

최 중
연구보고서

통합형 축냉식 저온유통시스템 개발

Development of a Thermal Storage Type
Cold-chain System

연구기관

주관연구기관 농업공학연구소

위탁연구기관 경북대학교

협동연구기관 한국생산기술연구원

농 립 부

제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “통합형 축냉식 저온유통시스템 개발 연구” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

2007 년 10월 일

주관연구기관명 : 농업공학연구소

총괄연구책임자 : 윤홍선

세부연구책임자 : 윤홍선

연구원 : 정 훈

연구원 : 이현동

연구원 : 김영근

연구원 : 권진경

참여기업명 : (주)골드벤

위탁연구기관명 : 경북대학교

위탁연구책임자 : 최종욱

연구원 : 정신교

연구원 : 이주백

협동연구기관명 : 한국생산기술연구원

협동연구책임자 : 백종현

연구원 : 김영률

연구원 : 박승상

연구원 : 김선창

참여기업명 : (주)이앤이시스템

요 약 문

I. 제 목

통합형 축냉식 저온유통시스템 개발

II. 연구개발의 목적 및 필요성

1. 연구개발의 목적

한국의 실정에 적합한 통합형 저온유통시스템의 구축을 위하여 이동형 예냉·수송·저장컨테이너와 저비용형 축냉시스템을 결합하여 한국형의 통합형 축냉식 저온유통시스템을 개발하는데 있음

2. 연구개발의 필요성

아무리 초기품질이 우수한 신선 농산물이라 하더라도 유통과정에서 가해지는 여러 가지 조건에 따라서 소비자에게 전달되는 최종품질은 천차만별이 되므로 신선 농산물의 유통에는 고난도의 기술을 필요로 한다.

현재 활용되고 있는 신선 농산물의 예냉·저온저장·저온수송·저온배송·저온판매 등의 저온유통시스템에서는 여러 물류단계를 거치는 과정에서 품온의 변화가 심하여 품질의 변화가 많고, 잦은 입출고를 위한 인건비 부담과 상하차시간 소요 등으로 과도한 물류비용이 발생되고 있는 실정이다.

생산여건의 측면에서는 아직도 다품목·소량생산 체계를 유지하고 있고, 신선농산물은 대부분 1일 유통되고 있어 산지마다 예냉시설을 설치하여 수확 즉시 예냉시설을 가동하기는 비경제적인 경우가 많으며, 지역별·시기별로 성출하기가 편중되는 현상으로 예냉 및 저장시설의 연중가동율이 낮아 비교적 높은 초기 시설비와 유지비용을 감당하는 것이 어려운 실정이다.

따라서 국내의 산지 및 유통여건을 감안하여 산지에서의 예냉, 저장 및 수송기능과, 소비지에서의 배송기능까지를 모두 구현할 수 있는 통합형 저온유통시스템을 개발함으로써 문전에서 문전 까지 중간단계 없이 일정온도로 유지할 수 있어 유통과정에서 농산물의 품질유지를 용이

하게 하고, 다품목·소량 생산체계에 적합하면서 가동율을 높일 수 있도록 하여 장비의 효율성을 극대화 할 수 있는 경제적인 시스템을 개발해야 할 필요성이 대두되고 있다.

이에 따라 한국의 실정에 적합한 통합형 저온유통시스템의 개발에 있어서 최근 미국·일본 등 선진국에서 일부 활용하고 있는 이동형 예냉·수송·저장시스템과 저비용형 축냉시스템을 결합하여 한국형의 저온유통시스템으로 발전시킬 필요성이 있다.

저온유통시스템의 도입은 채소나 과일 유통 중의 품질유지와 손실절감이 가능하게 하여 판매수량과 수취가격의 증대에 의한 실질 농가소득의 증가효과를 얻을 수 있다. 또한 고온기 출하가 곤란한 연약채소 등의 재배가 가능하도록 하여 재배품목의 선택범위를 확대시키고 재배체계나 노력의 분배를 원활하게하여 생산기반의 개선효과를 얻을 수 있으며, 신선도 유지기간을 연장시킴으로써 판매품목이나 시장확대가 가능하게 하고 집하분산기능이 높아져서 산지유통체계를 강화시킬 수 있다.

그러나 생산여건의 측면에서는 아직도 다품종·소량생산으로 산지에서 즉각 예냉시설을 가동하기는 비경제적인 경우가 많으며, 지역별·시기별로 성출하기가 편중되는 현상으로 예냉 및 저장시설의 연중 가동율이 낮아 비교적 높은 초기시설비와 유지비용을 감당하는 것이 어려운 실정이다.

또한 국내의 신선 농산물은 대부분이 1일 유통되고 있으므로 예냉·수송 등에 긴 시간이 소요되면 저온유통시스템의 도입에 장애요인이 될 수 있다.

따라서 국내의 산지 및 유통여건을 감안하여 한국적인 저온유통시스템의 개발이 필요하며, 이를 위해서는 다품목·소량 생산체계에 적합하면서 가동율을 높일 수 있도록 하고 예냉·수송에 소요되는 시간을 최소로 할 수 있는 효율적이고 경제적인 시스템을 개발해야 할 필요성이 높다.

국민소득의 증가와 함께 식생활 습관이 고급화되고 건강에 대한 관심이 증대되면서 신선 농산물 등 다양한 고품질 농산물에 대한 수요가 크게 증가하고 있는 실정이며, 이에 따라 소비자의 욕구를 충족시킬 수 있는 우수한 품질의 안전 농산물을 생산하고, 이렇게 생산된 농산물을 품질과 신선도가 잘 보존된 상태로 최종소비자에게 공급할 수 있도록 하는 선진 유통체계를 갖추는 것이 필요하다.

저온유통시스템의 도입은 유독성 미생물의 오염 및 번식과 같은 위생문제를 해결할 수 있고, 신선하고 완숙된 농산물을 공급함으로써 국민건강에도 크게 기여할 수 있으며, 식문화의 수준을 향상시켜 삶의 질을 높일 수 있는 효과가 있다.

Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

본 연구에서는 한국의 실정에 적합한 통합형 저온유통시스템의 구축을 위하여 이동형 예냉·수송·저장컨테이너와 저비용형 축냉시스템을 결합하여 한국형의 통합형 축냉식 저온유통시스템을 개발하였다.

본 연구의 목적을 달성하기 위하여 국내의 농산물 저온유통시스템의 현황을 분석하여 개선방안을 제시하였고, 축냉식 저온유통시스템을 위한 축냉재(PCM)를 개발하고 그 물성을 분석하였다. 개발된 축냉재를 이용한 축냉캡슐을 개발하여 축열 및 방열 특성을 조사하였고, 축냉재를 이용한 열교환 모듈을 개발하여 그 특성을 조사하였다. 또한 축냉식 열교환 모듈을 이용하여 예냉·저온저장·저온수송이 가능한 축냉식 저온유통 컨테이너를 개발하여 단열성능과 예냉 및 저온수송시의 온도조절 성능을 조사하였고 이를 일반적인 저온수송 컨테이너와 비교하였다. 개발된 저온유통 컨테이너를 딸기, 파프리카, 복숭아의 산지 유통현장에 투입하여 각 농산물의 온도조절 및 품질유지 효과를 비교하였다. 또한 에너지 소모량, 매연 발생량 등을 비교분석하여 경제성을 평가하였으며, CFD시뮬레이션 기법을 사용하여 저온유통 컨테이너의 최적설계를 위한 각종 인자들의 영향에 대해 검토하였다.

Ⅳ. 연구개발 결과 및 활용에 대한 건의

1. 연구개발 결과

한국의 실정에 적합한 저온유통시스템의 구축을 위하여 이동형 예냉·수송·저장컨테이너와 저비용형 축냉시스템을 결합한 한국형의 통합형 축냉식 저온유통시스템을 개발하였으며, 본 연구로부터 도출된 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 통합형 저온유통 컨테이너에 사용할 축냉재(PCM)를 개발하기 위하여 $0^{\circ}\text{C} \sim -10^{\circ}\text{C}$ 사이의 PCM 후보물질을 선정하고, 선정된 축냉재의 잠열량, 열전도도, 과냉각도 등의 열물성특성치를 측정·분석하여 최종적으로 상변화 온도가 $-4 \sim -4.5^{\circ}\text{C}$, 잠열량이 287.53J/g 이면서 인체에 무해하고 인화성과 금속반응성이 없는 축냉재를 개발하였다.
- 개발된 축냉재를 이용하여 간접식 열교환 모듈을 개발하여 축냉 및 방냉 특성을 분석하였고, 예냉, 저장, 수송에 적용할 수 있도록 열교환 모듈의 작동을 최적상태로 조절

하기 위한 제어알고리즘을 개발하였다.

- 개발된 축냉재를 이용하여 축냉 캡슐을 개발하고 이를 이용한 공기식 열교환 모듈을 개발하여 축열 및 방열 특성을 분석하였으며 이용효율을 최적화하기 위한 조건을 제시하였다.
- 개발된 축냉재, 축냉 캡슐 및 공기식 열교환모듈을 사용하여 예냉·저장·수송 겸용의 축냉식 컨테이너를 개발하였고, 개발된 저온유통 컨테이너의 열전달계수와 예냉·저장·수송시의 온도조절 성능을 일반 냉장수송 컨테이너와 비교하여 분석하였다.
 - 개발된 축냉식 저온유통 컨테이너의 열전달계수는 $0.38\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{C}$ 로서 KS규격에서 정한 1급 보냉 컨테이너의 기준 열전달계수인 $0.4\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{C}$ 보다 우수하였다.
 - 예냉 공기온도를 5C 로 설정하였을 때 축냉식 저온유통 컨테이너의 내부온도는 $4\sim 8\text{C}$ 의 범위로 유지되어 예냉이 가능하였으나, 일반 저온수송 컨테이너에서는 $-2\sim 27\text{C}$ 까지 변화되어 예냉작업이 불가능하였다.
 - 저온수송을 하기위해 설정온도를 5C 로 하였을 때 축냉식 저온유통 컨테이너의 내부온도는 $4.7\sim 6.8\text{C}$ 의 범위로 정밀하게 조절되었으나, 일반 저온수송 컨테이너에서는 $-1\sim 14\text{C}$ 까지 변화되어 효율적인 저온수송이 곤란한 것으로 나타났다.
- 개발된 저온유통 컨테이너를 딸기, 파프리카, 복숭아 산지유통센터에 투입하여 품질유지 효과를 분석하였다.
 - 딸기를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일 후의 중량감모율이 2.2%, 부패율이 15.3%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 2일 후에 중량감모율이 2.5%, 부패율이 91%에 달하였다.
 - 파프리카를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일 후의 중량감모율이 4.3%, 부패율이 2.0%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 6일 후에 중량감모율이 7.0%, 부패율이 23.9%에 달하였다.
 - 복숭아를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일 후의 중량감모율이 2.9%, 부패율이 14.6%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 6일 후에 중량감모율이 7.8%, 부패율이 54.2%에 달하였다.
- 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너를 하루에 10시간 씩 사용할 경우에 일반 저온수송 컨테이너를 사용할 때에 비하여 년 1,760만원의 유류비를 절감시킬 수 있었고 년 210,000L의 매연발생을 절감시킬 수 있었다.
- 일반의 저온수송 컨테이너를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 개조하는데 3,000

만원의 비용이 추가로 소요되지만 별도의 예냉시설을 설치하지 않아도 되므로 추가비용을 상각시킬 수 있어 운영비용이 저렴한 한국형 저온유통체계 구축이 가능한 것으로 판단되었다.

2. 연구개발 결과활용에 대한 건의

본 연구에서 개발된 통합형 축냉식 저온유통 컨테이너는 기존의 저온유통시스템과 비교하여 같은 수준의 투자비로서 월등한 에너지 절감 및 품질유지 효과를 얻을 수 있으며 저온유통시스템 구축에 따른 온실가스 배출량의 절감도 가능하여 소량·다품목 생산체계의 한국 실정에 적합한 저온유통시스템 구축에 유용하게 활용될 수 있으며, 국제적인 온실가스 절감 대책에도 부응할 수 있다.

이에 따라 본 연구에서 개발된 축냉식 저온유통 컨테이너를 농산물 유통현장에 도입하여 활용할 수 있도록 농림부에서 추진하고 있는 농산물 저온유통 체계구축 지원사업에 반영하여 지원공급 하도록 건의한다.

또한 본 연구에서 개발된 축냉제 이용기술을 다양한 농산물 저온유통 설비에 적용하여 에너지 절감과 친환경 농산물 유통에 활용할 수 있는 많은 연구개발이 이루어지도록 지속적인 연구비 지원을 건의한다.

SUMMARY

I. Subject

Development of a thermal storage type cold-chain system

II. Objective and necessity of research

1. Objective of research

The purpose of this study is to develop a cold-chain system using integrated thermal storage at Korea to construct a integrated cold-chain system combine a mobile precooling transporting and storing container and low-cost thermal storage system together.

2. Necessity of research

No matter how initially the quality of fresh agricultural products is excellent, the final quality at consumer would be different for the different treatment at distribution channel. Thus, high technology is required for distribution of the fresh produce.

Current cold chain system uses precooling, cold storage, low temperature transportation, low temperature delivery, low temperature sale. Because of temperature changes, quality can be changed and it costs high labor due to frequent delivery and time consumption.

From the viewpoint of production, it is multi-item and small amount production system and fresh produce distributes within a day. It is uneconomical if each production area has precooling system and operates precooling system after harvest.

Shipping peak for each area and term is different and annual operating rate of precooling and storage is too low. Also, the initial cost is too high and maintenance expense is not affordable.

Therefore, it is necessary to develop an integrated cold-chain system to materialize precooling, storage, transportation, and delivery function from farm to table. This can maintain the certain temperature without broken cold-chain, and quality of agricultural products. It is necessary to develop an economical system to maximize the operating efficiency with increase the operating rate for multi-items and small amount production system.

Thus, it is necessary to develop a Korean type integrated cold-chain system from recent United States' and Japan's a mobile precooling, transporting, and storage system and a low cost thermal storage system together.

III. Research contents and range

In this study, an integrated thermal storage cold-chain system which is suitable in the Korea actual condition, was developed with combining the mobile precooling, transporting, and storing container with a low-cost thermal storage system.

To satisfy the research purpose, the situation of agricultural products cold-chain system at Korea was analyzed and provides some suggestions for the improvement. Also, Phase Change Material (PCM) was developed for the thermal storage cold-chain system and this physical condition was analyzed. The thermal storage capsule was developed with developed PCM, and this heat storage and heat recovery characteristics were investigated, and heat exchange module using PCM was developed and analyzed. Using developed heat exchange module with thermal storage, a thermal cold-chain container which can precool, store and transport at low temperature was developed and investigated the insulation efficiency and temperature control performance for precooling and low-temperature transportation. Those are compared with typical refrigerated container. The temperature control and quality maintenance effect by developed cold-chain container were compared with strawberry, paprika, and peach. For the economical analysis, a comparative study was done using energy consumption and the amount of exhaust gas. Using CFD simulation method, several factors for optimum design of cold-chain container were investigated.

IV. Research results and practical suggestion

1. Research results

The integrated thermal storage cold-chain system, which is suitable in the Korea

actual condition, was developed with combining the mobile precooling, transporting, and storing container with a low-cost thermal storage system, and following is the summary of results.

- To develop the PCM for the integrated cold-chain container, PCM candidates were selected for $-10^{\circ}\text{C} \sim 0^{\circ}\text{C}$, and latent heat quantity, heat conductivity, and supercooling rate of these samples were measured and analyzed. The phase transition temperature of final selected PCM is $-4.5 \sim 4^{\circ}\text{C}$, and latent heat quantity is 287.53 J/g. The developed PCM is not toxic, inflammable, and does not have metal reactivity.
- Indirect heat exchange module using developed PCM, heat storage and heat recovery characteristics were investigated, and control algorithm to optimize the operation of heat exchange module.
- The thermal storage capsule was developed with developed PCM, and heat exchange module was developed with developed thermal storage capsule, the heat storage and heat recovery characteristics were investigated, and provided optimal condition for utilization efficiency.
- Using developed PCM, thermal storage capsule and heat exchange module, thermal storage container was developed and heat transfer coefficient of developed cold-chain container and the temperature control performance of precooling, storing, and transporting were compared with those of typical refrigerated container.
 - The heat transfer coefficient of the developed thermal storage cold-chain container was $0.38 \text{ kcal/h.m}^2\text{C}$, it is much better than the heat transfer coefficient of the first grade refrigerated container which is $0.4 \text{ kcal/h.m}^2\text{C}$ at KS standard.
 - If the precooling temperature is 5°C , the internal temperature of thermal storage container is maintained in the range of $4 \sim 8^{\circ}\text{C}$, but that of refrigerated container is changed from $-2 \sim 27^{\circ}\text{C}$.
 - For the cold transportation, if the set temperature is 5°C , the internal temperature of thermal storage container is controlled within $4.7 \sim 6.8^{\circ}\text{C}$, but that of refrigerated container was $-1 \sim 14^{\circ}\text{C}$ and efficient cold transportation was not possible.
- The quality maintenance effect on strawberry, paprika, and peach by developed

cold-chain container was analyzed.

– Six days later after harvesting, weight reduction rate of strawberry in the developed cold-chain container was 2.2%, and decay rate of strawberry was 15.3%. Two days later after harvesting, if the strawberry is given on the typical normal temperature condition, weight reduction rate was 2.5% and decay rate was 91%.

– Six days later after harvesting, weight reduction rate of paprika in the developed cold-chain container was 4.3%, and decay rate of paprika was 2.0%. Six days later after harvesting, if the typical normal temperature condition is given for paprika, weight reduction rate was 7.0% and decay rate was 23.9%.

– Six days later after harvesting, weight reduction rate of peach in the developed cold-chain container was 2.9%, and decay rate of peach was 14.6%. Six days later after harvesting, weight reduction rate was 7.8% and decay rate was 54.2% for the typical normal temperature condition,

○ If the developed thermal storage container is used for 10 hours per day, oil cost can be saved as 17,600,000 won per year and reduced exhaust gas is 210,000 L per year.

○ Reconstruction cost from typical refrigerated container to developed thermal storage container is 30,000,000 won, but extra precooling system is not required and it will save extra cost and it would be possible to build a low cost cold-chain system at Korea.

2. Practical suggestion

In this study, developed integrated thermal storage cold-chain container can save energy, and maintain the quality of agricultural products for the same investment on typical refrigerated container. It can reduce the exhaust gas to satisfy the international greenhouse gases reduction, and be used for small amount and multi-item production system at Korea to build proper cold-chain system.

It would be good to use the developed container in the field by supporting project to construct the agricultural products cold-chain system from Ministry of Agriculture and

Forestry.

Also, consistent research fund supporting is necessary to conduct more research on energy saving and environment friendly agricultural product distribution using the developed PCM on various agricultural cold-chain equipments.

CONTENTS

Chapter 1. Objective and Significance	25
Paragraph 1. Objective	25
Paragraph 2. The needs for technology development	26
1. Technical aspect	28
2. Economical and industrial aspect	28
3. Social and cultural aspects	27
Chapter 2. Current status of concerned technology	28
Paragraph 1. Domestic currents	28
Paragraph 2. Foreign currents	29
Chapter 3. Status of cold chain system	35
Paragraph 1. Effects of temp. and R.H on quality	35
1. Temperature	35
2. Relative humidity	40
3. Optimal conditions for fresh produce storage	41
Paragraph 2. Prediction of shelf life of fresh produce	45
1. Freshness of frozen food and fresh produce	41
2. Prediction of shelf life	41
Paragraph 3. Status of cold chain and improvement policy	52
1. Status of cold chain facilities on rural district	52
2. Status of cold chain facilities on urban district	53
3. Improvement policy of cold chain system	58
Chapter 4. Development of PCM and heat exchanging module	65
Paragraph 1. Development of PCM	65
1. Outline of PCM	65
2. Selection optimum PCM for cold storage of fresh produce	47

Paragraph 2. Development of heat exchanging module	86
1. Design of heat exchanging module	86
2. Performance test	94
3. Results and discussion	100
Paragraph 3. Detail design of heat exchanging module	103
1. Design of heat exchanging module	103
2. Operating mode	107
3. Optimal controlling	109
4. Performance test	112
5. Results and discussion	114
Chapter 5. Development of cold chain container	123
Paragraph 1. Introduction	123
Paragraph 2. Background of research	125
1. Thermal storage system using PCM	125
2. Thermal storage type container	127
3. Analysis of air velocity and temperature in container	129
Paragraph 3. Development of PCM capsule and heat exchanger	132
1. Development of PCM capsule	132
2. Development of heat exchanger	134
3. Thermal characteristics test of PCM capsule	135
4. Thermal characteristics test of heat exchanger	138
5. Results and discussion	139
6. Conclusions	170
Paragraph 4. Development of thermal storage type container	171
1. Design of container	171
2. Thermal storage performance test of container	179
3. Temperature control performance test	180
4. Effects of thermal storage type container	180
5. Results and discussion	181

6. Conclusions	189
Paragraph 5. Optimal design of cold storage container	190
1. Theory and analysis model	190
2. Materials and methods	204
3. Results and discussions	208
4. Conclusions	279
Chapter 6. Achievement of the goal and contributions	280
Paragraph 1. Achievement of the goal	280
Paragraph 2. Achievement of research target	282
Paragraph 3. Contribution of the related fields	283
Chapter 7. Application plan of achieved results	285
Paragraph 1. Extension plan	285
Paragraph 2. Industrialization plan	285
Paragraph 3. Paper presentation	285
Chapter 8. Collected foreign technology information	287
Paragraph 1. International Congress of Refrigeration	287
Paragraph 2. Toykyo International Exhibition of Logis-tech.	314
Paragraph 9. References	320

목 차

제 1 장 연구개발과제의 개요	25
제1절 연구개발의 목적	25
제2절 연구의 필요성	26
1. 기술적 측면	26
2. 경제·산업적 측면	26
3. 사회·문화적 측면	27
제2장 국내외 기술개발 현황	28
제1절 국내현황	28
제2절 국외현황	29
제 3 장 농산물 저온유통 현황 및 개선방안 분석	35
제1절 온·습도 환경이 농산물 품질에 미치는 영향	35
1. 온도환경	35
가. 생리활성과 온도	35
나. 대사제어, 생리장해와 온도	37
2. 습도환경	40
가. 습도와 증산작용	40
나. 온도와 증산작용	41
다. 바람과 증산작용	41
라. 햇빛과 증산작용	42
마. 기압과 증산작용	42
바. 작물별 증산특성	43
3. 농산물 저장을 위한 적정 환경조건	43
제2절 온·습도환경에 따른 농산물의 신선도 예측	45
1. 냉동식품과 원예산물의 신선도	45
2. 원예산물의 신선도 보존기간 예측	45

가. 중량감소 예측 모형	46
나. 신선도 예측을 위한 데이터 분석	46
다. 신선도 보존기간의 예측	50
제3절 농산물의 저온유통 실태와 개선방안	52
1. 생산지 저온유통시설 현황	52
가. 보급 현황	52
나. 저온저장고 가동현황	52
다. 예냉시설 가동현황	53
라. 저온수송 현황	53
마. 산지 저온유통시설의 경영효과	54
바. 저온유통 체계	56
2. 소비지 저온유통시설 현황	57
가. 공영도매시장	57
나. 대형유통업체	58
3. 저온유통시스템 개선방향	58
가. 일관 저온유통체계의 구축	58
나. 저온유통 장비의 습도유지 기능 강화	60
다. 저온유통에 적합한 포장상자 규격 제정	63
제 4 장 축냉재 및 열교환모듈 개발	65
제 1 절 축냉재 개발 및 선정	65
1. 축냉재의 개요	65
가. 에너지이용합리화 기술과 잠열재의 관계	65
나. 잠열재(PCM)의 정의	65
다. PCM의 조건	70
라. PCM의 종류 및 특징	71
2. 농산물 냉장용 축냉재(PCM) 선정	71
가. 후보 PCM의 열물성 분석	75
나. 후보 PCM의 부식특성 분석	82

가. 후보 PMC 선정 및 수명주기 시험	85
제 2 절 열교환 모듈 설계·제작	86
1. 열교환모듈 설계	86
가. 설계시 전제조건	86
나. 부하설계 및 장비선정	87
다. PCM 열교환모듈 설계	88
2. 성능시험	94
가. 시험장치	94
나. 측정부위 및 계측·제어장치	94
3. 결과 및 고찰	100
가. 축냉운전	100
나. 방냉운전	100
다. 예냉운전	101
라. PCM 충전량 확인	101
제 3 절 PCM 열교환모듈 시스템 상세 설계·제작	103
1. PCM 열교환모듈 시스템 상세 설계·제작	103
가. 설계개요	103
나. 시스템 용량선정 및 상세설계	104
2. 운전모드	107
3. 최적운전 제어	109
4. 성능시험	121
가. 시험장치	112
나. 시험조건	113
5. 시험결과	114
가. 축냉모드 운전	114
나. 냉방모드 운전	116
다. 축냉/저장 동시운전	117
라. 예냉모드 운전	120
제 5 장 통합형 저온유통 컨테이너 개발	123
제 1 절 서언	123

제 2 절 연구사	125
1. 상변화물질을 이용한 축냉시스템	125
2. 축냉식 냉장(동) 컨테이너	127
3. 냉장 컨테이너 내의 냉기류 및 온도분포 해석	129
제 3 절 PCM 축냉 캡슐 및 공기식 열교환 모듈 개발	132
1. PCM 축냉 캡슐의 제작	132
2. 공기식 열교환 모듈 개발	134
3. PCM 축냉 캡슐의 축·방열 특성 시험	135
4. 공기식 열교환모듈의 축·방열 특성시험	138
5. 결과 및 고찰	139
가. PCM 캡슐의 축열 및 방열 특성	139
나. 공기식 열교환 모듈의 축·방열 특성	166
6. 요약 및 결론	170
제4절 축냉식 저온유통 컨테이너 개발 및 성능시험	171
1. 축냉식 저온유통 컨테이너 제작	171
2. 축냉식 저온유통 컨테이너의 보냉성능시험	179
3. 축냉식 저온유통 컨테이너의 온도조절 성능시험	180
4. 축냉식 저온유통 컨테이너의 효과시험	180
5. 결과 및 고찰	181
가. 축냉식 저온유통 컨테이너의 보냉성능	181
나. 축냉식 저온유통 컨테이너의 온도조절 성능	182
다. 축냉식 저온유통 컨테이너의 효과시험	185
라. 전력소모량, 연료소모량, 배기가스 배출량 및 경제성	188
6. 요약 및 결론	189
제 5 절 축냉식 컨테이너의 전산유체역학적 최적화설계	190
1. 이론적 배경 및 해석 모델	190
가. 전산유체역학	190
나. 지배방정식	193
다. 시뮬레이션 모델	198
2. 재료 및 방법	204

가. PIV 실험장치 및 방법	204
나. 온도측정 장치 및 방법	205
3. 결과 및 고찰	208
가. 시뮬레이션 모델의 검증	208
나. 수치해석적 설계	215
4. 요약 및 결론	279
제 6 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도	280
제 1 절 목표 달성도	280
제 2 절 과제별 연구개발 목표 달성도	282
1. 통합형 축냉식 저온유통 컨테이너 개발	282
2. 통합형 축냉식 저온유통시스템을 위한 PCM 및 PCM 열교환 모듈시스템 개발	282
3. 통합형 축냉식 저온유통컨테이너 이용에 따른 유통품질 분석	282
제 3 절 관련분야에의 기여도	283
제 7 장 연구개발결과의 활용계획	285
제 1 절 현장보급 방안	285
제 2 절 산업화 및 기술이전 계획 방안	285
제 3 절 논문발표, 홍보, 교육 등	285
제 8 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보	287
제 1절 International Congress of Refrigeration	287
제 2 절 동경 국제물류전	314
제 9 장 참고문헌	320

제 1 장 연구개발과제의 개요

제1절 연구개발의 목적

현재 활용되고 있는 신선 농산물의 예냉·저온저장·저온배송·저온판매 등의 저온유통시스템(그림 1-1)에서는 여러 물류단계를 거치는 과정에서 품온의 변화가 심하여 품질의 변화가 많고, 잦은 입고를 위한 인건비 부담과 상하차시간 소요 등으로 과도한 물류비용이 발생되고 있는 실정이다.

본 연구에서는 국내의 산지 및 유통여건을 감안하여 산지에서의 예냉, 저장 및 수송기능과, 소비지에서의 배송기능까지를 모두 구현할 수 있는 한국의 실정에 적합한 통합형 저온유통시스템(그림 1-2)의 개발에 있어서 최근 미국 및 일본 등 선진국에서 일부 활용하고 있는 이동형 예냉·수송·저장시스템과 저비용형 축냉시스템을 결합하여 한국형 저온유통시스템을 위한 통합형의 축냉식 저온유통시스템의 개발을 목적으로 한다.



그림. 1-1. 관행의 저온유통시스템

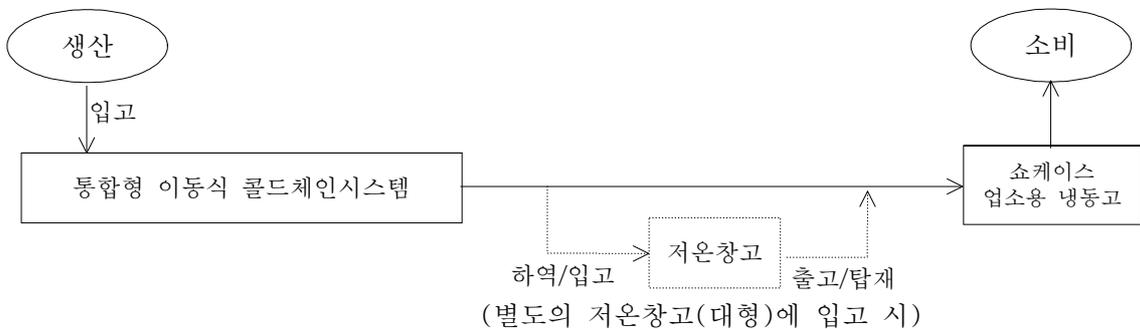


그림. 1-2. 통합형 저온유통시스템

제2절 연구의 필요성

1. 기술적 측면

아무리 초기품질이 우수한 신선 농산물이라 하더라도 유통과정에서 가해지는 여러 가지 조건에 따라서 소비자에게 전달되는 최종품질은 천차만별이 되므로 신선 농산물의 유통에는 고난도의 기술을 필요로 한다.

현재 활용되고 있는 신선 농산물의 예냉·저온저장·저온수송·저온배송·저온판매 등의 저온유통시스템에서는 여러 물류단계를 거치는 과정에서 품온의 변화가 심하여 품질의 변화가 많고, 잦은 입출고를 위한 인건비 부담과 상하차시간 소요 등으로 과도한 물류비용이 발생되고 있는 실정이다.

생산여건의 측면에서는 아직도 다품목·소량생산 체계를 유지하고 있고, 신선농산물은 대부분 1일 유통되고 있어 산지마다 예냉시설을 설치하여 수확 즉시 예냉시설을 가동하기는 비경제적인 경우가 많으며, 지역별·시기별로 성출하기가 편중되는 현상으로 예냉 및 저장시설의 연중 가동율이 낮아 비교적 높은 초기 시설비와 유지비용을 감당하는 것이 어려운 실정이다.

따라서 국내의 산지 및 유통여건을 감안하여 산지에서의 예냉, 저장 및 수송기능과, 소비지에서의 배송기능까지를 모두 구현할 수 있는 통합형 저온유통시스템을 개발함으로써 문전에서 문전까지 중간단계 없이 일정온도로 유지할 수 있어 유통과정에서 농산물의 품질유지를 용이하게 하고, 다품목·소량 생산체계에 적합하면서 가동율을 높일 수 있도록 하여 장비의 효율성을 극대화 할 수 있는 경제적인 시스템을 개발해야 할 필요성이 대두되고 있다.

이에따라 한국의 실정에 적합한 통합형 저온유통시스템의 개발에 있어서 최근 미국·일본 등 선진국에서 일부 활용하고 있는 이동형 예냉·수송·저장시스템과 저비용형 축냉시스템을 결합하여 한국형의 저온유통시스템으로 발전시킬 필요성이 있다.

2. 경제·산업적 측면

저온유통시스템의 도입은 채소나 과일 유통 중의 품질유지와 손실절감이 가능하게 하여 판매수량과 수취가격의 증대에 의한 실질 농가소득의 증가효과를 얻을 수 있다. 또한 고온기 출하가 곤란한 연약채소 등의 재배가 가능하도록 하여 재배품목의 선택범위를 확대시키

고 재배체계나 노력의 분배를 원활하게하여 생산기반의 개선효과를 얻을 수 있으며, 신선도 유지기간을 연장시킴으로써 판매품목이나 시장확대가 가능하게 하고 집하분산기능이 높아져서 산지유통체계를 강화시킬 수 있다.

그러나 생산여건의 측면에서는 아직도 다품종·소량생산으로 산지에서 즉각 예냉시설을 가동하기는 비경제적인 경우가 많으며, 지역별·시기별로 성출하기가 편중되는 현상으로 예냉 및 저장시설의 연중 가동율이 낮아 비교적 높은 초기시설비와 유지비용을 감당하는 것이 어려운 실정이다.

또한 국내의 신선 농산물은 대부분이 1일 유통되고 있으므로 예냉·수송 등에 긴 시간이 소요되면 저온유통시스템의 도입에 장애요인이 될 수 있다.

따라서 국내의 산지 및 유통여건을 감안하여 한국적인 저온유통시스템의 개발이 필요하며, 이를 위해서는 다품목·소량 생산체계에 적합하면서 가동율을 높일 수 있도록 하고 예냉·수송에 소요되는 시간을 최소로 할 수 있는 효율적이고 경제적인 시스템을 개발해야 할 필요성이 높다.

3. 사회·문화적 측면

국민소득의 증가와 함께 식생활 습관이 고급화되고 건강에 대한 관심이 증대되면서 신선 농산물 등 다양한 고품질 농산물에 대한 수요가 크게 증가하고 있는 실정이며, 이에 따라 소비자의 욕구를 충족시킬 수 있는 우수한 품질의 안전 농산물을 생산하고, 이렇게 생산된 농산물을 품질과 신선도가 잘 보존된 상태로 최종소비자에게 공급할 수 있도록 하는 선진 유통체계를 갖추는 것이 필요하다.

저온유통시스템의 도입은 유독성 미생물의 오염 및 번식과 같은 위생문제를 해결할 수 있고, 신선하고 완숙된 농산물을 공급함으로써 국민건강에도 크게 기여할 수 있으며, 식문화의 수준을 향상시켜 삶의 질을 높일 수 있는 효과가 있다.

제2장 국내외 기술개발 현황

제1절 국내현황

우리나라에서는 1999년부터 저온유통기반 확충사업이 시행되어 딸기, 신선채소 등을 중심으로 저온유통이 시도되고 있는 단계로 선진국에 비해 아직 시행수준이 저조하여 효율적인 저온유통체계의 정비가 시급하다. 현재까지 저온유통시스템과 관련하여 국내에서 개발된 기술은 예냉시설, 저온창고 등과 같이 생산 및 유통단계별로 적용되는 단독설비 위주로 진행되어 각 단계별 호환성(규격, 품온 등) 결여로 이송·배송단계의 효율이 떨어지고, 국내 농산물 유통의 특성을 살리지 못하는 설비 등으로 인하여 장비의 파행적 운영 또는 과도한 운영비에 따른 가동중단 사태 등이 빈번한 실정이다. 또한 일반 냉동탑차의 경우도 단순한 ON/OFF 조절 기능으로는 일정한 온도유지가 어렵고, 설비가격과 운영비의 부담이 과다하여 전문유통업체가 저온유통시스템의 구축을 회피하고 있다. 하지만 이러한 실정에도 불구하고 현재 국내에서는 저온 PCM을 이용하여 축냉식 저온유통시스템을 적용한 사례가 있는데, 주로 냉동분야로 하겐다즈, 베스킨라빈슨 등 외국브랜드의 고급 아이스크림 유통에 수입 시스템을 이용하고 있으며, 롯데 나뚜르에서도 동일한 시스템을 외국에서 수입하고 운영하고 있다. 한편 한국생산기술연구원에서는 냉동저장·유통에 이용되는 PCM을 이용한 축냉식 냉동탑차의 국산화 개발에 성공하여 현대와 기아상용차에서 채택되었으나, 냉장분야의 저장·유통시스템 개발은 현재까지 이루어지지 않고 있다.

기존의 축냉시스템은 크게 수축열과 빙축열시스템으로 나뉘어지며, 건물의 냉방이나 산업용 공정의 냉각에 이용되고 있다. 국내에서 축냉시스템을 저장·유통분야에 적용된 사례는 거의 없으나, 빙축열시스템을 이용하여 버섯 및 화훼 등의 재배시설에 여름철의 냉방시스템으로 이용하고 있다. 수축열시스템의 경우, 현열축냉온도(축냉시 냉수온도)가 5℃ 전후로 이를 이용하여 구현 가능한 저장고 온도는 10℃ 이상으로 이 온도이하로의 저장은 어려우며, 현열축냉에 의해 축열조 크기가 과도하게 비대해지는 단점으로 저장·유통분야에의 적용은 적합하지 않다. 빙축열시스템의 경우, 외국의 몇몇 국가에서 정적제빙방식의 관외착빙형을 이용하여 유통대상물의 예냉(주로 직접접촉에 의한 침지식)과 동적제빙 방식의 ice slurry 형을 이용하여 매장의 쇼케이스에 적용을 시도하였으나, 본래의 목적인 효율성보다는 CFC 냉매 사용저감 및 심야전기이용에 치중되어 적용확대가 이루어지지 않고 있는 실정이다. 특히

얼음을 이용하는 빙축열시스템으로는 5℃ 이하로 저장온도를 구현하기가 사실상 어려우므로 적용범위의 한계성을 내포하고 있다. 또한 대부분의 ice slurry형 제빙방식은 첨가제(ethylene glycol 또는 propylene glycol)를 사용하는데, 이들 첨가제로 인하여 결빙시작 온도가 -2℃~-5℃로 낮아지게 되나, 이것은 빙점강하를 의미하는 것일 뿐, 주요 상변화온도는 얼음과 동일하므로 기존 빙축열방식과 같이 5℃ 이하로 저장온도를 구현하기 어렵다. 게다가 첨가제로 인해 농산물 등에 직접 뿌려서 냉각시킬 수 없으므로 0℃~2℃로 저온저장하는 유통품목에는 적합하지 못하다.

제2절 국외현황

선진국(미국, 일본 등)의 경우 농산물의 저온유통구조 개선을 위하여 저온유통 전문회사를 적극 육성하고 관련 협의체 주도하에 기술개발 및 표준화 작업 등을 수행하고 있다. 미국에서는 1910년경부터 저온유통체계가 정비되어 1989년 기준으로 자국 내 생산물의 96.3%가 산지포장센터를 거쳐 예냉 후, 수송, 저온창고, 배송의 전체 유통과정에 저온유통시스템이 운용되고 있으며, 유럽의 선진국들 역시 도매시장의 저온창고를 중심으로 생산자와 소비자를 연결하는 저온유통시스템을 효과적으로 운영하고 있다. 또한 일본에서는 1975년부터 산지를 중심으로 오랫동안 저온유통시스템 확립에 노력하여 왔으나 도매시장의 저온설비 미비로 전체적인 일관 저온유통체계 구축에 장애가 되고 있으며, 정부는 각종 저온유통설비를 확대하고 있다.

미국의 Dole社, 이탈리아의 Plamac社, 영국의 Tranter社, 일본의 토푸레(Topress), Sanyo, Mitsubishi社 등에서는 PCM을 이용한 축냉식 저온유통시스템을 수송과 배송에 적용하여 활용을 확대하고 있으며, 지속적으로 연구개발사업을 진행 중이다. 이와 같이 국외의 경우 PCM을 이용한 축냉식 저온유통시스템을 냉동분야의 수·배송에 주로 이용하고 있는 이유는 기술적 난이도가 냉장유통에 비하여 온·습도조절 및 기타 제반조건이 상대적으로 용이하기 때문인 것으로 사료된다. 특히 최근에는 냉장을 겸용하는 시스템이 출시되고 있으며, 분야별로 적용사례를 보면 다음과 같다.

