

제트 펌프를 이용한 엔진 룸 냉각 시스템

임정우* · 이상현*

Engine room cooling system using jet pump

Jeong Woo Lim and Sang Hyun Lee

Key Words : Jet Pump(제트 펌프), Engine Room(엔진 룸), Secondary Pipe(2 차 파이프), Cooling System(냉각계), Exhaust Gas Flow Rate(배기가스 유량), Secondary Flow Rate (2 차 유량), Heat Transfer Rate (열 전달율), Engine-Independent Fan Driver(팬 별치 구동 장치)

Abstract

Construction machinery includes an engine enclosure separated from a cooling system enclosure by a wall to reduce noise and advance cooling system performance. For this structure, however, the axial fan cannot be of benefit to the engine room, and so the temperature rise in the engine room makes several bad conditions. This paper proposes that hot air in engine room is evacuated by secondary pipe using jet pump. This paper demonstrates the structure and the effect of jet pump and useful guideline on design of area, length, and shape of secondary pipe to maximize the effect of jet pump.

1. 서론

건설 장비 중 굴삭기와 휠 로더는 기종별로 규정된 소음 규제치를 만족해야 유럽으로의 수출이 가능하다. 따라서 장비의 소음 문제는 수출과 직결된 중요한 사항이며, 몇 년 후에 강화되는 유럽 소음 규제를 고려할 때 현 상태에서는 상당한 소음 저감 노력이 요구된다. 특히, 이 문제는 휠 로더 대형 기종에서 심각하게 드러난다. 휠 로더 대형 기종은 현재 소음 문제와 열 평형 문제의 동시 해결을 위한 최적점을 찾는 일이 매우 어려운 실정이므로 강화되는 소음 규제를 만족시키는 것은 시스템 전체의 획기적인 변화 없이는 불가능하다. 이 문제를 해결하기 위해 당사에서는 엔진 룸의 차폐와 팬 구동 방식의 변경을 고안하였다. Fig.1의 팬이 엔진과 직결된 현재의 구동 방식(이하 팬 직결 구동 방식)에서 벗어나 Fig.2의 엔진 룸을 차폐하고 유압모터를 통해 팬을 구동시키는 방식(이하 팬 별치 구동 방식)을 시도하고 있다. 팬 별치 구동 방식은 다음과 같은 이점이 있다. 첫째,

라디에이터 입구 공기로 저온의 외부 공기가 이용된다. 둘째, 팬의 진동이 줄어들므로 팬과 쉬라우드 사이의 간격(tip clearance)을 줄여서 팬 성능을 높일 수 있다. 셋째, 팬의 회전수가 엔진 회전수에 독립적이다. 따라서, 작업 시 가변적이던 팬의 회전수를 적당한 값으로 고정하여 사용할 수 있으므로 소음을 줄일 수 있다.

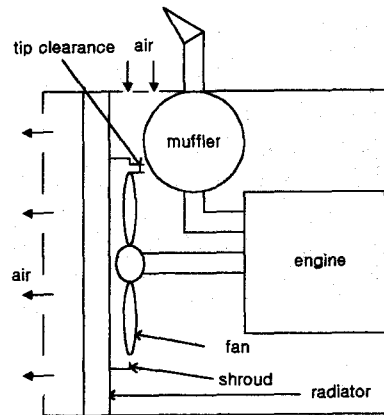


Fig. 1 Engine-dependent fan driver

* 대우중공업

그러나, 팬 별치 구동 방식은 다음과 같은 단점도 뒤따른다. 엔진 룸을 완전히 차폐 시킨 경우, 또는 엔진 룸 커버에 구멍을 뚫은 경우 엔진 룸 내의 공기가 전혀 배출되지 않거나 배출되더라도 밀도 차에 의한 자연 대류만이 발생하게 되므로 방출 공기 유량이 팬 직결 구동 방식에 비해 매우 적다. 따라서 엔진 룸 내 온도가 매우 높아지게 되고, 각 부품들의 열적 안정성에도 문제가 생길 수 있다. 이런 단점을 해결하기 위해서는 엔진 룸 내의 공기를 강제적으로 배출시키는 장치가 필요하다.

