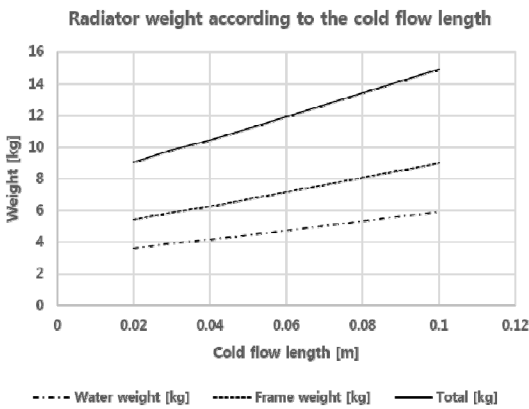


Fig. 17 Radiator weight according to the coolant flow length

라 라디에이터 코어에 접촉하는 냉각 공기 유량이 증가하여, 라디에이터에 부가되는 부하가 줄어들고 이에 따라 중량이 감소함을 확인하였다. 이러한 경향은 Fig. 17와 Table 8로 정리하였다. 냉각 공기 유로가 0.1 m에서 0.02 m로 감소함에 따라 적층 높이는 0.20 m에서 0.61 m로 증가하였으며 냉각 공기 유량은 이에 비례하여 0.93 kg/s에서 2.84 kg/s로 증가하였다. 또한 냉각 공기 유로가 감소함에 따라 냉각 공기 출구 압력 손실도 줄어드는 것을 Table 8에서 확인할 수 있다. 라디에이터의 중량은 14.9 kg에서 9.0 kg으로 5.9 kg 감소하였다. 따라서 냉각 유로 길이가 감소함에 따라 라디에이터의 중량이 감소하는 경향을 확인하였다. 냉각 유로 길이가 짧을수록 중량은 감소하지만 유로 길이가 너무 짧을 경우 실 제작시 강건하지 못할 것으로 판단, 본 논문에서는 판매되는 상용 라디에이터를 고려하여 냉각 유로 길이를 0.05 m로 선정 후 해석을 수행하였다.

7. 수냉식 열교환기 시스템의 성능 및 Phantom eye 열 교환 시스템과의 비교

라디에이터 냉각 유로 길이 0.05 m를 기준으로 각 고도별 (50,000 ft, 60,000 ft)로 열교환기 시스템의 과급공기 출구

Table 8 Radiator performances according to the coolant flow length

Coolant length [m]	Stack height [m]	$P_{c,o}$	\dot{m}_c	Water weight [kg]	Frame weight [kg]	Total Weight [kg]
0.02	0.61	7.77	2.84	3.62	5.43	9.04
0.03	0.44	7.56	2.05	3.91	5.89	9.80
0.04	0.35	7.33	1.63	4.15	6.25	10.40
0.05	0.30	7.10	1.40	4.45	6.71	11.16
0.10	0.20	5.75	0.93	5.93	8.99	14.92

Table 9 Quasi 1-Dimensional analysis results of the heat exchanger system (50,000 ft)

	$T_{h,o}$ [K]	$P_{h,o}$ [kPa]	η_{HX}	$T_{c,o}$ [K]	$P_{c,o}$ [kPa]
LP	278.89	30.99	0.87	275.09	125.66
IP	290.37	71.57	0.80	276.59	128.06
HP	428.87	187.91	0.85	279.76	128.65
RAD	273.12	75.14	0.07	242.99	11.45

Table 10 Quasi 1-Dimensional analysis results of the heat exchanger system (60,000 ft)

	$T_{h,o}$ [K]	$P_{h,o}$ [kPa]	η_{HX}	$T_{c,o}$ [K]	$P_{c,o}$ [kPa]
LP	272.28	23.13	0.93	271.92	127.36
IP	294.44	65.16	0.82	279.92	129.05
HP	298.68	188.83	0.83	283.29	129.22
RAD	267.98	129.07	0.16	245.72	7.10

Table 11 External configuration of the heat exchanger system and each volume flow rate (50,000 ft)

	LP	IP	HP	RAD
L_c	0.30 m	0.23 m	0.23 m	0.05 m
L_h	0.15 m	0.09 m	0.09 m	1.00 m
L	0.07 m	0.14 m	0.18 m	0.17 m
Volume flow rate	40 LPM	40 LPM	40 LPM	120 LPM

Table 12 External configuration of the heat exchanger system and each volume flow rate (60,000 ft)

	LP	IP	HP	RAD
L_c	0.30 m	0.23 m	0.23 m	0.05 m
L_h	0.15 m	0.09 m	0.09 m	1.00 m
L	0.12 m	0.16 m	0.17 m	0.30 m
Volume flow rate	30 LPM	20 LPM	20 LPM	70 LPM

온도와 압력의 해석 결과를 Table 9와 Table 10에 정리하였으며 요구 조건을 모두 만족함을 확인하였다.