1. 냉동·냉장 저장창고

가. 냉장 저장창고

그림 1-3은 일본에서 이용되는 빙축열공조를 이용한 wet air 창고로 빙축열조의 물과 순환공기가 직접접촉 열교환을 하여 저온, 고습의 공기가 저장고 내로 유입됨으로서 저장물의

동결방지 및 보관식품의 수분증발을 감소시키게 된다. 또한 공기 압력손실 및 수 압력손실이 저감되고, 순환공기의 청정효과가 있도록 설계되었으며, 심야전력 이용에 따른 운전비용 절감효과를 거두고 있다. 그림 1-3에서 상부는 판넬조립형식의 중소형 저장창고를 하부는 대형저장창고의 시스템 구성도를 보여주고 있다. 또한 그림 1-4는 실제 운전시의 고내 온·습도 측정결과를 나타내고 있으며, 안정된 냉각온도 및 고습도를 유지하는 것을 그래프에서 확인할 수 있다.

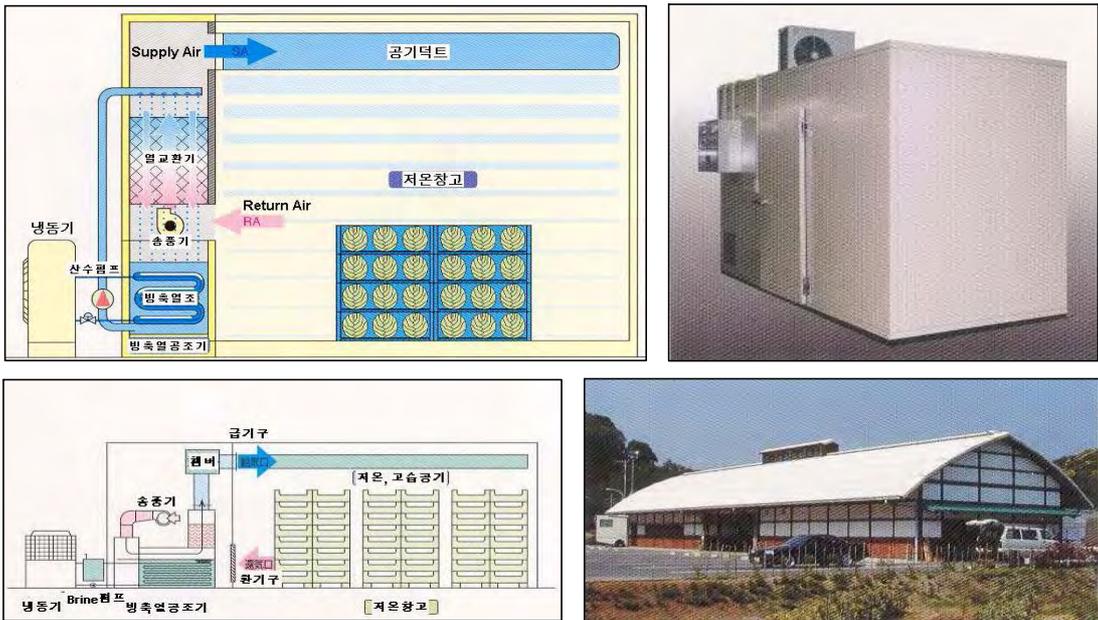


그림. 1-3. 빙축열을 이용한 저온저장고

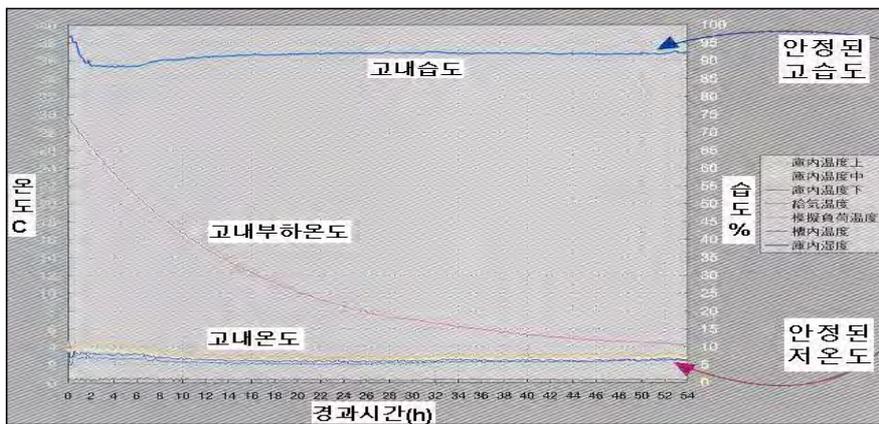


그림. 1-4. 빙축열을 이용한 저온저장고 내의 온·습도

나. 냉동 저장창고

공용잠열재(Eutectic PCM)를 이용한 냉동 저장창고의 시스템은 위에서 소개한 냉장 저장창고시스템과 매우 유사하지만, 빙축열조 및 열교환기 대신에 그림 1-5의 사진과 같이 공용잠열재를 충전한 plate 또는 bar 형태의 열교환기에 강제송풍식 또는 천정부착에 의한 자연대류식 PCM 모듈을 사용하는 차이점이 있다. 공용잠열재의 상변화온도는 -26°C 부근에서 고내온도유지는 -18°C 이하이며, 심야축냉운전에 의한 주간 피크절감 운전이 가능하다. 특히 천정부착형 자연대류식의 경우 넓은 열전달면적에 따른 고내온도의 신속한 복원능력 및 고습도 유지가 가능하며, 정전발생시에도 일정시간(18시간 이상) 양호한 식품상태를 유지할 수 있다.

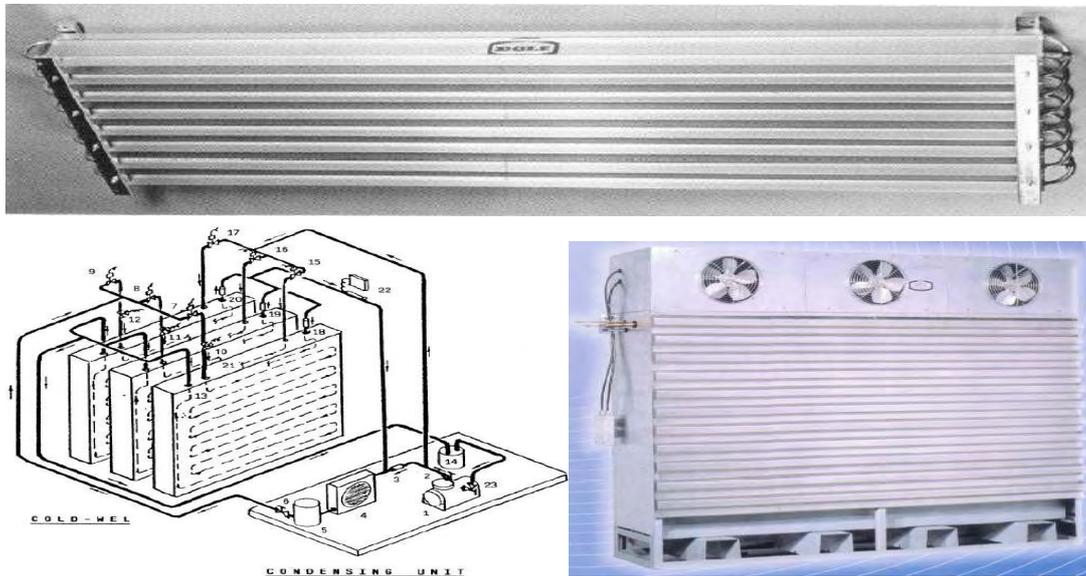


그림. 1-6. 공용잠열재(Eutectic PCM)를 이용한 냉동 저장창고

2. 수·배송 시스템

가. 냉동·냉장차 (미국 Dole社, 일본 Topress社, 이탈리아 Plamac社)

일반적으로 냉동차는 탑재된 냉동기의 동력원을 2.5 ton급 용량을 기준으로 소형인 경우 주엔진으로부터 취득하고 있으며, 대형인 경우에는 별도의 보조엔진을 사용하고 있다. 이와는 별도로 운송품목 또는 운영시스템에 따라 유럽, 미국, 일본 등에서는 냉동탑차에 고내온도유지를 위해 적절한 잠열재를 축냉관 또는 특정형태의 용기에 봉입한 축냉시스템을 장착하여, 야간전기로 냉열을 축적하고 주간에는 별도의 구동원없이 저온상태로 고내 온도를 유지시키는 축냉식 냉동탑차 시스템을 채택하고 있다(그림 1-6.). 특히 유럽의 경우

CCQI(Cool Chain Quality Indicator)표준을 정하고 평가항목 중 공용잠열재를 이용한 축냉 시스템이 갖추어질 경우 좋은 배점을 주고 있다.

축냉식 냉동탑차의 가장 큰 특징이자 장점은 엔진구동식 냉동탑차에 비교하여 일정온도유지가 확실하고 고습유지가 가능하며, 경제적이면서 환경 친화적이라는 점이다. 이로 인해 심야전력 등의 혜택여부와는 관계없이 매우 호평받고 있는 시스템이다. 국내에서도 이미 개발되어 보급을 시도했으나, 지입차 위주 및 영세성을 벗어나지 못하는 국내물류산업 특성과 비교적 느슨한 저온유통관련 규제 등에 의해 시장요구에 의한 자발적 성장은 아직 초보단계에 머무르고 있다.

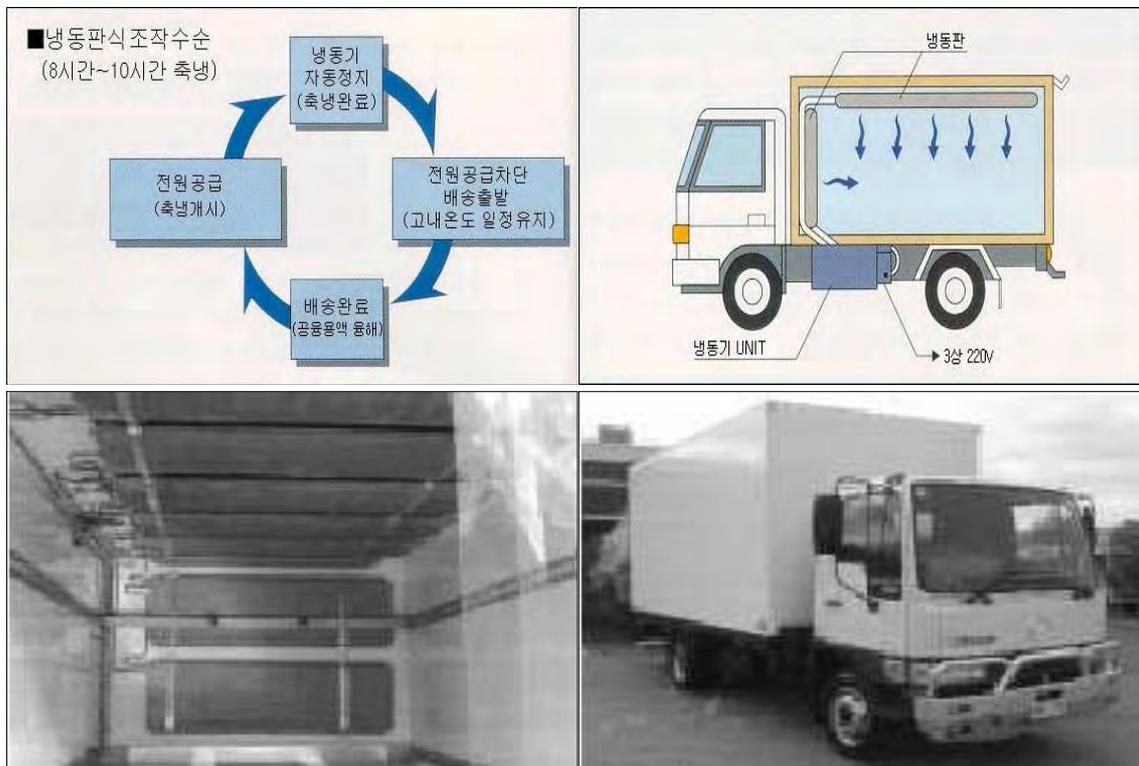


그림. 1-6. 축냉식 냉동탑차

나. 이동식 냉동박스 (Cold roll box; CRB, 일본 Sanyo社, National社)

그림 1-7에서 보는바와 같이 이동식 냉동박스에는 이미 얼려진 축냉 잠열재를 단열 처리된 박스 안에 충전하여 이동시간 동안 보냉효과를 유지하는 수동형 이동식 냉동박스와 박스 내부에 냉동유닛이 추가 설치되어 장시간 대기시에도 적용이 가능한 능동형 이동식 냉동박스로 구분된다. 일본에서 이미 저온유통에 사용되고 있는 방식으로 가까운 시일 내에 국내에서도 도입 또는 개발이 이루어 질 것으로 기대된다.

그림 1-8은 이동식 냉동박스를 이용하여 하나의 일반차에 다중온도대의 식품을 배송할 수 있는 개념도를 나타낸 것으로, 인력경감에 의한 경제성은 물론 각 온도대별 식품배송에 고품질 서비스가 가능하다.

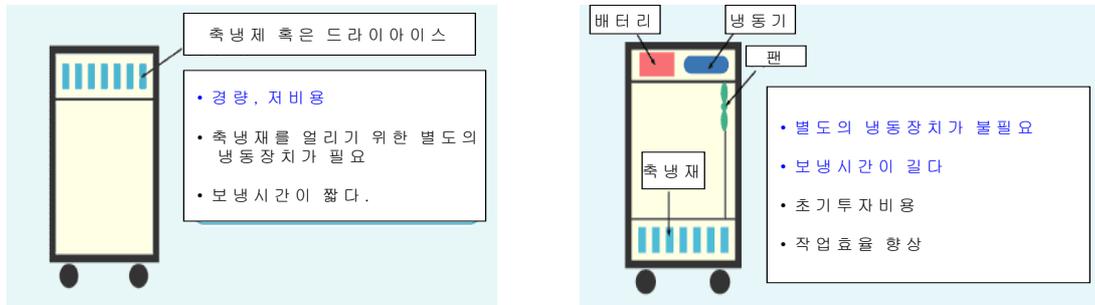


그림. 1-7. Cold roll box

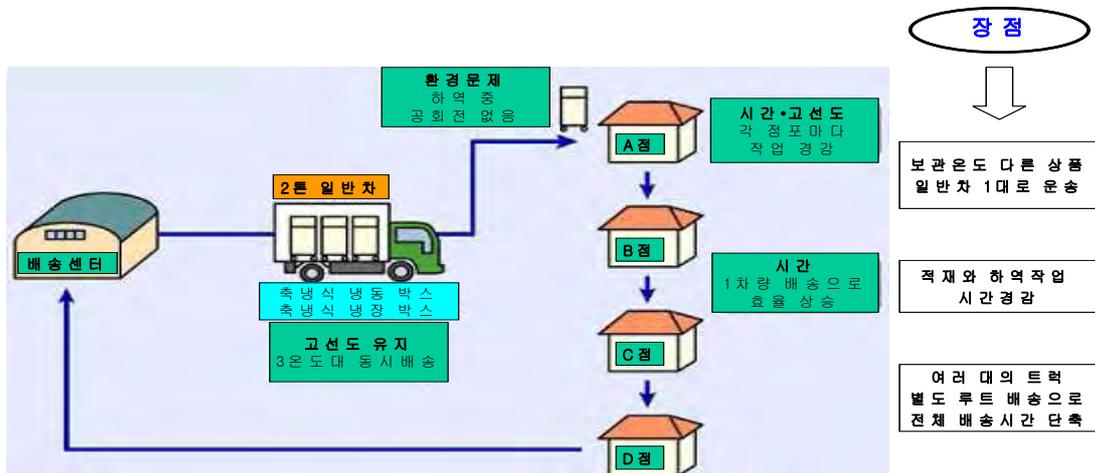


그림. 1-8. cold roll box를 이용한 저온유통시스템 모식도

3. 쇼케이스

가. 수축열식 (일본, Yamato社)

그림 1-9는 수축열방식을 쇼케이스에 적용한 사례로 축열된 냉수를 이용하여 냉장쇼케이스의 온도를 조절하고, 냉동쇼케이스의 냉매를 과냉각시켜 효율을 향상시켰다. 또한 하계에는 축열된 냉수를 이용하여 냉방까지 담당하였고, 동계에는 폐열회수에 의한 난방열원을 확보함으로써 시스템효율의 최적화를 도모하였다.

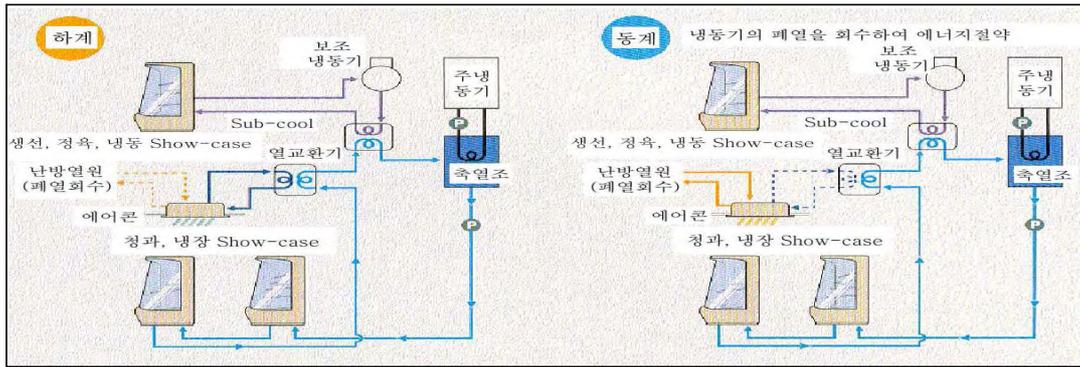


그림. 1-9. 수축열방식의 쇼케이스

나. 빙축열식 (일본, 三菱電機社)

그림 1-10에서 보는바와 같이 야간의 냉각부하 감소를 이용하여 여분의 냉동능력으로 축열조에 제빙한 후, 주간에는 축열조의 냉수를 냉장 및 냉동쇼케이스의 냉매 과냉각용으로 이용하여 시스템의 효율을 향상시켰다. 이에 따라 비축냉식 대비 냉동능력 20%, 냉장능력은 25% 정도 향상되어 초기 설비용량을 축소할 수 있었으며, 주간 최대소비전력을 약 14% 절감하여 운전비용 절감효과를 달성하였다.

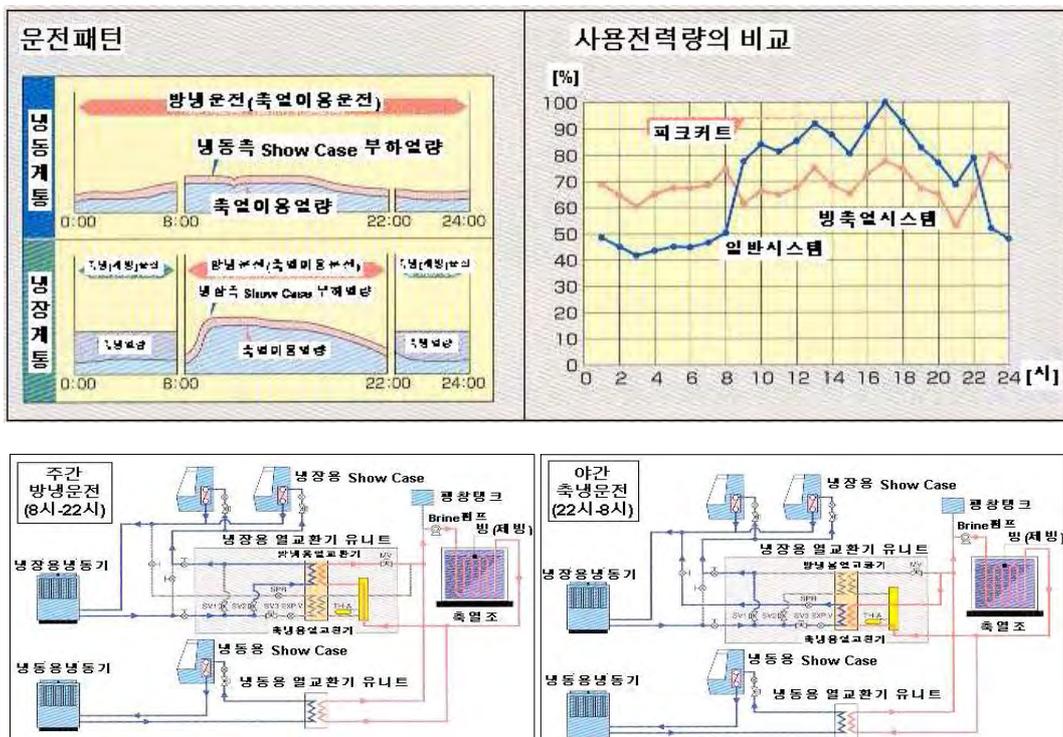


그림. 1-10. 빙축열식 쇼케이스

제 3 장 농산물 저온유통 현황 및 개선방안 분석

제1절 온·습도 환경이 농산물 품질에 미치는 영향

1. 온도환경

가. 생리활성과 온도

수확 후의 농산물의 품질은 생리활성 정도에 관계없이 그것을 보관하는 온도에 의해 현저하게 영향을 받는다. 일반적으로 수분량이 많은 과일이나 채소 등의 생리활성은 높고, 수분함량이 적은 곡류나 종실류에서는 낮다. 또 어떤 온도조건하에서 품질유지 기간을 비교하면 생리활성이 높을수록 품질 유지기간이 짧다는 것을 알 수 있다.

1) 생리활성과 온도계수

원예산물의 물질대사가 온도에 따라서 영향을 받는 정도는 일반적으로 총생리활성의 지표가 되는 호흡활성에 대한 온도계수(Q_{10})로 표시되어 비교된다. Q_{10} 은 {어떤 온도 T보다 10°C 위에서의 호흡량}/(온도 T에서 호흡량)의 계수로 나타내고 채소의 Q_{10} 은 0~10°C에서는 약 3, 10~20°C에서는 약 2.5, 20~30°C에서는 약 2, 30~40°C에서는 약 1.5가 되어 취급되는 온도영역에 따라서 반응속도가 바뀌는 것을 알 수 있다. 그러나 상대호흡속도는 0°C의 호흡속도를 1로 볼 때 20°C에서는 약 7.5로 증가 되어(그림 3-1) 성분의 손실도 커진다. 이와 같은 이유로 인해서 원예산물의 품질유지를 위해서는 일반적으로 보다 저온영역에서의 온도관리가 요구된다.

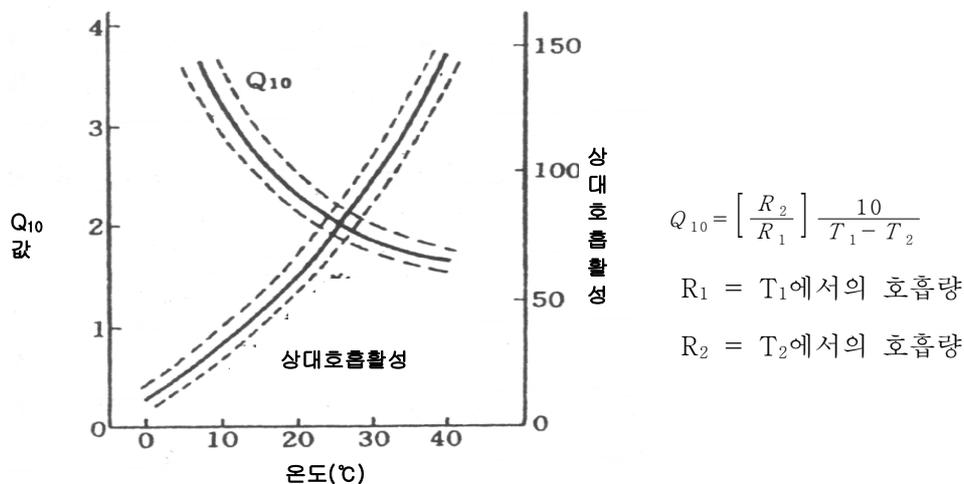


그림 3-1. 원예산물의 Q_{10} 치와 상대호흡활성에 미치는 온도의 영향

2) 호흡열

생명을 유지하고 있는 농산물은 호흡작용을 지속하며, 호흡 기반으로 포도당이 사용된다. 고 하면 1분자의 포도당에서 673kcal의 에너지가 생산되지만 전자전달계에서 ATP의 형태로 보충되는 에너지는 활발하게 물질대사를 실시하고 있는 세포에서도 약 54% 정도이므로, 상당한 부분은 호흡열의 형태로 체외로 방출된다. 이 열량은 농산물의 호흡활성에 의해 좌우되며 환경온도에 의해서도 영향을 받는다. 어느 것이든 호흡열은 농산물을 저온 처리하는 경우에 냉각부하의 일부가 된다. 표 3-1은 채소 발열량을 개략적으로 나타낸 것으로 농산물 호흡에 의해 배출되는 CO₂양 1mg이 2.55cal에 상당하므로 호흡량(CO₂mg/kg/h)을 측정해서 산출된 것이다. 냉각은 물질에서 열을 제거하는 과정이므로 농산물 냉장관리에 있어서는 농산물에서 방출되는 호흡량을 제거하여 농산물을 보관하는 환경온도를 희망하는 온도수준으로 유지할 수 있도록 유의해야한다.

표 3-1. 채소의 호흡열 발생량

작 물	호흡열(kcal/t/24h)		
	0℃	4.5℃	15.5℃
감 자	-	330 ~ 450	380 ~ 650
오 이	-	-	550 ~ 1700
양 파	180 ~ 280	200	600
양 배 추	300	430	1000
고 구 마	300 ~ 600	430 ~ 860	1100 ~ 1600
토마토(녹숙)	150	280	1600
토마토(성숙)	250	330	1400
양상추(결구)	580	680	2000
당 근	530	880	2000
셀 로 리	400	600	2100
피 망	680	1200	2100
콜리플라워	-	1100	2500
양상추(잎)	1100	1600	3600
리마콩	580 ~ 800	1100 ~ 1500	5500 ~ 6900
아스파라거스	1500 ~ 3300	2900 ~ 5800	5500 ~ 13000
버 섯	1600	-	-
오 크 라	-	3000	8000
브로콜리	1900	2800 ~ 4400	8500 ~ 13000
시 금 치	1100 ~ 1200	2000 ~ 2800	9300 ~ 9600
스위트·콘	1800 ~ 2800	3300	9700
그린피스	2100	3300 ~ 4000	9900 ~ 11000

(ASHRAE Guide and Data Book, 1962)

3) 농산물의 온도 반응성

일반적으로 농산물의 물질대사활성은 온도가 낮아질수록 낮아져 품질을 오랫동안 유지할 수 있게 된다. 그러나 농산물의 종류, 품종, 발육단계, 기관, 부위, 조직구조 등의 차이에 따라서 온도의 영향은 다르다. 일반적으로 발육 중에 있는 조직이나 기관은 화학성분의 전환이나 가스교환이 상당히 빠르며 총체생리활성으로서 나타나는 호흡활성도 높기 때문에 온도의 영향은 커진다. 나아가 농산물 중에는 저온감수성이 높은 것이 있어서 저온 하에서 대사 이상을 일으켜 생리장해를 발생하는 경우가 있다. 이와 같은 생리장해를 저온장해라고 부르며 있으며 농산물 저온관리상 주의해야 할 점이다. 또한 휴면하는 작물에서는 온도에 대한 반응성이 다르며 그 현상이 작물의 저장성에 관계한다. 예를 들어 감자나 양파에서는 30~32℃에서는 휴면해서 발아하지 않고 0℃와 같은 저온에서는 강제적으로 발아가 억제되지만 15~20℃에서는 발아해 품질이 저하된다. 감자는 저온에서는 발아가 억제되지만 함유되어 있는 전분이 분해되어 글루코스, 플라크토스, 스크로우스 등이 축적되고 특히 환원당인 글루코스, 플라크토스는 포테이토칩이나 후렌치후라이 등 가공품의 갈변원인이 된다. 또한 저온 하에서는 이와 같은 현상 뿐 아니라 호흡활성 증가가 일어나는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 생명을 유지하고 있는 농산물의 온도에 대한 반응성은 복잡한 일면이 있다.

나. 대사제어, 생리장해와 온도

1) 대사제어

농산물의 물질대사 활성은 그것을 보관하는 온도에 영향을 받아 낮은 온도에서는 억제되고 높은 온도에서도 종류에 따라서는 억제되는 것이 있다고 보고되고 있다. 그림 3-1에서 볼 수 있는 것처럼 일반적으로 저온 하에서 농산물의 대사억제 또는 품질유지 기간은 연장된다. 한편, 다음에 제시하는 저온장해를 일으키는 것에서는 저온 하에서 품질유지 기간이 짧아진다. 표 3-2는 농산물의 대사활성을 억제해 품질을 유지해서 유효하게 수송하는 조건을 나타낸 것이다.

2) 저온장해

농산물 중에는 동결온도 이상의 온도상태에서도 대사계의 불균형, 생체막의 구조·기능변화 등을 일으켜 그 결과로 일종의 병상(갈변, 조직의 연화, 피팅, 추숙불능 등)을 보이며 변질, 부패하는 것이 있다. 이와 같은 저온상태에서 발생하는 병해를 저온장해(Chilling Injury)라고 한다(표 3-3). 저온장해를 입기 쉬운 농산물은 열대·아열대산으로 그 장해를 입는 온도·병상 등은 작물의 종류, 품종, 숙도, 재배조건, 저장조건 등에 따라서 다르다. 일반적으로 오이, 가지, 호박, 오크라, 멜론 등 열매채소류에서 저온감수성이 높은 것이 많고 잎채소

에는 저온내성이 높은 것이 많다. 그러나 서양채소, 비름, 덩굴지치, 허브 등은 저온장해를 입기 쉽다. 많은 연구자들에 의해서 저온장해의 발생기구가 다양한 입장에서 연구되어 왔다. 가장 최근의 연구에서는 생체막에서 인지질의 상전이가 원이라고 되어 있다. 이와 같은 상전이는 구성지방산에 있어서 불포화지방산/포화지방산의 비에 따라서 영향을 받고 그 값이 작으면 즉 상대적으로 포화지방산이 많으면 보다 높은 임계온도에서 생체막이 액상에서 고상으로 변화를 일으키며 생체막 기능은 저하한다. 이 임계온도에서 초기의 변화는 나아가 이상한 생화학적 변화를 유도해 저온장해 발생으로 발전한다.

표 3-2. 농산물의 저온수송의 추천온도

과 일	1~2일의 수 송	2~3일의 수 송	채 소	1~2일의 수 송	2~3일의 수 송
사 과	3~10℃	3~10℃	아스파라거스	0~5℃	0~2℃
귤	4~8	4~8	콜리플라워	0~8	0~4
오 렌 지	4~10	2~10	양 배 추	0~10	0~6
레 몬	8~15	8~15	싹양배추	0~8	0~4
그 레 이 프 프 루 트	8~15	8~15	양 상 추	0~6	0~2
포 도	0~8	0~6	시 금 치	0~5	-
복 승 아	0~7	0~3	고 추	7~10	7~8
살 구	0~3	0~2	오 이	10~15	10~13
자 두	0~7	0~5	까 치 쿡	5~8	-
버 짜	0~4	-	꼬투리완두	0~5	-
서 양 배	0~5	0~3	호 박	0~5	-
멜 론	4~10	4~10	토마토(미숙)	10~15	10~13
딸 기	1~2	-	토마토(완숙)	4~8	-
파인애플	10~12	8~10	당 근	0~8	0~5
바 나 나	12~14	12~14	양 파	-1~20	-1~13
밤	0~20	0~20	감 자	5~10	5~20

(국제냉동협회, 1974년)

표. 3-3. 농산물의 저온장해 발생온도 및 증상

종 류	과 명	온 도(℃)	증 상
까 치 콩	콩	8~10	수침상 피팅
오 크 라	아욱	7.2	수침상반점, 부패
호 박	참외	7~10	내부갈변, 부패
오 이	참외	7.2	피팅, 수침상연화
수 박	참외	4.4	내부갈변, 오프플레이버
멜론(칸타로프)	참외	2.5~4.5	피팅, 과표면의 부패
멜론(하네쥬)	참외	7.2~10	피팅, 추숙불량
고 구 마	메	10	내부갈변, 부패
토마토(완숙)	가지	7.2~10	수침상연화, 부패
토마토(미숙과)	가지	12~13.5	추숙불량, 부패
가 지	가지	7.2	피팅, 탐
피 망	가지	7.2	피팅, 탐과 종자갈변
아보카도	녹나무	5~11	추숙불량, 과육의 변색
매 실	장미	5~6	피팅, 갈변
올 리 브	목서	7.2	내부갈변
오 렌 지	감귤	2~7	피팅, 갈변
그레이프프루트	감귤	8~10	피팅
레몬(황숙과)	감귤	0~4.5	피팅, 상뇌(じょうのう)갈변
레몬(녹숙과)	감귤	11~14.5	피팅
팔 삭	감귤	4~6	고한증
여름감귤	감귤	3~7	고한증, 갈변
바 나 나	파초	12~14.5	과피갈변, 추숙불량
파인애플	파인애플	4.5~7.2	과심부흑변, 추숙불량
패션후르츠	토케이소우	5.5~7	오프플레이버
파파야(숙과)	파파야	7.5~8.5	피팅, 오프플레이버
파파야(미숙과)	파파야	10	피팅, 추숙불량
망 고	웃나무	7~11	추숙불량
사과(일부의 품종)	장미	2.2~3.3	내부갈변, 탐

(邨田卓夫, 1980)

2. 습도환경

생물체의 생리대사는 물을 매체로 지속되어 생명이 유지되고 있다. 식물체는 통상 생육 중 뿌리로부터 물을 흡수하고 표피계, 기공 및 피목 등에서 증산작용을 행하여 물질이동이나 온도조절을 하고 있고 습도환경이 증산작용에 직접 영향을 준다.

수확 후에도 채소는 하나의 독립된 식물체로서 생활 작용을 지속하고 있지만 수확된 채소에서는 수분 공급이 없어 증산작용에 의한 수분 손실을 초래하게 된다. 채소의 경우 수분을 90%이상 함유하고 있고 그 수분의 약 5%를 손실하면 일반적으로 상품성이 없다고 말하고 있고, 수분 손실은 중량감소 뿐 아니라 광택의 손실과 시들음 등 외관상의 품질저하 원인이 된다. 따라서 채소 선도유지에 있어서 증산작용을 가능한 한 억제하는 것이 중요하게 된다.

가. 습도와 증산작용

농산물의 증산작용은 그 표면의 증기압이 외기의 수증기압보다 높을 때에 진행되며 환경공기의 증기압과의 차이에 거의 비례한다. 이 차이는 증기압차(Vapor Pressure Deficit)라고 불리고 수증기압의 차, 즉 습도 기울기의 정도를 나타내며 단위는 mmHg 또는 Pa로 표시한다. 채소의 수분 중에는 수용성성분을 포함해 포화수증기압에 0.98을 곱한 값이 된다. 그림 3-2는 농산물의 증산량과 증기압 차와의 관계를 조사한 결과이다. 증기압차와 증기압은 일반적으로 직선적 관계이고 그 기울기의 대소는 농산물의 종류, 품종, 속도나 바람, 빛 등에 따라 결정된다.

나. 온도와 증산작용

환경온도가 상승하면 증산작용은 활발하게 되며 저온에서는 억제된다. 공기 단위 용적당 함유되어있는 수증기의 양은 고온일수록 커지고 그 양은 0℃에 대해서 10℃상승하면 1.9~1.7배로 된다. 나아가 온도상승에 따라서 물 분자운동의 상승과 함께 채소의 세포액의 점성이 저하하고 채소 세포내 물의 이동이 활발하게 되어서 증산작용은 촉진된다. 따라서 채소의 증산작용을 억제하려면 저온으로 유지하는 것이 중요하다.

다. 바람과 증산작용

농산물을 취급하는 과정에서 환경공기가 정지하고 있는 경우는 없기 때문에 항상 바람의 영향을 받는다. 농산물의 종류나 측정시간에 따라서도 영향을 받으며 작물마다 영향은 다르지만 표피로 덮여 있는 농산물은 0~3m/s의 풍속에서는 감량률에 차이가 거의 없다. 이것은 증산속도가 채소내부의 수분 이동에 종속되어 있기 때문이라고 추정된다. 그러나 지나 시

금치에서는 바람의 유무가 증산작용에 영향을 준다고 보고되어 있다. 농산물에 상처가 생기면 직접 조직 중의 수분이 증산되며, 증산량이 풍속에 비례하여 증가된다.

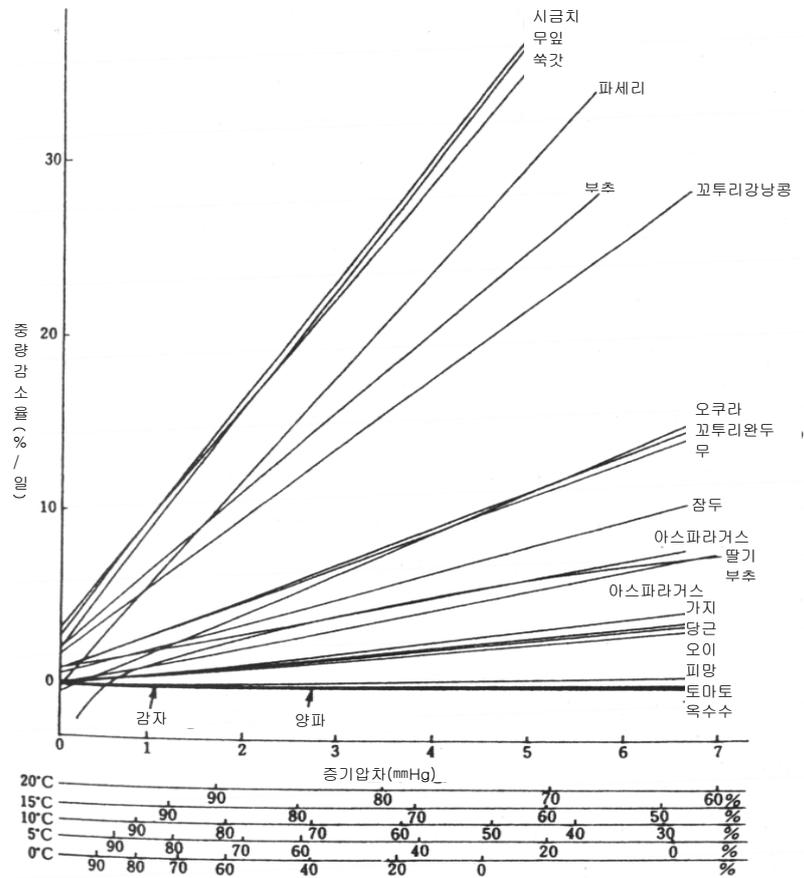


그림. 3-2. 임의의 온습도에서 채소의 증산량(加藤 외, 1983)

표. 3-4. 가지의 감량율에 미치는 송풍의 영향

저장일수	10°C		실온 · 무송풍
	송풍구	무송풍구	
2	6.7%	2.2%	4.2%
4	12.1	3.5	10.7
6	17.7	4.9	17.0
8	21.7	6.0	21.2

(大久保, 1974)

표. 3-5. 토마토의 감량율에 미치는 송풍의 영향

저장일수	송풍구	무송풍구
8	1.5%	1.4%
13	2.0	1.8
20	2.5	2.6
25	3.4	3.1
30	4.2	3.5

(大久保, 1974)

라. 햇빛과 증산작용

햇빛을 받은 식물체에서는 식물체의 온도가 상승하고, 또한 빛의 자극에 의해 기공의 개구가 촉진되어 증산이 촉진된다. 또한 햇빛에 의해 환경온도의 상승도 동반되기 때문에 농산물의 증산작용이 빨라진다. 잎채소류에서는 햇빛으로 인해 생육 과정증과 같은 작용을 일으키며 지하부를 이용한 뿌리채소류에서는 온도상승 작용만이 문제가 된다. 수확 후 취급이나 유통과정에서 햇빛을 받지 않도록 주의할 필요가 있다.

마. 기압과 증산작용

통상 대기는 기압 변동이 적어서 대부분 농산물의 증산에 영향을 주지 않는다. 그러나 진공냉각 예냉은 진공조 내의 압력을 포화 수증기압보다 낮게 하여 수분의 증산을 촉진시켜서 채소로부터 증발잠열을 빼앗아 품온을 저하시키기 때문에 온도저하에는 일정량의 수분 증산이 필요하게 되어 적극적으로 대기와 함께 물, 증기를 배제하게 되고 증산작용에 의한 중량 감소가 발생된다.