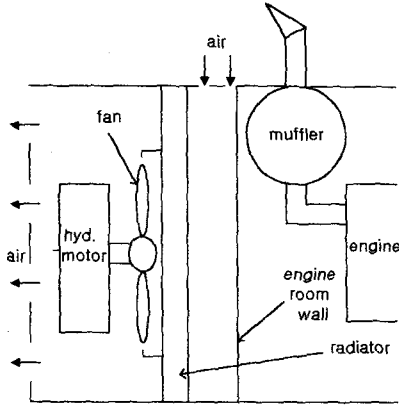


Fig. 2 Engine-independent fan driver

본 연구에서는 공기 강제 배출 장치로 제트 펌프를 도입하고자 한다. 배기가스를 제트로 이용하고, 소음기 출구에 간단한 2차 파이프의 추가를 통해 제트 펌프의 효과를 갖는 방안을 다루고자 한다. 이 장치는 다른 장치에 비해 기존의 엔진 룸 내부 형상을 크게 변경시키지 않고 쉽게 구현할 수 있다는 장점이 있으며, 가격 측면에서도 경쟁력을 갖는다.

2. 제트 펌프 이론 및 효과

2.1 배기가스를 이용한 제트 펌프 이론

제트 펌프는 Fig.3 과 같은 기본 구조를 갖는다. Fig.3의 제트 방출 단면적 A_1 , 균일한 덕트 단면적 A_2 를 갖는 제트 펌프 구조에서 제트 유량 \dot{m}_1 은 덕트로 들어가는 2차 유량 \dot{m}_0 를 발생시킨다. \dot{m}_2 는 덕트를 나가는 유량이며 \dot{m}_0 , \dot{m}_1 의 합과 같다. L 은 덕트의 길이이고, p_1 , p_2 는 각 점선 (dotted line) 부분의 압력을 나타낸다.

Fig.3의 제트 펌프는 2차 파이프의 추가를 통해

서 차량에서도 구현될 수 있다. 차량 상부 커버에 소음기 출구 파이프 주위로 충분한 공간을 확보하여 구멍을 만들고, 이 구멍에 2차 파이프를 연결하면 제트 펌프의 구조와 같게 된다. 이 때, 배기가스는 제트, 2차 파이프는 덕트와 일치한다.

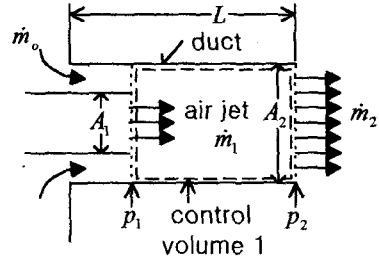


Fig. 3 Structure of jet pump

배기가스 유량 \dot{m}_1 과 2차 유량 \dot{m}_0 의 관계를 수식으로 표현하기 위해서는 몇 가지 가정이 필요하다. 첫째, 2차 파이프 입출구와 배기가스 출구에서 유동은 균일한 속도장을 갖는다. 둘째, 각 점선 (dotted line) 위의 모든 점은 같은 압력을 갖는다. 셋째, 제트 펌프 내의 모든 점은 같은 밀도 ρ 를 갖는다. 넷째, 유동에서 일어나는 모든 마찰은 무시한다. 앞의 가정 하에서 검사 체적 1에 질량 보존 법칙, 운동량 보존 법칙을 적용하면 식 (1), (2)와 같다.

$$\dot{m}_0 + \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (1)$$

$$\frac{\dot{m}_0^2}{\rho(A_2 - A_1)} + \frac{\dot{m}_1^2}{\rho A_1} - \frac{\dot{m}_2^2}{\rho A_2} = (p_2 - p_1)A_2 = (p_{atm} - p_1)A_2 \quad (2)$$

또한, 엔진 룸에서 2차 파이프로 들어가는 유동에 베르누이 방정식을 적용하면 식 (3)과 같다. 식 (3)에서 엔진 룸 내의 압력은 대기압으로 간주한다.

$$\frac{p_{atm}}{\rho} = \frac{p_1}{\rho} + \frac{\dot{m}_0^2}{2\rho^2(A_2 - A_1)^2} \quad (3)$$

식 (1), (2), (3)을 정리하면 식 (4)와 같다.

$$\frac{\dot{m}_0^2}{A_1} + \dot{m}_1^2 - \frac{(\dot{m}_0 + \dot{m}_1)^2}{2\left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)^2} = \frac{\dot{m}_0^2 \frac{A_2}{A_1}}{A_1} \quad (4)$$

식 (4)는 제트 펌프의 작용은 나타내는 기본 식이다. 이는 배기가스 유량 \dot{m}_1 , 단면적 비 A_2/A_1 가 주어지면 2차 파이프에 들어가는 2차 유량

\dot{m}_0 가 결정된다는 것을 나타낸다.

