

수평 상향 분사 덕트를 이용한 컨테이너선 화물창 환기 개선에 대한 실험적 연구

박일석^{†*}, 박상민*, 하지수*

현대중공업 산업기술연구소*

An Experimental Study Improving Ventilation of Container Ship Hold Using Horizontal Upward Jet Duct

Il Seouk Park^{†*}, Sang Min Park* and Ji Soo Ha*

Hyundai Industrial Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co., LTD.*

Abstract

The ventilation performance for the various venting duct arrays has been experimentally compared in the scaled model of the container hold. Most container ships have the ventilation duct system to remove effectively the condensing heat released from container refrigerator. The existing duct system is vertically installed and basically has the number of duct as many as the columns of reefer container stack. In this study, to make up for the weak points having stagnantly hot regions in the centered area of container hold for the present system, the horizontal upward jetting duct system was proposed and proved by temperature rising tests on the scaled model. In this paper, the expected flow regimes and the thermal and hydrodynamic analogies as well as the measured temperature distributions in a hold for various duct types and heat released rates are deeply discussed.

※Keywords: Container hold(컨테이너 화물창), Ventilation duct(환기 덕트), Horizontal upward jet duct(수평 상향 분사 덕트), Hydrodynamic analogy(유체역학적 유사), Thermal analogy(열적 유사), Temperature distribution(온도 분포)

1. 서론

지난 30년 간 컨테이너선의 수요는 지속적인 증

가 추세를 보여 왔다. 최근 들어 LNG선, 잠수함 등의 고부가가치 선박에 대한 연구 개발이 급증하고 있지만, 여전히 건조 물량에 있어 컨테이너선이 압도적 우위에 있으며 이러한 경향은 중국 개방에 따른 세계적인 물동량 증가로 인해 앞으로도 수년간 지속될 전망이다. 이와 같은 분위기에 맞추어 컨테이너선 선형 및 하역 설비 개발 등의 전통적인 컨테

접수일: 2005년 10월 24일, 승인일: 2006년 1월 12일

† 주저자, E-mail: einlucy@yahoo.co.kr

Tel: 052-230-3226

이러한 연구 분야 외의 화물창 환기 시스템의 개선을 통한 선가 절감 및 성능 향상 방안이 꾸준히 모색되고 있다. 본 연구에서는 컨테이너선 화물창에 선적된 냉동컨테이너로부터 방출되는 열을 효과적으로 화물창 외부로 배출시키기 위해, 설치비 및 자재비가 절감되면서도 환기 성능이 우수한 새로운 환기 덕트 시스템을 제안하였고 모형실험을 통해 환기 성능을 검증하였다.

컨테이너선의 선적화물은 크게 일반화물과 냉장 및 냉동 화물로 구분되며 생활수준의 향상에 따라 냉장, 냉동 화물량이 급격히 증가하고 있다. 따라서 이전에는 컨테이너 냉동기의 응축열 제거를 위해 주로 갑판(deck) 위에 선적되었던 냉동컨테이너들이 차츰 갑판 아래 화물창(container hold)에도 선적되기 시작했고 화물창 내부의 과열 방지를 위한 여러 선급들의 규제가 생겨나기 시작했다. 영국 선급 Lloyd's Register(1897)는 냉동 챔버가 배에 선적되기 시작한 19세기 후반에 이미 박용 냉동기에 관한 RMC (Refrigerating Machinery Certificate) 규제를 최초로 제정하였다. 이후 100년 이상 지나 독일 선급 Germanischer Lloyd(2003)는 처음으로 화물창 온도 제어를 위한 외부 냉각공기(cooling air) 공급에 관한 규제를 발표하여 화물창에 선적된 냉동컨테이너의 적재 위치와 냉각공기 공급량 등의 표준을 제시하였다. Yves(1994)는 각 컨테이너에 자체 냉동기를 설치하는 방식(integrated system)과 중앙집중식 대형 냉동기로부터 각각의 컨테이너에 냉각공기를 공급하는 방식(porthole system)의 장단점에 대해 평가하였다. 또한 Yves et al.(1999)은 화물창에 냉동컨테이너를 선적하는 경우에 대하여 냉동, 냉장 및 쿨 다운(cool-down) 모드에서 컨테이너당 발열량과 공기 및 해수를 이용한 화물창 온도 제어 기술에 대한 연구 결과를 발표하였다. 박일석 등(2004)과 Park et al.(2005)은 화물창 환기 덕트의 개수 및 길이를 조절해 가며 축소모형에서 유동가시화 및 온도 상승 실험을 실시하여 각 덕트 시스템의 환기 성능을 평가하였다.

본 논문에서는 수직 다중 덕트 방식의 기존 화물창 환기 덕트 구조를 단일 수평 상향 분사 덕트 방식으로 개선하여 축적 1/30 모형에서 온도 상승 실험을 실시함으로써 그 성능을 검증하였다. 이 덕트 시

스템은 공급된 냉각공기가 가열됨에 따라 발생하는 자체 부력을 활용함으로써 화물창 중앙부에 유동 및 온도 정체 영역 발생을 억제하고 고온 영역을 냉각 공기 출구에 인접한 화물창 상층부에 형성되도록 하여 화물창 환기 성능 향상을 도모하였다.