Table 13 HX system weight and volume (50,000 ft)

	Coolant		Frame		Coolant +Frame
	Weight	Volume	Weight	Volume	Weight
LP	0.96 kg	0.0090 m ³	1.50 kg	0.0006 m ³	2.46 kg
IP	0.84 kg	0.0008 m ³	1.29 kg	0.0005 m ³	2.13 kg
HP	1.08 kg	0.0010 m ³	1.65 kg	0.0006 m ³	2.73 kg
RAD	2.52 kg	0.0023 m ³	3.83 kg	0.0014 m ³	6.35 kg
	5.40 kg		8.27 kg		13.67 kg

Table 14 HX system weight and volume (60,000 ft)

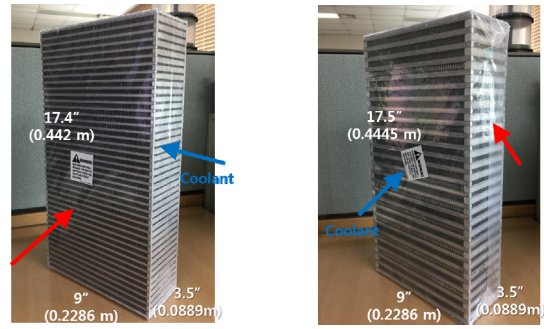
	Coolant		Frame		Coolant +Frame
	Weight	Volume	Weight	Volume	Weight
LP	1.65 kg	0.0015 m ³	2.53 kg	0.0009 m ³	4.18 kg
IP	0.96 kg	0.0009 m ³	1.47 kg	0.0005 m ³	2.43 kg
HP	1.01 kg	0.0010 m ³	1.56 kg	0.0006 m ³	2.57 kg
RAD	4.44 kg	0.0041 m ³	6.71 kg	0.0025 m ³	11.15 kg
	8.06 kg		12.27 kg		20.33 kg

수냉식 인터쿨러를 적용한 열교환 시스템은 Table 11과 12와 같이 각 고도 별 요구조건(Table 1, 7) 상기 성능을 만족하였다. 이 때의 인터쿨러와 라디에이터 형상과 냉각수 공급 유량은 Table 11과 Table 12와 같다. 아래 인터쿨러의 외형(과급 공기 유로 길이, 냉각수 유로 길이)은 앞서 언급하였듯 Bell Intercoolers사의 상용품의 형상을 참고 하였으며 적층 높이는 준 1차원 성능해석을 통하여 각 고도별 요구 조건을 만족하는 형상을 도출한 것이며, 구성품 별 공급 유량은 열 교환 시스템의 최소 중량이 될 수 있는 공급 유량이다.

또한 각 고도 별로 열교환기 시스템의 냉각 유체 및 프레임 체적 그리고 전체 중량을 Table 13과 Table 14에 정리하였다.

8. 수냉식 인터쿨러 vs. 공랭식 인터쿨러

수냉식 인터쿨러는 콤팩트한 크기를 가지는 반면 냉각수가 배관과 코어 내부를 가득 채우고 있기 때문에 공랭식과 비교하여 큰 중량을 가지고 있어 고고도 장기체공시 수냉식보다 공랭식을 선호한다고 알려져 있다. 실제로도 1990년대 까지 ERAST나 Boeing의 Condor는 공랭식을 장착한 것으로 판단된다. 본 연구에서는 수냉식과 공랭식이 실제로 어느 정도의 중량 차이가 발생하는지를 두 가지 척도로 비교하여 보았다. 첫 번째는 준 1차원 열교환기 성능해석 프로그램으로 50,000 ft 조건과 60,000 ft 조건에서 수냉식과 동일한 요구 조건을 모사하는 공랭식 열교환기 시스템의 중량을 계산하였다. 두 번째로는 Phantom eye의 인터쿨러 공급 회사인



(a) Air-to-water (b) Air-to-air
Fig. 18 Intercooler core sample (Bell Intercoolers™)

Bell Intercoolers사의 공랭식, 수냉식 인터쿨러 코어 샘플의 중량과 외형 부피를 밀도로 가정하고 이를 각 인터쿨러의 외형에 적용하여 실제 코어 제작시의 인터쿨러의 프레임 중량을 예측하여 보았다.