2.2 모의 실험을 통한 제트 펌프의 효과

모의 실험을 통해서 배기가스 유량, 단면적 비, 2차 유량의 관계를 도식적으로 표현할 수 있다. 실제 차량에서의 구현 가능성을 고려하여 \dot{m}_1 의 변화를 0~0.6 kg/s, A_2/A_1 의 변화를 1.1~20으로 두었을 때, \dot{m}_0 의 변화는 Fig.4와 같다.

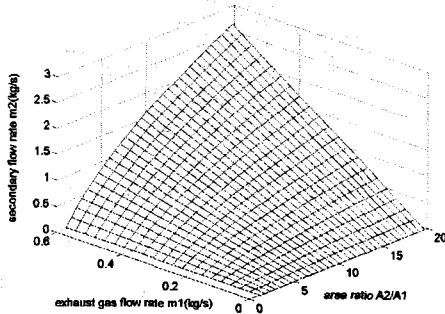


Fig. 4 Relationship among exhaust gas flow rate, area ratio and secondary flow rate

Fig.4를 살펴보면 제트 펌프에서 배기가스 유량이 일정할 때 단면적 비가 증가하거나, 단면적 비가 일정할 때 배기가스 유량이 증가하면 2차 유량이 증가하는 것을 알 수 있다.

2.3 실험

실제 차량에서 제트 펌프의 효과를 알아보기 위해 실험을 실시하였다. 실험에 사용된 배기가스 방출 단면적 A_1 은 62.35cm^2 , 2차 파이프 단면적 A_2 은 380.13cm^2 , 길이 L 은 68cm 이다. Table 1은 low idle(940 rpm) 조건과 high idle(2300 rpm) 조건 사이에서 2차 유동 속도 v_0 와 2차 유량 \dot{m}_0 를 측정한 결과이다.

Table 1. Jet pump performance

Engine rpm (rpm)	v_0 (m/s)	\dot{m}_0 (kg/s)
940	5.97	0.2316
1300	7.07	0.2621
1700	9.00	0.3323
2100	10.78	0.3965
2300	11.08	0.4140

Table 1에서 제트 펌프는 실제 차량에서도 상당한 양의 2차 유량을 뽑아낼 수 있음을 알 수 있

다. 또한, 모의 실험 결과와 같이 2차 유량은 엔진 rpm 즉, 배기가스 유량에 비례함을 알 수 있다.

3. 2차 파이프의 단면적이 엔진 룸 온도에 미치는 영향

3.1 엔진 룸 내의 에너지 흐름

휠 로다는 차량 특성상 주로 흙을 파서 나르는 반복 작업을 수행한다. 반복 작업 도중 배기가스 유량의 평균값은 크게 변하지 않으므로 이는 배기가스 유량이 일정한 경우라 볼 수 있다. 2.2절에서 설명했듯이 이 경우 2차 유량을 증가시키기 위해서 2차 파이프의 단면적을 증가시키되, 엔진 룸 내부 온도가 적정 수준을 넘지 않는 범위까지 증가시키면 된다. 엔진 룸 내부 온도와 2차 유량의 관계는 아래와 같이 엔진 룸 내의 에너지 흐름으로 정리된다.

Fig.5와 같이 엔진 룸 내부를 검사 체적 2로 설정하여 에너지 보존 법칙을 적용하면 식 (5)와 같다. 식 (5)에서 엔진 룸 내의 주된 열원은 엔진과 소음기이다.

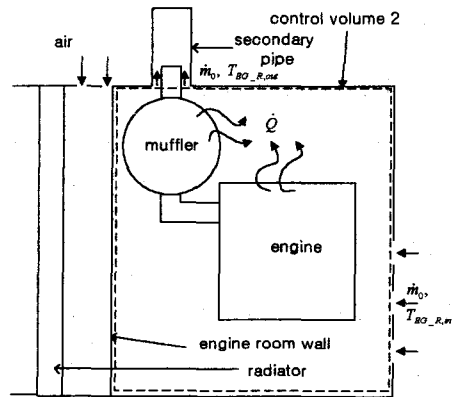


Fig. 5 Energy flow in engine room

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \bar{h}A_{EG}(T_{EG_S} - \bar{T}_{EG_R}) + \bar{h}A_{MU}(T_{MU_S} - \bar{T}_{EG_R}) \\ &+ \varepsilon_{EG}\alpha_{EG}(T_{EG_S}^4 - \bar{T}_{EG_R}^4) + \varepsilon_{MU}\alpha_{MU}(T_{MU_S}^4 - \bar{T}_{EG_R}^4) \\ &= \dot{m}_0 c_p (T_{EG_R, out} - T_{EG_R, in}) = \dot{m}_0 c_p \Delta T_{EG_R} \end{aligned} \quad (5)$$