2. 화물창 환기 덕트

컨테이너선의 화물창은 Fig. 1과 같은 형상인데, 일반적으로 하나의 화물창 안에 선수 측에 냉동컨테이너가 선미 측에 일반 컨테이너가 적재된다. 컨테이너들은 배의 길이 방향으로 컨테이너의 길이 방향이 되도록 적층 탑재되며, 이 때 냉동컨테이너와 일반 컨테이너 사이에 1~2 m 폭의 공간이 있는데 냉동컨테이너의 발열부에 해당하는 냉동기의 응축기가 이 공간을 향하도록 배치하고 있다.

Fig. 2의 기존의 환기 덕트 시스템(DUCT1)에서는 냉동컨테이너와 일반 컨테이너의 사이 공간에 환기 덕트가 Fig. 1과 같이 6개 설치되어있고, 환기 팬(fan)은 각각의 덕트 상부에 설치되며 화물창 내부로 냉각공기를 공급한다. 냉각공기 출구는 상부 해치커버(hatch cover) 양 측면에 있다. DUCT1에서는 Fig. 2(a)의 화물창 단면도에서와 같이 6개의 주 덕트(main duct)에서 각각 한 개씩의 branch 덕트가 부가되어 총 12개 덕트에 6개의 환기 팬이 설치되어 있다. 또 덕트의 측면에는 길이 방향을 따라 냉각공기 공급 노즐을 배치하고 노즐이 콘덴서를 향하도록 설치함으로써 환기 성능의 공간적 균일도를 향상시키고자 하였다.

Fig. 2(b)의 DUCT2는 DUCT1에서 branch 덕트를 모두 제거한 경우로서 유동해석 결과에 의하면 화물창 내부 온도 균일도가 잘 유지되는 것으로 예상되고 덕트 가지수를 줄임으로 인한 자재비와 설치 공수 절감 효과가 클 것으로 기대되는 모델이다. Fig. 2(c)의 DUCT3은 DUCT2의 덕트 길이를 전체적으로 1/3 수준으로 줄인 경우로서 공급된 냉각공기가 화물창 내부에 복잡하게 설치된 스트링거(stringer) 구조에 의한 운동량 손실 없이 전영역에서 충분히 혼합된다면 비용 절감 효과가 매우 클 것으로 예상되는 모델이다. Fig. 2(d)