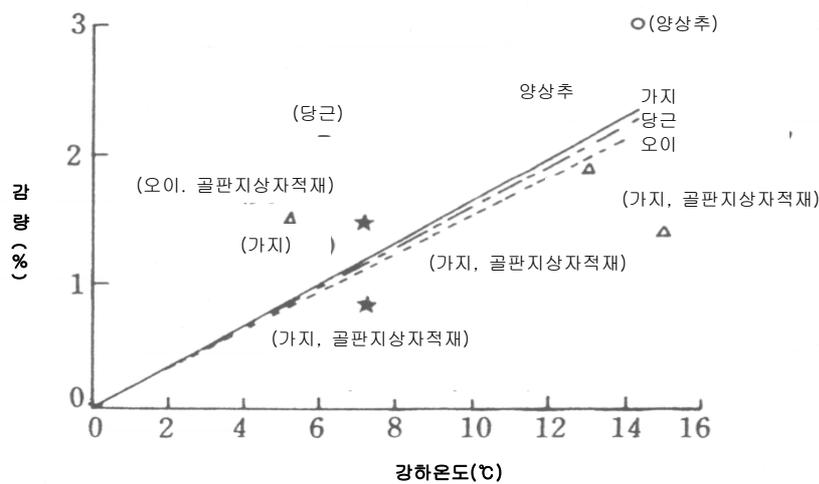


그림 3-4. 진공 예냉처리에서 강하온도와 중량감소의 관계(직선은 이론치) (무川 외, 1983)

바. 작물별 증산특성

채소는 생육도중에 수확 되는 것이 많기 때문에 미발달 상태로 표피 구조도 완성되지 않고 또 기공을 많이 소유하고 있는 것도 있기 때문에 수분 손실도 일어나기 쉽다. 채소의 증산은 종류에 따라 특성이 있으며 저장온도에 따라서 증산 작용이 영향 받기 쉬운 것과 그렇지 않은 것으로 분류되며(표 3-6), 과경(梗)이나 꼭지 등이 붙어있는 것에서는 그것을 사이에 두고 증산을 하게 된다. 또한 채소의 시들음이 발생하기까지의 수분 손실량은 종류에 따라서 다르고 채소 표면적/체적 비가 큰 것일수록 증산이 일어나기 쉽다.

표. 3-6. 채소의 증산특성의 분류

증 산 특 성		작 물	저장성
A형	온도가 낮아짐에 따라서 증산량이 급격하게 저하하는 것	감자, 고구마, 양배추, 당근, 양파, 호박	대
B형	온도가 낮아짐에 따라서 증산량도 저하하는 것	무, 콜리플라워, 토마토, 완두	중
C형	온도에 관계없이 증산량의 변화가 크지 않은 것	셀로리, 아스파라거스, 가지, 버섯, 오이, 시금치	소

(樽谷, 1963)

3. 농산물 저장을 위한 적정 환경조건

신선 원예산물의 품온은 저온을 유지하되 항상 동결점보다 높아야 하고, 동결점보다 낮아 열게 되면 품질은 오히려 나빠진다. 또, 신선한 원예산물은 수확 후에도 살아있어서 얼지 않더라도 온도가 너무 낮으면 저온장해를 입어 품질이 나빠지는 것도 있다. 따라서 무조건 저온이 품질유지에 좋은 것이 아니라 최적온도를 유지하는 것이 중요하다. 원예산물과 공기가 접하는 경우에는 공기 중의 상대습도도 온도와 마찬가지로 품질에 영향을 주는데, 상대습도가 낮으면 수분증산에 의한 중량감모가 많아지고 상대습도가 높으면 박테리아나 곰팡이의 증식이 빨라진다. 공기 중의 가스성분도 품질에 영향을 미친다. 즉, 공기 중의 이산화탄소나 산소의 농도, 에틸렌의 농도 등에 따라 품질보존 특성도 달라지게 된다. 신선 원예산물의 품질저하에는 자체의 생화학적 변화, 세균이나 곰팡이 등 미생물의 부착이나 번식, 취급, 수송 중의 충격에 의한 기계적 손상 등도 영향을 미친다.

이와같이 원예산물의 품질변화에는 온도, 상대습도, 가스성분, 원예산물 자체의 물성, 미생물의 번식 등 여러 가지 요인이 복합적으로 영향을 미친다. 따라서 원예산물의 고품질 저장을 위해서는 복합적인 환경조절과 관리기술이 필요하다. 표3-7에 작물별로 저장에 적합한

환경조건을 나타내었다.

표. 3-7. 작물별 알맞은 저장환경

작물명	온도 (°C)	상대 습도 (%)	동결온 도 (°C)	에틸렌 발생 정도	에틸렌 민감도	CA조건	
						O ₂	CO ₂
사과	-1.1	90~95	-1.5	VH	H	2~3%	1~2%
배	1.0	90~95	-1.6	H	H	-	-
복숭아	-0.5~0.0	90~95	-0.9	M	M	1~2%	3~5%
포도	-0.5~0.0	90~95	-2.7	VL	L	-	-
감(부유)	0.0	90~95	-2.2	L	H	-	-
포도	-0.5~0.0	90~95	-2.0	VL	L	-	-
귤	4 7	90 95	-1.1	VL	M	-	-
배추	0.0	95~100	-0.9	VL	M~H	1~2%	0~5%
토마토(완숙)	8.0~10.0	85~90	-0.5	H	L	3~5%	3~5%
오이	10.0~12.0	85~90	-0.5	L	H	3~5%	0~5%
딸기	0.0	90~95	-0.8	L	L	5~10%	15~20%
단고추	7~10	95~98	-0.7	L	L	2~5%	2~5%
양파	0.0	65~70	-0.8	VL	L	1~3%	5~10%
브로콜리	0.0	95~100	-0.6	VL	H	1~2%	5~10%
당근	0.0	98~100	-1.4	VL	H	-	-
샐러리	0.0	98~100	-0.5	VL	M	1~4%	3~5%
가지	10~12	90~95	-0.8	L	M	3~5%	0%
생강	13	65	-	VL	L	-	-
마늘	0.0	65~70	-0.8	VL	L	0.5%	5~10%
상추	0.0	98~100	-0.2	VL	H	2~5%	0%

주) VH : 매우 높음, H : 높음, M : 중간, L : 낮음, VL : 매우 낮음

제2절 온·습도환경에 따른 농산물의 신선도 예측

1. 냉동식품과 원예산물의 신선도

원예산물의 신선도 보존기술의 개발에 있어서 환경요인(온도, 상대습도, 진동, 충격, 산소·이산화탄소·에틸렌 농도 등)에 따른 원예산물의 신선도 변화를 정량화할 수 있다면 매우 효율적인 신선도보존 시스템의 구축이 가능하다.

냉동식품에 있어서는 미국 농무성(USDA)에서 냉동식품의 유통기간을 예측하기 위하여 TTT(Time, Temperature, Tolerance)법을 개발하여 사용하고 있다. 이것은 시간·품온에 따른 품질내성 또는 품질적으로 허용되는 시간·품온 등의 의미를 지닌다. 이 방법에서는 냉동식품의 품질변화가 Arrhenius의 공식($k=Ae^{-E/RT}$, k : 반응정수, A : 상수, E : 활성화에너지, R : 기체상수, T : 온도)에 따라 변화되는 것으로 보아 유통기간 동안의 온도이력으로부터 품질변화를 예측한다.

그러나 신선 농산물은 냉동식품과는 달리 살아있는 생명체로서 수확후의 품질이 온도 외에도 상대습도, 가스농도, 진동, 충격 등에 의해서도 영향을 받게된다. 다시 말하여 신선 농산물의 품질변화를 예측하기 위해서는 냉동식품을 위한 TTT법 대신에 TET(Time, Environment, Tolerance)법을 사용하여야 할 것이다.

2. 원예산물의 신선도 보존기간 예측

일반적으로 농산물의 중량이 수확시의 중량에 비하여 5~10% 줄어들면 상품성을 상실하게 된다고 알려져 있다. 따라서 원예산물의 수확 후 중량감모를 예측함으로써 원예산물의 신선도 보존에 필요한 환경요인을 설정하는 방법을 설명한다.

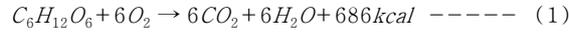
표. 3-8. 상품성을 유지할 수 있는 수분손실의 최대허용치

작물	수분손실(%)	작물	수분손실(%)
셀러리	10	양파	10
아스파라거스	8	양배추	7
당근	8	토마토	7
감자	7	오이	5
딸기	6	상치	5
브로콜리	4	시금치	3

가. 중량감소 예측 모형

1) 호흡작용에 의한 중량감소

호흡작용의 화학방정식은 식(1)과 같이 표시되며, 식(1)로부터 호흡작용에 따른 원예산물
의 중량감소를 계산할 수 있다.



호흡에 의한 중량감소는 건물중량 감소와 수분의 감소를 합한 것이다.

- 건물중량 감소

$$\text{건물중량감소 (g/kg}_{fwt}\text{.h)} = \left[\frac{\text{호흡량 (mg}_{CO_2}\text{/kg}_{fwt}\text{.h)}}{1000 \text{ (mg/g)}} \right] * \left[\frac{180}{264} \right]$$

- 수분의 감소

$$\text{수분감소 (g}_{H_2O}\text{/kg}_{fwt}\text{.h)} = \left[\frac{\text{호흡량 (mg}_{CO_2}\text{/kg}_{fwt}\text{.h)}}{1000 \text{ (mg/g)}} \right] * \left[\frac{108}{264} \right]$$

- 호흡에 의한 총중량감소

$$\text{호흡에 의한 총중량감소 (g/kg}_{fwt}\text{.h)} = \left[\frac{\text{호흡량 (mg}_{CO_2}\text{/kg}_{fwt}\text{.h)}}{1000 \text{ (mg/g)}} \right] * \left[\frac{288}{264} \right]$$

2) 수분증산에 의한 중량감소

수분증산에 의한 중량감소는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\text{수분증산량 (ng/kg}_{fwt}\text{.S)} = \text{증산계수 (ng/kg}_{fwt}\text{.S.Pa)}$$

$$* [\text{원예산물 표면 포화증기압 (Pa)}] - \text{공기의 증기압 (Pa)}$$

3) 호흡 및 수분증산에 의한 총 중량감소

따라서 호흡 및 수분증산에 의한 총 중량감소는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \text{총중량감소 (g/kg}_{fwt}\text{.h)} &= \left[\frac{\text{호흡량 (mg}_{CO_2}\text{/kg}_{fwt}\text{.h)}}{1000 \text{ (mg/g)}} \right] * \left[\frac{180}{264} \right] * \left[\frac{108}{264} \right] \\ &+ \left[\frac{\text{증산계수 (ng/kg}_{fwt}\text{.S.Pa)}}{10^9 \text{ (ng/g)} * 3600 \text{ (S/h)}} \right] * [\text{원예산물 표면포화증기압 (Pa)}] - \text{공기의 증기압 (Pa)} \end{aligned}$$

나. 신선도 예측을 위한 데이터 분석

원예산물의 신선도 변화를 예측하는데 TET법을 이용하기 위해서는 여러 가지 환경요인
과 원예산물의 생리반응에 대한 많은 자료가 필요하지만, 현재로서는 사용 가능한 데이터가
그리 많지 않으며, 국내외의 문헌분석을 통해 이용 가능한 데이터를 정리하면 다음과 같다.

1) 온도에 따른 호흡량

농산물의 호흡량은 온도와 밀접한 관계가 있으며 품질변화를 호흡량으로부터 어느 정도

예측할 수 있다. 온도와 호흡량의 관계를 정량화하는 방법으로는 2가지가 있다. 하나는 Q_{10} 값으로 나타내는 것이고, 다른 하나의 Gore의 방정식으로 나타내는 것이다.

Q_{10} 값은 온도가 10°C 상승할 때 증가되는 호흡량의 증가계수를 의미한다. 즉, $Q_{10}=2$ 일 경우에 0°C 에서 호흡량이 10mg/kg.h 이라면 10°C 에서는 호흡량이 20mg/kg.h 가 되고, 20°C 에서는 호흡량이 40mg/kg.h 가 된다. 표 2-9에서 볼 때 원예농산물의 Q_{10} 값은 2~4범위에 있다. 다시 말하여 농산물의 온도를 10°C 내릴 때 마다 호흡량은 $1/2\sim 1/4$ 로 줄어들음을 알 수 있다.

Gore의 방정식은 다음과 같이 나타낸다.

$$Q = a10^{bT} \text{ ----- (2)}$$

여기서, Q : 호흡량($\text{CO}_2\text{mg/kg.h}$), a, b : 상수, T : 온도($^{\circ}\text{C}$)

표2-9에 농산물별 호흡량의 자료를 회귀분석하여 Q_{10} 값과 Gore방정식의 a, b값을 구하여 나타내었다. 표3-9에 나타난 작물별 호흡량 데이터는 USDA Handbook(No.66)에서 발췌하여 회귀분석을 한 것이며, 온도와 호흡량은 범위가 있는 것을 평균하여 나타내었다.

2) 가스농도에 따른 호흡량

농산물 저장공간의 산소 농도가 공기 중에서 보다 낮아지거나 이산화탄소 농도가 공기 중에서 보다 높아지면 농산물의 호흡량이 줄어든다. 표2-10에 산소농도 3% 조건에서의 각종 원예농산물의 호흡량을 나타내었다. 표3-10에서 볼 때 3% 산소농도 조건에서는 일반적인 저온조건에서 보다 호흡량이 많이 줄어드는 것을 알 수 있다. 그러나 온도에 따른 호흡량은 온도가 높을수록 감소되는 경향을 나타내며, 온도에 따른 호흡량의 변화는 그다지 크지 않음을 알 수 있다.

따라서 CA저장에 있어서는 저장온도를 낮추는 것이 품질유지에 더 효과적이라 단정지을 수 없다. 단, CA저장에서 어느 정도 까지 저장온도를 높여도 되느냐 하는 것을 결정하기 위해서는 수분증산과 부패성 미생물의 증식 등에 대한 검토가 우선되어야 할 것이다.

표. 3-9. 원예 농산물의 호흡량(CO₂mg/kg-h)

작물	온도(°C)						호흡상수		Q ₁₀
	0	4~5	10	15 ~16	20 ~21	25 ~27	a	b	
사과 여름산	5	8	17	25	31		5.2	0.0412	2.58
겨울산	3	6	9	15	20		3.4	0.0389	2.45
살구	6	8	15	28	41		5.2	0.0443	2.77
강낭콩	20	35	58	93	130	193	22.7	0.0372	2.35
딸기	15	20	72	82	149	190	16.2	0.0448	2.80
브로콜리	20	35	81	174	299		19.9	0.0587	3.87
양배추	5	11	18	26	39	56	6.3	0.0385	2.43
당근 줄기절단	15	20	31	40	71		14.5	0.0318	2.08
콜리플라워	18	21	34	46	81	112	16.0	0.0324	2.11
샐러리	6	10	24	34	64		6.3	0.0496	3.13
오이			26	29	31	37	20.6	0.0094	1.24
꽃상추	45	52	73	100	133	200	41.9	0.0251	1.78
무화과		12	23	56	76	96	8.7	0.0436	2.73
마늘	9	21	20	22	19		12.9	0.0123	1.33
포도	3	5	8	16	33	39	3.1	0.0453	2.84
케일	22	41	78	138	226		23.2	0.0494	3.12
키위	3	6	12		19		3.7	0.0380	2.40
파	15	25	60	96	110	113	19.2	0.0356	2.27
잎상추	23	30	39	63	101	147	21.2	0.0317	2.08
수박		4	8		21		2.3	0.0478	3.01
버섯	36	71	100		290		39.4	0.0425	2.66
양과 예진	3	4	8	11	17	28	2.8	0.0383	2.42
녹색	21	28	49	91	129	154	21.3	0.0359	2.28
오크라		56	91	146	261	345	38.2	0.0381	2.40
파아슬리	35	65	125	164	211	308	43.4	0.0347	2.22
복숭아	5	8	16	38	81	102	4.8	0.0545	3.51
파프리카		10	14	23	44	55	6.5	0.0369	2.34
감		6		13	22	35	4.0	0.0356	2.27
자두	3	7	9	12	22	50	3.0	0.0445	2.79
감자		6	9	9	12		5.2	0.0173	1.49
무 줄기부착	16	20	34	74	130	176	14.0	0.0440	2.75
줄기절단	6	10	16	32	51	75	6.1	0.0435	2.72
시금치	21	47	110	179	230		25.5	0.0514	3.27
호박	13	17	35	83	91		11.9	0.0468	2.94
사탕옥수수	41	63	112	163	290	359	43.3	0.0375	2.37
토마토 녹숙		7	15	22	35	43	5.3	0.0375	2.37
완숙			15	27	34	41	8.6	0.0276	1.89
순무 줄기절단	8	10	16	23	25		7.9	0.0266	1.84

(USDA Handbook No.66)

표. 3-10. 원예농산물의 산소농도 3% 조건에서의 호흡량(CO₂mg/kg·h)

작물	온도(°C)			회귀식
	0	10	20	
아스파라거스	0.893	0.714	0.591	$Y=0.0003X^2-0.0206X+0.8929$
강낭콩	1.143	0.632	0.552	$Y=0.0022X^2-0.0726X+1.1429$
블랙베리, Bedford Giant	0.682	0.806	0.806	$Y=-0.0006X^2+0.0187X+0.6818$
양배추, January King	1.000	0.692	0.491	$Y=0.0005X^2-0.0361X+1.0000$
당근, 잎절단	0.800	0.730	0.702	$Y=0.0002X^2-0.0092X+0.8000$
콜리플라워, April Glory	0.700	1.000	0.476	$Y=-0.0041X^2-0.0712X+0.700$
샐러리, White	0.714	0.750	0.667	$Y=-0.0006X^2+0.0095X+0.7143$
오이	0.833	0.615	0.667	$Y=0.0013X^2-0.0353X+0.8333$
상추	0.833	0.769	0.647	$Y=-0.0003X^2-0.0035X+0.8333$
양파, Bedfordshire Champion	0.667	0.571	0.500	$Y=0.0001X^2-0.0107X+0.6667$
감자	1.000	0.900	0.750	$Y=-0.0003X^2-0.0075X+1.000$
완두콩	0.725	0.646	0.627	$Y=0.0003X^2-0.0109X+0.7250$
피망	1.125	0.700	0.486	$Y=0.0011X^2-0.053X+1.12500$
나무딸기, Malling Jewel	0.917	0.609	0.650	$Y=0.0017X^2-0.0483X+0.9167$
시금치, Prickly True	1.020	1.088	0.913	$Y=-0.0012X^2+0.0188X+1.020$
브로콜리	0.844	0.676	0.506	$Y=-1E-05X^2-0.0166X+0.8442$
딸기, Cambridge Favourite	0.800	0.865	0.677	$Y=-0.0013X^2+0.0192X+0.800$
사탕옥수수	0.871	0.667	0.571	$Y=0.0005X^2-0.0259X+0.8710$
토마토, Eurocross BB	0.667	0.400	0.400	$Y=0.0013X^2-0.040X+0.66670$

(Takeo Shiina, 일본식품종합연구소, 2003)

3) 수분증산계수

농산물의 수분손실 정도와 증기압차 사이에는 선형적 비례관계를 나타내며 이를 계수화한 것을 수분증산계수라 한다. 수분증산계수를 사용하면 온습도 환경에 따른 수분증산량을 손쉽게 예측할 수 있다. 표3-11과 표3-12에 농산물의 수분증산계수를 나타내었다.

표. 3-11. 원예산물의 수분증산계수(1)

작물	증산계수 (ng/kg.S.Pa)	작물	증산계수 (ng/kg.S.Pa)
사과	42	자두	136
양배추	223	감자	44
당근	1207	토마토	140
샐러리	1760	양파	60
포도	123	복숭아	572
상추	7400	서양배	69

(ASHRAE Handbook, 2002)

표. 3-12. 원예산물의 수분증산계수(2)

작물	증산계수 (ng/kg.S.Pa)	작물	증산계수 (ng/kg.S.Pa)
딸기	961	파셀리	5137
토마토	104	감자	24
가지	559	무우	2017
오이	473	꼬투리완두콩	2043
피망	446	꼬투리강남콩	4003
오크라	1874	부추	4629
어린옥수수	20	시금치	6876
아스파라거스	1209	무우잎	6646
썩갓	6572	당근	528

(Katoh 등, 山形大學, 1983)

다. 신선도 보존기간의 예측

딸기와 복숭아의 유통 온·습도 별 신선도 보존기간을 예측하여 표3-13과 표3-14에 나타내었다. 예측된 유통가능 기간은 UC Davis에서 추천하고 있는 유통조건 및 유통기간과 거의 일치하였다. 유통온도를 0℃에서 10℃로 증가시키면 유통기간은 약1/2로 줄어드는 것으로 나타났다. 한편 0℃의 온도조건에서도 상대습도를 95%에서 65%로 낮추면 유통기간이 약 1/7로 줄어드는 것으로 나타났다. 이 결과로 부터 농산물의 신선도 유지를 위하여는 온도를 낮추는 것도 중요하지만 적절한 상대습도를 유지하는 것도 매우 중요함을 알 수 있다. 따라서 저온유통체계의 구축에 있어서는 온도관리 뿐만 아니라 저온유통시설의 상대습도를 적절하게 관리하는 것이 매우 중요하며, 이는 국내의 저온유통시설에서 반드시 개선되어야 할 기술적 과제이다.

표3-15에는 수확 후 예냉시 까지 지연되는 시간이 유통기간에 미치는 영향을 나타내었다. 예냉시간이 4시간 지연되면 유통가능 기간은 24시간이 짧아지는 것으로 나타나, 수확 후 신속히 예냉하여 포장열을 제거시키는 것이 매우 중요함을 알 수 있다.

표 3-13. 딸기의 온·습도별 중량감소 및 유통가능 기간

온도(°C)	0				5				10			
습도(%)	65	75	85	95	65	75	85	95	65	75	85	95
중량감소 (g/kg.day)	26.0	18.6	11.2	3.8	38.0	27.2	16.4	5.6	54.9	39.3	23.7	8.1
감소율 (%/일)	2.6	1.9	1.1	0.4	3.8	2.7	1.6	0.6	5.5	3.9	2.4	0.8
유통기간 (일)	1.9	2.7	4.5	13.1	1.3	1.8	3.0	8.9	0.9	1.3	2.1	6.2

※ 유통기간은 중량감소 5%를 기준으로 계산

※ UC Davis 추천 유통조건 및 기간 : 0°C, 90~95%, 7~10일

표. 3-14. 복숭아의 온·습도별 중량감소 및 유통가능 기간

온도(°C)	0				5				10			
습도(%)	65	75	85	95	65	75	85	95	65	75	85	95
중량감소 (g/kg.day)	15.5	11.1	6.7	2.2	22.7	16.2	9.7	3.3	32.7	23.4	14.1	4.8
감소율 (%/일)	1.5	1.1	0.7	0.2	2.3	1.6	1.0	0.3	3.3	2.3	1.4	0.5
유통기간 (일)	3.2	4.5	7.5	22.3	2.2	3.1	5.1	15.2	1.5	2.1	3.6	10.5

※ 유통기간은 중량감소 5%를 기준으로 계산

※ UC Davis 추천 유통조건 및 기간 : -0.5~0°C, 90~95%, 14~28일

표 3-15. 냉각지연에 따른 판매 가능시간 변화

수확후 예냉 지연 시간 (시간)	예냉 소요시간 (시간)	저장 소요시간 (시간)	수송 소요시간 (시간)	판매 가능시간 (시간)
2				74시간
4	6시간	24시간	4시간	61시간
6				50시간
외기온 25°C, 상대습도 65%	온도 0°C, 상대습도 95%	온도 0°C, 상대습도 95%	온도 12°C, 상대습도 95%	온도 12°C, 상대습도 85%

※ 작물 : 복숭아

제3절 농산물의 저온유통 실태와 개선방안

1. 생산지 저온유통시설 현황

가. 보급 현황

국내의 저온유통시설 보유현황은 '06년을 기준으로 할 때 저온저장고는 14,817개소에 786,996㎡, 예냉고는 601개소에 84,845㎡이지만, 전체 저온유통시설 중에서 개인이나 작목반이 보유하고 있는 비율은 저온저장고가 77.6%, 예냉고가 89.3%로서 대부분이 개인과 작목반 위주로 보급되어 있다. 평균 시설면적은 산지유통조직의 경우는 저온저장고가 516.4㎡/개소, 예냉고가 202.4㎡/개소이고, 개인 및 작목반의 경우는 저온저장고가 42.2㎡/개소, 예냉고가 136.2㎡/개소이다. 개인 및 작목반의 경우에 저온저장고의 규모가 작고 예냉고의 면적이 저온저장고의 면적보다 3배 정도로 넓은 것은 수확 후 임시저장용 시설을 예냉고로 분류하였기 때문으로 추정되며, 개인이나 작목반의 경우에 저장보다는 수확 즉시 일시보관 하겠다가 출하하기위한 산지 저온시설의 필요성이 높다는 것을 알 수 있다.

표. 3-16. 생산지 저온유통시설 보급현황

시설명	저온저장고		예냉고		냉장탑차	
	'03	'06	'03	'06	'03	'06
총계	9,882개소 1,169,341㎡	14,817개소 786,996㎡	468개소 26,451㎡	601개소 84,845㎡	58개소 62대	
산지유통 조직	205개소 138,939㎡	341개소 176,085㎡	60개소 8,940㎡	45개소 9,107㎡	15개소 17대	74개소 76대
개인, 작목반	9,677개소 1,030,402㎡	14,476개소 610,911㎡	408개소 17,511㎡	556 75,738㎡	43개소 45대	

*자료 : 농수산물유통공사, 농산물 산지유통시설 운영현황('03, '06)

나. 저온저장고 가동현황

2007년에 농수산물유통공사에서 조사한 자료에 의하면 전국의 산지유통조직 341개소가 유통한 농산물의 총량은 2,317,954톤이었고, 그 중에서 저온저장 후 유통된 물량은 513,513톤으로 총유통량의 22.2%이었다. 이를 산지유통조직이 보유한 저온저장고 설치면적 당 저온저장량으로 환산하면 $513,513\text{톤}/\text{년} \div 176,085\text{㎡} = 2.92\text{톤}/\text{㎡}\cdot\text{년}$ 이다. 저온저장고의 연간 저장가능 물량을 이론적으로 계산하면 $0.91\text{톤}/\text{㎡} \times 0.8(\text{적재효율}) = 0.728\text{톤}/\text{㎡}\cdot\text{년}$ 이므로, 현재 설

치된 저온저장고의 이용율은 $2.92 \div 0.728 \times 100 = 401\%$ 로서 저온저장고의 회전율이 대단히 높은 것으로 분석되며, 따라서 1회 평균 저장일수는 277일(년간 가동일수) $\div 4.01 = 69.1$ 일로서 장기저장 보다는 단기저장용으로 많이 사용되고 있는 것으로 판단된다.

표 3-17. 341개 산지유통조직의 저온저장고 활용현황

'06취급물량 (톤)	'06저온저장물량 (톤)	저온저장 비율(%)	저온저장고 설치면적(m ²)	단위면적당 저장량(톤/m ² ·년)	저장고 이용율(%)
2,317,954	513,513	22.2	176,085	2.92	401

* 자료 : 농수산물유통공사(2007) 자료로부터 추정

다. 예냉시설 가동현황

2007년에 농수산물유통공사에서 예냉출하 실적이 있는 74개 산지유통조직에 대해 조사한 자료에 의하면 연간 총취급물량 594,100톤 중에서 저온저장 물량은 204,893톤으로 전체의 34.5%였고, 예냉물량은 39,611톤으로 전체의 6.7%로 나타났다. 예냉시설의 총설치면적은 5,960m²이며, 이들 조직이 보유한 예냉시설의 연간 단위면적당 예냉처리 물량은 39,611톤/년 $\div 5,960\text{m}^2 = 6.65\text{톤}/\text{m}^2\cdot\text{년}$ 으로 계산된다. 우리나라에 보급된 예냉시설은 거의 대부분이 차압통풍식으로서 하루에 2~3회의 예냉처리가 가능하다. 차압통풍식 예냉시설의 연간 처리가능 물량을 이론적으로 계산하면 $0.3\text{톤}/\text{m}^2 \times 0.6(\text{적재효율}) \times 2\text{회}/\text{일} \times 365\text{일} = 131.4\text{톤}/\text{m}^2\cdot\text{년}$ 이다. 따라서 74개 조직에 설치된 예냉시설의 이용율은 $6.65 \div 131.4 \times 100 = 5.1\%$ 로 계산되어, 예냉시설의 연간 가동일수는 18.6일로서 매우 낮은 것으로 분석되었다.

표. 3-18. 74개 산지유통조직의 예냉시설 활용현황

'06취급물량 (톤)	'06예냉물량 (톤)	예냉 비율(%)	예냉시설 설치면적(m ²)	단위면적당 예냉량 (톤/m ² ·년)	예냉시설 이용율(%)
594,100	39,611	6.7	5,960	6.65	5.1

* 자료 : 농수산물유통공사(2007) 자료로부터 추정

라. 저온수송 현황

74개 산지유통조직의 연간 총저온저장 물량은 253,283톤이고 그 중에서 냉장탑차를 이용하여 수송하는 물량은 98,504톤으로 전체 저온저장 물량의 38.9% 수준인 것으로 나타났다.

표. 3-19. 74개 산지유통조직의 저온수송 비율

저온저장 물량(톤)	저온수송량(톤)	저온수송 비율(%)
253,283	98,504	38.9

* 자료 : 농수산물유통공사(2007)

또 74개 산지유통조직의 수송차량 보유현황을 보면 일반 트럭은 평균 0.9대, 보냉탑차는 평균 0.1대, 냉장탑차는 평균 1.0대를 보유하고 있는 것으로 나타났다. 또 전체 수송차량 중 용차 이용비율이 73.6%이었고, 용차운송 중에서 냉장탑차가 차지하는 비율은 32.1% 이었다. 이와 같이 저온수송의 비율이 낮은 이유는 소비자 저온유통시설의 부족으로 저온수송 물품의 차별화가 이루어지지 않기 때문으로 판단된다.

표. 3-20. 74개 산지유통조직의 수송차량 보유현황

일반트럭		보냉탑차		냉장탑차	
계	평균	계	평균	계	평균
69	0.9	9	0.1	76	1.0

* 자료 : 농수산물유통공사(2007)

마. 산지 저온유통시설의 경영효과

저온유통시설의 도입은 농산물의 판매가격 상승으로 많은 이득을 창출할 수 있으나 고가의 시설비와 운영비가 소요되므로 그 경제성을 고려하여 도입되어야 한다. 본 연구에서는 김천 어모농협에서 포도를 저온유통한 실적을 분석하여 도입의 타당성과 문제점을 분석하였다. 김천 어모농협에 설치된 예냉·저온저장 시설의 면적은 363㎡이며 이를 이용하여 연간 500톤의 포도를 출하시킬 경우 시설 이용비용을 분석한 결과를 표3-22에 나타냈으며 년 64,730천원의 시설 이용비가 소요되었다.

표 3-22. 저온유통시설의 연간 시설 이용비용

구분		내역
예냉·저온저장고 면적(㎡)		363
설치비용(원)		330,000,000
내구년한(년)		20
처리물량(톤/년)		500
고정비(원/년)	감가상각비	16,500,000
	수리비	1,980,000
	이자	8,250,000
소계		26,730,000
변동비(원/년)	인건비	36,000,000
	전기료	2,000,000
	소계	38,000,000
총비용(원/년)		64,730,000

※ 폐기가격 : 0%, 이자율 5%/년, 수리비계수 : 구입가의 6%, 인건비 : 잡부임

저온유통시설을 운영하여 얻을 수 있는 운영자(농협)의 수익을 분석하여 표3-23에 나타내었으며, 연간 79,730천원의 경비가 소요되었으나 연간 48,204천원의 수익을 얻어 년 31,526천원의 적자가 발생하였다.

한편 저온유통시설을 이용한 농업인의 수익을 분석하여 표3-24에 나타내었으며, 농업인의 경우는 연간 79,080천원의 수익을 얻을 수 있는 것으로 분석되었다.

따라서 시설 이용비용, 운영자 손익 및 농업인 손익을 모두 고려하여 총수익을 분석하면 년 47,554천원의 수익이 증가된 것으로 분석되어 저온유통시설의 운영이 농업인 소득증대에 크게 기여할 수 있는 것으로 분석되었다. 하지만 이와 같은 경제적 효과는 아직 저온유통이 보편화되지 않은 상황에서 상대적으로 높은 수익을 얻을 수 있는 여건이 조성되어 있고, 또한 완전하지 않은 저온유통시설을 설치하여 비교적 시설비용이 적게 소요된 점도 수익성을 높이는 요인이 되었다. 그러나 향후 저온유통시설이 보편화되고 산지간 경쟁이 치열해지면 보다 완전한 시설의 도입에 따른 시설비용의 증가와 판매가격의 평준화에 따른 부가가치 하락 등으로 현재 같은 수익성을 보장받기 어려울 것으로 판단된다. 따라서 향후의 산지 저온유통시설에서는 적절한 시설의 설치와 설치비용의 절감, 효율적 운영과 가동율 증대 등을 통한 경제성 제고에 많은 노력이 필요할 것으로 판단된다.

표 3-23. 저온유통시설 운영자 수익

손실적요소(A)	이익적요소(B)
○ 증가되는 비용	○ 증가되는 수입
- 시설이용비용 64,730,000원	- 판매수수료 18,000,000원
- 수송비용 15,000,000원	- 선과포장수수료 25,000,000원
	- 손실절감분의 수수료 증가 2,304,000원
	- 판매단가상승의 수수료 증가 1,800,000원
	- 저장고 임대수익 1,100,000원
계 79,730,000원	계 48,204,000원
○ 추정 수익액(B-A)= △31,526,000원/년	

※손실절감율 : 12.8%(중량감모 1.2%, 탈과 11.6%), 판매가격 상승 : 10%(e-mart)

※선과포장 수수료 : 50원/kg, 판매수수료 : 판매가의 2%, 포도가격 : 9,000원/5kg

※판매수수료 : 2%, 저장고 임대료 : 3,300원/m², 수송비 : 저온수송차 임차료

표 3-24. 농업인 수익

손실적요소(A)		이익적요소(B)	
○ 증가되는 비용		○ 증가되는 수입	
- 판매수수료	18,000,000원	- 노임절감	21,010,000원
- 선과포장수수료	25,000,000원	- 손실절감	11,070,000원
		- 판매단가 상승	90,000,000원
계	43,000,000원	계	122,080,000원
○ 추정 수익액(B-A)= 79,080,000원			

표 3-25. 경제적 효과 종합평가

구분	시설운영자 수지			농민 편익			총수익
	수입	지출	손익	수입	지출	손익	
총액(천원)	48,204	79,730	△31,526	122,080	43,000	79,080	47,554
kg당 비용(원)	96.4	159.5	△63.1	244.2	86.0	158.2	95.1

바. 저온유통 체계

국내에서 저온유통이 가장 먼저 도입되어 운영되는 딸기의 저온유통 작업체계를 보면 예냉시설, 저온저장고, 저온수송차 등을 이용하고 있어 저온유통이 잘 이루어지는 것처럼 보인다. 그러나 수확~출하까지의 전체 과정을 두고 보면 그림3-5에 나타낸 바와 같이 수확 후에 산지유통센터에 집하될 때 까지 고온의 외기에 노출된 상태로 수 시간을 경과하게 되고, 예냉 후에는 선별·포장작업을 상온에서 수행하며 포장이 완료된 딸기를 출하하기 위해 저온수송차에 탑재하는 과정도 상온에 노출된 상태로 수행된다. 이와 같이 신속한 냉각과 일관된 저온유지가 생명인 저온유통 체계가 저온과 상온을 교차하면서 운영되고 있는 상황으로서 저온유통을 통한 실질적인 품질유지 효과는 반감될 수밖에 없는 상황에 있어 일관된 저온유통체계의 구축이 필요하나 이에는 막대한 시설자금이 투입되어 산지유통센터의 경영수지를 악화시킬 우려가 높아 효율적인 일관 저온유통체계 구축방안이 요구된다.

그림. 3-15. 딸기의 저온유통 작업체계

① 수 확		② 집 하	
③ 예 냉		④ 선 별/ 포 장	
⑤ 팔 레 타 이 징		⑥ 수 송	

2. 소비지 저온유통시설 현황

가. 공영도매시장

산지에서 저온상태로 수송되어 온 물건은 도매시장에서도 일관되게 저온상태로 관리되어야 한다. 그러나 공영도매시장에 저온경매장이 설치된 곳은 대전노은시장 뿐이어서 산지에서 예냉-저온수송된 물품을 저온으로 처리할 수 없는 상태에 있다. 대전노은시장의 저온경매장은 2006년 7월에 설치되어 친환경농산물을 주로 취급하고 있으며, 중도매인의 반품율이 10% 감소하는 등 양호한 효과를 거두고 있다고 한다.

표. 3-21. 대전노은시장 저온경매장 현황

면적	투자금액	취급품목	운영시기	유지온도	거래현황
534.6㎡	361백만원	친환경농산물 엽채류, 버섯류	6월~9월	16~20℃	389백만원 (‘06년상반기)

* 자료 : 농수산물유통공사(2007)

또한 공영도매시장에 입하된 물품은 경매가 끝나고도 저온저장고에 입하될 때 까지 7~8 시간을 상온상태에서 대기하여야 하므로 저온수송된 물품은 오히려 상품성이 더 나빠지는 문제가 발생되기도 한다.

나. 대형유통업체

소비자 대형유통업체는 산지유통센터로부터 구매한 물품을 그들의 물류기지에 수집하였다가 매장으로 배송한다. 유통업체에 따라서 물류기지로 수집하는 물품을 전량 저온으로 수송하는 곳도 있지만 60~80% 만을 저온으로 수집하는 업체도 있으며, 물류기지에서부터 매장으로의 수송은 전량 저온으로 수송한다. 또 어떤 업체는 5% 정도만을 저온으로 수집하고 매장으로서는 저온수송하는 업체도 있다. 매장에서의 판매는 상온매장을 이용하는 것이 45~82%이고, 저온판매는 주로 냉장쇼케이스를 이용(10~48%)하며 저온판매대를 구비(8~18%)한 업체도 있다('07, 농수산물유통공사).

3. 저온유통시스템 개선방향

가. 일관 저온유통체계의 구축

1) 산지 저온수집 기능의 강화

앞장에서 설명한 바와 같이 수확 후 예냉까지의 지연시간이 길어질수록 품질유지 기간이 짧아져 저온유통의 효과가 낮아지므로 농산물의 저온유통은 산지에서의 수집에서부터 시작되어야 한다. 그러나 대다수의 산지유통센터에서는 농가에서 수확된 후 수 시간이 지나서야 산지유통센터로 물품을 반입하게 되고, 또 예냉을 실시할 수 있는 물량이 수집되도록 기다려야하므로 완전한 예냉이나 저온유통의 효과를 기대하기 어려워 시설비와 에너지비를 낭비하고 있는 실정이다. 따라서 수확과 동시에 예냉이 수행되고 산지유통센터 까지 저온으로 수집할 수 있는 기능을 강화시켜야 한다.

이를 위하여 산지수집용 저온수송 컨테이너의 보급을 제안한다. 수집용 저온컨테이너는 농촌에 가장 널리 보급된 1~1.5톤 트럭에 탑재할 수 있는 규모로서 농산물을 예냉할 수 있는 기능을 구비하게 되며, 컨테이너에 냉동기와 축냉재를 탑재함으로써 기술적으로 실현이 가능하다. 즉, 전기가 공급되는 곳에서는 냉동기를 사용하고, 전기가 공급되지 않으면 축냉재를 사용하여 농산물을 냉각시키는 것이다. 이러한 컨테이너를 다수 보유한 산지유통센터에서는 컨테이너를 여러 농가당 1대씩 분배하여 농산물을 수확하는 동안에 저온컨테이너에 보관하여 냉각하였다가 수확이 완료되면 산지유통센터로 수집하거나, 산지유통센터에서 직접 컨테이너를 싣고 여러 농가를 순회하면서 수집하고 이동하는 동안에 냉각시키는 형태로 이용할 수 있다. 이러한 저온수집 컨테이너의 보급은 산지유통센터에 별도의 예냉시설을 설

치하지 않아도 되는 잇점이 있다.

2) 산지유통센터 내 저온관리 기능의 강화

대다수의 산지유통센터에서는 수집된 물품을 신속하게 예냉처리 하더라도 선별·포장 작업실이 저온으로 유지되지 않아 결로가 발생되므로 예냉을 할 수 없는 경우가 많다.