\dot{Q} : 엔진과 소음기 표면을 통한 열 전달율(이하 열 전달율)

\bar{h} : 평균 대류 열전달 계수

A_{EG}, A_{MU} : 엔진, 소음기의 표면적

- $\epsilon_{EG}, \epsilon_{MU}$: 엔진, 소음기 표면의 방사율
- σ : Stefan-Boltzmann 상수
- $\bar{T}_{EG,R}$: 엔진 룸 내부 평균 공기 온도
- $\bar{T}_{EG,R,in}$: 엔진 룸으로 들어오는 공기 온도
- $\bar{T}_{EG,R,out}$: 엔진 룸을 나가는 공기 온도
- $T_{EG,S}, T_{MU,S}$: 엔진, 소음기 표면 온도
- c_p : 공기의 정압 비열

식 (4), (5)에서 차량의 실제 작업 조건의 배기가스 유량과 열 전달율이 주어지는 경우, 설계 조건으로 엔진 룸 출입 공기 온도 $\Delta T_{EG,R}$ 가 결정되면 2차 파이프의 단면적을 설계할 수 있다.

3.2 실제 작업 조건의 배기가스 유량과 열 전달율
 휠 로다에 사용되는 엔진 DE12TI의 배기가스 유량과 열 전달율의 관계는 Fig.6에 나타나 있다. 이는 low idle(940 rpm) 조건과 high idle(2300 rpm) 조건 사이에서 나타낸 것이다. 실제 작업 조건에서 배기가스 유량과 열 전달율은 측정하기 어려우나, 엔진 룸 출입 공기 온도 $\Delta T_{EG,R}$ 를 측정해서 Fig.6을 통해 예측할 수 있다.

2.3 절에서 언급한 치수와 동일한 2차 파이프를 장착한 경우 실제 작업 조건에서 측정된 $\Delta T_{EG,R}$ 는 53.1°C가 되었다. 식 (4), (5)를 이용하여 배기가스 유량과 열 전달율의 관계를 도출하면 Fig.6의 직선을 나타낸다. 이 직선은 수치적으로만 고려할 때, 실제 작업 조건에서 배기가스 유량과 열 전달율의 값이 존재할 수 있는 부분이다. 여기서 엔진 DE12TI의 배기가스 유량과 열 전달율의 관계를 나타내는 기존 그래프의 연속성을 생각할 수 있다. 두 그래프의 상관 관계로부터 실제 작업 조건의 배기가스 유량과 열 전달율은 Fig.6의 ◆점 또는 그 근방에서 결정되리라 예상된다.

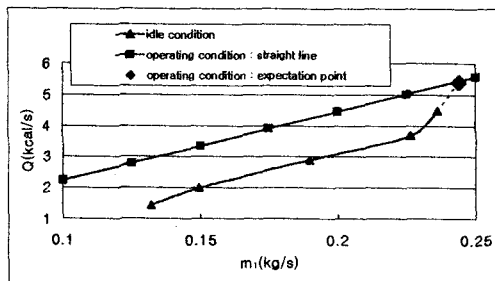


Fig. 6 Relation between heat transfer rate and exhaust gas flow rate

Fig.6을 살펴보면 실제 작업 조건은 high idle

(2300 rpm) 조건과 가장 가깝다. 따라서 2차 파이프의 단면적을 설계할 때, high idle(2300 rpm) 조건의 배기가스 유량과 열 전달율의 값을 사용하는 것이 오차를 가장 많이 줄일 수 있다.

3.3 2차 파이프의 단면적 설계

Fig.6에서 high idle(2300 rpm) 조건의 배기가스 유량 \dot{m}_1 는 0.2363 kg/s, 열 전달율 \dot{Q} 는 4.49 kcal/s이다. 설계 조건으로 $\Delta T_{EG,R}$ 을 10°C와 20°C 증가시킨 경우에 대해서 식 (4), (5)를 적용하면 2차 파이프의 단면적 A_2 는 각각 307.91 cm², 263.02 cm²로 계산된다.