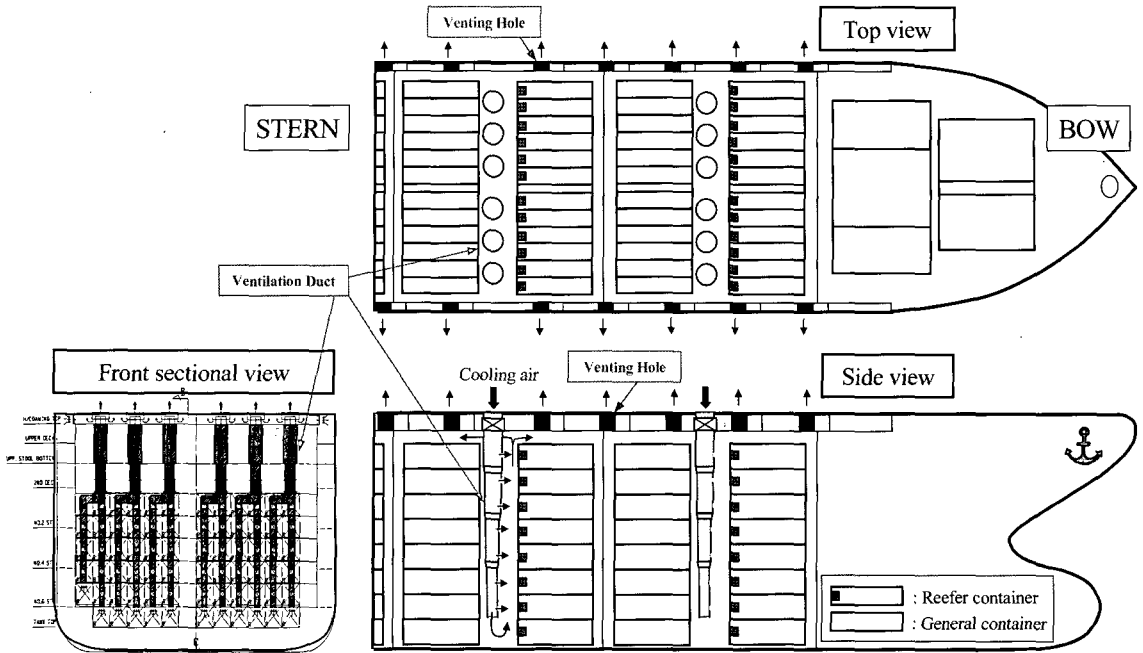


Fig. 1 Container hold

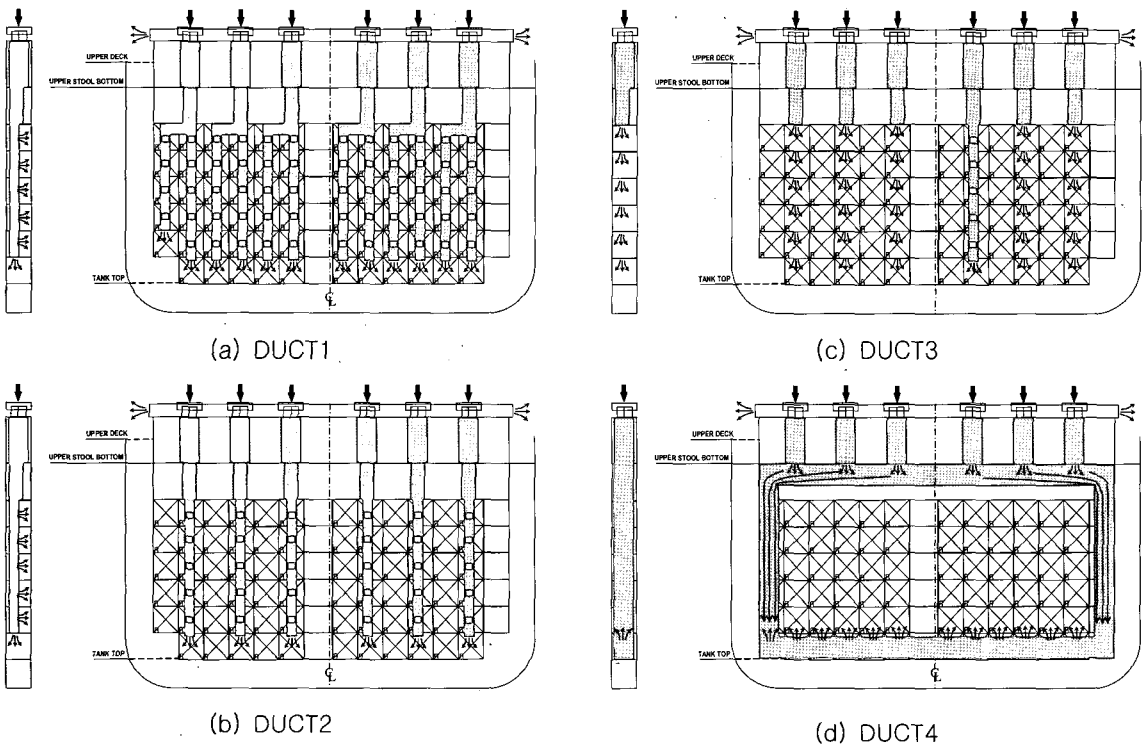
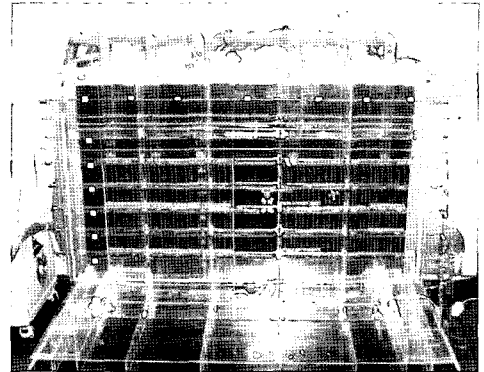
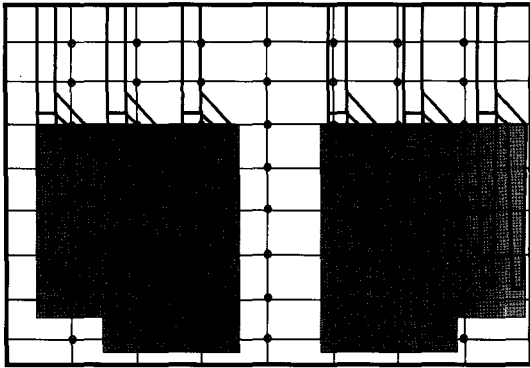


Fig. 2 Various ventilation duct arrays



- : Reefer Container Area, 68 FEU
- : Temperature measuring points, $8 \times 7 = 56$ pts

Fig. 3 Experimental apparatus for flow visualization and temperature measurement

의 DUCT4는 환기팬을 통해 유입된 냉각공기를 그림에서와 같이 화물창 상부에 설치된 트렁크에 모아 수직 덕트를 통해 화물창 바닥부의 수평 덕트로 이송시킨 후 화물창을 향해 상향 분사하고 있다. 이 덕트 시스템에서는 냉각공기의 입구를 화물창 바닥부에 출구는 화물창 상층부에 배치함으로써 유동 정체 구간의 발생을 억제하는 한편 냉각공기의 온도 상승에 따른 부력 효과로 유동 안정성을 높이고 화물창 내부에 전체적으로 상향 흐름이 형성되게 하여 화물창 내 고온 영역이 냉각공기 출구가 위치한 화물창 상층부에 형성된다. 또한 DUCT4는 각 냉동컨테이너의 응축기 부위마다 해당 유량을 공급하던 DUCT1에 비해 냉동컨테이너가 적재된 한 열에 분산 공급되어져야 할 냉각공기 전량을 모아 컨테이너 적재 열마다 하부로부터 일괄 공급함에 따라 화물창 중하층부의 열 전달 성능을 높이고 있다.