또한 대부분의 산지처리장에는 저온화물을 상온에 노출시키지 않고 컨테이너에 적재할 수 있는 도크시설이 갖추어지지 않아서 짧게는 0.5시간에서 길게는 3시간 까지 상온에서 저온 수송 컨테이너에 화물 적재작업을 하게 된다. 이에 따라 저온화물이 상온에 노출되어 결로에 의한 피해를 입게되고, 수송 컨테이너를 미리 냉각시키지 못함으로 해서 수송 중 내부 온도를 낮추는데 많은 시간이 소요된다.

실제로 그림3-16에서 보면 상온에서 예냉된 저온화물을 적재할 때 수송컨테이너 내의 공기온도가 16.6℃이었는데 이것을 5℃ 까지 내리는데 40분이 소요되었으며, 그림3-17에서 보면 적재 작업시 상온에 노출되는 시간이 길어서 적재화물의 온도가 5℃까지 상승되고 나서 다시 1.5℃로 냉각되는데 약 3일 정도가 소요되었다.

이러한 문제를 해결하기 위해서는 신속되는 산지유통센터와 물류센터에는 반드시 저온화물 상·하차용 시설을 설치하도록 해야 한다.

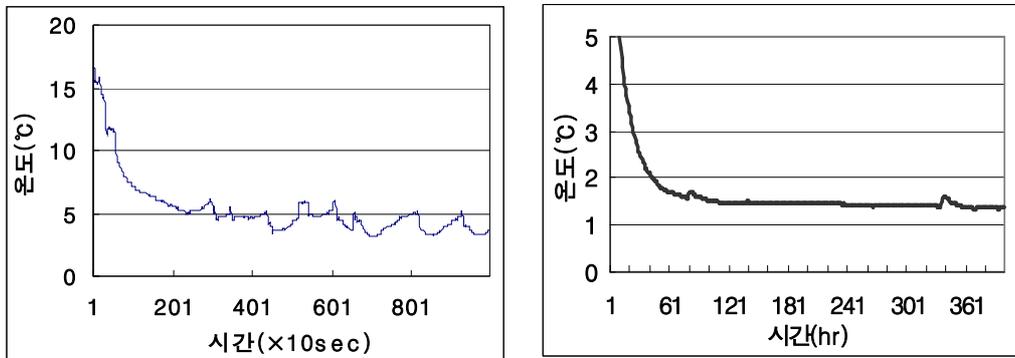


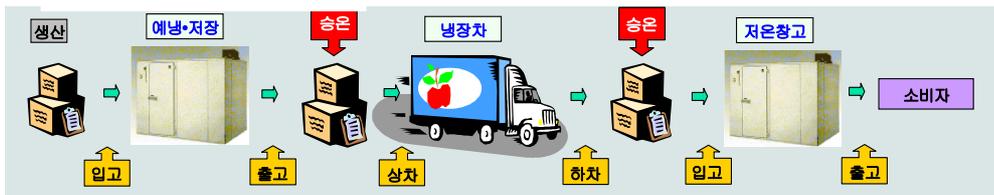
그림. 3-16. 저온수송 컨테이너 내 공기 온도 그림 3-17. 저온수송 컨테이너 내 농산물 품온

3) 산지 수집·예냉·저온수송 통합형 저온유통체계 구축

국내의 농산물 생산은 다품목·소량생산 체계를 유지하고 있고, 신선 농산물은 대부분 1일 유통되고 있어, 산지마다 예냉시설을 설치하여 수확 즉시 예냉시설을 가동하기는 비경제적인 경우가 많으며, 지역별·시기별로 성출하기가 편중되는 현상으로 예냉 및 저장시설의 연중 가동율이 낮아 높은 초기 시설비와 유지비용을 감당하는 것이 어렵다. 이러한 여건을 감안하여 산지에서의 예냉, 저장 및 수송기능과, 소비지에서의 배송기능까지를 모두 구현할 수 있는 통합형 저온수송체계를 구축함으로써 문전에서 문전 까지 중간단계 없이 일정온도

로 유지할 수 있도록 하여 유통과정에서 농산물의 품질유지를 용이하게 하고, 다품목·소량 생산체계에 적합하면서 가동율을 높일 수 있도록 하여 장비의 효율성을 극대화 할 수 있는 경제적인 저온유통시스템을 개발해야 할 필요성이 있다. 이를 위해서는 그림3-17에서 보는 바와 같이 이동형의 예냉·수송·저장 겸용 저온유통 컨테이너 시스템의 개발이 필요하다. 통합형 저온유통 컨테이너는 산지유통센터의 규모에 따라 직접 보유하거나 물류회사로부터 임차하여 사용할 수 있다.

○ 관행 저온유통 체계



○ 통합형 저온유통 컨테이너 체계



그림. 3-17. 통합형 저온유통 컨테이너 시스템 개념도

나. 저온유통 장비의 습도유지 기능 강화

앞에서 설명한 바와 같이 원예산물의 신선도 보존을 위해서는 온도 뿐만아니라 적정한 습도관리도 중요하며 상대습도는 90~95%를 유지하여야 한다. 그러나 현재 국내에서 사용되고 있는 예냉·저온저장·저온수송 장치들은 이러한 조건을 만족시키지 못하는 것이 대부분이며, 가습기 등에 의존하려는 경향이 많으나 자칫하면 더욱 심각한 문제를 초래할 수도 있으며 이 경우에도 상대습도를 90% 이상으로 올리는 것은 매우 어렵다.

차압통풍식 예냉기로 예냉할 때 예냉기 내부의 온도와 상대습도의 변화를 보면(그림 3-18), 예냉실 온도를 5℃로 설정하였을 때 예냉 초기의 예냉실 내 온도가 19.5℃에서 약 1.4시간 후에 5℃까지 냉각되고 그 후에는 일정한 온도범위로 유지된다. 상대습도는 냉각초기에는 80% 정도를 유지하다가 예냉실 온도가 떨어져 설정온도에 도달한 후부터 90% 이상으로 유지된다. 이때 냉각관 표면온도를 보면 냉각공기 온도가 설정온도에 도달되지 못하여 냉동기가 계속하여 작동되는 동안에는 온도가 계속적으로 낮아지면서 -4℃ 까지 내려가고, 냉각공기의 온도가 설정치에 도달하고 나면 냉동기는 간헐적으로 작동되고 냉매의 온도도

-7~0℃의 온도범위에서 오르내린다. 측정자료로 부터 증발기 냉각코일의 대수평균온도차를 구하면 $\Delta T=11℃$ 가 되고 이에 따라 예냉실 내의 수분이 냉각기 표면에 결빙되므로써 예냉 초기에 예냉실 내의 상대습도가 낮아진다. 설정온도가 0℃ 부근으로 내려 갈수록 이러한 현상은 더욱 심해지며, 이러한 경우에 수분손실에 민감한 딸기나 양채류 등에서는 이미 품질 변화가 일어난다.

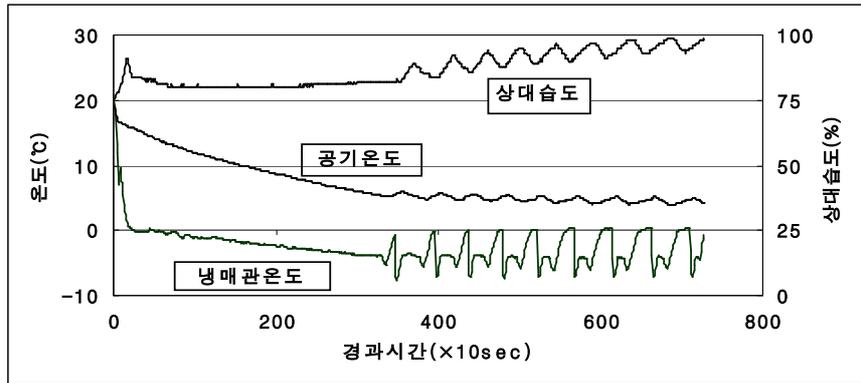


그림 3-18. 차압통풍식 예냉기의 온도 및 상대습도 변화

그림3-19는 저온저장고 내의 온도와 상대습도의 변화를 나타낸 것이다. 설정온도가 0℃일 때 실내온도는 $\pm 0.5℃$ 의 편차범위에 있으나 하루에 7~8회씩 제상히터가 작동되면 약 2℃까지 온도가 올라가고, 상대습도는 80~90% 범위에 있어 신선 농산물 저장을 위해서는 대체로 낮다. 저온저장고에서도 냉각기에 생기는 성애 때문에 저장실의 상대습도가 낮고, 성애를 녹이기 위해 제상히터를 사용하므로써 고내 온도변화의 원인이 되고 있다.

그림3-19는 냉장수송 탑차에서 내부온도는 5℃로 설정하고 5℃로 냉각된 예냉물을 적재하였을 때 탑차 냉의 온도와 상대습도를 나타낸 것이다. 수송기간 동안의 내부온도는 3.9~5.9℃ 범위를 유지하여 $\pm 1℃$ 정도의 온도편차를 나타내었으나 냉각기에서 바로 토출되는 공기의 온도는 -1~4.6℃ 범위를 유지하여 설정온도가 좀 더 낮아지면 냉각기에 인접한 적재물은 저온피해를 입을 수 있는 위험성이 있다. 또 상대습도는 80~90% 범위를 유지하여 신선 과일이나 채소를 수송하기에는 낮으며, 설정온도가 낮아지면 성애발생이 많아져서 상대습도는 더욱 낮아진다.

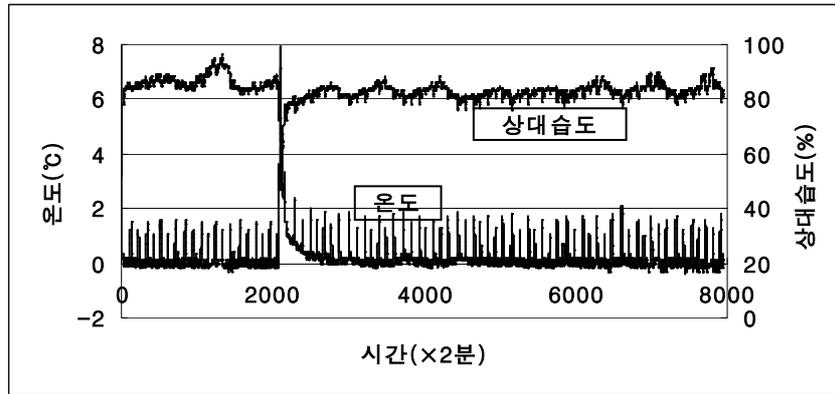


그림 3-18. 저온저장고 내의 온도와 상대습도 변화

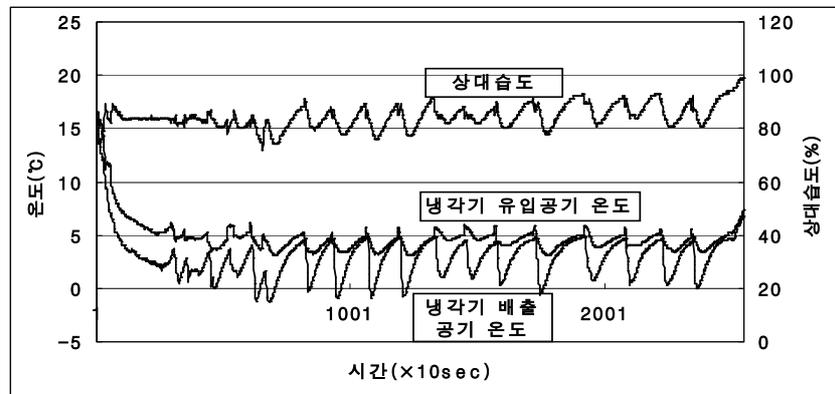


그림 3-19. 냉장수송탑차 내의 온도 및 상대습도 변화

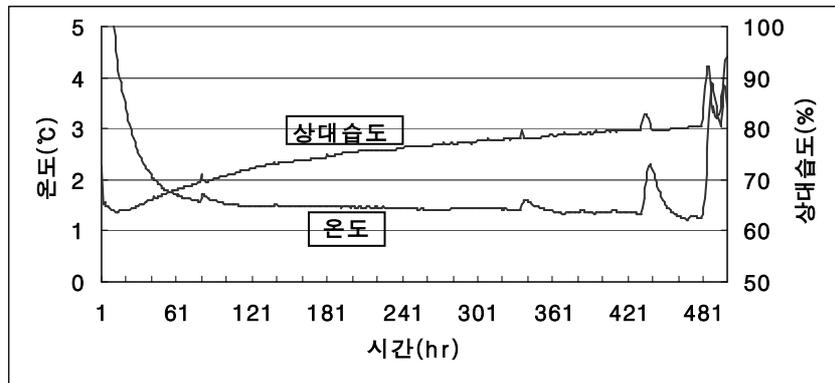


그림 3-20. 선박용 냉장컨테이너의 온도 및 상대습도

그림3-20은 농산물을 선박용 냉장컨테이너에 싣고 수송하는 동안의 컨테이너 내부의 온·습도 변화를 나타낸 것이다. 이 경우에도 수송기간 동안의 컨테이너 내부의 상대습도가 65~80% 범위에 있었다. 이러한 컨테이너에 상추와 시금치를 싣고 20일 동안 수송하였을 때 시금치는 15.4%, 상추는 10.7%의 중량손실이 발생하여 상품성을 상실하였다.

이러한 문제의 해결은 인위적인 가습으로 해결할 수 없다. 인위적으로 가습하게 되면 냉각기에 생성되는 성애의 양이 급속히 증가하여 냉동기의 작동효율을 저하시키기 때문이다. 따라서 고습도 유지를 위해서는 우선적으로 유닛쿨러의 구조적인 문제를 해결하는 것이 필요하며, 이는 유닛쿨러를 통과하는 공기의 대수평균온도차가 최소가 되도록 전열면적과 풍량을 증가시킨 유닛쿨러를 사용하여야 한다.

실제로 유닛쿨러의 전열면적과 송풍량 및 대수평균온도차를 변화시켜 저온저장고에 적용하였을 때, 대수평균온도차의 변화에 따라 유닛쿨러 표면에 얼어붙는 성애량과 저장고 내 상대습도 변화를 그림3-21에 나타내었다. 그림에서와 같이 대수평균온도차와 상대습도 및 착상량 사이에는 밀접한 상관관계가 있으며, 저온저장고 내의 상대습도를 90% 이상으로 유지하려면 냉각공기의 대수평균온도차가 4.1℃이하가 되어야하고, 상대습도를 95% 이상으로 유지하기 위해서는 대수평균온도차가 1.8℃ 이하가 되도록 유닛쿨러를 설계하여야 한다.

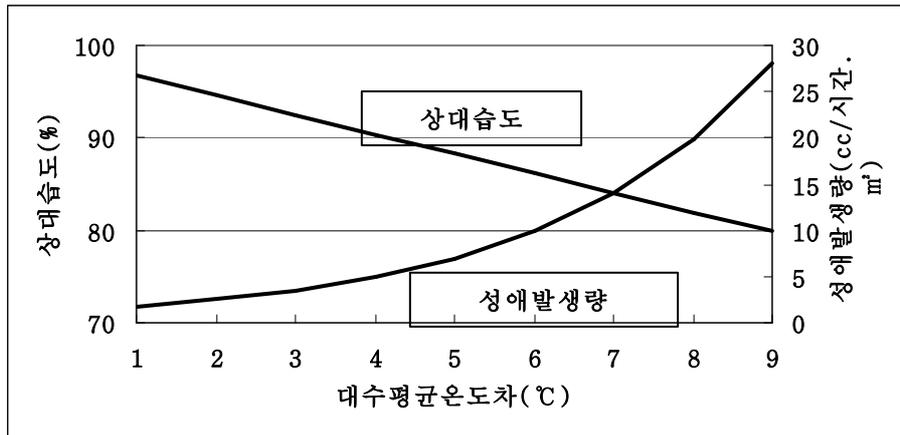


그림 3-21. 대수평균온도차에 따른 성애발생량과 상대습도 변화

다. 저온유통에 적합한 포장상자 규격 제정

신선 원예산물의 경우는 항상 호흡열을 발생하므로 예냉·저온저장·저온수송 시에는 냉풍이 전체에 골고루 분산될 수 있는 공기통로가 만들어지도록 포장상자를 적재할 필요가 있으며, 포장상자에도 냉기의 유통이 원활하도록 적절한 통기구가 설치되어야 한다.

우리나라의 농산물 수송포장 계열치수(KSA 1002)는 표3-22에서 보는 바와 같이 T11형 표준팰릿과의 정합성을 높이도록 제정되어 있으며, 각 계열치수의 표준팰릿 적재효율은 최저 88.7%에서 최고 100%이다. 이는 포장상자를 표준팰릿에 적재했을 때 여유공간이 거의 없다는 것을 의미한다. 또 KS A1069에는 12개 농산물에 대한 저온유통용 상자의 규격을 규정하고 있으나, 이들 상자의 표준팰릿 적재효율도 88.8~100%이다. 따라서 표준팰릿을 냉장수송차에 2열로 적재하면 냉기가 통과할 수 있는 공기통로가 만들어지지 않는 것을 의미하

며, 이에 따라 저온수송되는 농산물의 품온관리가 어려워진다. 따라서 농산물의 저온유통을 위해서는 표준팠릿에 포장상자를 적재하여 냉장수송차에 실을 때 팠릿 사이 및 수송차 벽면 사이에 적정한 냉기통로가 형성될 수 있도록 저온유통용 포장상자의 규격을 제정하여야 한다.

또, 저온유통용 포장상자에는 예냉이나 저온수송의 효율을 높이기 위하여 냉기가 원활하게 유통되도록 포장상자 면적의 5% 정도에 해당하는 3개 이상의 통기공이 필요하다. 그러나 KSA1061에는 포장상자의 압축강도를 최적화하는 통기구 설계기준으로 통기공 면적을 2% 이상으로 규정하고 있고, 통기공의 형상 및 위치에 대해서만 규정하고 있어, 냉각효율을 고려한 저온유통용 포장상자의 통기공에 대한 규격의 제정도 필요하다.

제 4 장 축냉재 및 열교환모듈 개발

제 1 절 축냉재 개발 및 선정

1. 축냉재의 개요

가. 에너지이용합리화 기술과 잠열재의 관계

잠열재와 연계된 에너지이용합리화 기술이란 다양한 형태의 에너지(미활용 및 폐열에너지)를 PCM의 잠열을 이용하여 고농도로 저장하여 사용분야, 시기 및 목적에 적합하게 변환·이용하는 기술로 에너지를 효율적·합리적으로 이용하는 것을 의미한다(그림 3.1).

- 미활용 에너지 : 심야전력, 태양열, 지열, 풍력, 조력, bio-energy 등
- 폐열 에너지 : 연소가스 배열, 폐수, 폐기물 소각열 등

현재 국내에서 적용되고 있는 에너지이용합리화 기술은 주로 소비자 측면에서의 비용감소를 주목적으로 하는 소극적 활용 단계로서 중온 PCM(얼음)을 이용한 빙축열 냉방시스템, 일부 산업용 냉각 process 분야 및 고온 PCM에 의한 심야전기이용 보일러/온수기와 태양열이용 온수기에 사용되고 있으며, 근래에 들어 일부에서 heat pump에 의한 고온 축열을 시도한 예가 있다. 최근에는 CFC에 의한 오존층 파괴, CO₂ 배출에 따른 지구온난화, 기타 각종 환경오염물질 배출에 따른 자연환경 파괴 등의 환경문제가 범세계적 공동대처 과제로 대두되면서, 각종 에너지원의 효율적/합리적/환경 친화적 이용이 국가경제 전반에 매우 큰 영향력(무역규제, 탄소세 등)을 갖게 되었고, 이에 따라 선진국을 중심으로 열에너지의 저장·변환·이용기술에 대한 적극적 활용단계로 접어들고 있다.

나. 잠열재(PCM)의 정의

열역학에서 이성분계의 고/액 상평형 관계는 다음과 같이 크게 구별된다. 물론 이러한 구분은 물질에 따라만 구분되는 것이 아니라, 두 성분의 농도비에 따라 영역별로 서로 다른 특성을 나타내는 경우가 대부분이다.

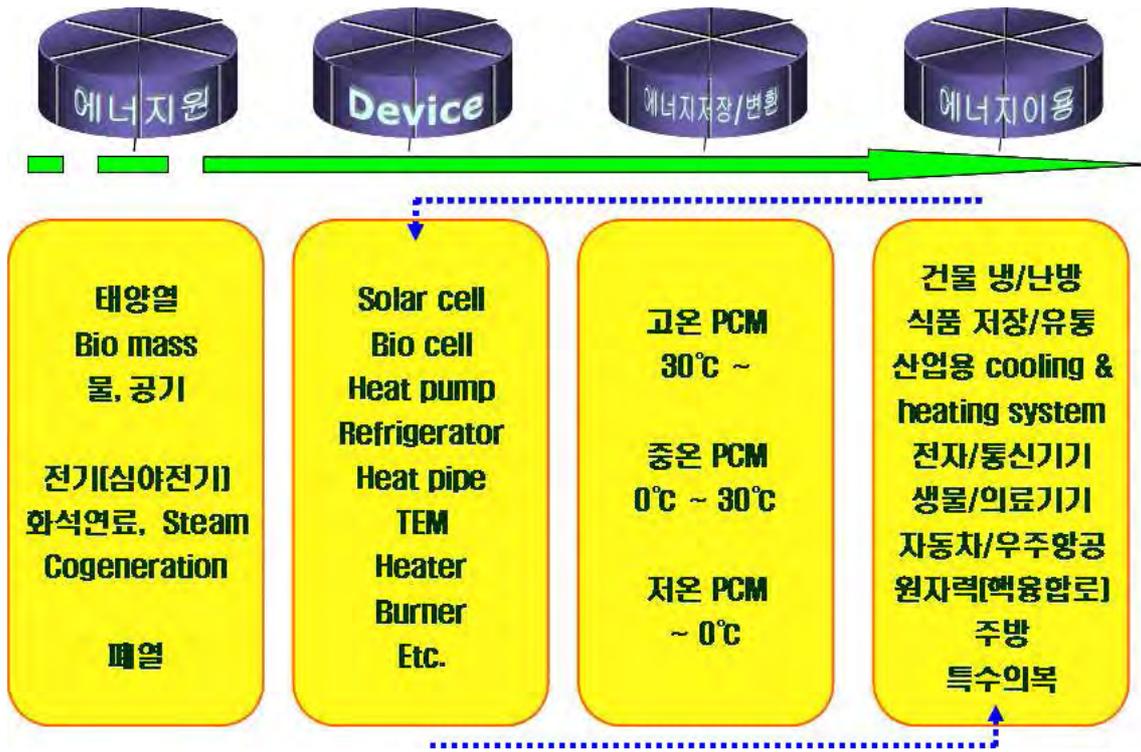


그림 3.1 PCM을 이용한 에너지 저장·변환·이용

Solid Phase에서의 혼합상태

- Completely miscible system
- Partially miscible system
- Immiscible system

얼리거나 녹을때의 상변화 과정

- Miscibility Gap in Solid Field
- Eutectic system
- Peritectic system
- Intermediaters phase
- Eutectic system
- Peritectic system

잠열재로서 중요한 현상은 얼리거나 녹을때의 상변화 과정으로 판단하며, 본 고에서는 이들 중 실제 많이 사용되고 있는 peritectic system과 eutectic system에 관하여 간단하게 살펴본다.

① Peritectic System

Peritectic system이란 화합 또는 혼합물이 녹을 때 초기의 구성비와는 다른 구성비로 나누어지는 현상을 지칭하며, 이때의 용융을 비합치 용융(incongruently melting)이라 한다. 즉, 한 가지 성분의 경우는 양이 증가함에 따라 융점이 증가하지만, 다른 성분의 경우는 융점이 감소하는 계를 말한다. 대표적인 물질로는 $\text{Na}_2\text{SO}_4-10\text{H}_2\text{O}$ 계로서 immiscible

-peritectic계에 포함되며, 그 중에서도 비합치 용융결정(incongruently melting compound) $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ (망초)을 형성하는 시스템으로 상평형도는 그림 3.2와 같다. 그림 3.2(a)에서 보듯이 고체상에서 ($\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O} + \text{Na}_2\text{SO}_4$)와 ($\text{Ice} + \text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$)로 수직선에 의해 분리되어 immiscible system임을 알 수 있으며 약 45 wt% Na_2SO_4 위에 위치한 수직분리선은 순수 $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 를 나타낸다.

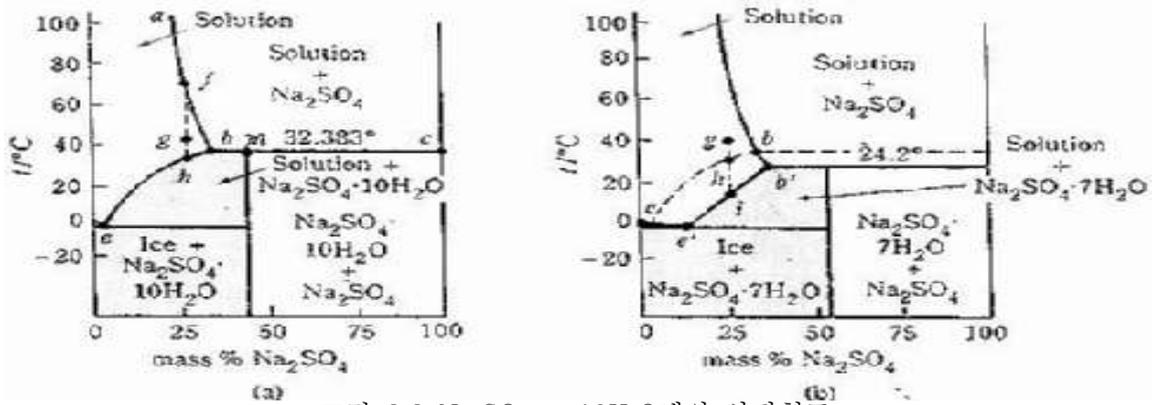
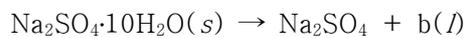


그림 3.2 $\text{Na}_2\text{SO}_4 - 10\text{H}_2\text{O}$ 계의 상평형도

이 순수 $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 를 온도를 올리면서 녹이면 수직 분리선은 선 bc와 점 m에서 만난다. 이때 액상의 구성비는 b점이 되고 이것은 원래의 구성비(점 m)보다 $10\text{H}_2\text{O}$ (Decahydrate)가 많으므로 한정된 고체 c 즉 Na_2SO_4 가 녹지 않고 남게된다. 이때의 반응을 표현하면



이며, 이것이 곧 peritectic 반응이라고 한다. 선 eb와 선 ba는 각각 $10\text{H}_2\text{O}$ 와 무수염 Na_2SO_4 의 용해곡선을 나타내며, 온도변화에 따라 Na_2SO_4 의 용해도는 작아지는 반면 $10\text{H}_2\text{O}$ 의 용해도가 커짐을 보여준다. 두 개의 용해도 곡선이 만나는 점 b가 peritectic point(33.2 wt% Na_2SO_4)이며 선 bc상에는 Na_2SO_4 , $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$ 와 포화용액이 존재하고 있어 Gibb's의 phase rule에 의해 불변계에 있음을 알 수 있고 이때의 peritectic 온도는 32.383°C 이다. 만약 구성비가 g인 미포화 용액을 가열했을 때 f에서 무수염 Na_2SO_4 의 결정화가 나타나며, 냉각시에는 h에서 $10\text{H}_2\text{O}$ 의 결정화가 시작된다.

그림 3.2(b)는 냉각시의 과냉각에 의해 meta stable한 상태를 보여주고 있다. 실질적으로 조해제가 혼합물에 없는 경우는 대부분 이러한 상태인데 이때에는 h에서의 온도보다 낮은 i에서 $7\text{H}_2\text{O}$ 의 결정화가 시작된다. Peritectic 온도는 24.2°C 로 하강하여 $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ 포화용액의 평형상태를 유지한다.

② Eutectic System

Eutectic이란 공유염이라고 하며, 열역학적 의미는 특정한 비율의 혼합 구성비(eutectic

composition)로 된 2종 이상의 성분을 포함한 혼합물로서 각 성분의 용점보다 낮은 공융점 (eutectic temperature)에서 혼합물의 각 성분들이 동시에 녹는 것이다. 압력의 영향을 무시할 수 있는 다성분계에서는 성분과 같은 수 만큼인 종류의 결정이 용액과 공존할 때 불변계 (invariant system)로 간주할 수 있고, 이때의 용액은 각 성분의 어느 것에 대하여도 포화되고 있어 냉각시키면 온도가 저하하지 않고 각각의 결정이 혼합되어 생성된다.

이 결정혼합물과 용액은 조성이 같으며, 냉각을 계속하면 마치 순수물질일 때와 같이 모든 용액이 결정화될 때까지는 온도가 내려가지 않는다. 따라서 혼합결정의 용융시 peritecticP에서 처럼 고체상의 침전이 생기지 않으므로 잠열재로 사용될 경우 퇴화가 없다.

그림 3.3은 그중 2개의 물질이 혼합되어 공융점을 갖는 대표적인 상태도를 나타내고 있으며, 이 그림을 바탕으로 주변에서 흔히 관찰되는 일반 수용액상태의 냉각·동결과정을 다음과 같이 설명할 수 있다. 어떤 임의의 농도를 갖는 수용액이 특정온도에서 상태점 x에 위치하고, 이 용액을 냉각시킨다면 Y축(온도)을 따라 수직으로 하강하게 되어 동결곡선 AC선과 만나게 된다. 이때부터 A성분의 결정이 석출되기 시작하며, 지속적인 온도하강에 따라 AC선을 타고 C점에 다다르게 된다. 이 과정에서는 A성분의 결정(Solid)과 A+B성분의 용액(Liquid)이 공존하면서 C점으로 향할수록 점점 더 많은 A성분의 결정이 형성되고, 용액양은 상대적으로 줄게된다.

감소하는 용액의 조성농도는 A성분의 감소(결정으로 석출)와 B성분의 농도증가로 C점의 농도조성까지 이르게된다. 현재 H₂O-EG(Ethylene Glycol)의 혼합물을 이용한 Slurry Ice System에서도 역시 A성분의 결정(얼음) 석출과 함께 용액내 E.G농도의 상승현상을 관찰할 수 있다. C점에 이르게 되면 마지막 남아 있는 용액이 전부 결정화하게 되며, 이때 전체 결정중 A성분과 B성분의 조성비는 CE/CD로 형성된다.

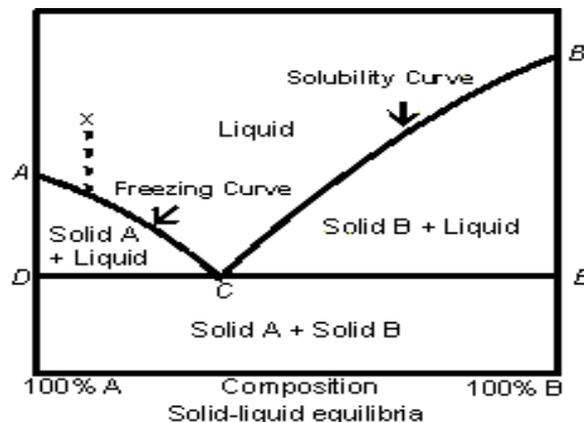


그림 3.3 이성분계(Binary System)의 기본 상변화 상태도

만약 최초의 용액조성비가 C점에 있고 그 상태점이 수직선상위 상부에서부터 냉각된다면, 앞에서 설명한 부분적인 결정석출(동결)과정을 거치지 않고 곧바로 C점과 만나게 될 것이며, 단일물질처럼 한 점에서 액체-고체의 상변화 과정을 거치게 된다. 이와 같이 동결개시부터 완료까지 농도 변화 없이 순수물질과 마찬가지로 일정한 온도에서 상변화하는 특성의 용액을 공용용액(Eutectic Solution)이라 하며 C점을 공용점(Eutectic Point) 또는 공정점(Cryohydric Point)이라 한다.

이제 저온 PCM의 기본적인 예로 NaCl-H₂O계에 대한 상변화 과정을 살펴보기 위하여 그림 3.4와 같은 상태도를 참조할 수 있다.

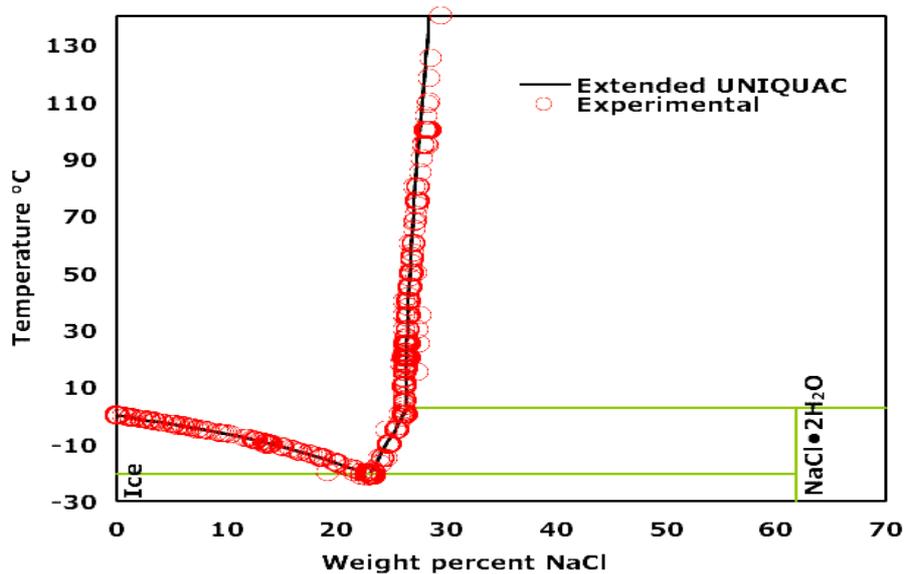


그림 3.4 NaCl-H₂O계의 상변화 상태도

상기 상변화 상태도에서 보는 바와 NaCl-H₂O계에서는 1개의 공용점(Eutectic Point)과 1개의 포정점(Peritectic Point)이 있음을 알 수 있다. 중요한 것은 NaCl-H₂O계의 공용점이 NaCl 21.3 wt% 농도(어떤 문헌에서는 23%로 주장)에서 -21.3°C의 공용점 온도를 갖고 있으며, 공용점이하의 온도에서 고체결정의 성분은 얼음과 NaCl·2H₂O의 혼합조성으로 이루어진다.

이와 같이 2가지 이상의 혼합 또는 화합물로 이루어진 공용염의 경우, 공용점의 농도를 맞추고 있어야만 단일물질에서와 같이 일정한 상변화온도와 그 온도에서의 잠열량이 보장되어 질 수 있다. 일반적으로 공용액에 대한 정의를 올바르게 인지하지 못하고 목표 온도에서 부분적으로 상변화하는 물질을 공용액이라고 인지하는 경우가 많아, 실제 적용시 잠열량 미달 또는 적정온도유지의 실패요인이 되고 있다.

다. PCM의 조건

대부분의 잠열재는 앞에서 설명한 특성을 갖는 혼합 또는 화합물질이며, 단일물질의 경우는 일반적으로 비싼 편이어서 경제적 이유로 배제되는 경우가 많아 소량 또는 특수한 요구 조건이 있을 경우에만 고려의 대상이 되고 있다. 대부분의 저온잠열재는 공융점을 갖는 혼합물질 또는 화합물질이며, 저온잠열재의 실용화를 위한 개발과정에서 그림 3.5에 나타낸 바와 같이 필수 조건을 고려해야 하며, 이들 조건은 다음과 같은 우선순위를 갖는다.



그림 3.5 Conditions of Phase Change Materials(PCMs)

우선순위

- 사용온도에 적합한 공융점을 갖는 용액
- 잠열량 및 thermal properties가 우수한 용액
- 과냉각(super cooling) 현상이 적은 용액
- 장기간의 주기적인 동결/해빙과정에서 변형이 없는 물질
- 가격이 저렴하고 독성이 적은 물질
- 환경 친화적인 물질
- 부식성이 작고, 화학적으로 안정된 물질

이러한 조건들을 고려해 볼 때 PCM으로 가장 적합한 물질은 공융점(eutectic point)을 갖는 물질계이다. Eutectic-PCM은 상변화과정에서 결정의 분리현상(상분리 현상)이 없고 순수한 물질과 같이 한 점의 온도에서 일정하게 상변화가 진행되기 때문이다. 물리적, 화학적

특성을 기준으로 보면 순수물질계 역시 뛰어난 특성을 갖고 있으나 경제성 측면에서 단점을 갖고 있는 경우가 대부분이다. 이러한 이유로 순수물질이 상분리 현상이 쉽게 나타나는 peritectic-PCM 보다 실제 응용분야에 사용하는 경우가 드물며, 소량의 특수용도로 사용되는 경우가 많다.

상온내지는 난방에 주로 사용되고 있는 peritectic-PCM은 상분리 현상에 의한 퇴화가 가장 큰 문제점이 되고 있으며, 이를 해결하기 위한 방법으로 CMC 또는 고분자 계열의 흡수성 재질, 일명 증점제를 사용하여 축방열 과정에서 생기는 고체덩어리의 성장 및 강하현상을 억제시키고 있다. 점도를 높이면 일단 생성된 고체 덩어리가 존재하더라도 강하되지 않기 때문에 용기하부에 축적되고 결국에는 응집(sintering)되지 않으므로 다음 번 가열시에 일부가 다시 녹게 될 뿐만 아니라 잠열재의 점도가 높으므로 고체 성분의 확산이 억제되어 고체상의 성장이 지연되는 효과가 있다. 그러나 이 경우 점도가 너무 높아지면 초기에 잠열재를 용기에 충전할 수 가 없을 뿐만 아니라, 일반적으로 점도를 높이는데 사용되는 규조토 등의 무기물의 경우에는 너무 많은 양을 넣음으로 인하여 단위부피당 열량이 감소하게 되는 문제가 생기고, 유기고분자의 경우에는 열용량 자체는 많지 않으나 일반적으로 가격이 고가인 문제가 있다. 여기서 주의할 점은 증점제를 사용할 경우에는 잠열재의 점도가 커져서 용기내에서의 자연대류는 대부분 차단되므로 열전달저항은 더 커지는 현상이 발생된다.

이 밖에도 대부분의 PCM에 공통적으로 발생되고 있는 과냉각 현상의 효과적인 해결 또한 실용화 단계에서 매우 중요한 요건이다. 과냉각 해소 방법으로는 조핵제 투입에 의해 PCM 냉각시 동결온도부근에서 결정핵을 생성시켜 과냉각 현상 없이 동결과정이 진행되도록 하는 방법을 주로 사용하고 있으며, 외적요인에 의한 과냉각 해소방식으로 cold finger, 초음파 발진, 기계적 충격요법 등 다양한 방법들이 제시되고 있다.

라. PCM의 종류 및 특징

앞에서는 PCM의 상변화 과정에서 나타나는 조성 농도 및 결정형성시의 상태변환을 근거로 eutectic 계열과 peritectic 계열로 나누었다. PCM의 또 다른 분류 방법으로는 구성 물질에 따라 유기물과 무기물 또는 이들 물질의 혼합형태로 나눌 수 있으며, 여기서는 유기물과 무기물로 분류되는 대표적인 PCM의 예를 표로 요약하여 나타내었다.

1) 유기물 PCM의 종류

표 3.1과 표 3.2에는 PCM으로 사용될 수 있는 유기물 base의 PCM들을 나열하였다. 유기물 PCM의 특징은 대체적으로 밀도가 낮고 잠열량이 작은 반면, 무기물 PCM에 비하여 부식성이 작고 부피팽창이 작다는 장점을 갖고 있다.