3.4 실험을 통한 검증

실제 작업 조건에서 3.3 절에서 설계한 단면적을 갖는 2차 파이프를 장착하여 실험을 실시한 결과는 Table 2와 같다. 이 때, 나머지 치수는 2.3 절에서 언급한 값과 같다.

Table 2. Design value and experiment value of engine room air temperature

A_2 (cm ²)	$\Delta T_{EG,R,d}$ (°C)	$\Delta T_{EG,R,e}$ (°C)
307.91	63.1	61.8
263.02	73.1	68.2

$\Delta T_{EG,R,d}$: 엔진 룸 출입 공기 온도 설계 값

$\Delta T_{EG,R,e}$: 엔진 룸 출입 공기 온도 실험 값

Table 2를 살펴보면 설계 값과 실험 값은 최고 6%의 오차를 갖는다. 설계시의 여러 가정과 실험시의 오차를 고려할 때, 2차 파이프의 단면적 설계가 잘 이루어졌음을 알 수 있다. 결론적으로 본 장에서의 설계 방법을 이용하면 2차 파이프의 단면적을 적당히 조정하여 엔진 룸 출입 공기 온도를 원하는 값으로 만들 수 있다.

4. 2차 파이프의 길이가 엔진 룸 온도에 미치는 영향

4.1 설계시 고려 사항

2차 파이프의 길이와 엔진 룸 출입 공기 온도의 관계는 간단한 수식으로 표현되지 않는다. 다만, 그 관계를 결정짓는 몇 가지 요인이 고려될 수 있다. 첫째, 2차 파이프 내에 존재하는 마찰은 유동의 에너지를 감소시킨다. 이 경우 길이를 줄이는 것이 엔진 룸 출입 공기 온도를 감소시키는 데 유리하다. 둘째, 배기가스 유량과 2차 유량은

처음 접촉한 후 어느 정도의 길이가 지나야 완전히 섞인다. 완전히 섞일 때까지 2차 유량의 속도는 증가할 것이다. 이 경우 길이를 늘이는 것이 엔진 룸 출입 공기 온도를 감소시키는데 유리하다.

앞의 두 요인은 서로 상반적이다. 어떤 요인이 지배적인지는 실험을 통해서 확인할 수 있다.

4.2 실험

실제 작업 조건에서 2차 파이프의 길이 L 이 각각 68cm , 48cm 가 되는 2차 파이프를 장착하여 실험을 실시한 결과는 Table 3과 같다. 이 때, 2차 파이프 단면적 A_2 는 둘 다 307.91cm^2 로 같다.

Table 3. Relationship between secondary pipe length and engine room air temperature

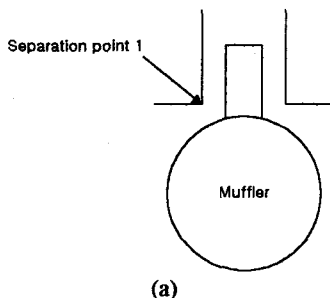
L (cm)	$\Delta T_{EG,R}$ ($^{\circ}\text{C}$)
68	61.8
48	79.8

Table 3을 살펴보면 길이를 20cm 줄임으로써 엔진 룸 출입 공기 온도가 18°C 증가하였다. 이는 두 번째 요인이 지배적이며, 길이가 긴 2차 파이프가 길이가 짧은 것보다 유체가 잘 섞인 상태를 알 수 있다. 결론적으로 2차 파이프의 길이 변화는 엔진 룸 출입 공기 온도 변화에 상당한 영향을 미친다.

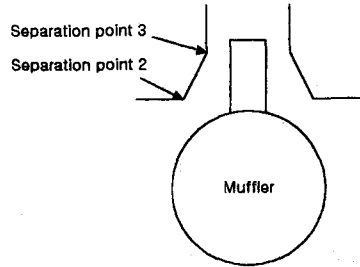
5. 2차 파이프의 형상이 엔진 룸 온도에 미치는 영향

5.1 2차 파이프의 형상 설계 및 실험

Fig.7의 (a), (b)는 2차 파이프와 상부 커버가 결합하는 부분에서 2차 파이프의 형상을 다르게 적용한 것이다. 실제 작업 조건에서 Fig.7(a), (b)의 2차 파이프를 각각 장착하여 실험을 실시한 결과는 Table 4와 같다. 이 때, 나머지 치수는 2.3절에서 언급한 값과 같다.