3. 실험 장치 구성

Fig. 3은 본 실험을 위해 1/30 축적으로 제작된 실험 장치 사진과 화물창 내 온도 측정 위치와 냉동컨테이너가 적재된 위치를 나타내고 있다. Fig. 2의 4 가지 환기 덕트들에 대한 환기 성능을 비교하기 위하여 덕트의 탈부착이 가능하도록 제작하

였다. 덕트의 내경을 특성 길이로 할 경우 실선의 레이놀즈수는 대략 1×10^6 이며, 본 연구의 모형선에서는 약 2×10^4 정도이다. 이는 유동의 상사성을 인정할 수 있을 만큼 충분히 난류영역에 들어가므로 레이놀즈수에 따른 유동 경향의 변화는 없다고 볼 수 있다.

냉동컨테이너 응축기의 방출열을 모사하기 위하여 비저항, 50 Ω /m의 니크롬선을 사용하였다. 화물창 내 각 부위의 온도를 측정하기 위하여 내경 5 mm 구리관 안에 열전대를 삽입하였다. 한 개의 동관에는 7 가닥의 열전대를 삽입하였으며, 총 8 개의 동관을 설치하여 Fig. 3과 같이 총 56 지점 (8×7)에서 온도를 계측하였다. 열선으로부터 방출되는 복사열에 의해 측정 오차가 발생하는 것을 막기 위하여 열전대의 측정점(sensing point)은 발열면과 마주보지 않도록 반대편을 향하도록 하였다. 본 실험에서 사용된 열전대는 OMEGA 사의 K-type 이며, 보정실험 결과 실험온도 범위에서 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 의 오차를 보였다. 입구측 냉각공기 온도는 팬을 지나 덕트 입구에서 계측하였다. 냉각공기는 정격 용량, 23 m^3/min , 190 mmAq 송풍기를 이용하여 공기 챔버(air chamber)를 통해 6개의 공급 덕트로 보내지며 각 덕트의 공급공기량을 균등하게 하기 위해 공기 챔버 내에 별도의 유동 균일화 장치를 설치하였다. 계측한 온도 및 유량 정보

는 FLUKE사의 120 채널, 최대 응답 속도 (sampling speed), 1 kHz의 FLUKE 2680A 장치를 이용하여 실시간 저장하였다.

4. 열적 상사

독일 선급, GL(Germanischer Lloyd, 2003)에서는 자체 RCP(Refrigerated Container Stowage Positions) 규제를 통해 40 ft 냉동컨테이너(FEU, Forty-foot Equivalent Unit) 한 기당 총 13.9 kW의 발열이 있는 것으로 가정하고 화물창 내부 온도가 냉각공기 입구측보다 10°C 이상 상승하지 않도록 40 ft 냉동컨테이너 한기 당 74.5 m³/min 이상의 냉각공기를 공급할 것을 추천하고 있다.

축소모형에서는 실선과 유사한 화물창 내 유동 양상을 얻기 위해서 충분한 냉각공기를 공급해야 하는데 본 연구에서는 레이놀즈수가 실선의 1/50이 되도록 유량을 공급하였다. 이때 실선의 경우 (74.5 m³/min, 13.9 kW)에 해당하는 축소모형에서의 발열량을 결정하고, 주어진 유량과 발열량 조건에서 계측된 축소모형의 화물창 내 온도 상승치를 실선의 경우로 환산하기 위해 본 절의 열적 상사 법칙을 적용하였다.

화물창 내부의 온도 분포는 식 (1)의 무차원 에너지 방정식에 의해 지배되며, 본 문제의 경우 확산항의 레이놀즈수가 매우 크기 때문에 (모형 : 2×10⁴, 실선 : 10⁶) 확산항의 영향이 거의 무시되며 온도 분포는 실선과 모형선에서 매우 일치한다.

$$\vec{v} \cdot \nabla T^* = \frac{1}{Re Pr} \nabla^2 T^* \quad (1)$$

본 연구에서는 주어진 발열량에 대해 화물창 내 온도가 냉각공기 입구보다 얼마만큼 상승하는지 알기 위해 Fig. 4와 같이 측벽으로부터 발열이 있는 채널 유동에서의 내부 온도 상승에 대한 고려를 통해 모형선의 발열량을 결정한다.

우선 측벽 발열량 q'' 은 식 (2)에서 작동유체의 입출구 온도차 $T_{out} - T_{in}$ 와 유량 \dot{m} 으로 표시한다. 여기서, C_p 는 정압비열, T 는 온도, 하첨자 out 은 출구, in 은 입구를 의미한다.