표 3.1 n-Paraffin계의 물성치

물질명	융점 T_m [°C]	융해열 ΔH [kJ/kg]	열전도율 λ [W/(m·K)] 고체(액체)	밀도 ρ [$\times 10^2$ kg/m ³] 고체(액체)	비열 C [kJ/kg·K] 고체(액체)	온도전도율 α [mm ² /S] 고체(액체)
C ₃₀ H ₆₂	65.4	251		0.78~0.81		
C ₂₈ H ₅₈	61.4	164		0.81(0.78)		
C ₂₇ H ₅₆	59.5	159		(0.78)		
C ₂₆ H ₅₄	56.3	162		0.80(0.78)		
C ₂₄ H ₅₀	50.6	162	0.37	0.80(0.78)	1.8(2.3)	0.27
C ₂₂ H ₄₆	44.0	157		0.79		
C ₂₁ H ₄₄	40.5	161		0.79		
C ₂₀ H ₄₂	36.4	247	0.34(0.15)	0.83(0.78)	1.9(2.3)	0.22(0.084)
C ₁₉ H ₄₀	32.1	171		0.78		
C ₁₈ H ₃₈	28.2	243	(0.15)	0.85(0.78)	1.8(2.3)	(0.087)
C ₁₆ H ₃₄	18.2	229	(0.16)	0.83(0.78)	1.8(2.2)	(0.093)
C ₁₄ H ₃₀	5.9	229	(0.14)	0.81(0.77)	1.8(2.1)	(0.087)
C ₁₂ H ₂₆	-9.6	210			1.8(2.1)	

표 3.2 일반 유기물의 물성치

물질명	융점 T_m [°C]	융해열 ΔH [kJ/kg]	열전도율 λ [W/(m·K)] 고체(액체)	밀도 ρ [$\times 10^2$ kg/m ³] 고체(액체)	비열 C [kJ/kg·K] 고체(액체)
Pentaerythritol	188	285	0.221[470K]		2.77[480K]
Polyethylen	120~140		0.46~0.53	0.940~0.970	1.89
Acet amide	82.3	214	(0.25)	1.16(1.00)	
Propyl amide	81.3	168		1.0(0.93)	
나프탈렌	78.2	148	0.35(0.13)	1.03(0.97)	1.4(1.6)
스테아린산	71	203	0.33(0.16)	0.94	2.0(2.3)
Poly glycol E6000	66	190	0.36	1.20(1.08)	
왁스(시판상품)	64	174	0.35(0.17)	0.88	(2.1)
3-헵타데카논	48	218			
시안 아미드	44.0	208.41	0.33(0.21)	1.28	1.6(2.1)
d-유산	26	184			
Glycerol	18.2	200.62			
아세트산	16.6	192.09	(0.17)	(0.15)	
에틸렌디아민	11.1	375.77			
Poly glycol E400	8.3	276.35			
	8	97.1	0.31(0.17)	1.13(1.00)	(2.2)

이 밖에도 다양한 alcohols, phenols, aldehydes, ketons, ethers 계열과 유기물 혼합에 의한 eutectic 물질도 상당수 존재한다.

2) 무기물 PCM의 종류

표 3.3에는 무기물 PCM중 태양열 축열 또는 Passive Cooling분야에 주로 사용되고 있는 수화물(水和物) 계통의 PCM들을 나열하였다. 무기물 PCM의 특징은 대체적으로 밀도가 높고 잠열량이 큰 반면, 유기물 PCM에 비하여 부식성이 강하고 부피팽창이 크다는 단점을 갖고 있다. 표에 나타난 수화물계 PCM은 대부분 peritectic 계열에 속하므로 상분리 현상이 동반되고 있다는 사실을 염두에 두어야 하며, 값이 저렴하고 잠열량이 크다는 장점이 있으나 대부분 화학공정상 부산물로 산출되므로 물질에 따라서는 구입하기 어려운 경우도 있다. 이 밖에도 무기물 혼합에 의한 eutectic PCM이나, 저온 PCM에 자주 활용되는 수용액 형태(앞에서 예를 든 NaCl-H₂O계)로 PCM을 형성하는 물질도 상당 수 존재한다.

표 3.3 무기물(수화물)의 물성치

물질명	융점 T _m [°C]	융해열 ΔH [kJ/kg]	열전도율 λ [W/(m·K)]	밀도 ρ [×10 ² kg/m ³]	비열 C [kJ/kg·K]	온도전도율 α _a [mm ² /S]
MgCl ₂ ·6H ₂ O	116~118	172	2.1(1.08)	1.57(1.50)	2.1(2.8)	0.64(0.26)
Al ₂ (SO ₄) ₃ ·10H ₂ O	112	182				
NH ₄ Al(SO ₄) ₂ ·12H ₂ O	93.5	269		1.64	1.8(3.1)	
KAl(SO ₄) ₂ ·12H ₂ O	92.5	238		1.76(1.68)	1.6(2.8)	
Mg(SO ₃) ₂ ·6H ₂ O	89	160	1.6	1.64		
SrBr ₂ ·6H ₂ O	89			2.39		
Sr(OH) ₂ ·8H ₂ O	88	343	1.8(0.862)	1.90	1.8	0.53
Ba(OH) ₂ ·8H ₂ O	78	266	1.3(0.657)	2.18	1.5(2.0)	0.40
Al(NO ₃) ₂ ·9H ₂ O	73.5	155				
Fe(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	60.5			1.62		
NaCH ₂ S ₂ O ₂ ·5H ₂ O	58	264		1.48		
Ni(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	56.7			2.05	1.6	
Na ₂ S ₂ O ₂ ·5H ₂ O	48	197	1.2(0.598)	1.73(1.67)	1.5(2.0)	0.46(0.15)
ZnSO ₄ ·7H ₂ O	38.9				1.3	
CaBr ₂ ·6H ₂ O	38.2	115		2.30		
Zn(NO ₃) ₂ ·6H ₂ O	36	147	1.0(0.477)	1.92(1.83)	1.6(2.1)	0.33(0.12)
Na ₂ HPO ₄ ·12H ₂ O	35	281	0.514(0.476)	1.52(1.44)	1.7(1.9)	0.20(0.17)
Na ₂ CO ₃ ·10H ₂ O	32.5~34.5	247		1.44	1.9	
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	32.4	251	(0.490)	1.46(1.33)	1.9(2.9)	(0.13)
LiNO ₂ ·3H ₂ O	30	255	1.6	1.55(1.45)	2.1	0.49
CaCl ₂ ·6H ₂ O	29.9	192	1.1(0.540)	1.71(1.62)	1.5(2.1)	1.43(0.16)
CaCO ₂ ·10H ₂ O						
FeBr ₃ ·6H ₂ O	27					

2. 농산물 냉장용 축냉재(PCM) 선정

통합형 축냉식 저온유통 시스템을 위한 PCM 열교환 모듈에 사용될 PCM의 선정을 위해 상기 조건들을 고려하여 한국생산기술연구원에서 개발된 PCM중 6가지 후보물질을 선정하였으며, 표 3.4는 각 후보물질의 열 및 화학 물성특성중 가장 중요한 상변화온도, 잠열량 및 유해특성에 대해 표기하였다. 사용온도에 적절한 후보 PCM을 선정하기 위하여 후보 PCM 샘플을 용기에 봉입하여 그림 3.6의 시험장치를 이용하여 그림 3.7과 같은 유형의 실험결과를 얻을 수 있으며, 총 300회의 동결·해빙 Cycle 시험을 통하여 가능성 있는 후보물질을 선정하였다.

표 3.4 후보 PCM의 열 및 화학 물성특성

PCM	상변화온도[°C]	잠열량[J/g]	유해특성 (0:없음, 1:약간, 2:중간, 3:심함, 4:매우심함)
S1	-0.5~-4 / -10~-11	312.54	건강: 1, 인화성: 0 피부: 1, 반응: 3(산화)
S2	-10.3~-12	283.90	건강: 2, 인화성: 1 피부: 1, 반응: 2
S3	-4~-4.5	287.53	건강: 1, 인화성: 0 피부: 1, 반응: 0
S4	-3~-4.5	249.40	건강: 1, 인화성: 0 피부: 1, 반응: 3(산화)
S5	-3~-5	302.80	건강: 1, 인화성: 0 피부: 1, 반응: 2(산화)
S6	-3~-5.2	279.30	건강: 1, 인화성: 0 피부: 1, 반응: 2(산화)

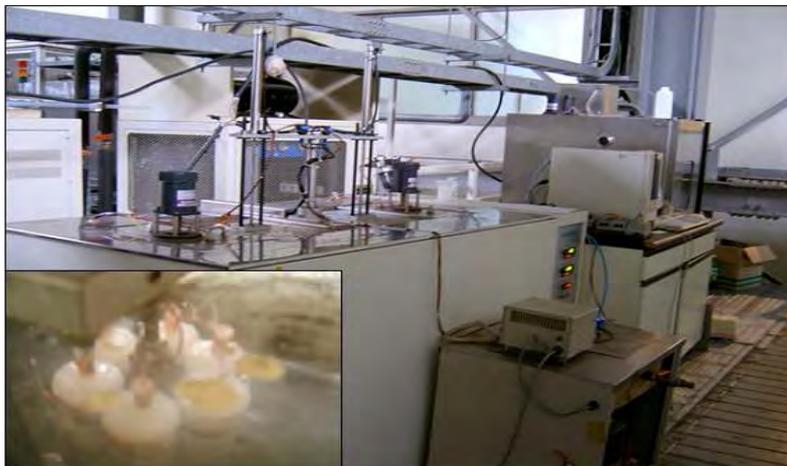


그림 3.6 PCM 샘플 및 수명주기 시험장치

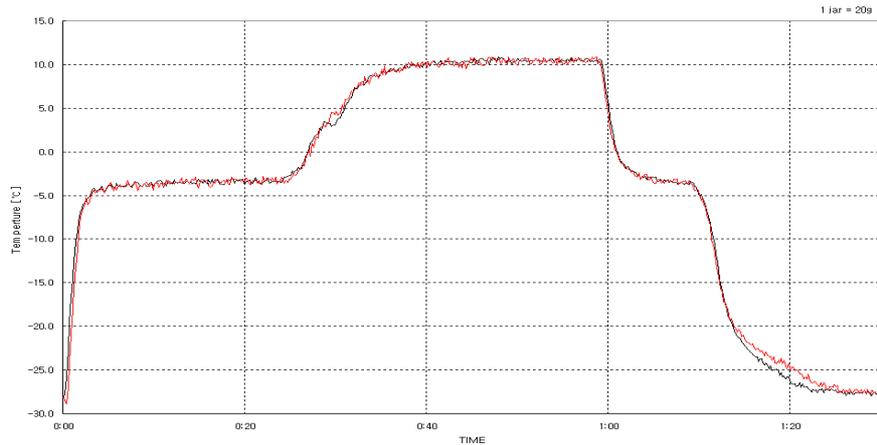


그림 3.7 PCM 동결/해빙에 따른 상변화 그래프(1회/1500회)

가. 후보 PCM의 열물성 분석

후보 PCM의 잠열량을 분석하기 위해 DSC(Differential Scanning Calorimeter, 시차주사 열량계법)를 이용하여 상변화온도와 잠열량을 측정하였다. DSC 분석 방법은 주로 PCM(상변화물질)의 잠열량을 측정하는데 사용되는 방법으로, 측정하고자 하는 시료와 표준시료에 각각 별개의 가열장치를 설치하여 온도의 변화에 따른 열용량(heat capacity)의 변화를 측정한다. 즉, 두 시료간의 온도차이가 발생하면 이를 보정하기 위해 낮은 온도의 시료측에 열에너지를 투입하여 같은 온도로 유지시키게 되며, 이 때 투입된 열용량을 측정한다.

그림 3.8~3.13에는 각 후보물질의 DSC를 통한 잠열량 분석 그래프와 항온조를 이용하여 후보 PCM 샘플의 동결/해빙 실험에 측정된 온도변화 그래프를 나타내었다.

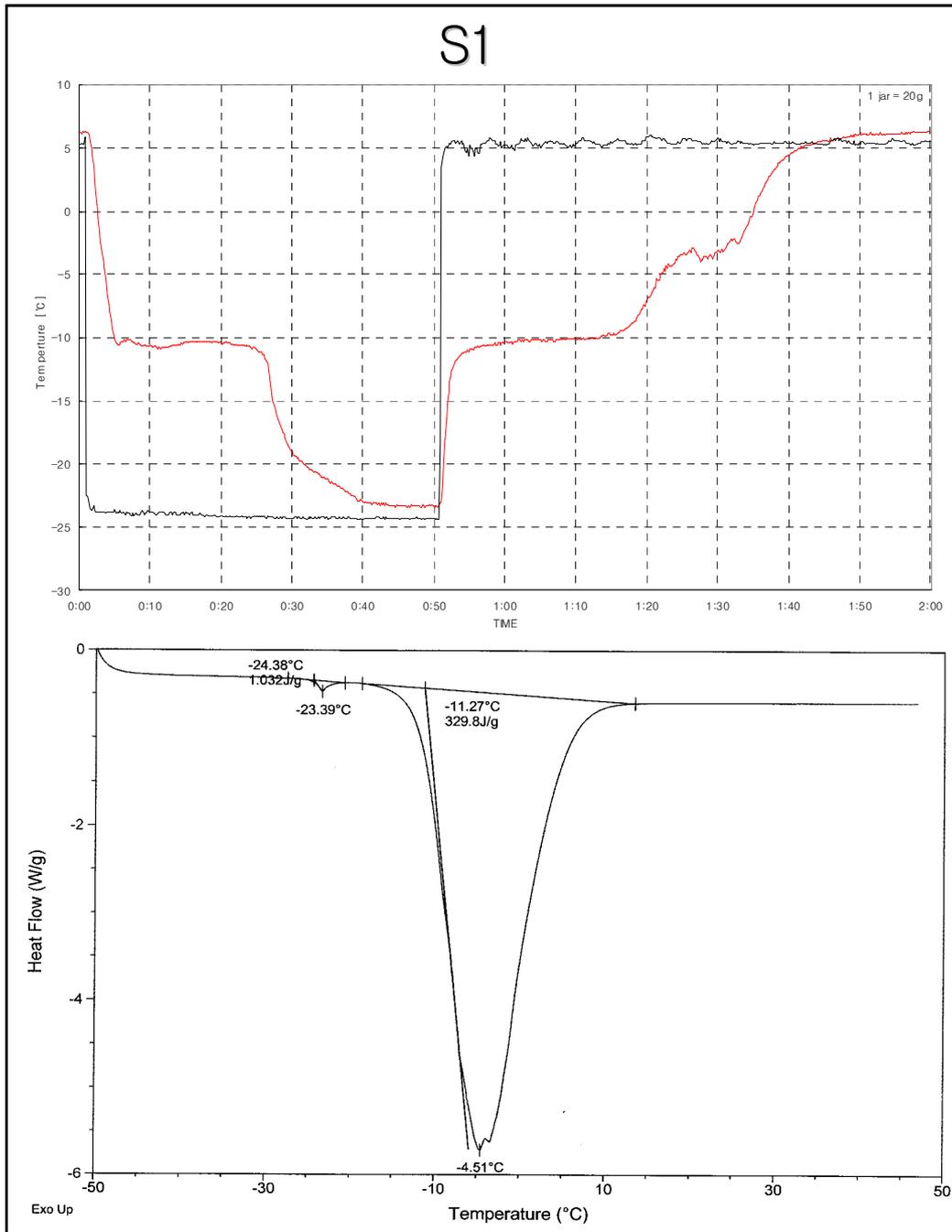


그림 3.8 PCM 물질 S1의 동결/해빙 곡선 및 DSC에 의한 잠열량 분석 그래프

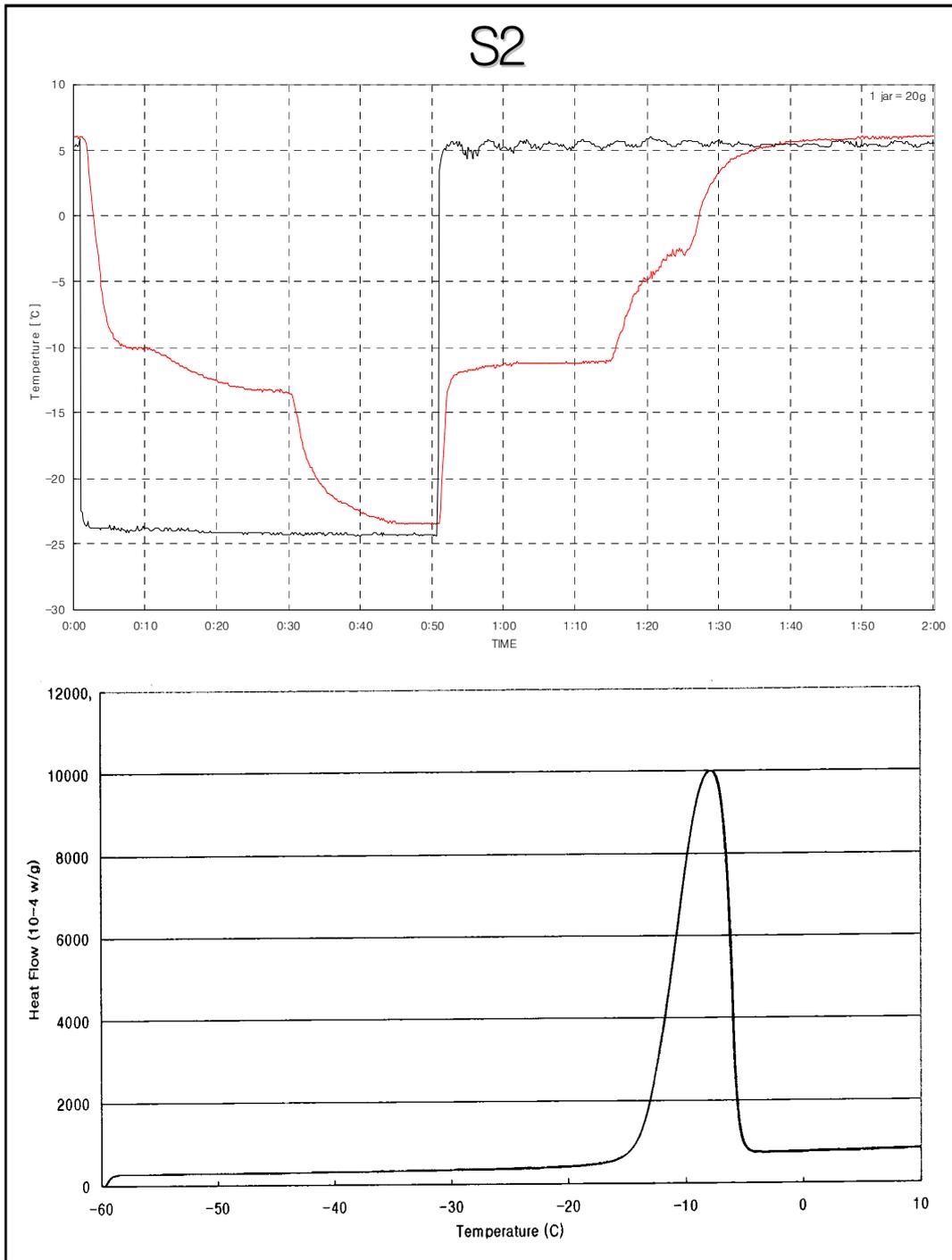


그림 3.9 PCM 물질 S2의 동결/해빙 곡선 및 DSC에 의한 잠열량 분석 그래프

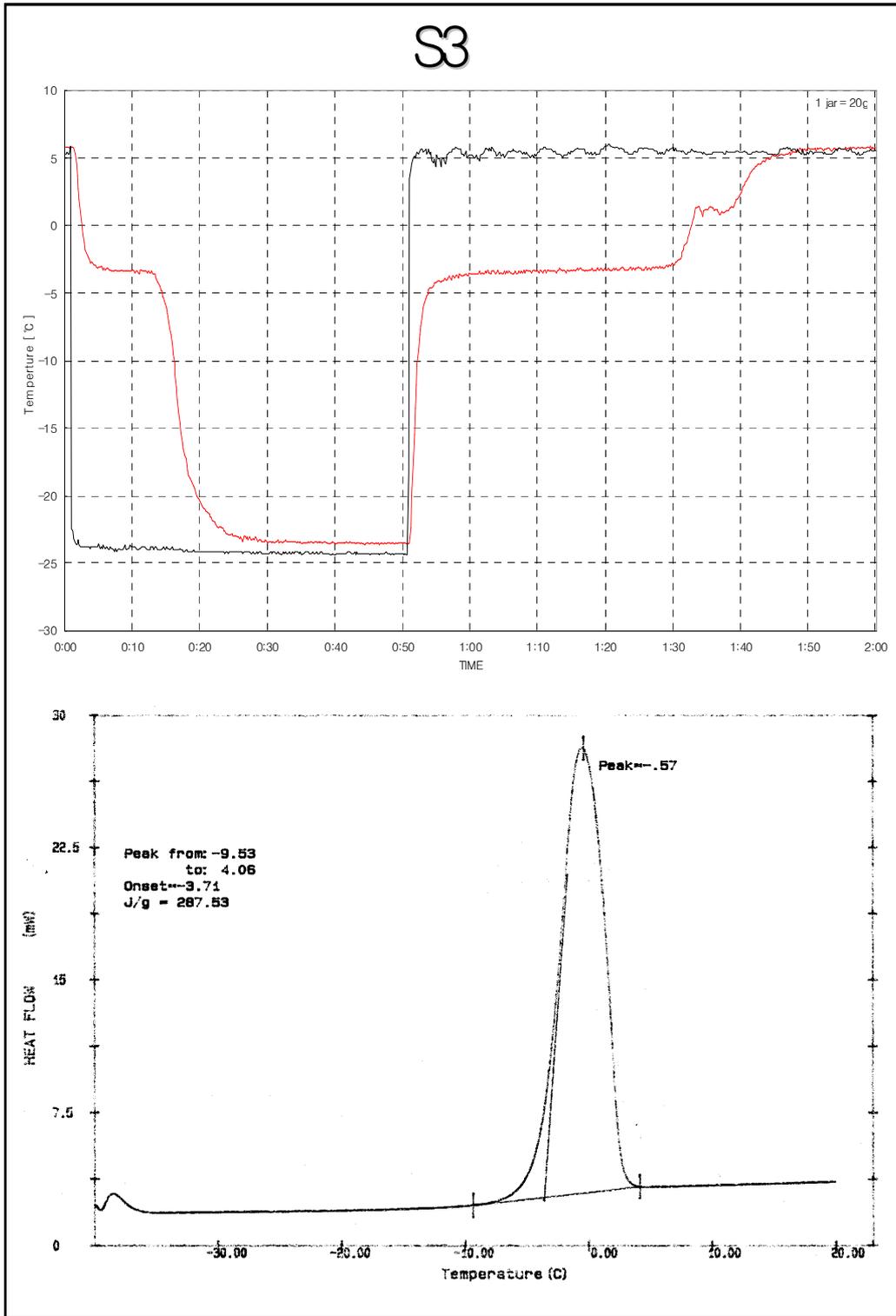


그림 3.10 PCM 물질 S3의 동결/해빙 곡선 및 DSC에 의한 잠열량 분석 그래프

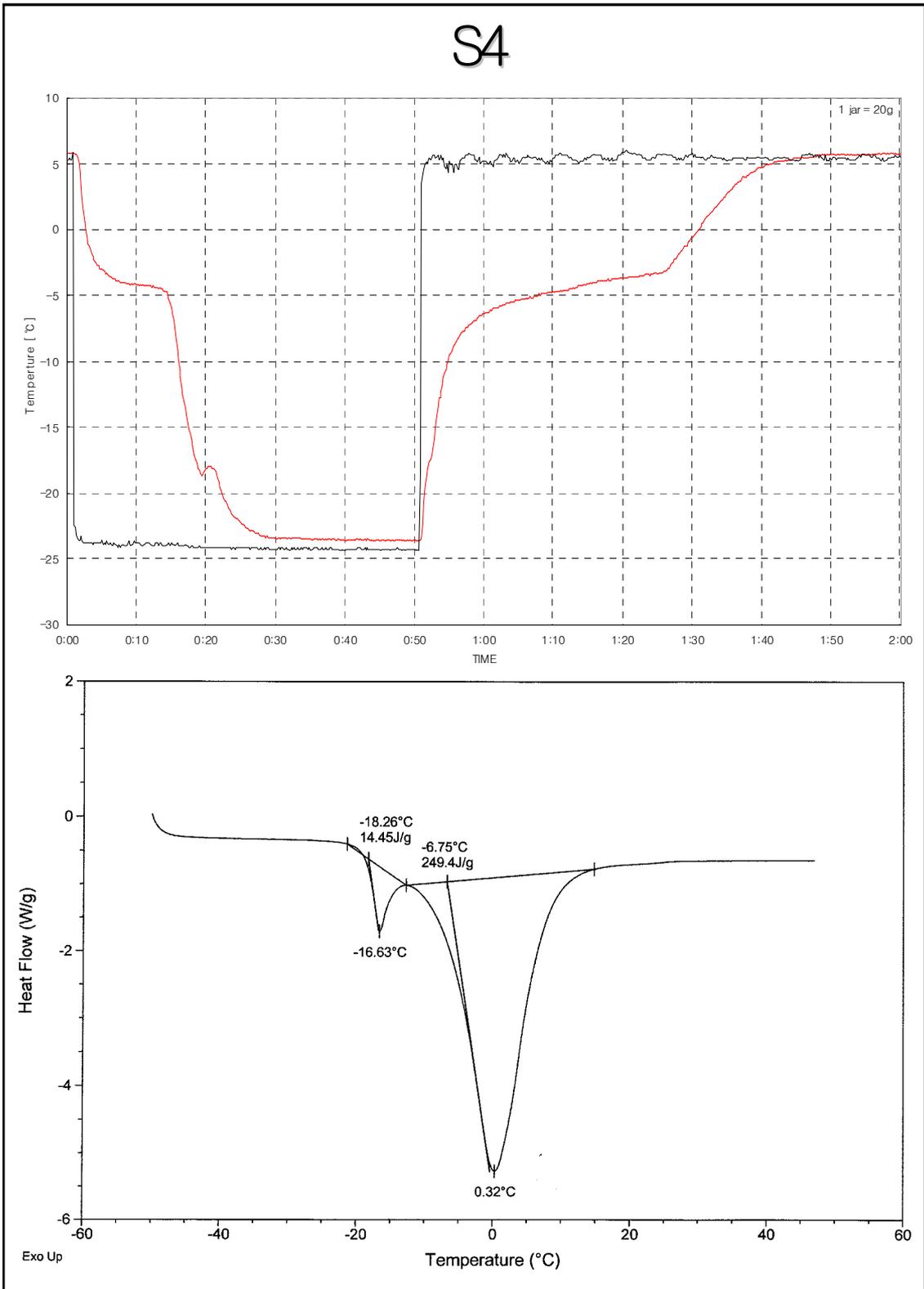


그림 3.11 PCM 물질 S4의 동결/해빙 곡선 및 DSC에 의한 잠열량 분석 그래프

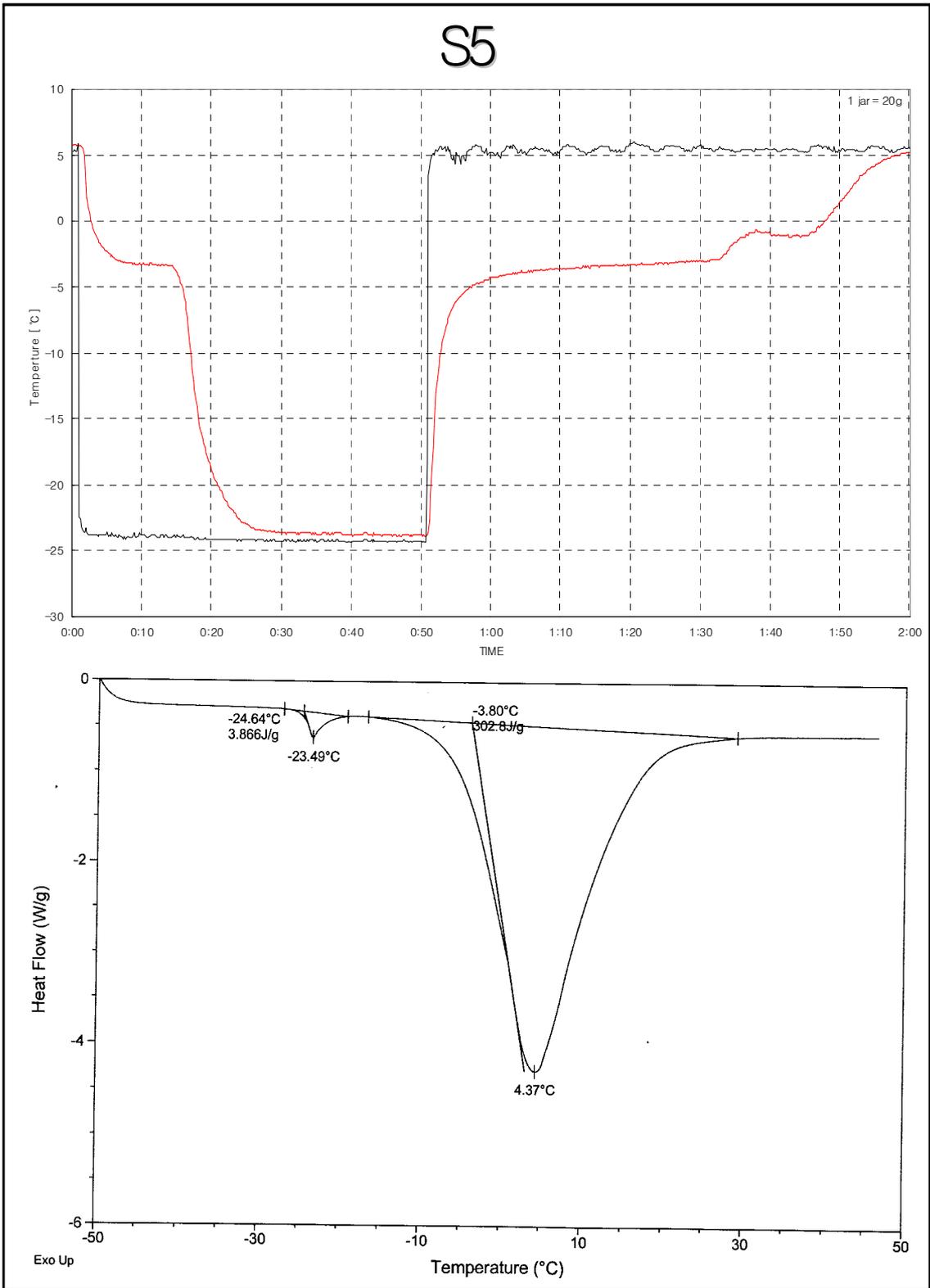


그림 3.12 PCM 물질 S5의 동결/해빙 곡선 및 DSC에 의한 잠열량 분석 그래프

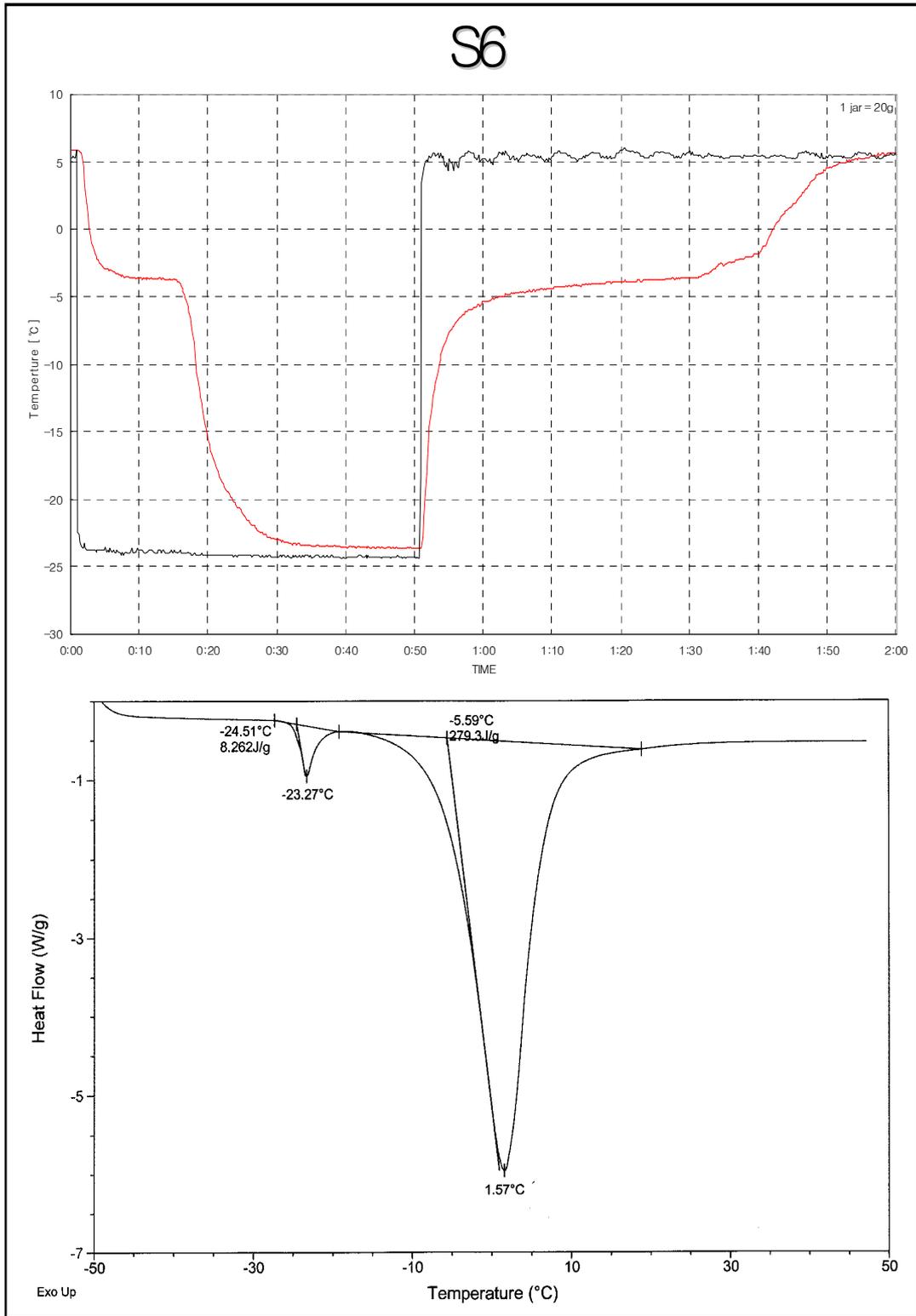


그림 3.13 PCM 물질 S6의 동결/해빙 곡선 및 DSC에 의한 잠열량 분석 그래프

나. 후보 PCM의 부식 특성 분석

후보 PCM과 금속재질의 반응에 따른 부식 특성을 관찰하기 위해 그림 3.14에 나타난 바와 같은 실험을 진행하였다. 철, 구리, 알루미늄, SUS304 및 SUS316 등 5가지의 대표적인 금속재질을 대상으로 수행하였으며, 탄산음료를 저장하는 PET병에 압력계를 설치하고 밀봉하였다. 이후, 후보물질과 금속재질이 서로 반응하여 부식되는 과정을 관찰하였으며, 부식되는 과정에서 발생하는 가스에 의한 용기 내부의 압력변화를 측정하였다. 각 후보물질과 5가지의 금속재질의 부식 정도와 압력변화에 대한 결과를 표 3.5에 4단계(없음/약간/강함/매우 강함)의 척도로 나타내었다. SUS316의 경우에는 모든 후보물질이 부식에 비교적 강한 특성을 보여주고 있으며, 후보물질 S3은 철에 대한 부식이 관찰되었을 뿐 다른 금속재질에 대해서는 부식이 관찰되지 않았다. 그림 3.15-3.19는 각 금속재질에 따른 부식 정도를 관찰한 사진이다.



그림 3.14 후보 PCM의 금속부식 특성 시험

표 3.5 각 후보물질의 부식 특성 결과 비교

PCM	철		구리		알루미늄		SUS304		SUS316	
	부식	압력	부식	압력	부식	압력	부식	압력	부식	압력
S1	○	○	○	◎	△	◎	X	◎	X	X
S2	X	X	△	◎	X	X	X	X	X	X
S3	○	X	X	X	X	X	X	X	X	X
S4	○	X	△	◎	△	X	△	X	△	X
S5	○	○	△	X	△	X	△	X	X	X

* X : 없음, △ : 약간, ○ : 강함, ◎ : 매우 강함



그림 3.15 각 후보 PCM과 철의 부식 특성



그림 3.16 각 후보 PCM과 구리의 부식 특성



그림 3.17 각 후보 PCM과 알루미늄의 부식 특성



그림 3.18 각 후보 PCM과 SUS304의 부식 특성



그림 3.19 각 후보 PCM과 SUS316의 부식 특성(동일함)

다. 최종 PCM 선정 및 수명주기(내구성 및 신뢰성) 시험

상기 수행된 결과들을 종합적으로 검토한 후 최종 선정된 PCM은 S3이며, 표 3.6에 이 물질의 물성값을 나타내었다. 상변화온도는 농산물의 저장에 사용되는 온도(0-5°C)보다 5-10°C정도 낮은 -4.5°C이며, 잠열량은 287.53 J/g으로 큰 편이다. 특히, 부식성과 인체 유해성 측면에서 다른 후보물질에 비해 우수한 것으로 판단된다.

표 3.6 최종 선정된 PCM의 물성치

PCM 특성		물성치	단위
상변화온도		-4.5	°C
잠열량		287.53	J/g
밀도	액상	1.18@20°C	g/cm ³
	고상	1.04@-10°C	
열전도도	액상	0.512@25°C	W/mK
	고상	0.207@-10°C	
PH		7.6	-
동점성계수(액상)		1.6@25°C / 3.1@0°C	10 ⁻⁶ m ² /s
부식 반응 금속		철	-
인체 유해성		건강: 1, 인화성: 0 피부: 1, 반응 : 0	(0:없음, 1:약간, 2:중간, 3:심함, 4:매우 심함)

이와 같이 최종 선정된 PCM의 내구성 및 신뢰성 시험을 위해 그림 3.6에 나타낸 수명주기 시험장치를 이용하여 PCM의 동결과 해빙을 반복하였다. 이는 PCM이 동결과 해빙을 반복하는 경우 퇴화되어 잠열량의 감소 및 상변화온도의 변화를 초래하여 최종적으로는 시스템의 성능이 떨어지는 결과를 나타낼 수 있으므로 PCM의 내구성 및 신뢰성의 확보에 필요하다. 시험방법은 -25°C와 15°C로 유지되는 두 개의 항온조를 이용하여 주기적으로 동결과 해빙을 반복하게 되며, 총 1500회를 수행하였다. 이후, 채취한 샘플(파란색 선)에 대한 동결 및 해빙 과정에서의 온도변화를 첫 회에 시작된 샘플(빨간색 선)과 비교하였을 때, 거의 동일한 잠열량과 상변화 온도를 유지함을 알 수 있었으며, 이를 그림 3.7에 나타내었다.

제 2 절 열교환 모듈 설계·제작

농산물의 고습도 및 저온저장을 위한 농산물 냉장용 축냉재를 이용한 열교환 모듈에 대한 기초 및 상세설계를 수행하고 Bench-scale로 제작하여 이에 대한 성능시험을 수행하였다.

1. 열교환모듈 설계

가. 설계시 전제조건

일반적인 냉동/냉장 탑차는 차량엔진에 연결된 발전기를 이용하여 구동되는 방식으로 차량엔진에 많은 무리를 주어 엔진 내구성이 취약해지며, 잦은 on/off 제어에 의해 냉장온도를 일정하게 유지하기 어렵고 구동효율이 떨어진다. 특히 고유가로 접어든 현시점에서 엔진구동형에 비해 일반전기로 구동되는 냉동기의 효율이 높고, 유지비용 측면에서 매우 유리하다.

본 연구개발에서 수행하는 시스템의 전력공급방식은 일반전력을 기본적으로 사용하고, 비상시에는 차량엔진 또는 발전기 구동 전력을 사용하는 하이브리드 전력공급방식을 선택하였다. 또한 차량과 컨테이너가 분리 가능한 구조로 일반적인 냉장탑차 형태를 배재하였으며, 예냉기능과 저장고의 역할을 할 수 있도록 하였다. 이러한 시스템의 온도 제어를 위해 앞에서 언급한 바와 같이 적정온도대의 PCM을 선정하였으며, 그림과 3.20과 같은 개념의 PCM 축냉시스템 및 열교환모듈을 채택하여 냉매직팽식으로 사각용기형태의 PCM모듈에 냉열을 축냉시킨후, 저장된 냉열을 단계별로 용량가변이 가능한 송풍팬을 이용하여 공급하는 방식으로 결정하였다.