(a)



(b)

Fig. 7 Shape change of secondary pipe

Table 4. Relationship between secondary pipe shape and engine room air temperature

Shape	$\Delta T_{EG,R}$ ($^{\circ}\text{C}$)
Fig.7(a)	53.1
Fig.7(b)	67.7

Table 4를 살펴보면 2차 파이프에 형상의 변화를 줌으로써 엔진 룸 출입 공기 온도가 14.6°C 증가하였다.

5.2 결과 분석

Table 4에서 형상이 변하면 엔진 룸 출입 공기 온도가 상승하는 이유는 몇 가지로 정리될 수 있다. 첫째, 2차 파이프의 형상과 엔진 룸 출입 공기 온도의 관계는 형상 변화가 2차 유량의 에너지 손실에 얼마나 영향을 미치느냐 하는 것으로 결정된다. 이 때의 에너지 손실은 유체의 이탈(separation) 정도를 나타낸다. Fig.7(a)와 Fig.7(b)를 비교해 보면 유체 이탈(separation)은 점 2보다 점 1에서 더 심하리라 판단된다. 하지만, Fig.7(b)에서는 점 3에서 한 번 더 이탈(separation)이 일어난다. 실험 결과에서 Fig.7(b)의 유체 이탈(separation) 정도가 Fig.7(a)보다 더 심하다는 것을 알 수 있다. 둘째, 2차 파이프 형상이 변하면 엔진 룸 내부 공기 유동 양상이 변한다. 실험 결과에서 엔진 룸 내부 유동 양상의 변화가 2차 파이프를 들어가는 2차 유량 \dot{m}_0 의 양을 감소시켰다는 것을 알 수 있다.

결론적으로 2차 파이프의 형상 변화는 엔진 룸 출입 공기 온도 변화에 상당한 영향을 미친다.

6. 결론

본 연구에서는 쉘 별치 구동 방식에서 엔진 룸 공기 강제 배출 장치로 제트 펌프를 제안하고 있다. 본 연구를 통해서 제트 펌프의 작용을 나타내는 기본식을 유도하고, 배기가스 유량, 단면적 비, 2차 유량의 관계가 서로 비례하는 관계임을 보였

다. 또한 2차 파이프의 단면적, 길이, 형상 변화가 엔진 룸 출입 공기 온도 변화에 미치는 영향을 정량적으로 파악하였다.

서론에서 언급했듯이 제트 펌프는 열적 안정성에 문제가 생길 수 있는 엔진 룸 내 전장품 들을 보호하기 위한 것이다. 본 논문의 실험 중 엔진 룸 출입 공기 온도가 가장 높은 경우에 있어서 각 전장품 주변 공기 온도는 Table 5 와 같다.

Table 5. Electrical parts temperature in engine room

ΔT_1 (°C)	ΔT_2 (°C)	ΔT_3 (°C)	ΔT_4 (°C)	$\Delta T_{EG,R}$ (°C)
33.0	31.8	35.6	34.4	79.8

ΔT_1 : 릴레이(relay) 주변 온도

ΔT_2 : 알터네이터(alternator) 주변 온도

ΔT_3 : 컴프레서(compressor) 주변 온도

ΔT_4 : 스톱 모터(stop motor) 주변 온도

Table 5 를 살펴보면 엔진 룸 출입 공기 온도가 매우 높아도 전장품 주변 공기 온도는 그다지 높지 않으며 열적 안정성에도 문제가 없다. 따라서, 본 연구에서 다루었던 2차 파이프의 단면적, 길이, 형상에 관한 설계 개념을 이용하면 전장품의 열적 안정성을 해치지 않는 범위에서 2차 파이프의 크기를 줄일 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) Robert W. Fox and Alan T. McDonald, 1994, *Introduction to Fluid Mechanics*, John Wiley & Sons
- (2) Yunus A. Cengel and Michael A. Boles, 1989, *Thermodynamics*, McGraw-Hill
- (3) Jean P. Emond and Robert G. Saville, 1995, "Engine Cooling System", US5590624
- (4) R. Dale Moore, 1983, "Dual Fan Engine Cooling System", US4382481