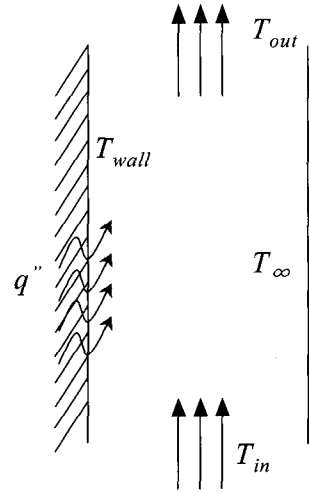


Fig. 4 Channel flow with heat release from side wall

$$q'' = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2)$$

또한 측벽 발열량은 평판 위 유동에서 대류열전달 계수 h 와 벽과 자유 유동(free stream) 사이의 온도차 $T_{wall} - T_{\infty}$ 를 사용하여 식 (3)으로도 표시할 수 있다. 여기서 A 는 발열 면적, 하첨자 $wall$ 은 벽, ∞ 는 자유 유동을 의미한다.

$$q'' = h A (T_{wall} - T_{\infty}) \quad (3)$$

입출구 온도차 $T_{out} - T_{in}$ 을 ΔT_1 으로 정의하고, 벽과 외부와의 온도차 $T_{wall} - T_{\infty}$ 를 ΔT_2 로 정의하면 식 (4)와 같이 실험과 모형에 대해 발열량과 온도 관계를 표시할 수 있다. 여기서, 하첨자 r 은 실험을, m 은 모형을 의미한다.

$$\begin{aligned} q''_r &= \dot{m}_r C_{p,r} \Delta T_{1,r} = h_r A_r \Delta T_{2,r} \\ q''_m &= \dot{m}_m C_{p,m} \Delta T_{1,m} = h_m A_m \Delta T_{2,m} \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)에서 입출구 온도차 ΔT_1 이 서로 같도록 실험과 모형의 유량비에 따라 발열량을 결정하면 벽면과의 온도차 ΔT_2 가 실험과 모형에서 서로 달라지고, 반대로 벽면과의 온도차 ΔT_2 가 일치하도록 발열량을 결정하면 입출구 온도차 ΔT_1 이 서로

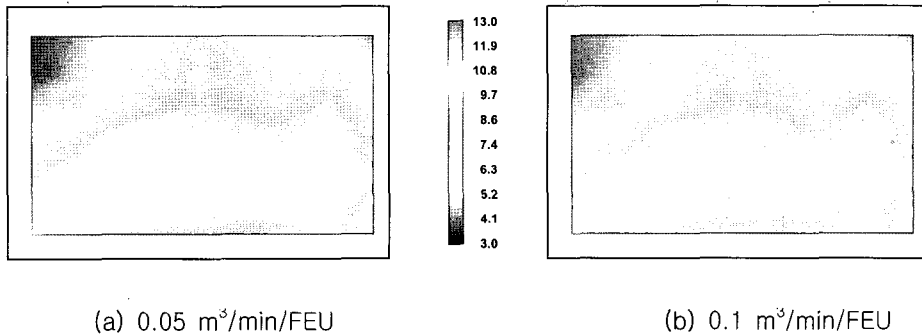


Fig. 5 Test of thermal similarity

맞지 않게 되는 문제점이 있다.

본 연구에서는 벽면과의 온도차 ΔT_2 가 실험과 모형에서 서로 일치하도록, 축벽 발열량을 전열면 적비와 대류열전달계수비를 이용하여 식 (5)를 통해 결정하였다.

$$q_m'' = q_r'' \frac{h_m}{h_r} \frac{A_m}{A_r} \quad (5)$$

여기서, 대류열전달계수비 h_m/h_r 은 난류유동에서 무차원 관계식 (6)을 이용하면 식 (7)로 표시할 수 있다.

$$Nu = C Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (6)$$

여기서, Nusselt 수 Nu 는 hL/x , 레이놀즈수 Re 는 $\rho UL/\mu$ 로 정의되고, Prandtl 수 Pr 은 동점성계수와 열확산계수의 비 ν/α 로 정의된다. L 은 대표길이, x 는 열전도도, ρ 는 밀도, U 는 대표속도, μ 는 점성계수, ν 는 동점성계수, α 는 $x/(\rho C_p)$ 로 정의되는 열확산계수이다.

$$\frac{h_m}{h_r} = \left(\frac{U_m}{U_r} \right)^{4/5} \left(\frac{L_m}{L_r} \right)^{-1/5} \quad (7)$$

따라서 식 (5)의 모형 발열량은 식 (8)과 같이 실험과 모형의 유속비와 축적으로 표시되어진다.

$$q_m'' = q_r'' \left(\frac{U_m}{U_r} \right)^{4/5} \left(\frac{L_m}{L_r} \right)^{9/5} \quad (8)$$

이로써 벽면과의 온도차 ΔT_2 가 실험과 모형에

서 일치하기 위한 실험과 모형간의 발열량 관계가 얻어졌다.