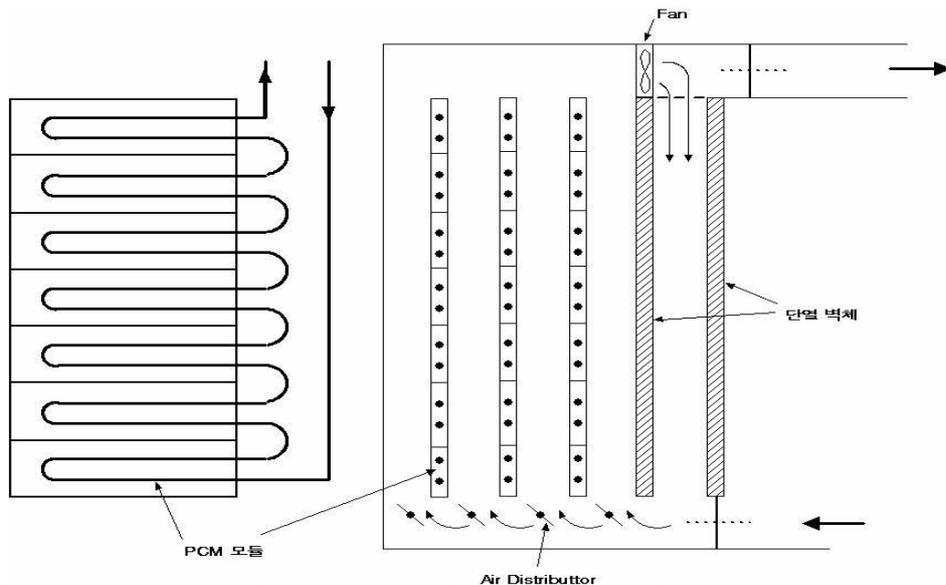


그림 3.20 PCM 축냉시스템의 개념도면

나. 부하설계 및 장비선정

PCM 축냉시스템은 그림 3.21에 나타난 바와 같은 설계프로세스로 진행하였다.

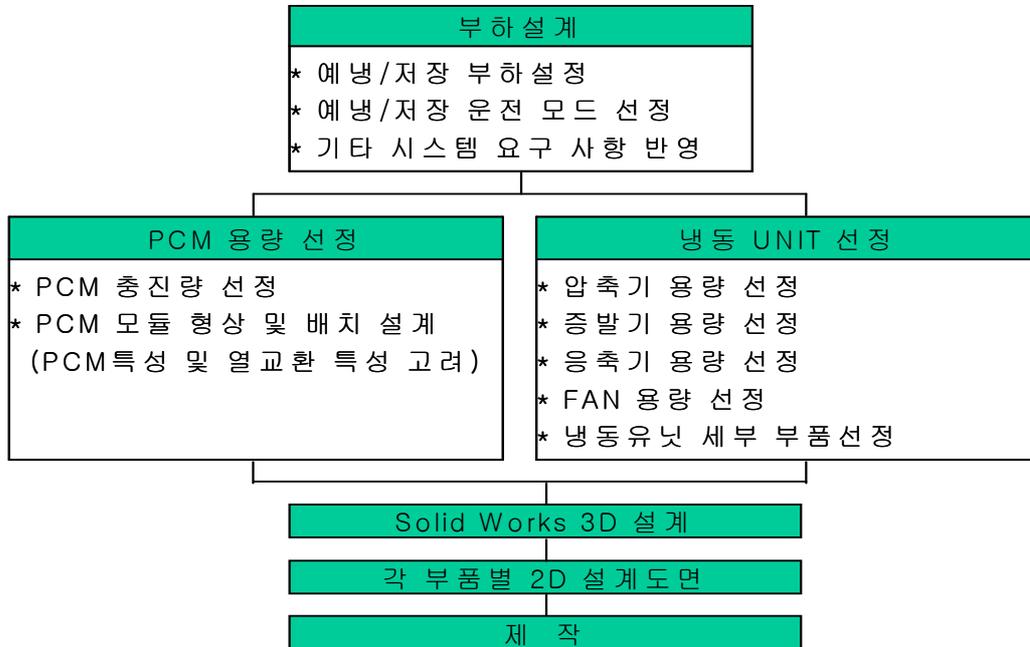


그림 3.21 PCM 축냉시스템 설계 프로세스

저장품목은 복숭아 1 ton으로 Table 4에 저장 및 예냉부하와 각각의 운전방식에 대해 나타내었다. 물품을 일일 저장에 필요한 열량은 42,408 kcal(저장부하)이며, 초기품온이 20℃에서 종료품온이 0℃로 3시간동안 냉각에 필요한 열량은 24,993 kcal(예냉부하)이다. 저렴한 요금시간대(심야전력)에 PCM을 축냉하여 수배송시에는 냉동기를 운전하지 않은 상태로 품온유지가 가능한 저장운전을 하며, 예냉운전은 축냉된 PCM과 냉동기가 각각 예냉부하의 1/2을 분담하여 동시에 운전한다.

표 3.7 부하산출 및 운전방식 결정

		저장	예냉
부하	시간당 부하	1,767 kcal/hr × 24 hr	8,331 kcal/hr × 3hr
	총 부하	12,496 kcal	24,993 kcal
운전방식		심야전력 이용 축냉 축냉된 PCM	축냉된 PCM(1/2) + 냉동기(1/2)

산출된 저장부하와 예냉부하를 고려하여 냉동유닛, 송풍팬 및 PCM의 용량을 선정하였으며 Table 5에 사양을 나타내었다. 또한 PCM의 용량은 예냉부하(24,993 kcal)의 1/2으로 잠열량이 70 kcal/kg인 PCM을 178.5 kg을 필요로 한다.

표 3.8 장비 용량 선정

	압축기	증발기	송풍기
모델명	ZR36K3-PFV (Copeland)	-	DOM-10450TB36
용량	3 HP	3,927 kcal	20.8 m ³ /min x 2set
기타	응축온도 48.9℃/ 증발온도 10℃ 기준	3/8" 동관/ FP(핀피치): 5mm	터보팬

다. PCM 열교환모듈 설계

이상의 부하산출과 장비선정 후에 3D 설계를 수행하였으며, 이를 통해 2D 설계시 발생하는 시스템 내부의 부품조립 또는 작업공간의 비현실성 및 상호 연계도면의 비합치에 의한 제작상의 치명적인 오류를 방지하고, 효율적인 공간배치와 부품조립 및 제작과정을 체계화할 수 있었다. 그림 3.22에 3D 디자인 조립완성도면을 나타내었으며, 우측면도와 정면 및 측면도를 확인할 수 있다.



그림 3.22 3D 디자인 조립완성도면, 상부45° (左), 정면(中), 측면(右)

조립완성도면을 보면 시스템의 상단부에는 두 개의 터보팬이 장착되었고, PCM 모듈과 증발기가 내부에 배치된 것을 볼 수 있다(측면도에서 각각 PCM 모듈과 증발기의 U 밴드형 배관을 확인할 수 있음). 또한 최하단부에는 공기흡입구 부분으로 이루어져 있다. PCM 모듈은 그림 3.23에서 보는 바와 같이 하단부는 삼각형 모양의 모서리로 처리하였으며, 상단부

는 안내관 형태로 처리하였다. 또한 PCM 모듈을 엇갈리게 배열하여 팬에 의해 흡입되는 공기의 압력 손실을 최소화하였다.

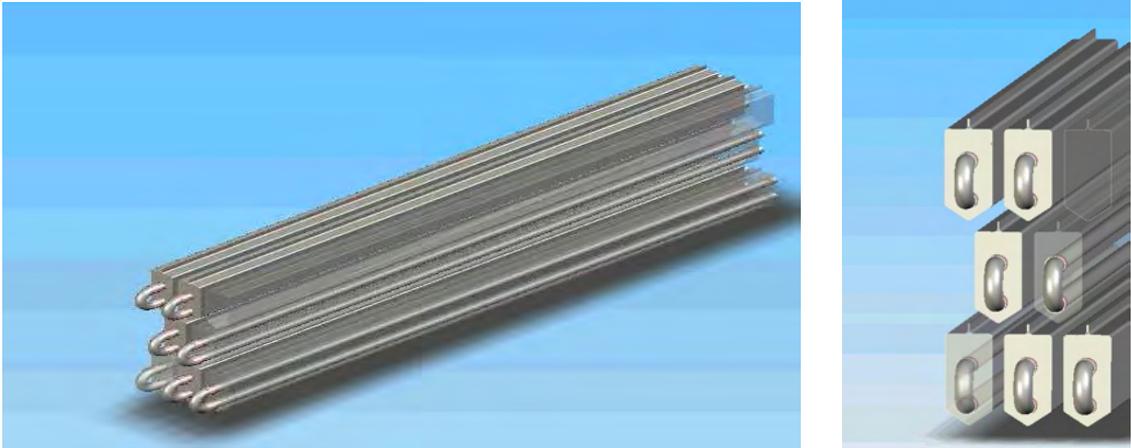


그림 3.23 단모듈 7개의 배치를 측면과 정면에서 바라본 모습

3D 설계로부터 시스템 제작을 위한 2D 설계도면은 자동으로 얻어지게 되며, 전체 시스템에서 중요한 요소인 PCM 열교환모듈, 증발기 및 송풍팬을 그림 3.24부터 그림 3.28까지 나타내었다.

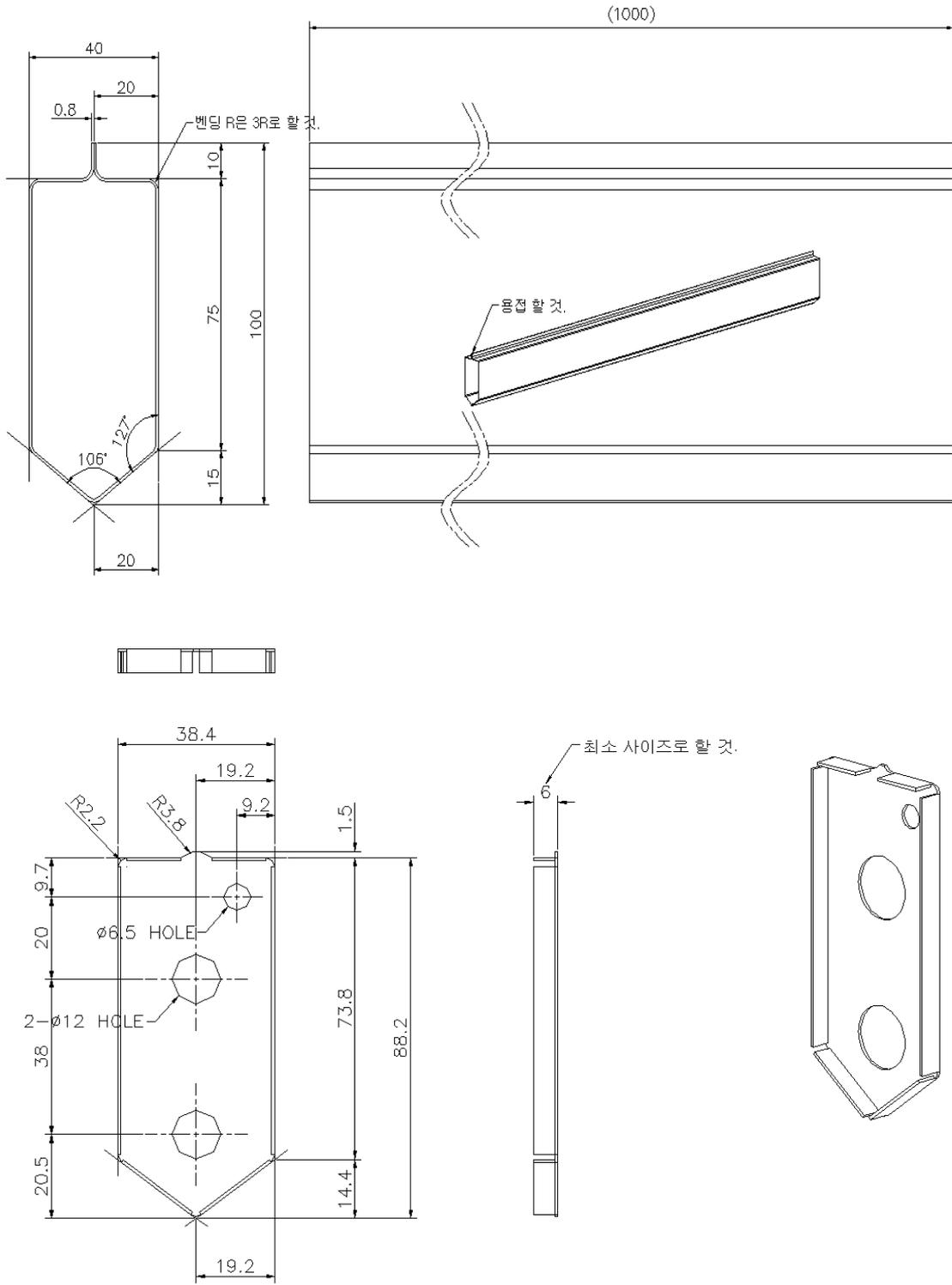


그림 3.24 PCM 열교환모듈 상세도면

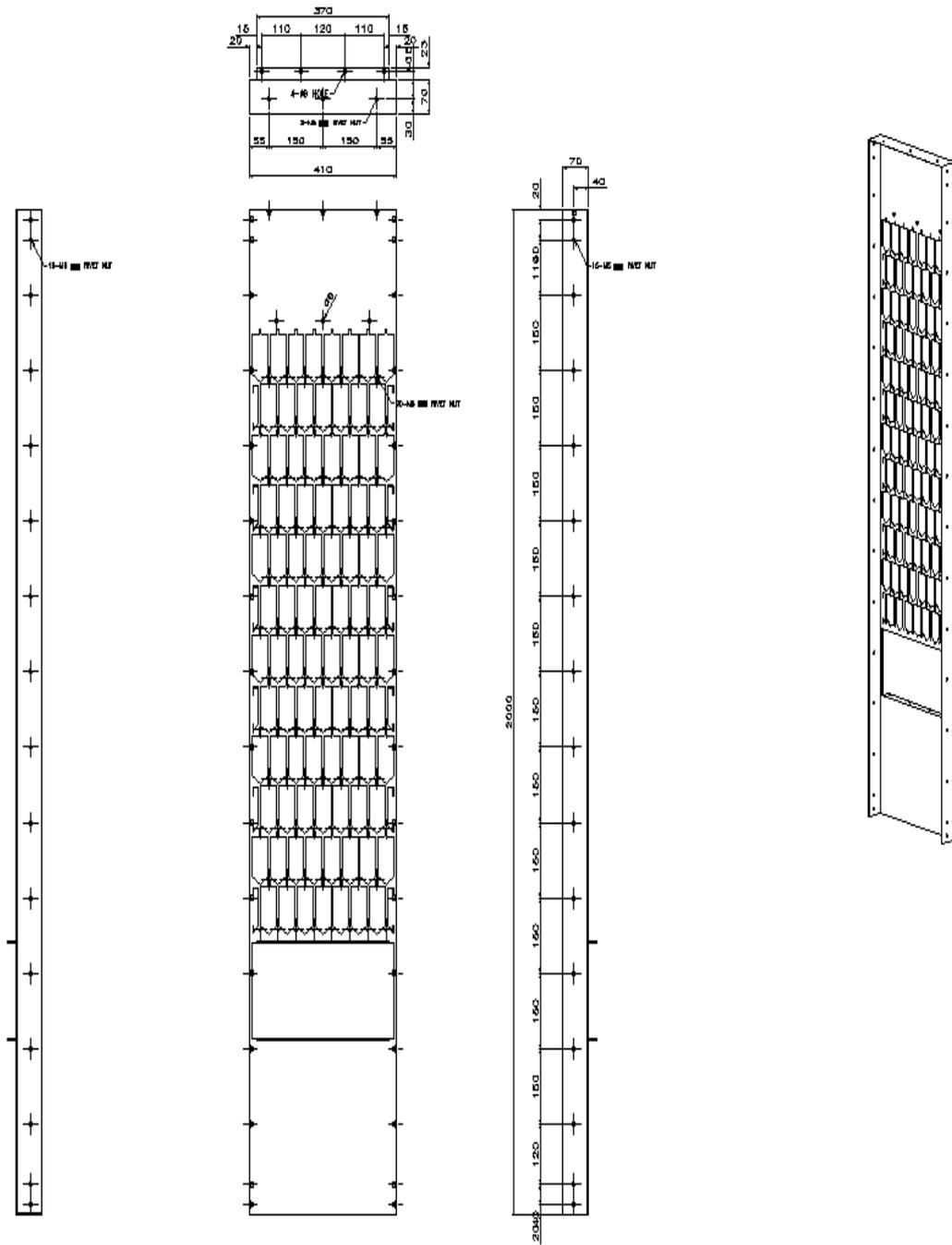


그림 3.25 PCM 열교환모듈 장착프레임 상세도면

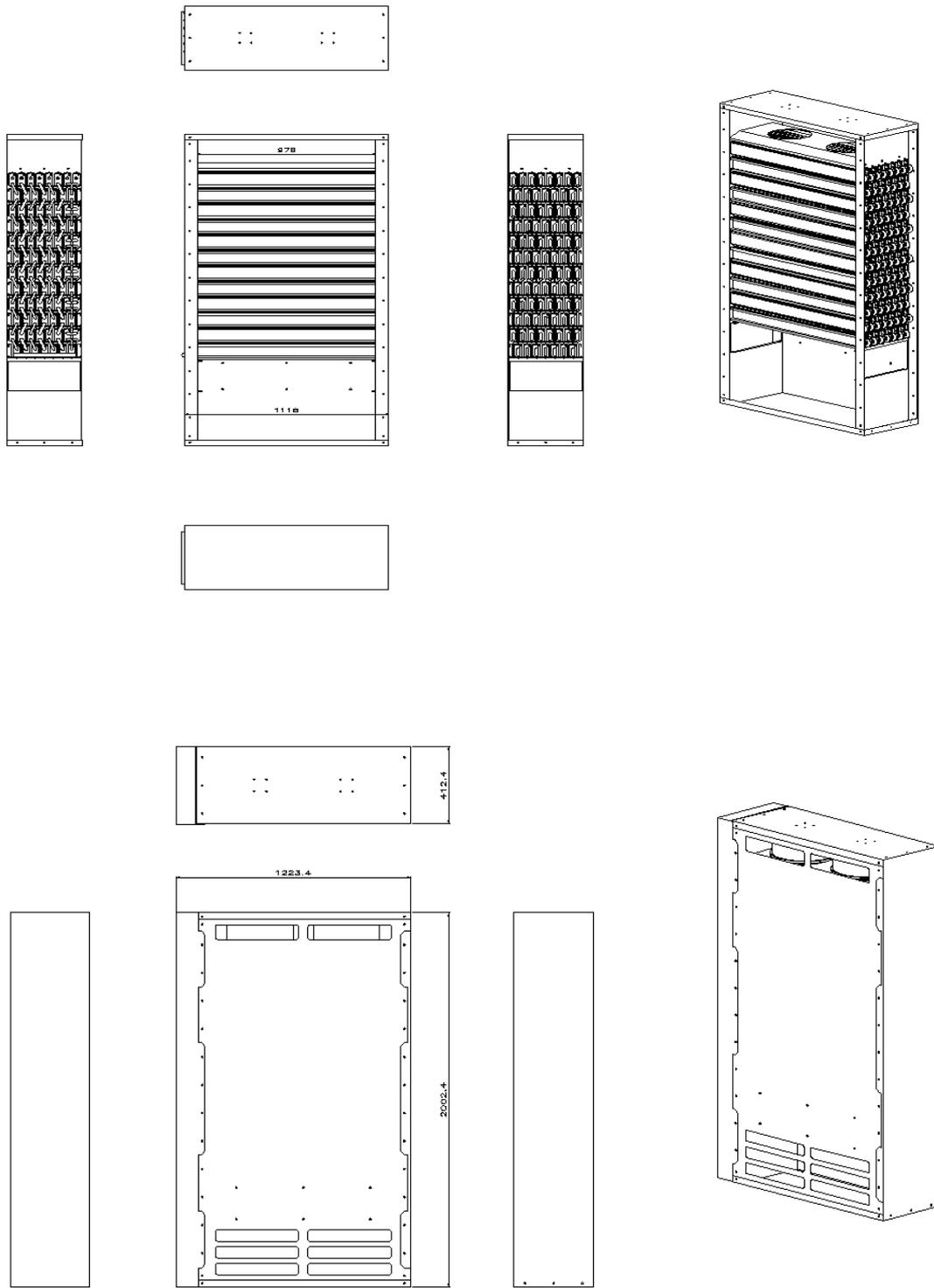


그림 3.26 PCM 축냉시스템 외장부 상세도면

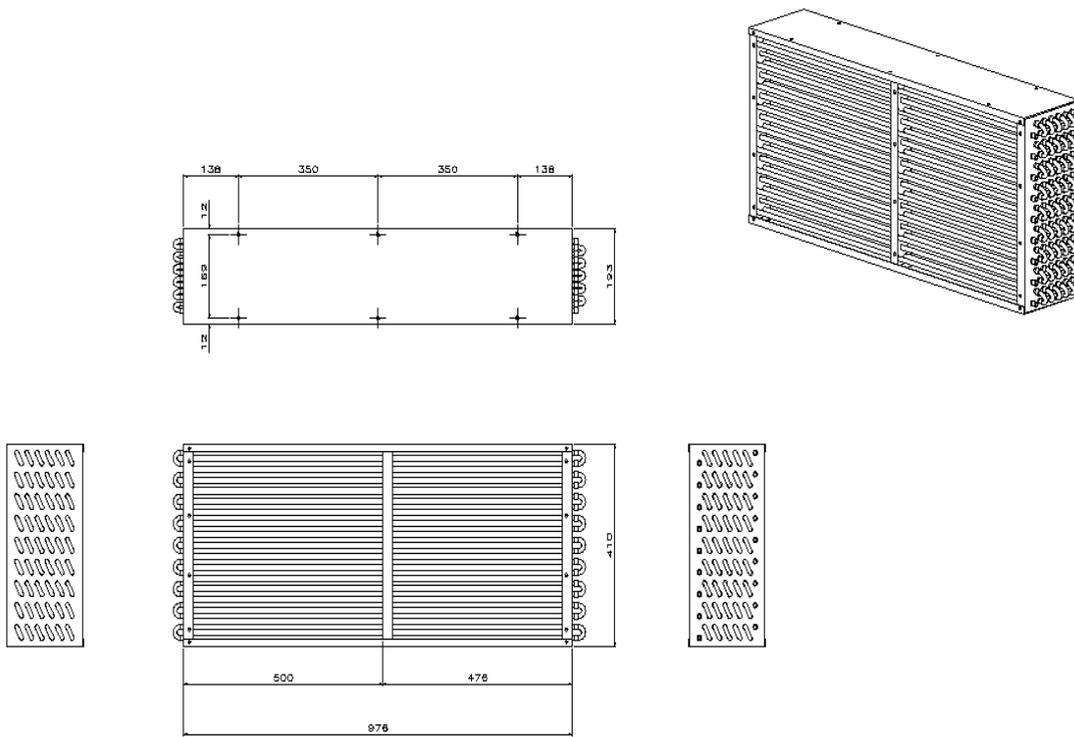


그림 3.27 증발기(Fin-tube heat exchanger) 상세도면

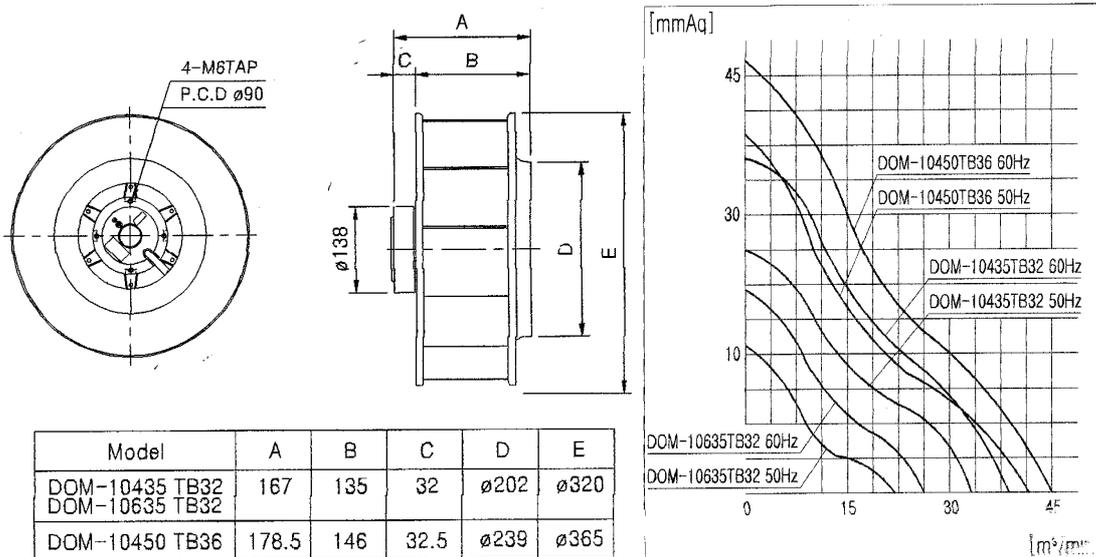


그림 3.28 송풍팬의 상세도면과 정압특성곡선

2. 성능시험

가. 시험장치

PCM 열교환 모듈에 대한 성능시험은 한국생산기술연구원에 설치되어 있는 공기엔탈피 방식의 calorimeter를 이용하여 수행하였다. calorimeter의 구성은 실내기 실 및 실외기 실과 제어 및 계측실로 구성되어 있으며, 그림 3.29에 calorimeter의 작동개념도를 나타내었다. calorimeter의 특징은 특정공간의 온·습도를 일정하게 유지할 수 있어 PCM 열교환 모듈의 입구측 공기조건을 조절할 수 있으며, 전체 열교환량 중 현열부분과 응축에 의한 잠열량을 나누어 측정이 가능하다.

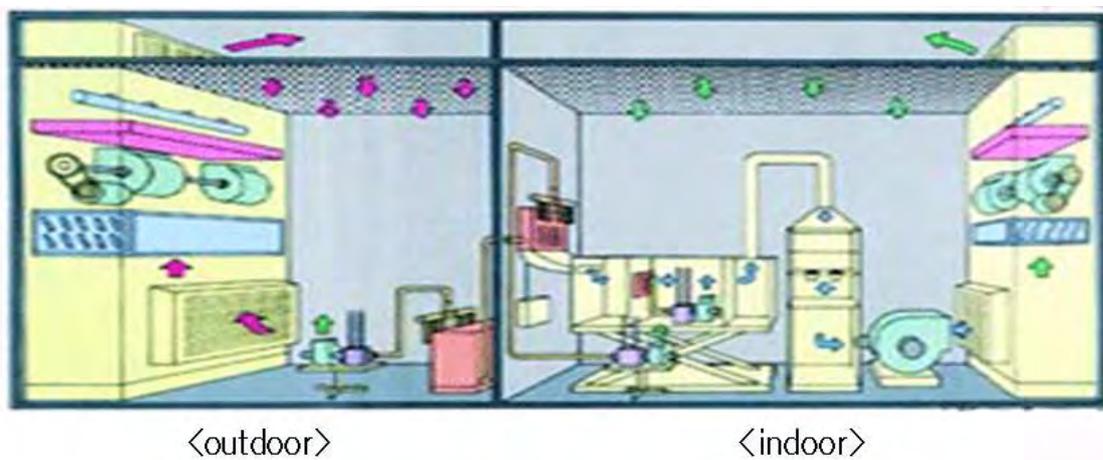


그림 3.29 Calorimeter의 작동개념도

공기엔탈피방식에 의한 열량측정을 위하여 PCM 축냉시스템의 공기흡입구에는 에어샘플러를 설치하여 열교환기 내부로 들어가는 공기의 건구 및 습구온도를 측정하였으며 토출측은 수풍실과 연결되어 열교환된 토출공기의 건구온도 및 습구온도를 측정하게 된다. 또한 실외기 실에는 condensing unit를 설치하고 실내 기후조건을 여름철 조건(건구온도 35℃, 상대습도 60%)으로 유지하면서 PCM 축냉시스템의 성능시험을 수행하였다.

나. 측정부위 및 계측·제어장치

PCM 열교환기의 성능시험을 위하여 데이터 측정장비를 냉동유닛(실외기측) 및 제어부 부분과 PCM 열교환기 부분(실내기측)으로 나누어 각각 두 대의 data logger를 배정하고, 두 대의 컴퓨터를 이용하여 기록하고 있다. 측정 point는 아래표와 같이 냉동유닛(실외기측) 및 제어부 부분에 36 point, PCM 열교환기 부분(실내기측)에 60 point 설정하였다.

표 3.9 Part I: 냉동유닛(실외기측) 및 제어부 부분 (계측기모델: Agilent 34970A)

Number	센서부착위치	센서종류	비고
1	증발기 입구 건구온도	DC_V	1-5 V, 0-50°C
2	증발기 입구 습구온도	DC_V	1-5 V, 0-50°C
3	Fan 출구 건구온도	DC_V	1-5 V, 0-80°C
4	Fan 출구 습구온도	DC_V	1-5 V, 0-50°C
5	실외기 건구온도	DC_V	1-5 V, -20-80°C
6	실외기 습구온도	DC_V	1-5 V, 0-100°C
7	팬창면 입구 냉매온도	TC	
8	증발기 출구 냉매온도	TC	
9	압축기 흡입 냉매온도	TC	
10	압축기 토출 냉매온도	TC	
11	응축기 입구 냉매온도	TC	
12	응축기 출구 냉매온도	TC	
13	압축기 흡입 냉매압력	DC_V	4-20 mA, 0-35 kg _f /cm ²
14	압축기 토출 냉매압력	DC_V	4-20 mA, 0-35 kg _f /cm ²
15	압축기 소비전력	DC_V	4-20 mA, 0-34.5 kW
16	차압 #2	DC_V	4-20 mA, 0-3000 mmH ₂ O
17	reserve #1		
18	reserve #2		
19	reserve #3		
20	reserve #4		
21	Fan 입력전압	DC_V	
22	Fan 입력전류	DC_V	
23	응축기 Fan 입력전압	DC_V	
24	응축기 Fan 입력전류	DC_V	
25	차압 #1	DC_V	4-20 mA, 0-100 mmH ₂ O
26	압축기 표면온도 상	TC	
27	압축기 표면온도 중	TC	
28	압축기 표면온도 하	TC	
29	응축기 입구 공기온도 #1	TC	
30	응축기 입구 공기온도 #2	TC	
31	응축기 입구 공기온도 #3	TC	
32	응축기 입구 공기온도 #4	TC	
33	응축기 입구 공기온도 #5	TC	
34	응축기 입구 공기온도 #6	TC	
35	응축기 출구 공기온도 #1	TC	
36	응축기 출구 공기온도 #2	TC	
37	응축기 출구 공기온도 #3	TC	
38	응축기 출구 공기온도 #4	TC	
39	응축기 출구 공기온도 #5	TC	
40	응축기 출구 공기온도 #6	TC	

표 3.10 Part II: PCM 열교환기 부분(실내기측) (계측기모델: YOKOGAWHR2500)

Number	센서부착위치	센서종류	비고
1	증발기 입구 공기온도 #1	TC	
2	증발기 입구 공기온도 #2	TC	
3	증발기 입구 공기온도 #3	TC	
4	증발기 입구 공기온도 #4	TC	
5	증발기 출구 공기온도 #1	TC	
6	증발기 출구 공기온도 #2	TC	
7	증발기 출구 공기온도 #3	TC	
8	증발기 출구 공기온도 #4	TC	
9	Fan 입구 공기온도 #1	TC	
10	Fan 입구 공기온도 #2	TC	
11	Fan 입구 공기온도 #3	TC	
12	Fan 입구 공기온도 #4	TC	
13	Fan 출구 공기온도 #1	TC	
14	Fan 출구 공기온도 #2	TC	
15	Fan 출구 공기온도 #3	TC	
16	Fan 출구 공기온도 #4	TC	
17	PCM측 냉매온도 상 #1	TC	
18	PCM측 냉매온도 상 #2	TC	
19	PCM측 냉매온도 상 #3	TC	
20	PCM측 냉매온도 상 #4	TC	
21	PCM측 냉매온도 상 #5	TC	
22	PCM측 냉매온도 상 #6	TC	
23	PCM측 냉매온도 상 #7	TC	
24	PCM측 냉매온도 상 #8	TC	
25	PCM측 냉매온도 중 #1	TC	
26	PCM측 냉매온도 중 #2	TC	
27	PCM측 냉매온도 중 #3	TC	
28	PCM측 냉매온도 중 #4	TC	
29	PCM측 냉매온도 중 #5	TC	
30	PCM측 냉매온도 중 #6	TC	
31	PCM측 냉매온도 중 #7	TC	
32	PCM측 냉매온도 중 #8	TC	
33	PCM측 냉매온도 하 #1	TC	
34	PCM측 냉매온도 하 #2	TC	
35	PCM측 냉매온도 하 #3	TC	
36	PCM측 냉매온도 하 #4	TC	
37	PCM측 냉매온도 하 #5	TC	
38	PCM측 냉매온도 하 #6	TC	
39	PCM측 냉매온도 하 #7	TC	
40	PCM측 냉매온도 하 #8	TC	
41	PCM충진관 전면 상 #1	TC	
42	PCM충진관 전면 상 #2	TC	
43	PCM충진관 후면 상 #1	TC	
44	PCM충진관 후면 상 #2	TC	
45	PCM충진관 측면 상 #1	TC	
46	PCM충진관 측면 상 #2	TC	
47	PCM충진관 전면 중 #1	TC	
48	PCM충진관 전면 중 #2	TC	

49	PCM충진관 후면 중 #1	TC	
50	PCM충진관 후면 중 #2	TC	
51	PCM충진관 측면 중 #1	TC	
52	PCM충진관 측면 중 #2	TC	
53	PCM충진관 전면 하 #1	TC	
54	PCM충진관 전면 하 #2	TC	
55	PCM충진관 후면 하 #1	TC	
56	PCM충진관 후면 하 #2	TC	
57	PCM충진관 측면 하 #1	TC	
58	PCM충진관 측면 하 #2	TC	
59	팬창변 출구 냉매온도(증발기)	TC	
60	팬창변 출구 냉매온도(PCM)	TC	

아래의 사진들은 성능시험전 PCM 열교환기 시스템에 센서를 부착하고 준비하는 과정에 대하여 중요부분을 선정하여 나타내고 있다. 이후 PCM 열교환 모듈을 calorimeter의 실내기 실내부에 배치하였으며, 외부조건에 영향을 받지 않기 위해 단열재로 처리하였다.



그림 3.30 PCM 열교환기 전면 및 측면 센서 부착 과정



그림 3.31 PCM 축냉모듈로의 냉매 분기관 센서

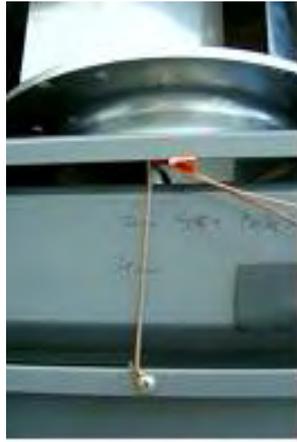


그림 3.32 팬 입구 및 축냉모듈 표면 센서



그림 3.33 PCM 열교환기의 단열 후 풍동에 연결된 모습(좌/우상), 입구측 건습구 온도 측정



그림 3.34 냉동유닛의 입구측 건습구 온도 측정 및 주요부위 온도·압력 측정



그림 3.35 제어판넬(상좌) 및 전력량 측정장치(상우) / 데이터측정 장치(하)

3. 결과 및 고찰

가. 축냉운전

축냉운전 시험은 실외기 실의 내부조건을 건구·습구온도가 각각 35℃, 28.2℃이고, 상대 습도는 60%로 유지한 상태에서 수행하였다. 그림 3.36은 축냉운전 시 냉매 및 PCM 모듈에서의 온도변화를 나타낸 그래프로 PCM 모듈의 하부는 다른 부분에 비해 늦게 축냉이 시작되며, 최종 축냉완료시간은 5시간 50분이다. 냉매배관은 8개의 분지로 상부에서 하부로 흐르도록 배열되어 있으며, 냉매의 불균일한 흐름에 의해 100% 축냉 달성이 어려웠다

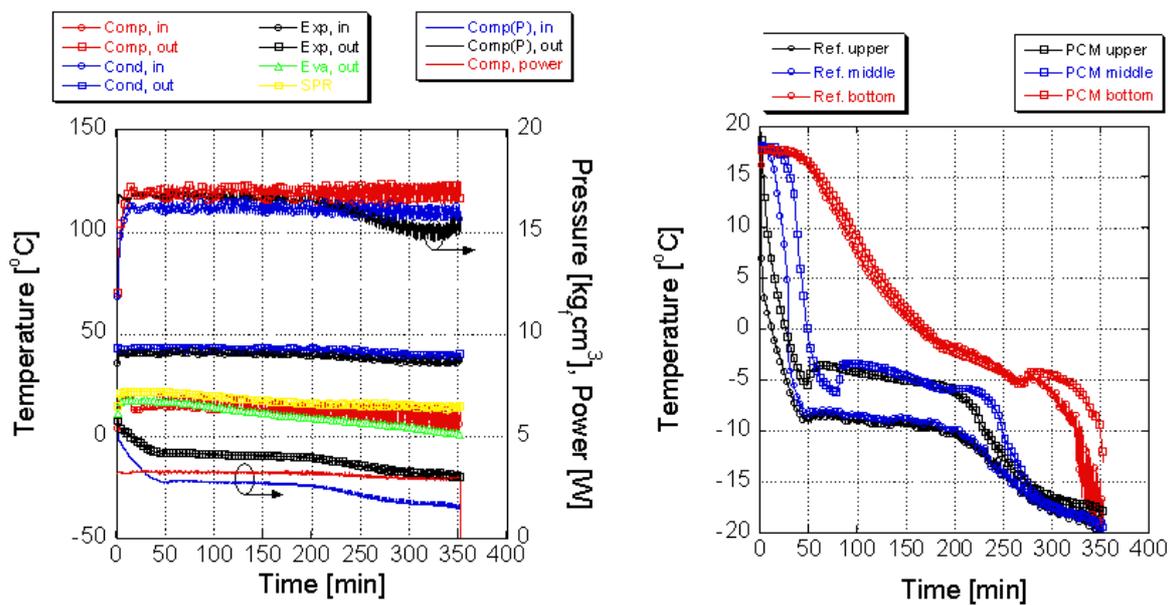


그림 3.36 축냉운전 시 냉매 및 PCM 모듈에서의 온도변화

나. 방냉운전

방냉운전은 실내기 실 내부조건을 건구온도 20℃, 상대습도 80%의 조건으로 유지한 상태로, 시간당 방열량을 2,000~2,500 kcal/hr으로 방냉하기 위해 풍량을 3~6.5 m³/min으로 가변적으로 조정하여 수행하였다.

그림 3.37은 방냉운전 시 건구·습구온도 및 상대습도의 변화와 방열량에 대해 나타내었다. PCM 모듈의 온도가 0℃ 이상에서 시험을 종료하였으며, 이때 방열시간은 5시간 40분이며, 방열량은 11,519.6 kcal로 설계치(12,496 kcal)와 비슷하였다. 하지만 설계시 PCM의 양은 180 kg이지만, 실제 PCM의 충전량은 209.6 kg으로 약 30 kg(2,100 kcal)이 과충진되었다.