Bell Intercoolers사의 코어 샘플은 Fig. 15와 같으며 각 코어 샘플의 중량과 외형 부피는 다음과 같다.

- 수냉식 인터쿨러 코어 샘플 : 중량 5.246 kg, 외형 부피 $8.98 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
- 공랭식 인터쿨러 코어 샘플 : 중량 5.476 kg, 외형 부피 $9.03 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

Bell Intercoolers사의 인터쿨러 코어 샘플은 공랭식 인터쿨러가 같은 부피 대비 수냉식 인터쿨러보다 밀도가 높은 경향을 보였다. 이러한 경향은 과급 공기와 냉각 유체 간의 압력 차이가 원인인 것으로 판단된다.

7장에서 도출된 인터쿨러 외형 중, 60,000 ft 작동점에서의 저압단 인터쿨러를 외형은 Bell Intercoolers사의 수냉식 코어 샘플의 62%의 크기이다. 따라서 실 제작시 저압단 인터쿨러 코어의 무게는 3.27 kg로 추정할 수 있다.

Table 15는 50,000 ft 에서의 다단 터보차저 요구 조건을 만족하는 공랭식 인터쿨러의 준 1차원 열 교환 성능해석 결과로 도출된 공랭식 코어의 외형으로 마찬가지로 저압단 인터쿨러의 외형은 Bell Intercoolers사의 공랭식 인터쿨러 샘플의 외형 부피의 110% 였다. 따라서 공랭식 저압단 인터쿨러 코어의 추정 중량은 6.04 kg가 된다.

Table 16은 수냉식 인터쿨러의 결과를 정리한 것으로 샘플 밀도 기준 중량 예측의 경우 프레임은 공랭식이 더 무거운 것으로 예측되었다.

60,000 ft 작동점에서 다단 터보차저 요구 조건을 만족하는 공랭식 그리고 수냉식 인터쿨러 시스템의 중량 예측 결과를 Table 17과 Table 18에 정리하였다. 50,000 ft 조건에서는 프레임 중량 예측의 경우 수냉식이 공랭식에 비하여 가벼웠으나 60,000 ft 조건에서는 공랭식이 수냉식에 비하여 가벼운 것을 확인할 수 있다. 이는 60,000 ft 조건에서 수냉식

Table 15 Air-to-air intercooler Dimension and weight estimation (50,000 ft)

	Dimension [m]	Stack layer [ea]	Frame	
			Weight [kg]	Weight estimation [kg]
LP	0.53×0.11×0.16	10 ea	2.93	6.04
IP	0.53×0.11×0.11	7 ea	2.33	4.24
HP	0.53×0.11×0.11	7 ea	2.33	4.24
Total Weight			7.59	14.52

Table 16 Air-to-water intercooler Dimension and weight estimation (50,000 ft)

	Dimension [m]	Stack layer [ea]	Water	Frame	
			Weight [kg]	Weight [kg]	Weight estimation [kg]
LP	0.15×0.30×0.07	7	0.96	1.50	1.91
IP	0.09×0.23×0.14	14	0.84	1.29	1.67
HP	0.09×0.23×0.18	18	1.08	1.65	2.14
RAD	1.00×0.05×0.17	17	2.52	3.83	4.98
Total Weight			5.40	8.27	10.70

Table 17 Air-to-air intercooler Dimension and weight estimation (60,000 ft)

	Dimension [m]	Stack layer [ea]	Frame	
			Weight [kg]	Weight estimation [kg]
LP	0.53×0.11×0.16	10	2.93	6.04
IP	0.53×0.11×0.11	7	2.33	4.24
HP	0.53×0.11×0.10	6	2.01	3.63
Total Weight [kg]			7.27	13.91