식 (4)에서 실험과 모형의 발열량비를 입출구 온도차 및 벽면과의 온도차를 이용하면 식 (9)로 표시할 수 있다.

$$\frac{q_m''}{q_r''} = \frac{\dot{m}_m C_p \Delta T_{1,m}}{\dot{m}_r C_p \Delta T_{1,r}} = \frac{h_m A_m \Delta T_{2,m}}{h_r A_r \Delta T_{2,r}} \quad (9)$$

식 (9)에 유량비를 속도비와 축적 등으로 표기하여 정리하면 식 (10)의 실험과 모형의 입출구 온도차비와 벽면과의 온도차비의 관계가 얻어진다.

$$\frac{\Delta T_{1,m}}{\Delta T_{1,r}} = \left(\frac{U_m L_m}{U_r L_r} \right)^{-1/5} \frac{\Delta T_{2,m}}{\Delta T_{2,r}} \quad (10)$$

본 연구에서는 식 (8)로 실험과 모형의 벽면과 자유 유동간의 온도차가 일정하도록 발열량을 결정하였기 때문에 식 (10)은 다시 식 (11)로 표현할 수 있다.

$$\frac{\Delta T_{1,m}}{\Delta T_{1,r}} = \left(\frac{U_m L_m}{U_r L_r} \right)^{-1/5} \quad (11)$$

따라서 실험에서는 모형에서 계속한 입구와의 온도차를 식 (11)의 관계에 의해 환산하여 입구와의 온도차를 찾아낸다.

이상의 열적 유사 법칙의 검증을 위해 축소모형에서 냉각공기 유량 \dot{m} 이 0.05와 0.1 m³/min/FEU인 두 가지 경우에 대해 식 (8)에 의해 실선 발열량이 13.9 kW에 해당하는 모형에서

의 발열량을 각각 결정하고, 축소모형에서 계측한 화물창 내부와 입구와의 온도차를 식 (11)의 관계에 따라 각각 실선에서의 예측값으로 환산하여 Fig. 5에 나타내었다. 두 가지 유량에서 입구로부터의 온도 상승치가 5 % 이내로 서로 일치하는 것이 확인되어 본 연구에서 도입한 열적 유사 기준이 화물창 내 환기 성능 예측에 타당함이 검증되었다.

5. 온도 상승 실험 결과

본 연구에서는 각각의 덕트 시스템에 대해 냉각 공기 공급 유량을 약 0.05 m³/min/FEU로 고정하고 발열량을 16, 14, 12, 10, 8 kW의 다섯 단계로 구분하여 화물창 내부 56개 지점의 온도를 측정하였다. 위의 다섯 가지 발열량은 실선의 경우에 해당하는 값이며, 실제 본 실험의 모형선에서는 앞 절의 열적 유사 조건이 만족되도록 발열량을 조절하였다. 본 연구에서 제안된 수평 상향 분사 덕트 시스템은 Fig. 6과 같이 컨테이너에 수직하게 냉각공기를 분사하는 분사각 0°에서부터 45°, 정수직 상향분사인 90°의 세가지 분사각에 대하여 온도 계측을 실시하였다.

Fig. 7은 DUCT1, DUCT2, DUCT3 및 DUCT4의 덕트 분사각 0°, 45°, 90°인 경우들의 화물창 내부 온도 분포를 나타내고 있다. 그림 상의 색깔이 의미하는 것은 냉각공기 입구 온도와 각 지점 온도의 차이이다. DUCT1과 DUCT2는 발열되는 거

의 모든 컨테이너에 직접 냉각공기를 분사함으로써 화물창 내부가 전체적으로 균일한 온도 분포를 유지하고 있다. 또 Table 1에 나타난 바와 같이 DUCT1, DUCT2 두 시스템의 온도 상승치 최대값이 기준 발열량 14 kW 조건에서 GL RCP 규제에서 제한하고 있는 10°C 온도 상승보다 약 0.7°C 상회하는 결과를 보이고 있다. 모든 경우에서 Fig. 3과 같은 냉동컨테이너 적재와 환기 덕트 배치의 비대칭성에도 불구하고 대체로 좌우대칭의 온도 분포가 계측되었고, DUCT2는 DUCT1과 온도 상승치 분포가 매우 유사하게 관측되어 화물창 내 온도 균일화를 위해 고안된 branch 덕트가 큰 효과가 있지 않음을 확인할 수 있다.

DUCT3의 경우 덕트 출구 근처인 화물창 중상부에서는 환기 성능이 매우 우수하지만, 화물창 하부까지는 냉각공기의 영향이 미치지 못함을 알 수 있다. 실제로 화물창 하부의 온도 상승은 Table 1에 나타난 것처럼 매우 심각한 수준이다.

수평 상향 분사 덕트 시스템에서는 분사각이 0°와 90°인 경우는 분사된 냉각공기의 운동량이 급속히 소실되어 발열면 뿐만이 아닌 반대편의 일반 컨테이너 적재부로도 냉각공기의 유로가 형성되어 화물창 상부에 높은 온도 영역이 형성되고 있다. 분사각이 45°인 경우에는 고온 부위가 나타나는 위치는 다른 경우들과 일치하지만, 온도 상승치 절대값은 실험 대상이 된 모든 경우들 중에서 가장 낮고 기준발열량 14 kW에서 10° 이하의 최대 온도 상승치를 보이고 있다. 특히 수평 상향 분사 덕트 시스템은 냉동컨테이너 적재가 집중되는 화물창 바닥부의 온도 상승을 억제하는데 효과적이라 판단되며 이는 수평 상향 분사 덕트 시스템을 제안할 때 이미 예견한 대로 많은 유량의 냉각공기가 동시에 공급됨에 따라 레이놀즈수 상승으로 인한 대류열전달계수의 상승에 원인이 있다. 하부로부터 분사된 냉각공기는 컨테이너 냉동기를 냉각하며 화물창 상부로 이동하여 외부로 배출된다. 냉각공기가 화물창 내부에서 가열되어 상승 이동함에 따라 벽면과 환기 냉각공기 사이의 온도차가 줄어드는 부정적 영향도 있지만, 본 실험을 통해 수평 상향 분사 덕트가 열유동 정체영역을 해소하고, 온도 상승 최대치를 저하시키는 등 우수한 환