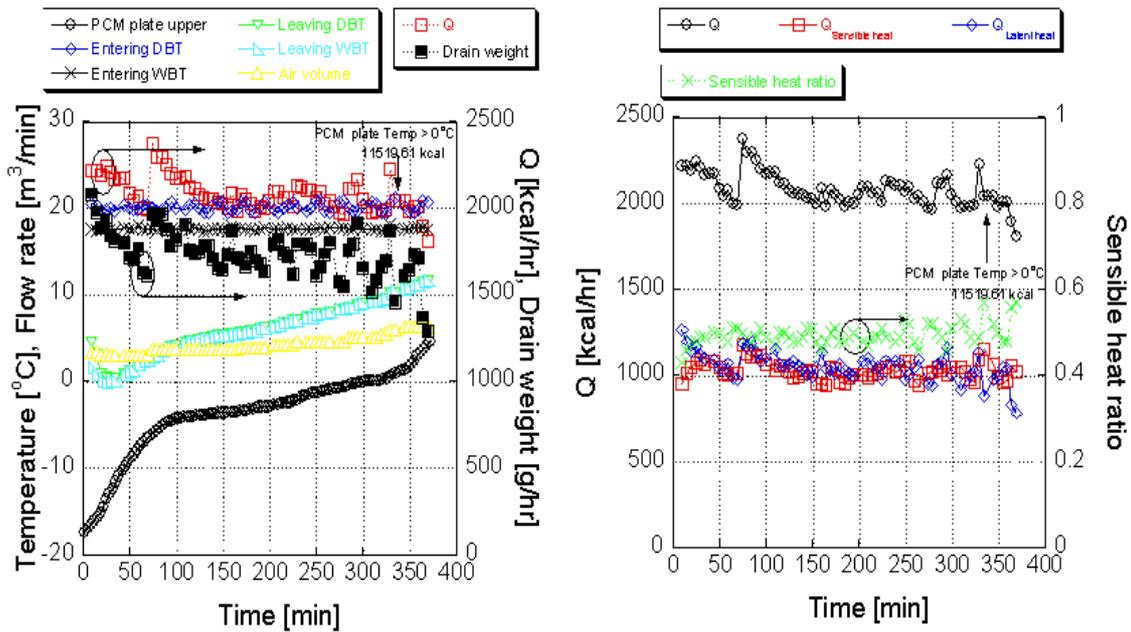


그림 3.37 방냉운전 시 건구·습구온도 및 상대습도와 방열량

다. 예냉운전

예냉운전은 충전된 PCM과 냉동기의 운전이 예냉부하의 각 1/2을 감당하여 품온을 20°C에서 0°C로 냉각하는 것이다. 풍량은 13.5~29 m³/min으로 가변적으로 조절하여 시간당 냉열량을 변화시키면서 4시간 30분간 24,102.2 kcal의 예냉부하를 감당하였다.

그림 3.38에는 예냉운전시 냉매의 온도변화와 온도 및 습도 변화 및 시간당 냉열량을 나타낸 그래프로, 예냉운전 3시간이후 19,728.5 kcal의 냉열을 공급하였으며, 4시간이후 부하의 감소로 증발온도가 하강하여 더 이상 냉동기를 운전할 수 없었다. 하지만 이때의 PCM 모듈의 표면온도는 0°C 이하로 약 30분간 더 운전이 가능하였으며, 설계치 24,993 kcal에 근접한 24,102.2 kcal의 열량이 공급되었다. 또한 상대습도는 90%이상으로 유지되었다.

라. PCM 충전량 확인

모든 시험이 종료된 후 PCM 모듈 내 PCM 충전량을 측정하였다. 표 3.11은 각각의 모듈에 충전된 PCM의 양을 나타낸 것으로, 90개의 모듈에 209.6 kg이 충전되어 있었으며, 1개의 모듈에 평균 2.3 kg이 충전된 것을 확인할 수 있었다.

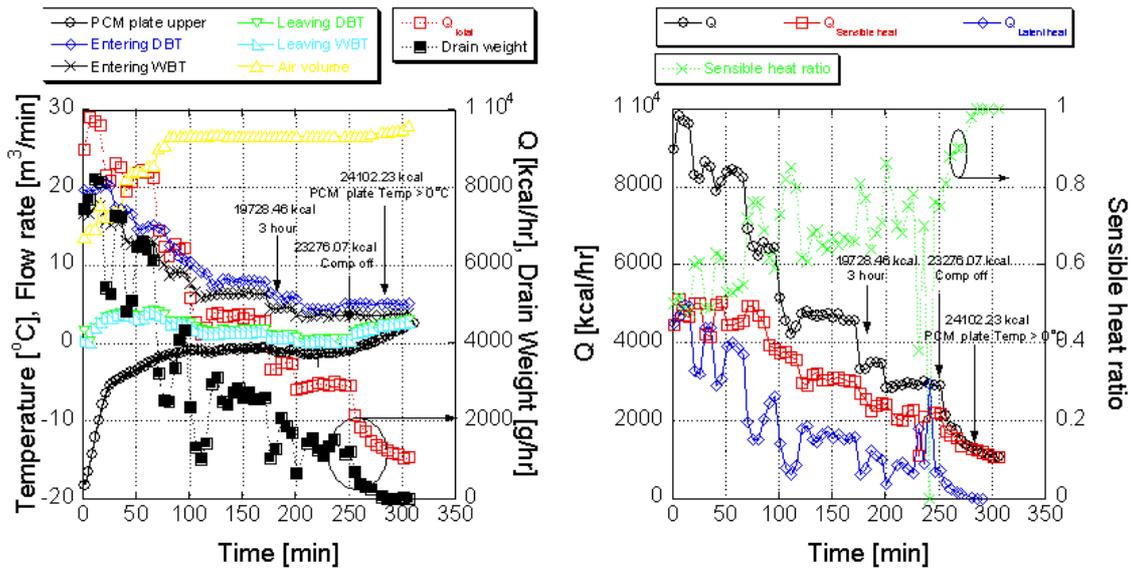


그림 3.37 예냉운전 시 온도 및 습도변화와 예냉에 공급된 열량

표 3.11 각 모듈 내 충전된 PCM의 양

	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	sum	aver
#1	2,486	2,461	2,098	2,323	2,581	2,516	2,387	2,236	19,086	2,386
#2	2,461	2,312	2,485	2,232	2,552	2,376	2,294		16,711	2,387
#3	2,388	2,445	2,306	2,498	2,289	2,049	2,492	2,259	18,726	2,341
#4	2,298	2,467	2,442	2,365	2,455	2,284	2,141		16,453	2,350
#5	2,259	2,509	2,465	2,331	2,511	2,285	2,467	2,253	19,080	2,385
#6	2,233	2,523	2,332	2,362	2,267	2,266	2,005		15,988	2,284
#7	2,388	2,455	2,264	2,134	2,468	2,331	2,317	2,277	18,634	2,329
#8	2,482	2,413	1,987	2,340	2,083	2,190	2,376		15,870	2,267
#9	2,465	2,316	2,250	2,104	2,319	2,389	2,328	2,124	18,295	2,287
#10	2,371	2,373	2,398	2,303	2,198	2,332	2,195		16,171	2,310
#11	2,237	2,437	2,343	2,240	2,280	2,277	2,341	2,213	18,367	2,296
#12	2,404	1,954	2,401	2,496	2,415	2,310	2,231		16,210	2,316
sum	28,472	28,666	27,768	27,727	28,418	27,605	27,574	13,362	209,591	2,329
aver	2,373	2,389	2,314	2,311	2,368	2,300	2,298	2,227	2,329	

또한 무작위로 샘플을 채취하여 냉각과정을 통해 PCM의 상변화온도를 측정하였으며, 그림 3.38에 이를 나타내었다.

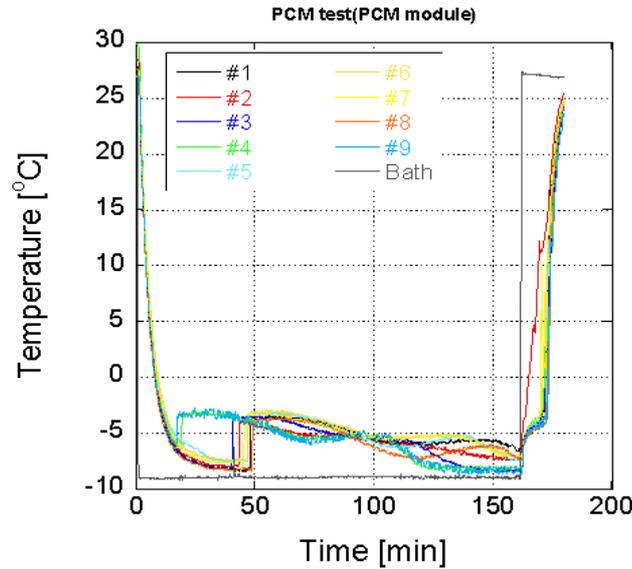


그림 3.38 PCM 냉각특성곡선

제 3 절 PCM 열교환모듈 시스템 상세 설계·제작

1차년도 PCM 열교환 모듈은 Bench scale로 제작하여 성능시험을 수행하였다. 2차년도에서는 예냉부하를 효과적으로 처리할 수 있으며, 실제 컨테이너에 적용할 수 있는 컨덴싱 유닛의 통합구조의 PCM 열교환 모듈을 제작하여 이에 대한 성능시험을 수행하였다.

1. PCM 열교환모듈 시스템 상세 설계·제작

가. 설계개요

설계대상은 20 ft (5.0 ton) 컨테이너를 기준으로, 적재량의 50%인 복숭아 2.5 ton이며, 이에 대한 저장 및 예냉을 목적으로 한다.

앞서 언급한 바와 마찬가지로 예냉완료시간은 3시간이며, 냉동기를 이용하여 예냉을 한다. 또한 축냉된 PCM을 이용한 저장유지시간은 9시간으로, 축냉에 필요한 시간은 5시간이며, 기본적으로 심야전력을 이용하여 축냉을 하는 것으로 하였다. 장거리 수송 시에 축냉량의 부족이 예상될 수 있으나, 이는 축냉/저장 동시운전이 가능하게 하였다. PCM은 1차년도와

동일하나, 냉매가 PCM 저장용기 내에서 직접 팽창하여 축냉하는 방식(직팽식)이 아닌 브라인을 2차 냉매로 사용하여 축냉하는 Ice on coil(inner melting type) 방식을 선택하였다.

복숭아 2.5 ton에 대한 저장 및 예냉의 시간당 부하는 안전율을 고려하여 4,859.3 kcal/hr와 22,910.3 kcal/hr이며, 47,709.0 kcal와 68,730.8 kcal의 열량을 필요로 한다. 또한 축냉/저장 동시 운전시에는 시간당 부하는 14,401.1 kcal/hr이다. 표 3.12에 1차년도 Bench-scale로 설계한 수치와 Real-scale로 설계한 수치를 정리, 비교하였다.

표 3.12 저장부하 및 예냉부하

부하종류	시간당 부하 [kcal/hr]			전체부하 [kcal]
	1.0 ton	2.5 ton	2.5 ton_안전율	
저장부하	1,767.0	4,417.5	4,859.3	47,709.0
예냉부하	8,331.0	20,827.5	22,910.3	68,730.8

* 시간당 저장/예냉부하 안전율 1.1, 전체저장부하 안전율 1.2로 고려

나. 시스템 용량선정 및 상세설계

저장부하와 예냉부하를 고려하여 냉동기의 압축기와 판형열교환기(증발기)를 선정하였으며 표 3.13에 그 사양을 나타내었다.

표 3.13 압축기와 판형열교환기 사양

	압축기	판형열교환기
모델	ZR125KC-TF5 (Copeland)	V80H-60 (SWEP SSP CBE)
용량	10 HP(7.5 kW)	22,680.0 kcal/hr(7.5 RT)
중량	62.7 kg	13.3

표3.12에서 나타낸 바와 같이 전체 저장부하는 47,709.0kcal로 잠열량이 70kcal/kg인 PCM을 부피팽창률을 고려하여 IPF(ice packing factor; 빙충진율) 70~80%로 축냉하였을 경우 885.1~973.7 kg의 PCM을 필요로 하지만 실제로 상변화하여 축냉되는 PCM은 678.1 kg이다. 이에 따라 PCM 양을 줄이기 위해 IPF를 75%이상으로 설정하는 것이 중요하며 이는 다음에 나타낸 excel로 프로그램화된 축냉조 설계과정에서 확인되었다.

1 제빙용 코일 선정

- 규격 : 3/8" (10A) 12.70 mm(DO) 0.89 mm(T)
10.92 mm(DI) 내부단면적 0.936559 cm²(A)

2 축열조 내부 Size

- 제빙완료후 코일당 외경(얼음포함) : 44.45 mm 1.25
- Ice Block 가로길이 : 1333.5 mm 2.0
- U-banding 횟수 : 29 회 30 (N1 : 코일수)
- 축열조 내부 가로길이 (l) : 1384.3 mm

- 분지(Distribution) 수 (N2): 11 회
- Ice Block 세로길이 : 488.95 mm
- 축열조 내부 세로길이 (w) : 539.75 mm

- 코일 직관부 높이 : 1100 mm
- 제빙완료후 코일높이(얼음포함) : 1188.9 mm
 곡관부 높이 h = (U-band 바깥호의 R =(얼음두께+DO) + (얼음두께 = 1.25*DO)

- h = 44.45
- 축열조 내부 높이 (h) : 1239.7 mm

- 분지당 코일길이 (l2): 35.60 m
- 코일길이 총계 : 391.64 m
- 코일 체적 : 0.049611 m³ 49.61 Liter

- 얼음체적 : 0.725569 m³ PCM ρ = 935
- 상변화하는 PCM 량 : 678.41 kg
- 목표치와 비교 (근사치 접근 필요) 908.74 kg
- IPF(설계치 확인) : 74.65 % IPF 75%이상 설정요

3 축열조의 외부 Size

- 단열재 : Polyurethane 50 mm
- 축열조 재질 : SUS304 2 mm
- 축열조 외장 : PP 2 mm
- 축열조 외곽 Size :

1492.3 mm(L) X 647.75 mm(W) X 1347.7 mm(H)

4 Header 설계

- Type : reverse return 방식
- header관 내부 단면적 > 분지관 내부단면적 합산 = 10.30 cm²(A)
- header관 내부 직경 > 36.217543 mm

그림 3.38과 3.39는 이와 같은 설계를 바탕으로 PCM 모듈을 제작하기 위한 축열조의 도면과 제작과정을 나타내었으며, 그림 3.40은 제작된 PCM 모듈의 사진이다.

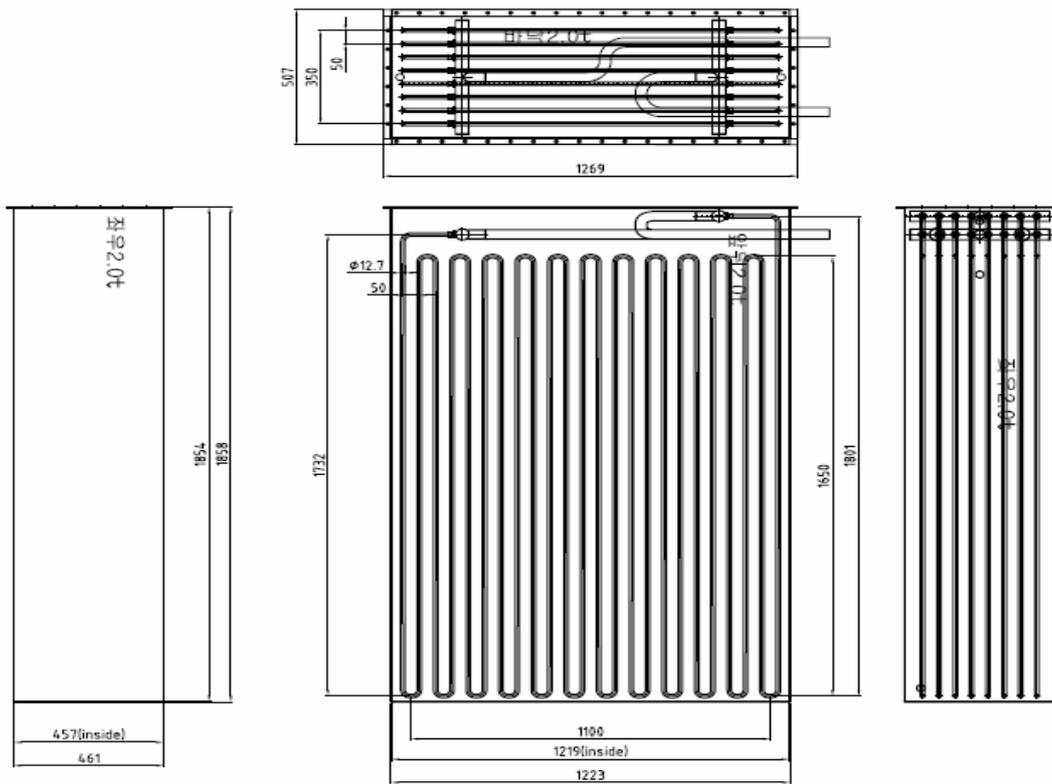


그림 3.38 PCM 축열조 도면



그림 3.39 PCM 축열조 제작 사진

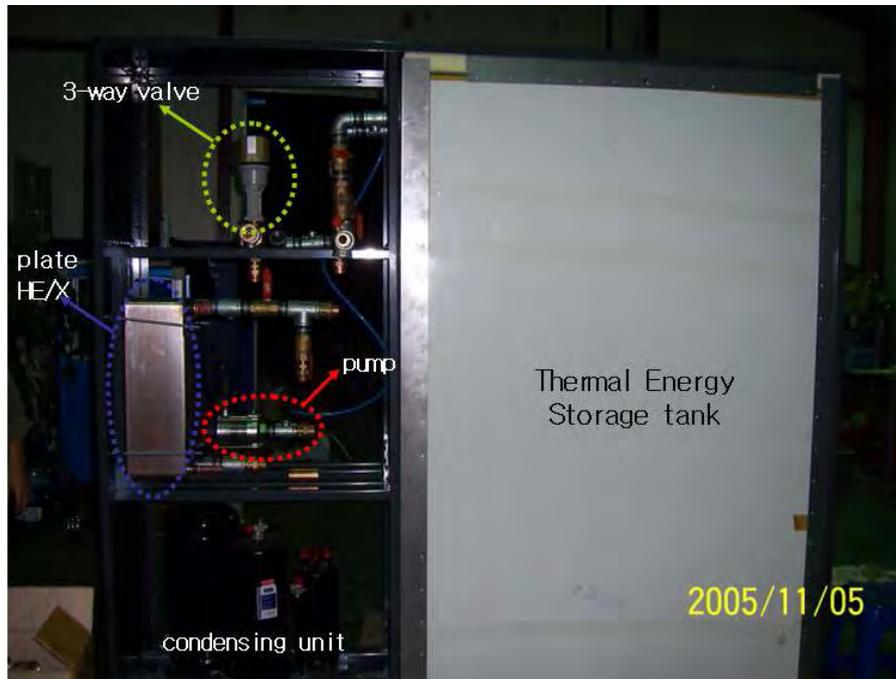


그림 3.40 PCM 열교환 모듈 시스템 사진

2. 운전모드

PCM 열교환모듈을 이용하여 물품의 저장·운송 및 예냉과정을 처리할 경우에는 기본적으로 냉열을 저장하기 위한 PCM 축냉 운전모드와 냉열을 꺼내 쓰기 위한 PCM 방냉 운전모드가 있다.

축냉 운전모드의 경우 판형열교환기(증발기)에서 냉동기의 냉매와 브라인이 열교환을 하며, 냉열을 축냉조에 저장한다. 또한 방냉 운전모드는 축냉조에 저장된 냉열을 브라인을 통해 유닛쿨러로 순환시켜 저장품목의 온/습도를 유지시키게 된다. 추가적으로 축냉/저장 동시운전모드로 판형열교환기(증발기)에서 열교환된 브라인이 축냉조와 유닛쿨러에 냉열을 공급하여 축냉과 물품의 온/습도 유지를 동시에 가능하게 한다. 하지만 축냉/저장 동시운전모드에서는 PCM 방냉 운전과는 달리 물품의 저온유지를 위한 최적의 온도로 유지하는 것이 어렵다. 즉, 냉동기의 낮은 증발온도로 인해 최적의 온도보다 낮게 냉각된 브라인의 공급으로 인해 저장품의 동결이나 유닛쿨러에서 착상의 문제점이 발생할 수 있다. 이를 해결하기 위해 3-way valve를 이용하여 회수되는 브라인을 공급되는 브라인과 혼합하여 물품의 저온

유지를 위한 최적의 온도로 유닛쿨러에 공급한다.

예냉 운전모드는 관형열교환기(증발기)에서 열교환된 브라인을 이용하여 직접 유닛쿨러에 공급한다. 축냉/저장 동시운전모드에서와 마찬가지로 3-way valve의 궤도조절을 통하여 유닛쿨러에 공급되는 브라인의 온도를 제어한다.

그림 3.41~3.44에는 운전모드별 시스템의 운전개통도를 나타내었으며, 이상 4가지 운전모드는 예냉기능과 저장/운송기능을 모두 포함한다. 또한 각 모드별 최적인전제어 flow chart는 다음절에서 별도로 언급하였다.

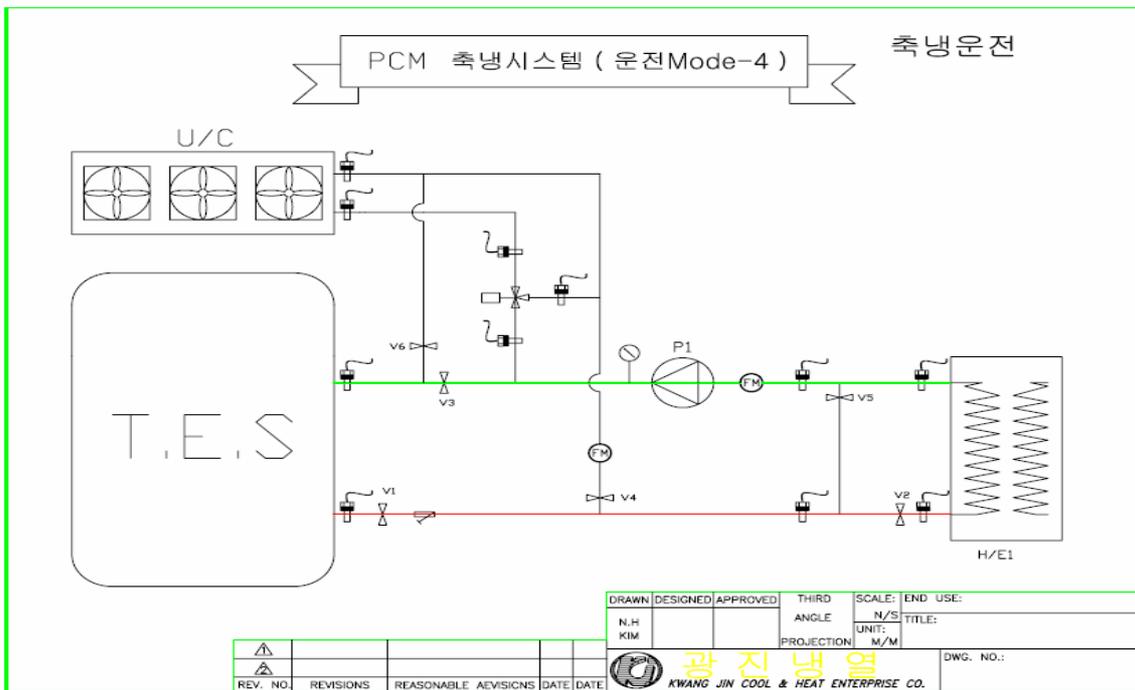


그림 3.41 축냉 운전모드(냉동기→증발기→축열조)

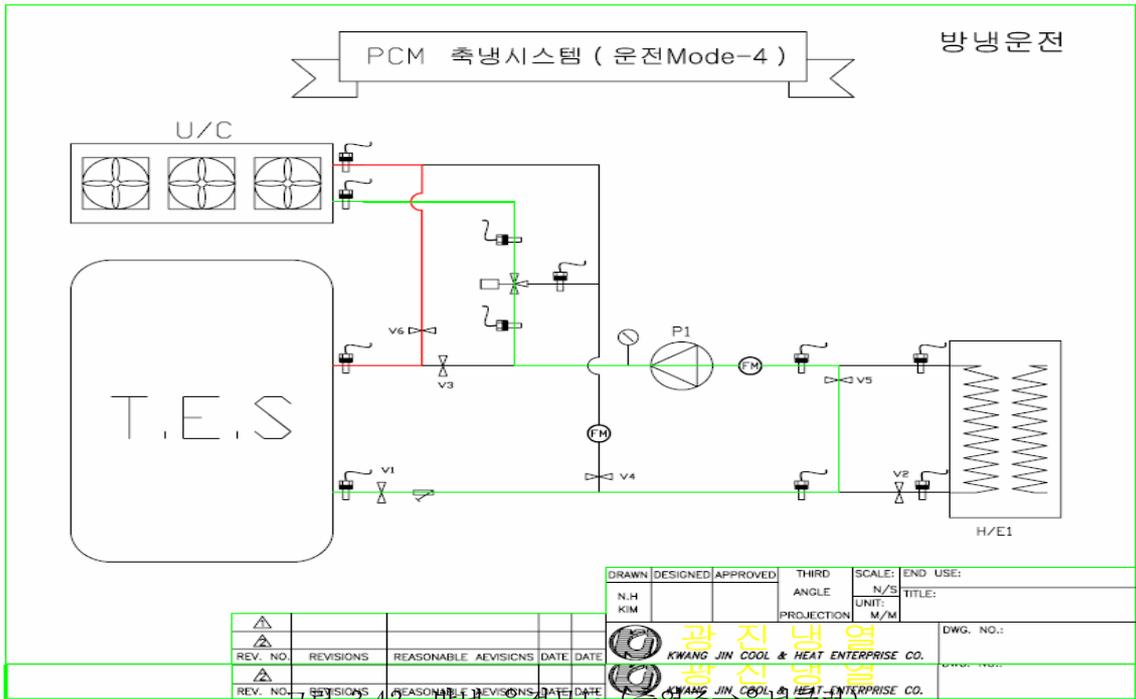


그림 3.42 방냉 운전모드 (냉동기→유닛쿨러)

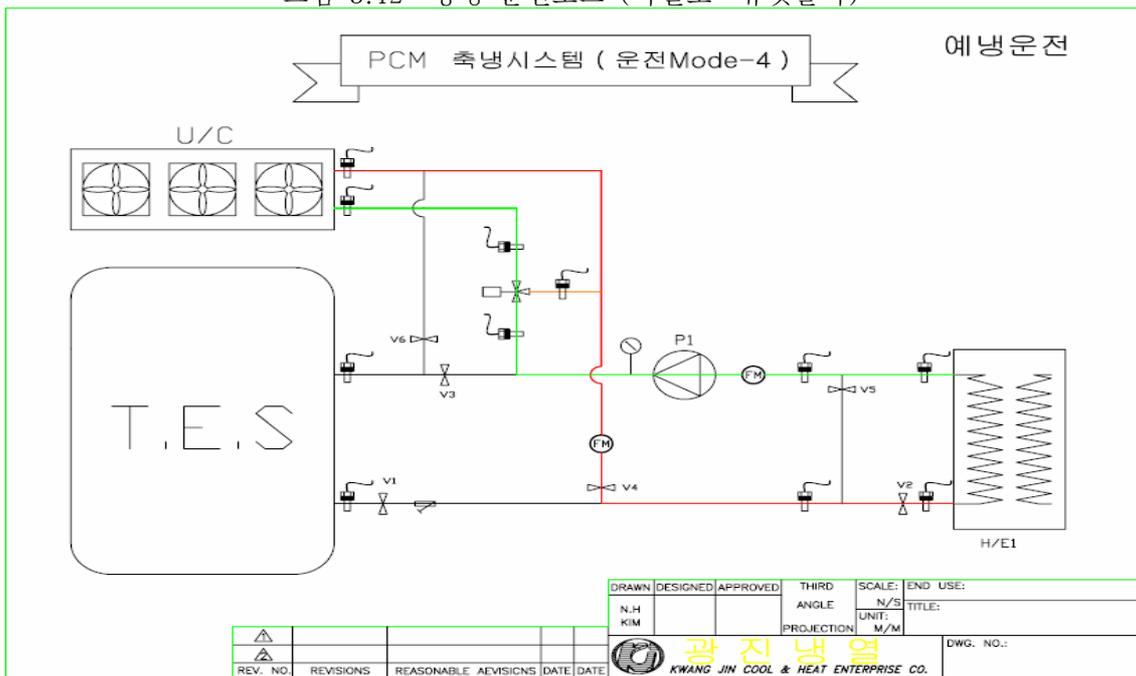


그림 3.44 예냉 운전모드 (냉동기→증발기→유닛쿨러)

3. 최적운전 제어

운전모드 해석을 통하여 최적운전을 위한 운전모드별 시스템 제어로직을 다음과 같이 작성하였다. 그림 3.45는 운전모드별 시스템 제어를 위한 계통도를 나타내었으며, 그림 3.46~3.49는 각 운전모드별 시스템 제어를 위한 흐름도를 나타내었다.

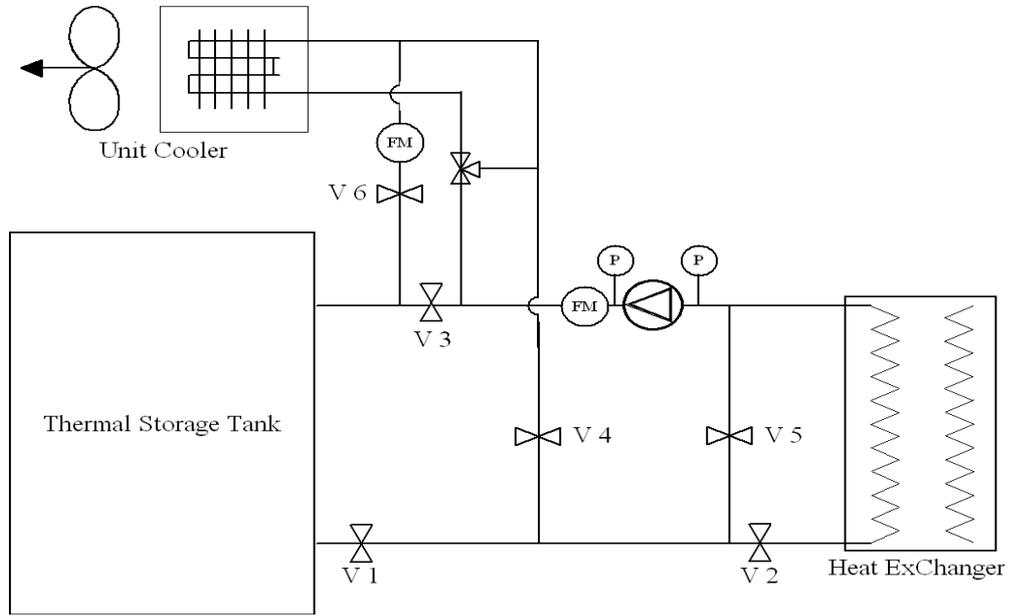


그림 3.45 시스템제어를 위한 계통도

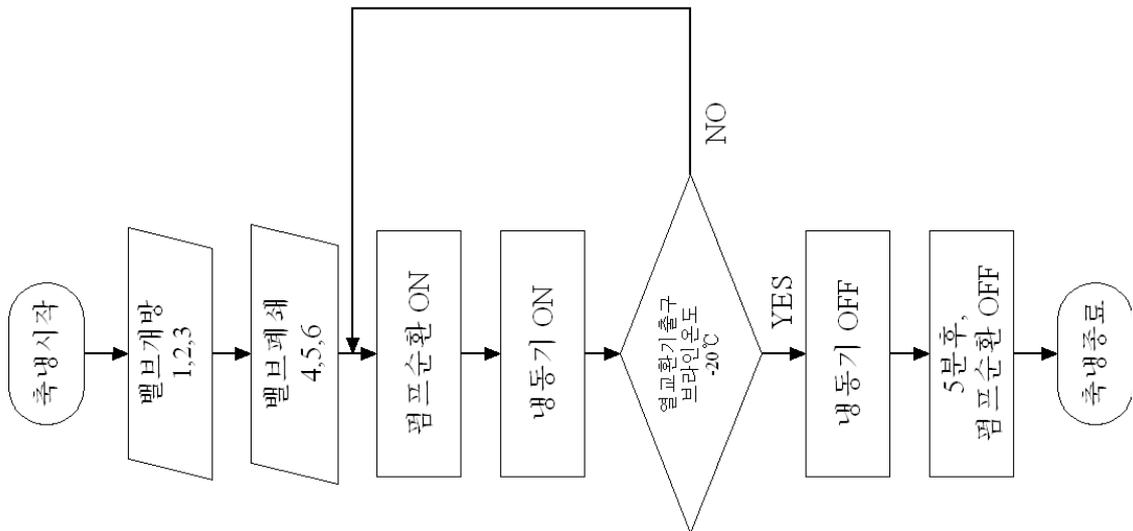


그림 3.46 시스템 제어를 위한 흐름도(냉매운전)

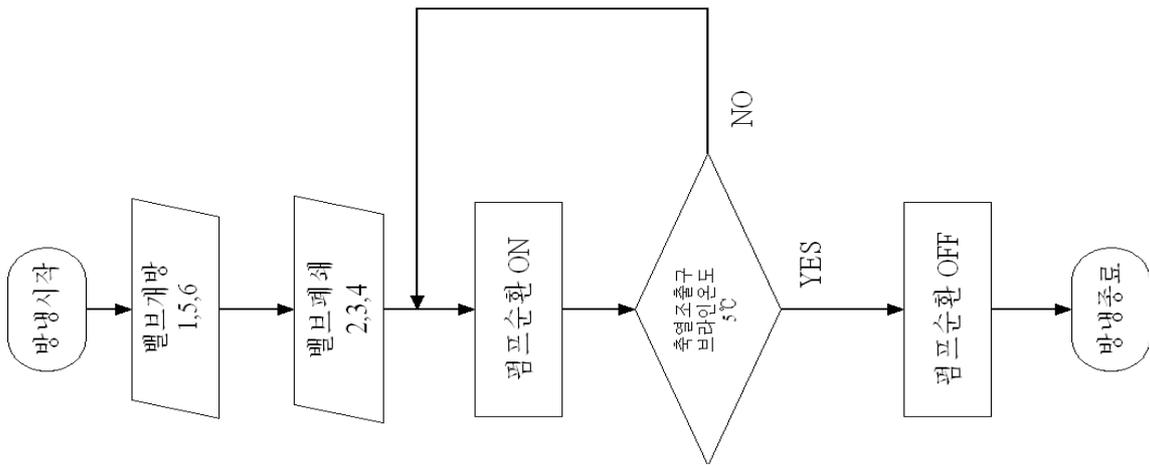


그림 3.47 시스템 제어를 위한 흐름도(방냉운전)

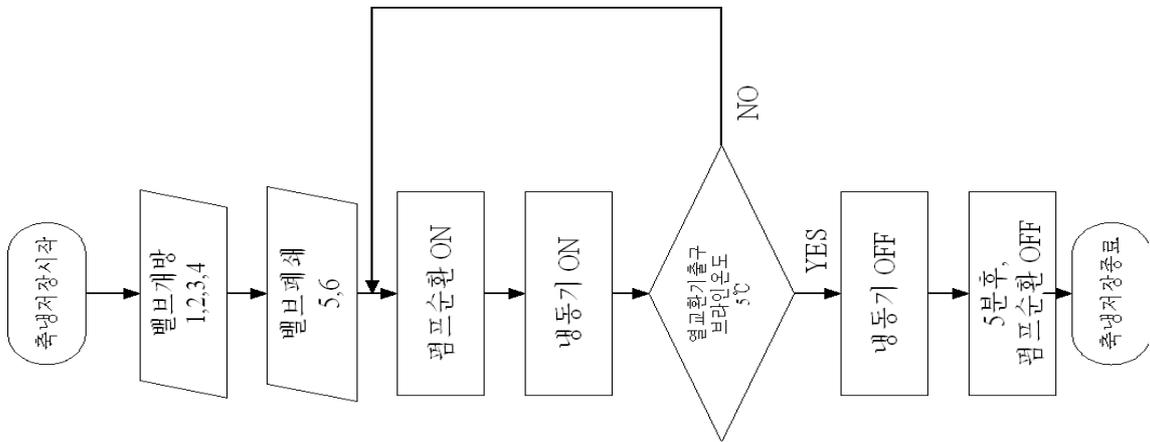


그림 3.48 시스템 제어를 위한 흐름도(축냉/저장운전)

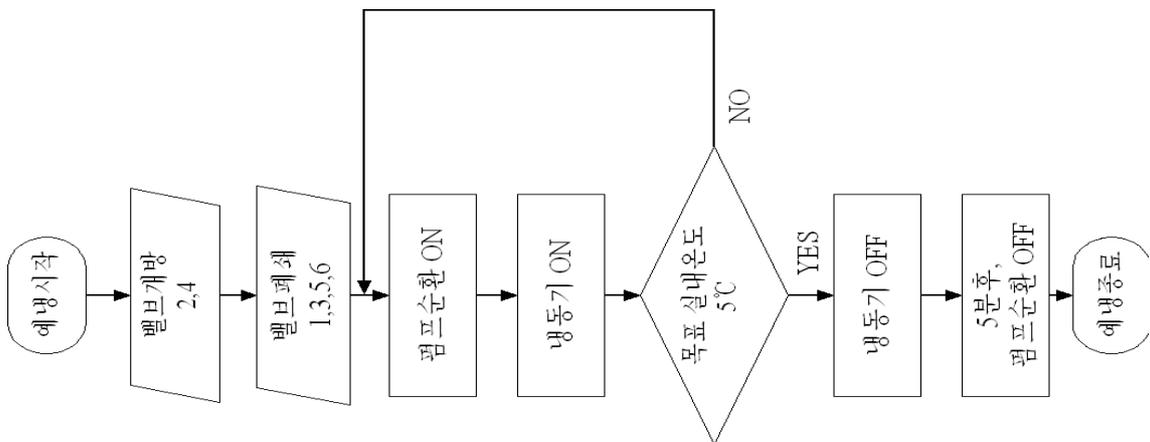


그림 3.49 시스템 제어를 위한 흐름도(예냉운전)

4. 성능시험

가. 시험장치

최적운전을 위한 제어로직을 포함한 통합형 축냉식 저온유통 시스템을 위한 PCM 열교환 모듈의 성능시험을 수행하였다. 그림 3.50은 PCM 열교환 모듈과 제어부 및 계측부에 대한 사진이며, 그림 3.51은 성능시험을 위한 대상 차량과 유닛쿨러가 설치된 그 내부 전경의 사진이다. 차량 내부의 온/습도유지를 위한 유닛쿨러에는 온도와 습도를 측정하기 위한 센서들이 설치되었고 예냉 및 저장부하를 모사하기 위해 SCR로 제어되는 히터가 장착되어 있으며, 그림 3.52에서는 유닛쿨러와 모의부하를 주기위한 히터가 하나의 덕트에 연결된 모습을 보여주고 있다.

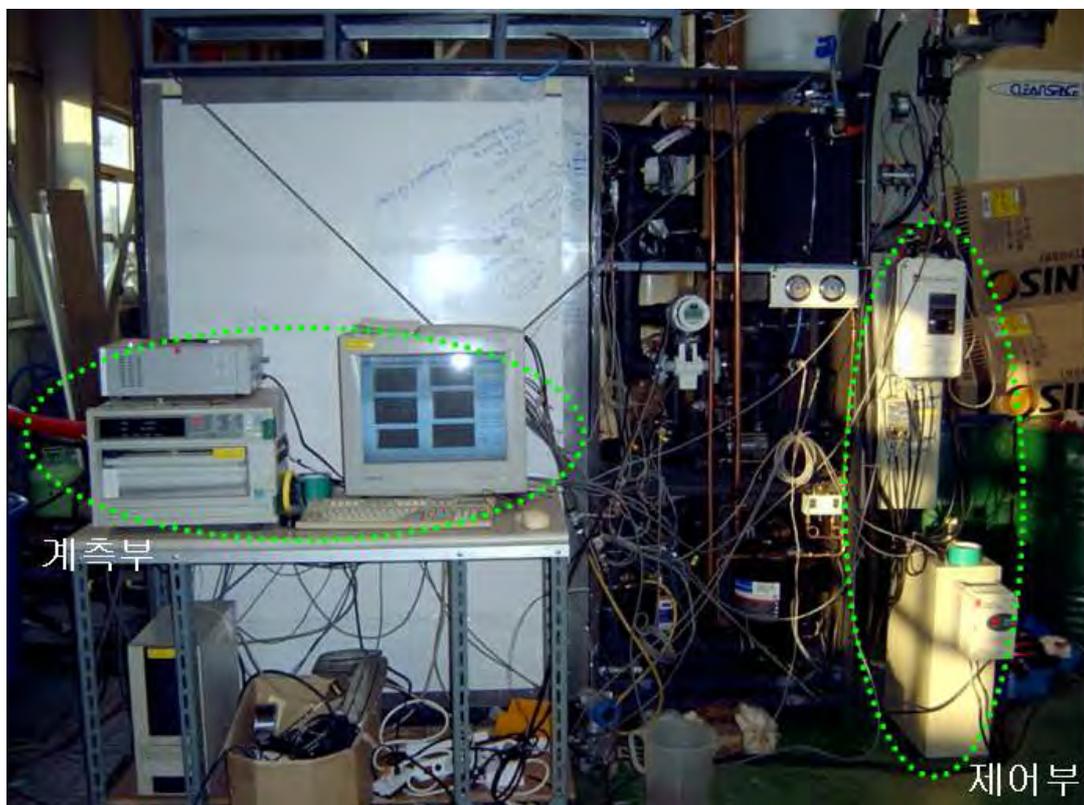


그림 3.50 PCM 열교환 모듈 및 제어, 계측부



그림 3.51 성능시험 대상 차량 및 내부 전경 (5톤급)

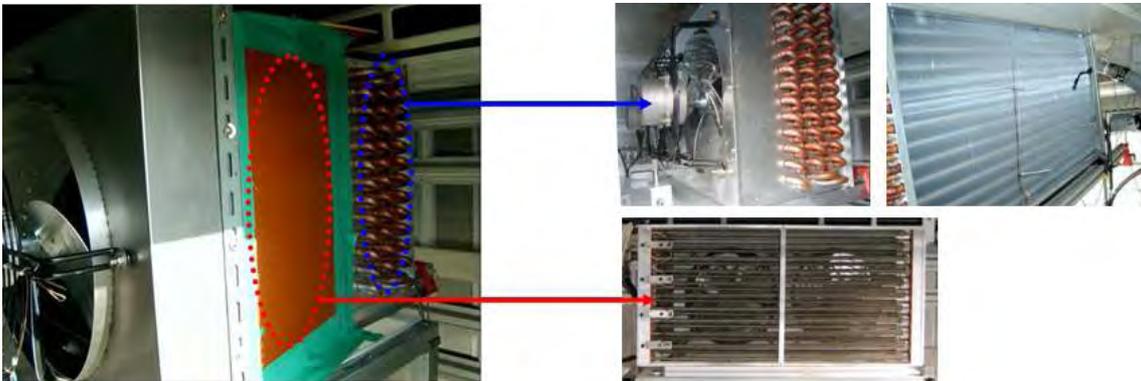


그림 3.52 유닛쿨러 부분의 온습도 측정장치(우측상부) 및 모의부하용 히터(우측하부)

나. 시험조건

시스템성능 및 특성시험은 각 운전모드별로 다음과 같은 시험조건에서 수행하였다.