Table 18 Air-to-water intercooler Dimension and weight estimation (60,000 ft)

	Dimension [m]	Stack layer [ea]	Water	Frame	
			Weight [kg]	Weight [kg]	Weight estimation [kg]
LP	0.15×0.30×0.12	12	1.65	2.53	3.27
IP	0.09×0.23×0.16	16	0.96	1.47	1.91
HP	0.09×0.23×0.17	17	1.01	1.56	2.02
RAD	1.00×0.05×0.30	30	4.44	6.71	8.78
Total Weight [kg]			8.06	12.27	15.97

인터쿨러의 라디에이터로 인한 차이로 라디에이터 냉각 공기로 인하여 50,000 ft 보다 많은 적층 높이가 필요하기 때문이다.

공랭식 인터쿨러의 열 교환 성능해석에서 60,000 ft 조건인 고압단 인터쿨러 중량이 50,000 ft 보다 작은 것을 확인

할 수 있다. 이는 50,000 ft에서의 엔진 입구 조건(온도)이 60,000 ft 보다 낮기 때문이다. 따라서 광범위한 구동 영역을 가지는 고고도 장기체공 무인기의 열 교환 시스템을 설계하기 위해서는 순항 고도 뿐만 아니라 고도 상승시 온도 및 압력이 크게 변화하는 지점에서의 열 교환 시스템 성능을 고려하여 전체 시스템을 설계해야 할 것이다.

9. 수냉식 인터쿨러 설계/해석 결과 정리

본 논문에서는 열 교환 시스템으로 수냉식 인터쿨러를 적용할 때의 시스템 특성을 파악하였다. 성능 예측에는 준 1차원 열교환 성능해석 프로그램⁽³⁾을 사용하였으며, 냉각수의 저 레이놀즈 영역을 커버하기 위한 상관식 및 냉각수 물성치 등을 부분적으로 수정하였다. 수냉식 인터쿨러의 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

첫째, 열전달 성능 및 중량 절감 면에서 고고도 장기체공 무인기용 열 교환 시스템의 냉각수 부동액으로 적절한 것은 에틸렌글리콜 50%이다. Phantom eye는 프로필렌글리콜 50%를 냉각수로 사용하였으나 본 연구에서 비교 분석한 결과 프로필렌글리콜이 에틸렌글리콜보다 밀도는 낮으나 비열, 열전도도 면에서 에틸렌글리콜의 성능이 나아 열전달 성능 면에서 더 좋은 성능을 보임을 확인하였다.

둘째, 냉각수 공급 유량에 따른 열 교환 시스템 중량 변화를 분석하였다. 인터쿨러로 공급되는 냉각수의 유량이 증가하면 이에 비례하여 열전달 효율이 개선되고 요구 열전달 면적은 감소하여 중량 감소로 이어진다. 그러나 인터쿨러로 공급되는 냉각수 유량이 증가할수록 라디에이터의 부하를 키워 중량이 늘어나게 되므로 인터쿨러와 라디에이터의 무게를 최적화하는 인터쿨러 냉각수 유량 조건을 계산하였다.

셋째, 중량 분석 결과 열 교환 시스템에서 라디에이터의 중량이 거의 절반에 가까운 비중을 차지하기 때문에 열 교환 시스템의 중량을 절감하기 위해서는 라디에이터의 설계가 매우 중요함을 확인하였다. 이를 위하여 냉각 공기 유로의 길이를 조정하고 라디에이터의 적층 높이를 늘려서 냉각 공기 유량을 증가시키고 이에 따른 라디에이터 중량 감소를 확인하였다.

넷째, 공랭식 인터쿨러와 수냉식 인터쿨러의 중량을 준 1차원 성능해석 및 Bell Intercoolers사의 코어 샘플 밀도(중량/외형 체적)를 기준으로 비교 분석하였다. 그 결과 Fig. 19와 같이 50,000 ft 조건에서는 공랭식과 수냉식이 유사한 중량, 60,000 ft 조건에서는 수냉식이 라디에이터로 인해 중량 차이가 약 13 kg 정도 발생하였다. 반면 열 교환 시스템의 부피 면에서는 Fig. 20과 같이 공랭식 저압단의 경우 수냉식의 3배, 중압단은 2.2배, 고압단은 1.72배로 공랭식이 수냉식에 비하여 2~3배의 부피를 차지하여 수냉식이 공간 관리에 효과적이다. 본 논문에서 수행한 열교환기 중량 분석은 Bell