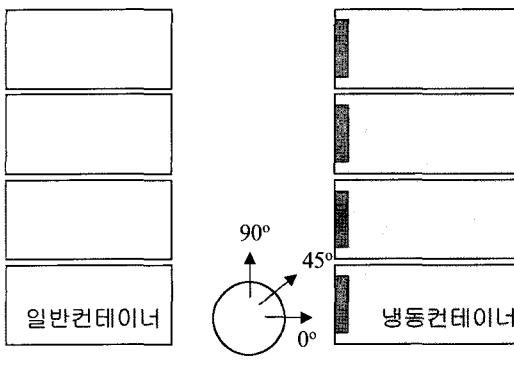


Fig. 6 Air-injection angle for DUCT4

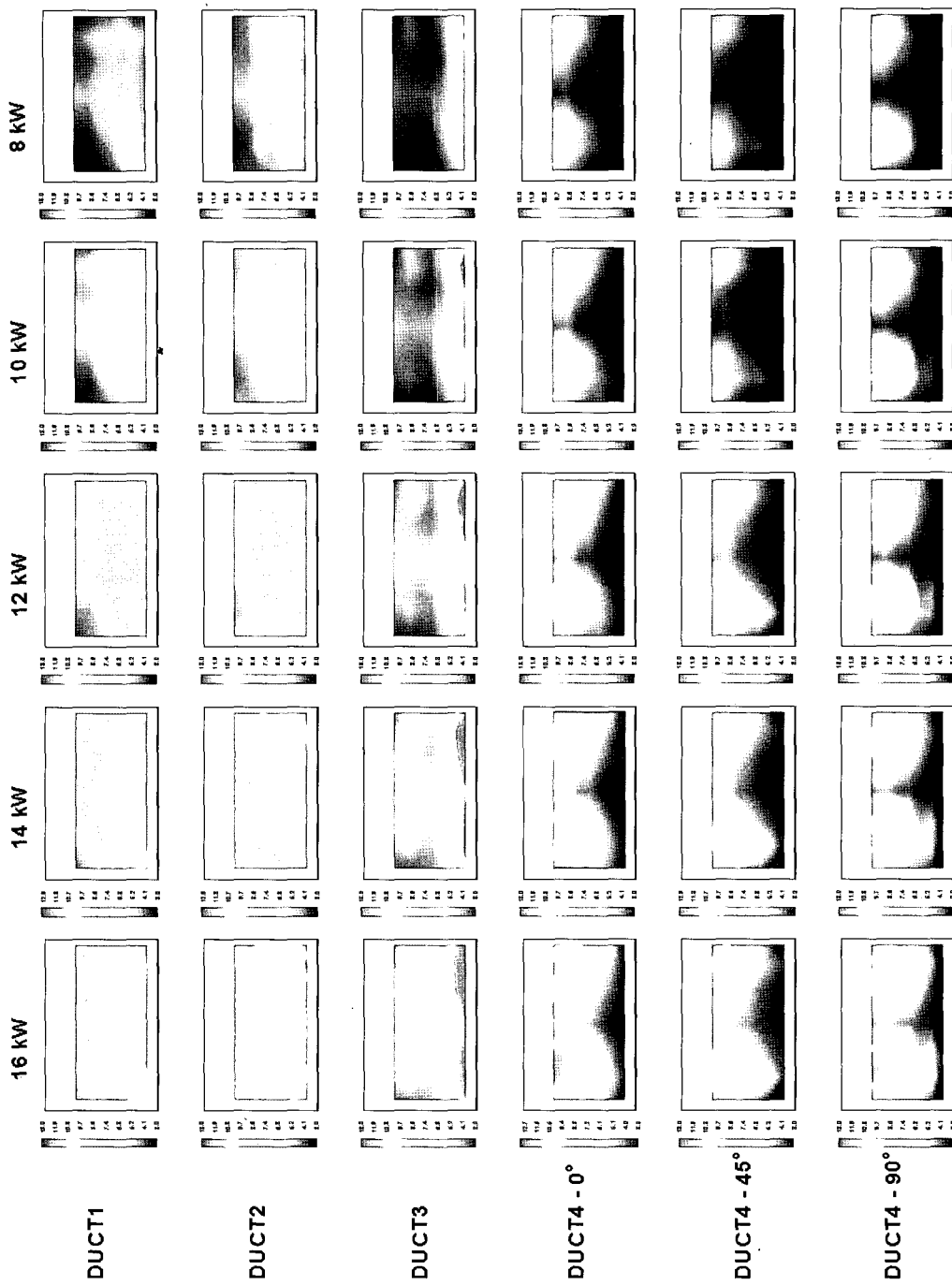


Fig. 7 Isotherms for various duct types and heat released rate

Table 1 Temperature rise for various duct types and heat released rate

Temperature Rise [°C]		DUCT1	DUCT2	DUCT3	DUCT4		
					0°	45°	90°
16 kW	Max.	11.76	12.60	22.86	14.33	11.05	15.48
	Mean	8.34	8.46	7.66	7.17	6.32	6.78
	Min.	4.23	4.52	3.87	1.94	1.43	1.10
14 kW	Max.	10.77	10.70	20.26	12.89	9.94	14.41
	Mean	7.65	7.52	6.84	6.39	5.71	6.14
	Min.	4.00	4.28	3.52	1.74	1.31	1.01
12 kW	Max.	9.13	9.76	17.82	11.49	9.28	13.19
	Mean	6.49	6.76	6.08	5.65	5.15	5.53
	Min.	3.40	3.77	3.16	1.55	1.23	0.89
10 kW	Max.	7.45	8.37	14.99	9.89	6.66	11.60
	Mean	5.32	5.87	5.11	4.81	3.56	4.86
	Min.	2.81	3.30	2.67	1.30	0.64	0.81
8 kW	Max.	6.16	6.90	12.27	8.25	5.88	9.49
	Mean	4.39	4.90	4.24	3.98	3.21	3.98
	Min.	2.33	2.87	2.25	1.08	0.67	0.66

기 냉각 성능을 보임이 확인되었다.

DUCT3도 덕트 길이를 짧게 함으로써 측면 노즐이 제거됨에 따라 DUCT4와 같이 대유량 유동이 발생하지만, 상부에서 하부로의 하향 분사 구조를 취하고 있으며 응축기 발열로 인한 부력 작용과 출구가 상부에 위치하고 있는 점 등으로 인하여 환기 유동이 화물창 바닥면까지 미치지 못한 결과를 보였다. 하지만 수평 상향 분사 덕트 시스템에서는 대유량 유동에 의한 대류열전달계수 상승 효과와 부력에 의한 유동저항 감소 효과로 분사된 냉각공기가 화물창 내부 전영역을 커버하며 화물창 온도 상승을 억제하고 있다. 또한 수평 상향 분사 덕트 시스템에서는 환기 공기를 바닥에서 분사하고, 환기 공기 출구는 상부에 존재하기 때문에 유동의 재순환이 없다.

5. 결론

본 연구에서는 기존의 컨테이너선 화물창 환기 덕트 시스템을 개선하여 기존 덕트 시스템에 비해

환기성능을 향상시키면서도 덕트 설치비 및 재료비를 절감할 수 있는 개선안을 도출하였다. 기존의 수직형 환기 덕트(DUCT1, DUCT2, DUCT3)와 개선된 수평형 환기 덕트의 축소모형에서 환기 실험을 실시하여 환기 성능을 평가하였다.

- (1) 기존 수직형 환기 덕트 시스템 중 DUCT1과 DUCT2가 온도 분포 및 온도 상승치 최대값이 거의 유사하게 예측되어 branch 덕트의 유무가 환기 성능에 주요한 지배인자가 아님이 확인되었다.
- (2) DUCT3은 하향류의 대유량 유동 구조를 가지도록 고안되었으나 화물창 하부에서 심각한 고온 영역이 발생하였다.
- (3) 수평 상향 분사 덕트 시스템, DUCT4에서 분사각이 0°, 45°, 90°인 경우에 대하여 실험을 수행하였으며, 분사각이 45°인 경우가 최고의 환기 성능을 보였다.
- (4) 기존 발열량인 14 kW 조건에서 수평 상향 분사 덕트 시스템의 분사각 45°인 경우의 최대

온도 상승은 9.94°C로 수직 덕트 시스템 및 0°, 90°의 분사각을 가지는 수평 덕트 시스템에 비해 가장 높은 환기 성능을 보인다.

참 고 문 헌

- 박일석, 박상민, 이동조, 설신수, 2004, "냉동 컨테이너 적재부의 배관 형상에 따른 환기성능 실험," 대한기계학회 추계학술대회, pp. 1710-1714.
- Aranha, J.A.P., 1994, "A Formula for Wave Riff Damping in the Drift of a Floating Body," J. of Fluid Mechanics, Vol. 272, pp. 110-123.
- Germanischer Lloyd, 2003, Carriage of Reefer Containers on Board Ships GL-Class Notation Refrigerated Container Stowage Positions.
- Lloyd's Register, 1897, Refrigerating Machinery Certificate notation.
- Park, I.S., Park, S.M., Seol S.S. and Lee, D.J., 2005, "Experimental Study on Ventilation Performance of Reefer Container Hold," ASME Summer Heat Transfer Conference, San Francisco.
- Yves Wild, 1994, "Comparison between Porthole and Integrated Reefer System containers from technical, operational and Economic Aspects," Institut International Du Froid-International Institute of Refrigeration Commision D2/3-Gdansk (Poland).
- Yves Wild, Andreas Kraus, Alfred Mechsner, Hanspeter raschle, and Ronald Horn, 1999, "Transport of refrigerated containers in cargo holds," 20th International Congress of Refrigeration, Sydney



< 박 일 석 >



< 박 상 민 >



< 하 지 수 >