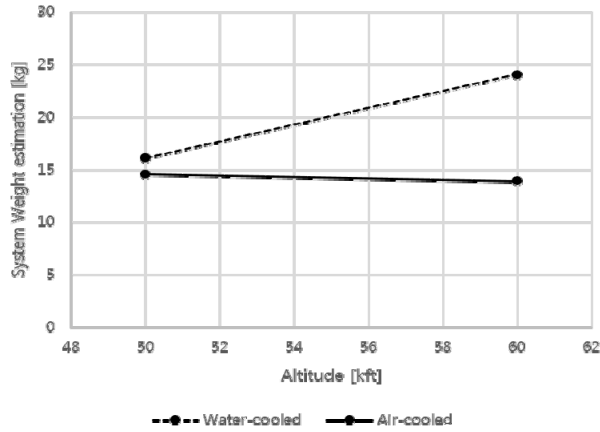


Fig. 19 HX system weight estimation (air-to-water vs. air-to-air)

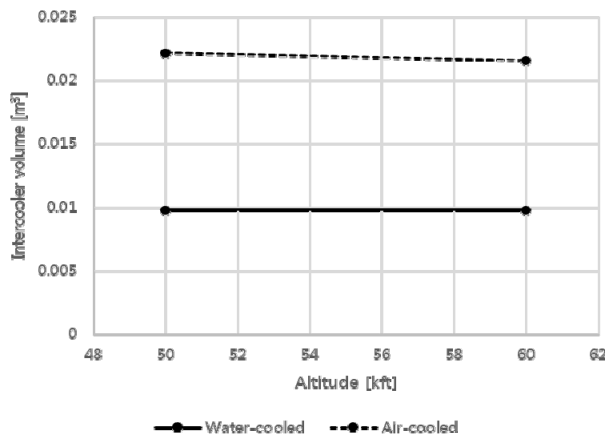


Fig. 20 HX system volume estimation (air-to-Water vs. air-to-air)

Intercoolers사의 인터쿨러 코어 형상을 기준으로 한 결과로 다른 코어를 사용시 해석 결과가 달라질 수 있다.

References

- (1) Bettner, J. L., Blandford, C. S. and Rezy, B. J., 1995, "Propulsion System Assessment for Very High Altitude UAV Under ERAST," NASA CR-195469.
- (2) Johnstone, R. and Arntz, N., 1990, "CONDOR-High Altitude Long Endurance (Hale) Autonomously Piloted Vehicle (APV)," AIAA/AJS/ASEE Aircraft Design, Systems and Operations Conference, Dayton, USA, AIAA-90-3279 CP.
- (3) Lee, Y. J., Rhee, D. H., Kang, Y. S. and Lim, B. J., 2017, "Intercooler for Multi-stage Turbocharger Design and Analysis of the Hydrogen Reciprocating Engine for HALE UAV," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 20, No. 1, pp. 65~73.
- (4) Manglik, R. M., and Bergles, A. E., 1995, "Heat transfer and Pressure Drop Correlations for the Rectangular Offset Strip Fin Compact Heat Exchanger," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 10, No. 2, pp. 171~180.
- (5) Shah, R. K. and Sekulic, D. P., 2003, "Fundamentals of Heat Exchanger Design", John Wiley & Sons. NewYork.
- (6) MEGlobal, "Ethylene Glycol Product Guide".
- (7) DOW, "Engineering and Operating Guide for DOWFROST and DOWFROST HD Inhibited Propylene Glycol-based Heat Transfer Fluids".
- (8) Lim, B. J., Kang, Y. S., Jeon, S. K., Lee, Y. J, Lee, D. H., Lee, K. J., Park, T. C., Yang, S. S., Cah, B. J., Lee, D. S., Kim, G. B., Oh, J. H., Jeon, Y. M., Lee, W. J., Kim, H. M., Park, P. M., Kim, Y. I. and Huh, J. S., 2017, "Technology Development of Hydrogen Reciprocating Engine for UAV", Report No. 2018-047, Korea Aerospace Research Institute.