1) 축냉운전

- 축냉시작 : PCM 온도 5°C , 축냉종료 : -10°C
- 순환유량 : $3.7 \text{ m}^3/\text{hr}$

2) 방냉운전

- $4,895 \text{ kcal/hr}$ 으로 방냉
- chamber 내부 5°C 유지

3) 축냉/저장 동시운전

- 축냉시작 : PCM 온도 5°C , 축냉종료 : -10°C
- $4,895 \text{ kcal/hr}$ 으로 방냉
- chamber 내부 5°C 유지

4) 예냉운전

- chamber 내부 40℃ → 5℃

5. 시험결과

가. 축냉모드 운전

초기 축열조 내 PCM의 온도가 20℃이며, 축냉운전 종료시점은 PCM 온도가 -10℃일 때, 축냉모드 운전을 종료하였다. 그림 3.53 과 3.54는 축냉모드 운전시 냉매와 열교환기(관형열교환기 및 축냉조내의 코일)에서 브라인의 온도변화를 나타내었다. 초기 급격한 온도변화를 보이다가 100분이 지난 시점부터 일정한 온도변화를 보이게 되는데, 이 부분이 PCM이 상변화하는 구간이다. 냉열의 지속적인 공급은 PCM을 액상에서 고상으로 상변화하게 하며, 코일의 외부에서 점차 성장하게 된다. 이후, 증발온도의 하강에 따른 브라인 온도변화는 축냉(IPF 70~80%)이 완료되었음을 간접적으로 알려주며, 축냉모드 운전을 중지하게 된다.

설계시 축냉완료시간은 5시간으로 설정하였으나, 시험결과에서는 축냉완료시간이 6시간이었다. 이는 저장부하가 47,709.0 kcal(안전률 1.2)일 때를 기준으로 PCM의 상변화할 때의 잠열량만을 고려하였을 뿐, 축냉 시 고상의 현열량(13,841.5 kcal)을 고려하지 않았기 때문이다. 따라서 설계상 총 축냉량(잠열량+현열량)은 61550.5 kcal이며, 시간당 평균열량이 동일하다는 가정 하에 축냉완료시간은 6시간 30분으로 증가하는 것을 예측할 수 있다. 시험결과, 총 축냉량은 관형열교환기에서 냉매와 브라인의 열교환량 63,053.2 kcal, 축냉조 내 브라인과 PCM의 열교환량 62,789.9 kcal와 비교하였을 경우 오차가 ±2.5%내에서 만족하였다, 축냉조에 축냉된 축냉량은 잠열량과 현열량이 각각 48,978.4 kcal와 13,841.5 kcal로, IPF는 78.3%이다. 또한 시간당 평균열교환량은 설계치가 9,541.8 kcal/hr이며 시험결과치는 관형열교환기에서 10508.7 kcal/hr, 축냉조에서 10465.0 kcal/hr로 설계치에 비해 시간당 평균열교환량이 우수함을 알 수 있었다.

그림 3.55는 시간당 열전달량과 누적된 냉열량을 나타낸 그래프이다. 고상으로 상변화 구간에 들어서기 전, 즉 PCM이 액상으로 존재할 때, 시간당 열전달량은 점차 감소하는 추세를 보이는데, 이는 브라인의 비열의 감소에 기인하는 것이라 판단된다. 또한 상변화 구간에서 축냉이 거의 완료되는 시점에서 시간당 열전달량이 감소하는 모습을 보이는데, 이는 축냉조 내 코일 외부에 부착된 PCM의 고상이 열저항으로 작용하여 시간당 열전달량이 감소하는 것이라 판단된다. 한편 축냉운전에서 축냉완료시점을 제어하는 것은 매우 중요하다. 무리한 운전은 증발온도를 낮춰 COP의 감소와 압축기에서의 습압축을 유발하기 때문이다. 본 연구개발에서 여러 가지 제어요소들이 있지만, 적합한 축냉완료시점에 대한 제어기준을 설

정하는 것이 필요하다.

표 3.14에는 축냉모드 운전에 대한 당초 설계값과 시험에 의한 결과를 정리하여 비교하였다.

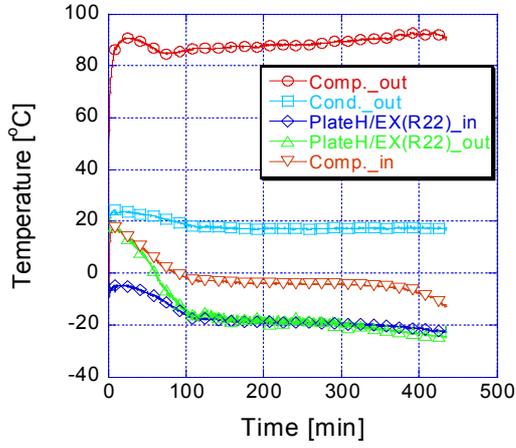


그림 3.53 냉매의 온도변화(축냉운전)

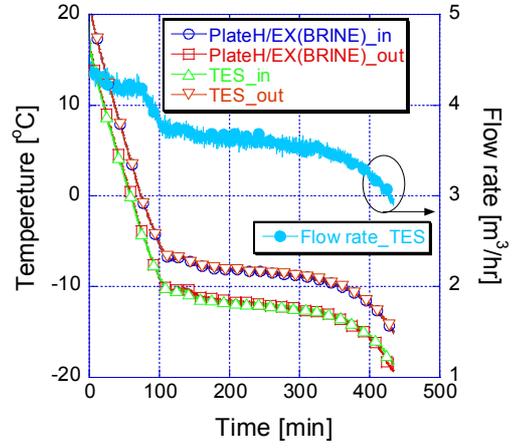


그림 3.54 브라인의 온도변화(축냉운전)

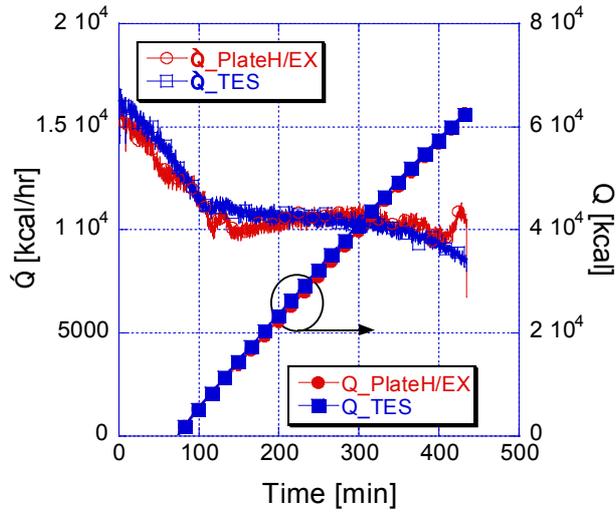


그림 3.55 열교환기에서 열량(축냉운전)

표 3.14 설계값과 시험결과 비교(축냉운전)

		축냉완료시간 [hr]	축냉열량 [kcal]	시간당 평균열량 [kcal/hr]
설계		5	47,709.0	9,541.8
		6.5	47,709.0/13,841.5 61550.5	9,541.8
시험	PlateH/EX	6	63,053.2	10508.7
	TES		48,948.4/13,841.5 62,789.9	10465.0

나. 방냉모드 운전

축냉조에 축냉된 PCM을 이용하여 모의부하(35 kW용량의 히터, SCR제어)가 설치된 2.5 ton 차량 내부 고습도로 저온(5℃이하)로 유지하기 위한 시험을 수행하였으며, 표 3.15에 방냉운전에서의 설계치와 시험결과를 비교하였다.

컨테이너 차량 내부에 설치된 유닛쿨러를 통해 시간당 평균열량 4859.3 kcal/hr로 9시간동안 방열하게 설계하였지만, 실제 시험결과에서는 축냉조에서 2,590.7 kcal/hr, 유닛쿨러에서는 2467.4 kcal/hr로 방냉운전이 되었으며, 21시간동안 방냉운전을 하였다. 이는 유닛쿨러의 용량이 설계 값에 비해 50%정도 작기 때문이라 판단된다. 또한 전체 방냉열량은 54,340.3 kcal(축냉조)와 52,549.1 kcal(유닛쿨러)로 저장부하보다는 많지만 잠열량과 현열량을 합친 총 축냉량과는 많은 차이를 보인다. 이는 내부온도를 5℃이하를 유지하기 위해서는 유닛쿨러의 입구가 저장 가능한 유효한 온도보다 낮은 브라인 온도로 공급되어야 하는데, 이때 열교환되는 축냉조 내의 PCM의 온도는 축냉운전 시작온도(5℃)보다 낮기 때문이다.

그림 3.56은 축냉조와 유닛쿨러에서 시간당 열전달량과 누적된 방열량을 브라인의 입출구 온도차로 계산한 값에 대해 그래프로 나타내었다.

표 3.15 설계와 시험결과 비교(방냉운전)

		방냉완료시간 [hr]	방냉열량 [kcal]	시간당 평균열량 [kcal/hr]
설계		9.0	47,709.0	4,859.3
시험	TES	21.0	54,340.3	2,590.7
	U/C		52,549.1	2,467.4

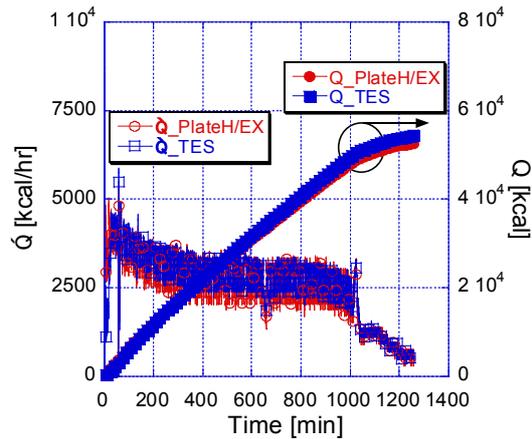


그림 3.56 열교환기에서 열량(방냉운전)

그림 3.57과 3.58은 컨테이너 내부 온도 및 습도와 축냉조 및 유닛쿨러에서의 브라인 온도 변화를 나타낸 그래프이다. 초기에는 유닛쿨러 입구측으로 -5°C 의 낮은 온도의 브라인이 유입되지만, 컨테이너 내부온도는 5°C 정도를 유지한다. 고상의 PCM이 액상으로 상변화하는 구간이 시작되는 4시간(240분)이 지난 시점부터 0°C 의 브라인이 지속적으로 유닛쿨러로 유입되며 컨테이너 내부온도는 5.5°C 로 비교적 안정적으로 유지된다. 하지만 상변화가 끝나는 시점부터 유닛쿨러로 유입되는 브라인의 온도는 급격히 상승하며, 브라인 온도가 5°C 가 되는 시점에서 방냉운전을 종료하였다. 이때, 고내온도는 6°C 로 상승하였다.

컨테이너 내부는 온도유지와 동시에 고습도로 유지되어야 한다. 하지만 방냉운전동안 지속적으로 상대습도 40%를 유지한다. 이는 유닛쿨러 후단에 모의부하로 설치한 히터 때문이다. 유닛쿨러를 통과한 공기는 응축과 함께 고습도의 저온으로 냉각되지만, 히터를 지나면서 온도가 상승하여 저습도의 공기로 토출되게 된다.

다. 축냉/저장 동시운전

축냉/저장 동시운전은 축냉조에 남아있는 축냉량이 없을 경우, 냉동기의 운전으로 축냉과 동시에 저장물품을 저온으로 유지하는 운전모드를 시험하였으며, 표 3.16에 축냉/저장 동시운전 시 요구되는 설계치와 시험결과를 나타내었다.

설계시 동시운전시간은 5시간으로 $72,005.5 \text{ kcal}$ (TES: $47,709.0 \text{ kcal}$, U/C: $24,296.5 \text{ kcal}$)를 시간당 평균열량 $14,401.1 \text{ kcal/hr}$ (축냉조: $4,859.3 \text{ kcal/hr}$, U/C: $4,859.3 \text{ kcal/hr}$)으로 축냉조에 축냉 및 유닛쿨러를 통해 저온유지하게 되어있다. 축냉운전에서 이미 언급한바와 같이 여기에는 축냉에 의한 현열량은 포함되어 있지 않으며, 이를 포함할 경우 컨테이너 내부를 저온 유지하기 위한 냉각열량도 증가하므로 동시운전시간은 더욱 많은 시간을 요구될 것이다.

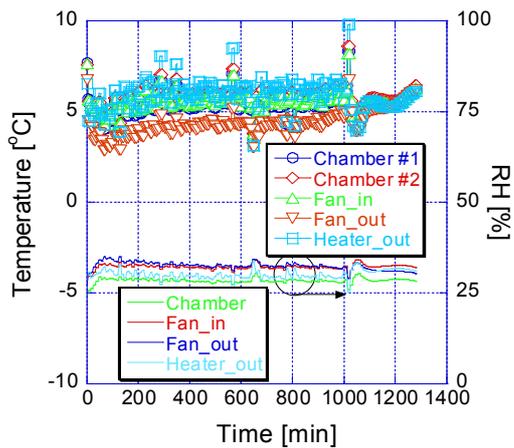


그림 3.57 컨테이너 내부 온도 및 습도변화

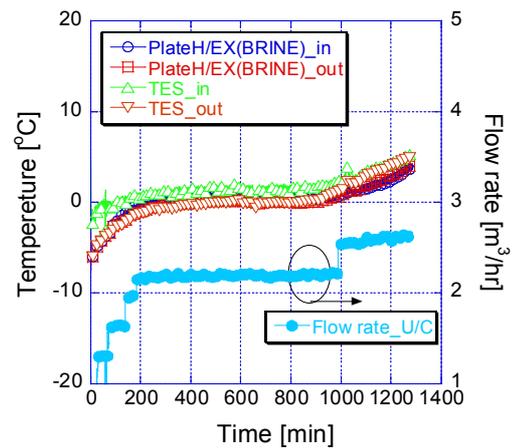


그림 3.58 브라인의 온도변화(방냉운전)

시험결과 8시간 10분 정도 동시운전을 진행하였으며, 판형열교환기에서 냉매와 브라인은 99,711.2 kcal의 열량을 열교환하였다. 축냉조와 유닛쿨러에서는 각각 66,341.2 kcal와 43610.0 kcal를 축냉 및 저온유지저장에 사용하였으며 그림 3.59는 판형열교환기, 축냉조 및 유닛쿨러에서의 시간당 열전달량과 누적방냉량을 도시한 그래프이다.

표 3.16 설계와 시험결과 비교(축냉/저장 동시운전)

		동시운전시간 [hr]	열량 [kcal]	시간당 평균열량 [kcal/hr]
설계		5.0	72,005.5	14,401.1
		6.5	94,136.0	14,401.1
	TES		47,709.0/14,841.5	9,541.8
	U/C		62,550.5	4,859.3
시험	H/EX	8.4	99,711.2	12,159.9
	TES		51,499.7/14,841.5	8,090.4
	U/C		66,341.2	5318.3
			43610.0	

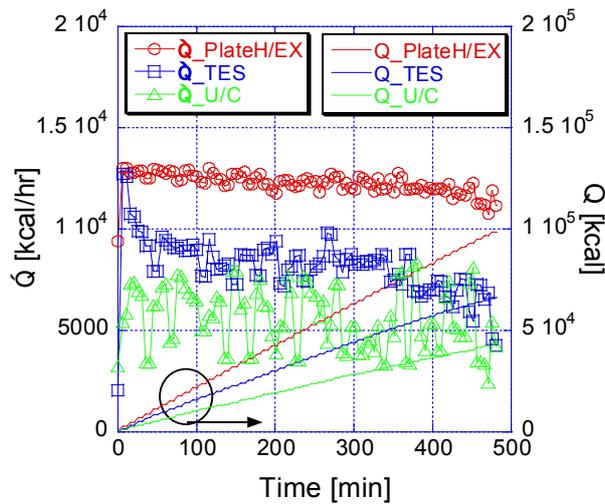


그림 3.59 관형열교환기, 축냉조 및 유닛쿨러에서의 시간당 열전달량과 누적방냉량

그림 3.60과 3.61은 컨테이너 내부 온도 및 습도와 각 열교환기에서의 브라인의 온도 및 유량변화를 나타낸 그래프이다. 내부온도는 6°C 부근에서 유지되고 있으나, 상대습도는 30% 정도로 낮은 습도로 유지되었다. 이는 유닛쿨러 출구에 모의부하용으로 히터가 설치되어 있는데, 여기를 통과하면서 상대습도가 낮아지기 때문이다. 브라인의 순환유량은 3-way valve가 완전개폐되는 현상으로 인해 급격한 변화를 보인다. 유닛쿨러 입구에서의 브라인 온도로 3-way valve가 제어되는데, 회수되는 브라인의 온도가 낮아 3-way valve를 통해 유닛쿨러 입구측으로 많은 양의 브라인을 혼합하는 과정에서 이와 같은 현상이 발생하게 된다. 그림 3.62는 축냉/저장 동시운전시 냉매의 온도변화를 나타낸 그래프이다.

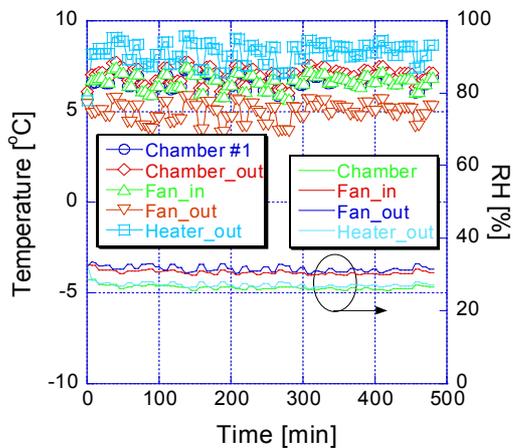


그림 3.60 컨테이너 내부 온도 및 습도

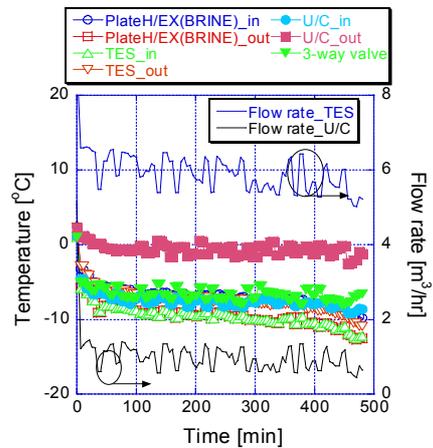


그림 3.61 열교환기에서 브라인 온도 및 유량

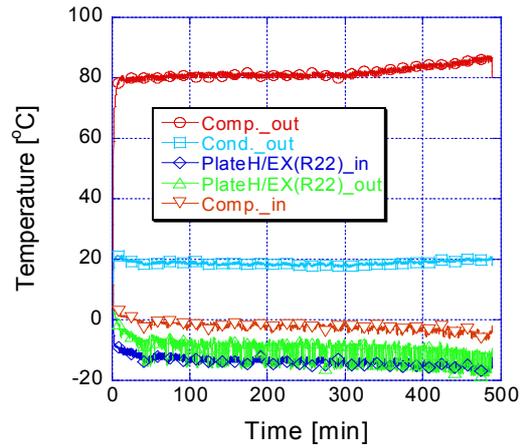


그림 3.62는 축냉/저장 동시운전시 냉매의 온도변화

라. 예냉모드 운전

축냉조에 축냉없이 냉동기를 이용하여 예냉부하 68,730.0 kcal의 열량을 유닛쿨러를 통해 컨테이너 내부의 온도를 40°C에서 5°C로 3시간 내에 냉각하기위한 시험을 수행하였으며, 표 3.17은 예냉운전에서의 예냉열량, 시간당 평균열량 및 예냉완료시간에 대한 설계치와 시험결과를 나타내고 있다.

설계상으로는 시간당 평균열량 22,910.0 kcal/hr로 3시간동안 68,730.0 kcal의 예냉부하를 제거해야하나, 시험결과 판형열교환기에서 시간당 평균열량 15,521.0 kcal/hr, 유닛쿨러에서 15,466.0 kcal/hr로 설계치에 비해 7,000 kcal/hr 이상 낮게 냉각되었다. 앞서 방냉모드 운전 및 축냉/저장 동시운전에서 언급한 바와 같이 유닛쿨러의 용량 부족에 기인한 것이라 판단된다. 결국 시험결과 예냉부하를 제거하기위해 4시간 30분이 소요되었으며, 설계에 비해 1시간 30분의 시간이 더 필요하였다. 그림 3.63에 예냉운전 과정에서의 시간당 열전달량과 누적 열량을 나타내었다.

표 3.17 설계와 시험결과 비교(예냉운전)

		예냉운전시간 [hr]	열량 [kcal]	시간당 평균열량 [kcal/hr]
설계		3.0	68,730.0	22,190.0
시험	H/EX	4.5	70,362.0	15,521.0
	U/C		70,112.5	15,466.0

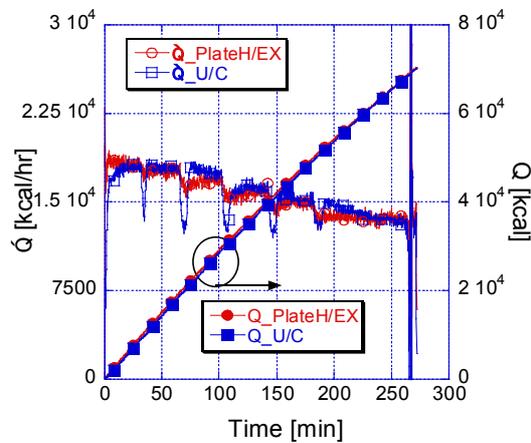


그림 3.63 예냉운전 과정에서의 시간당 열전달량과 누적열량

그림 3.64, 3.65, 3.67은 각각 시스템 운전시의 냉매온도, 예냉운전 중 컨테이너 내부온도 및 브라인의 온도·유량 변화를 나타낸 그래프이다. 40℃에서 예냉을 시작하여 내부 온도를 스텝으로 제어하여 5℃까지 냉각하였으며 이때 습도는 점차 증가한다. 예냉이 완료되는 시점에서 브라인의 급격한 온도 감소가 발생하는데, 이는 목표온도에 도달할수록 예냉부하가 감소되어 냉동기의 증발온도가 감소하기 때문이다. 또한 축냉/저장 모드에서 이미 설명한바와 같이 유닛쿨러에 공급되는 브라인의 온도는 3-way valve에서 제어하나, 이 시점에서는 유닛쿨러에서 회수되는 브라인 온도가 공급온도와 비슷해져 3-way valve의 완전개폐 현상이 수시로 발생한다.

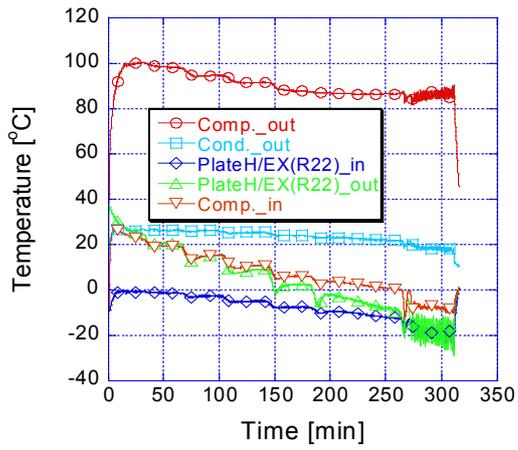


그림 3.64 시스템 운전시의 냉매온도

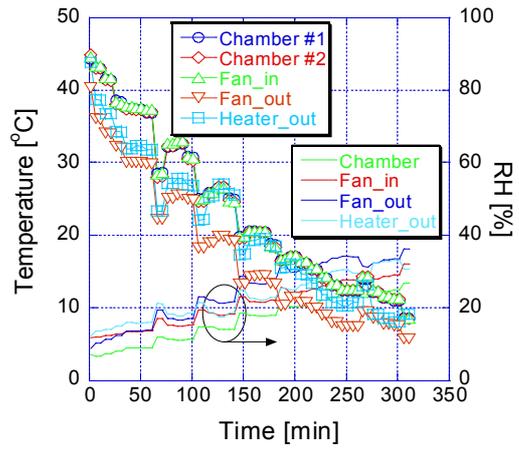


그림 3.64 컨테이너 내부온도

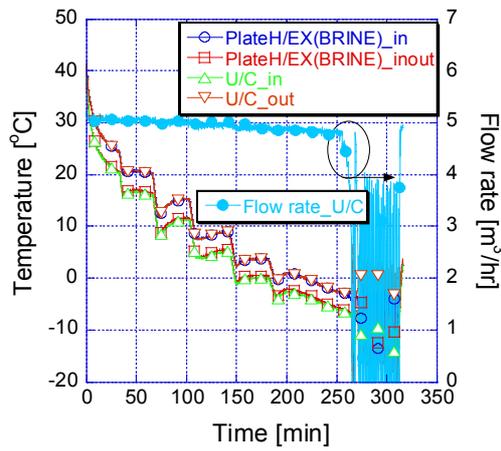


그림 3.64 브라인의 온도·유량 변화

제 5 장 통합형 저온유통 컨테이너 개발

제1절 서언

DDA, FTA의 확대로 우리 농산물 시장에 값싼 외국 농산물의 공세가 더욱 격화되고 있으며, 외국 대형유통업체의 국내진출, 대기업의 농산물 유통시장 참여, 전자상거래와 TV홈쇼핑 등 디지털 유통의 도입 등으로 소비자의 농산물 유통환경이 급변하고 있다. 또한, 농산물의 공급과잉은 우리 농업을 생산중심에서 소비중심으로 바꾸어 놓고 있으며, 더욱이 소비자들의 신선·고품질 안전농산물에 대한 수요가 증가되면서 소비자 도·소매 유통업체들도 신선하고 안전한 농산물을 연중 안정적으로 공급받기를 희망하고 있다. 그러나 지금까지 우리 농업은 증산위주의 생산분야에 집중된 기술개발로 수확 후 관리에 대한 기술과 정책개발이 미흡해 고 품질 안전농산물의 생산과 수요자가 요구하는 농산물을 공급하는 수확 후 관리기술이 발달 되지 못하였다. 또한, 농업인도 수확 후 관리에 대한 인식과 참여가 부족해 농산물의 품질손상과 수량손실이 많고, 차별화해서 소비자가 원하는 농산물을 공급하는 유통기술이 미흡하다.

우리 농산물의 유통은 대부분 상온유통으로 재래유통시스템에 의존하고 있어 유통 손실을 적게 하기 위해서 유통기간이 긴 미숙과를 출하하는 경우가 많으며 그 때문에 맛이 없는 과일을 소비자에게 공급하게 되어 장기적인 안목으로 볼 때 과일 소비에 부정적 요인이 되고 있다. 또 저장유통 중의 감모율이 10~30%에 도달하여 유통비용의 증가와 농가소득의 감소를 초래하고 있으며, 유통단계에서 발생하는 쓰레기의 양도 증가되어 가락동 도매시장에서 연간 발생하는 쓰레기가 21만톤이나 되고 처리비용은 45억원이나 된다고 하니, 수확후 손실이 농가 경제에 미치는 영향은 매우 크다고 하겠다.

따라서, 우리 농산물의 경쟁력을 높이기 위해서는 증산이나 생산비를 떨어뜨리는 것도 중요하지만 생산된 농산물의 신선도나 품질을 유지·향상시키고, 수확후 손실을 줄이며, 고품질 안전농산물 등 차별화 된 농산물을 소비자에게 공급할 수 있도록 하는 저온유통(Cold-chain) 기술의 개발 보급도 매우 중요하다.

저온유통이란 농산물을 수확한 직후부터 시작하여 소비자의 식탁에 도달할 때 까지의 전 유통과정에 걸쳐서 농산물의 온도를 품질유지에 적합한 저온상태로 관리하는 기술이다(그림 1). 저온유통 기술은 릴레이 육상경기에 비유할 수 있다. 릴레이 육상경기에서 각 주자들 사이의 바톤(batton) 연계가 원활하지 못하면 우수한 성적을 얻을 수 없듯이 저온유통에서도

생산지에서 소비지에 이르기까지의 각 단계마다 일관된 저온유지가 가능하여야 한다.

실제로 미국에서는 1910년경부터 저온유통체계가 정비되었고, 일본에서는 1965년에 착수하여 1975년부터 본격적으로 추진되었다. 우리나라에서는 1994년부터 저온유통을 위한 예냉시설의 보급이 시작되었고, 1999년부터는 저온유통기반 확충사업이 시행되면서 딸기, 복숭아, 신선채소 등을 중심으로 저온유통이 시도되고 있으나 도매시장의 저온유통시설 미비, 저온수·배송체계의 미비 등으로 활성화되지 못하고 있다.

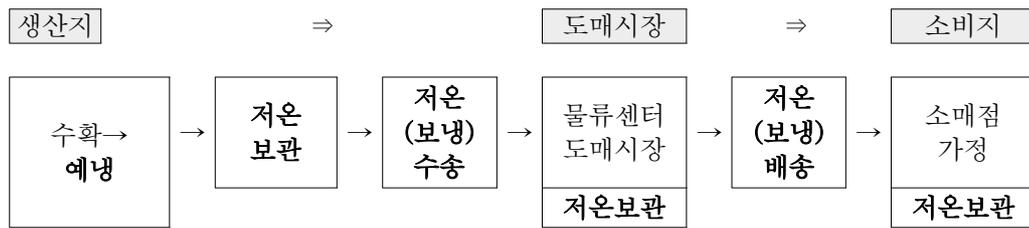


그림 1. 저온유통 체계도

현재 국내에서 활용되고 있는 신선 농산물의 예냉·저온저장·저온수송·저온배송·저온판매 등의 저온유통시스템에서는 여러 물류단계를 거치는 과정에서 저온과 상온을 교차함으로써 품온의 변화가 심하여 품질의 변화가 많고, 잦은 입출고를 위한 인건비 부담과 상하차 시간 소요 등으로 과도한 물류비용이 발생되고 있는 실정이다. 생산여건의 측면에서도 아직도 다품목·소량생산 체계를 유지하고 있고, 지역별·시기별로 성출하기가 편중되어 예냉 및 저장시설의 연중 가동율이 낮아 비교적 높은 초기 시설비와 유지비용을 감당하는 것이 어려운 실정이다.

따라서 본 연구에서는 국내의 산지 및 유통여건을 감안하여 산지에서의 예냉, 저장 및 수송기능과, 소비지에서의 배송기능까지를 모두 구현할 수 있는 통합형 저온유통시스템을 개발함으로써 문전에서 문전 까지 중간단계 없이 일정온도로 유지할 수 있어 유통과정에서 농산물의 품질유지를 용이하게 하고, 다품목·소량 생산체계에 적합하면서 가동율을 높일 수 있도록 하여 장비의 효율성을 극대화 할 수 있는 경제적인 저온유통 시스템을 개발코자 하였다. 이러한 목적을 달성하기 위해서 통합형 축냉식 컨테이너가 충족하여야 할 조건으로는, 첫째로 예냉·저온저장·저온수송에 필요한 냉각부하를 감당할 수 있어야 한다. 일반적인 냉장(또는 축냉)컨테이너는 미리 냉각된 농산물을 적재하여 수송하는 동안에 농산물의 온도를 냉장상태로 유지시키는데 필요한 냉동기(또는 축냉제) 만을 탑재하고 있어서 냉각되지 않은 농산물의 품온과 호흡열을 신속하게 냉각하기 위한 예냉 작업을 수행하는 경우에는 그 냉각부하를 감당할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 통합형 축냉식 저온유통 컨테이너에 필

요한 냉각부하를 설계하고 이에 적합한 냉동기 및 축냉시스템의 규모를 설정하였다.

둘째로, 냉장컨테이너의 성능은 벽체의 단열성능에 의해 크게 좌우된다. 벽체의 단열성능이 낮으면 손실열량이 많아 그 만큼 냉동기 및 축냉시스템의 규모가 증가되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 단열성능 A급 수준의 냉장컨테이너를 설계제작하고 단열성능을 평가하였다.

셋째로, 컨테이너에 탑재된 축냉재를 소정의 온도까지 얼려 냉열을 축열하는 작업이나 농산물의 품온을 4~6시간 만에 수송온도 까지 낮추는 예냉작업은 농산물 수송이 이루어지는 시간대를 고려하여 일정한 시간 내에 수행될 수 있어야 한다. 일반적으로 산지로부터 소비지로의 농산물 수송은 22:00~24:00 사이에 목적지에 도달하여야 하며, 수송시간이 5시간이 소요된다면 농산물 예냉은 12:00~17:00시(5시간) 사이에 이루어지고, 수송 완료 후 냉장차의 귀환시각이 05:00시라면 축냉은 05:00~12:00시(7시간) 사이에 이루어져야 한다. 본 연구에서는 이와 같은 농산물 수송의 시간대를 고려하여 원활한 농산물의 예냉 및 저온수송이 가능하도록 축·방냉시스템을 설계·제작하였다.

넷째로, 컨테이너 내에 적재된 농산물의 균일한 온도유지는 농산물의 품질유지를 위하여 매우 중요하므로 컨테이너 내부의 온도는 설정된 온도 값과 동일한 수준으로 조절되어야 할 뿐만 아니라 컨테이너 전체의 온도분포도 균일하여야 한다. 본 연구에서는 컨테이너 내부의 기류분포와 농산물 품온의 균일화를 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 각종 파라메타들을 최적화하였다.

다섯째, 농산물의 예냉 및 저장온도는 작물에 따라 매우 다양하여 0~15℃의 범위에 있으므로 컨테이너의 축냉식 컨테이너의 활용을 위하여는 컨테이너 내부 온도를 다양한 온도조건에서 조절할 수 있어야 한다. 본 연구에서는 이에 적합한 축열재를 선별하고 컨테이너 내부 온도를 조절할 수 있는 조절시스템을 개발하고 성능을 평가하였다.

제2절 연구사

1. 상변화물질을 이용한 축냉시스템

현재 국내에 보급된 축냉시스템의 형태로는 캡슐형, 관외착빙형, 슬러리형 등이 있으며, 이들 중 구조가 간단하고 그 성능이 여러 현장에서 입증된 캡슐형과 관외착빙형이 가장 많이 보급되어 있다. 캡슐형은 초기 투자비용이 코일형 보다 다소 높지만 방냉효율이 우수하고 방냉온도가 낮아 냉방부하가 커질수록 경제성이 있다. 그리고 슬러리형은 시스템이 복잡하여 초기 시설비가 높은 단점이 있으나 부하응답성이 빠른 장점이 있다(강한기, 2000, 빙축

열 냉방시스템의 선정과 설계).

축냉식 냉동탑차에서는 주로 축냉판(냉각판)을 사용하며, 축냉판은 공용용액을 두께 수 cm, 폭 길이를 0.5~2m 정도의 얇은 금속용기에 넣어 동결시키기 위한 판형의 금속용기가 외부로 이루고 있으며, 판 내부에는 냉매배관을 설치한 구조가 일반적이다. 냉각판의 외부는 철 또는 알루미늄 재질로 이루어진 셸(shell) 또는 자켓(jacket)이 내부의 코일을 감싸고 있으며, 냉각판을 탑차내에 설치하기 쉽도록 4개 이상의 브라켓이 설치되어 있는 외판은 모두 용접으로 제작되어 있다. 냉각판 내부 공간에는 공용용액이 상변화시 부피팽창을 고려하여 충진되어 있으며, 외부판 및 코일을 지지하고 열전달을 용이하게 하기 위해 여러 개의 지지대(spacer)가 설치되어 있다. 또한 내부를 진공상태로 유지하여 코일, 지지대, 외판 등이 직접 접촉하므로 열전달 및 체적변화에 의한 피로감을 최소화한다. 또 탑차 내의 온도조절 및 온도회복의 속도조절을 위하여 팬이 내장된 강제통풍식이 개발되어 축냉식 냉각판의 적용범위가 크게 확대되었다(백종현, 2001, 축냉식 냉동탑차 기술소개).

Saitoh(1983)는 구형캡슐이 평판형, 켈리컬코일형, 원통형 등 다른 축열형상 보다 전열면적이 커서 열 저장 성능이 우수하고 시스템 내 장작이 용이하여 시스템 형상에 영향을 받지 않는 장점들이 있다고 보고하였다.

캡슐형 축열조에 관한 연구로 Ryu(1991) 등은 수직 및 수평 원통형 관 내에서 상변화기간 동안 열전달율, 성능계수, 과냉각 등을 조사하였다. Saitoh(1983)는 구형캡슐이 평판형, 켈리컬코일형, 원통형 등 다른 축열형상 보다 열 저장 성능이 우수함을 조사하였다. Arnold(1991)는 물과 약간의 무기물이 함유된 구형캡슐의 직경변화에 따른 열전달 특성과 과냉각을 조사하였다. 구형캡슐 시스템의 전체 평균적인 전열성능 연구는 Kamiya(1993)와 최용문(1994) 등에 의해, 국부적인 전열성능에 관한 연구로는 Chen and Yue(1991)와 Saitoh and Hirose(1986)의 축방향 일차원 모델연구가 있다.

정갑용(1994) 등은 상변화 물질들을 이용한 구형캡슐 축냉시스템의 축냉특성 연구에서 축냉조 내로의 유입온도가 낮을 수록 축냉은 빨리 진행되고 과냉각도 감소하였으나 유입온도가 높을 수록 축냉이 느리게 진행되며 과냉각의 빈도도 증가하였고 축방향으로는 윗단으로 갈수록 과냉각이 크게 발생한다고 하였다. 또, 축냉조 내로의 냉각유체 유입율이 작으면 축방향 온도분포 차이는 증가하였고 같은 유입온도에서 유입유동율이 큰 조건에서는 과냉각이 발생하지 않았으나 유입유동율이 작은 경우에는 윗단에서 과냉각이 발생한다고 보고하였다.

Arnold(1991)는 단일캡슐에 대한 축방냉실험을 통해 축방냉초기의 열전달계수는 말기의 열

전달계수에 비하여 약 4배 가량 더 큰 것을 확인하였다. 또한 Arnold(1991)는 아이스캡슐에 대한실험적인연구를수행하여축냉및방냉과정에서의열전달계수는과정이진행되는동안에현저하게 변화되는 것을 확인하였다. 허은(1995)은 캡슐형 빙축열조의 축열 및 방열특성을 해석하기 위하여 기하학적 인자로서 유입구형상을 perforated distributor와 simple distributor로 변화시키고, 동적인자로 유입방향을 상향 및 하향으로 변화시키며 유량 6LPM, 냉동기 설정온도를 -7°C 의 조건으로 구고 최적의 유입구 형태와 유동방향을 결정하기 위한 실험적 연구를 수행하였다.

이경호 등(1999)은 캡슐형 빙축열조 축방냉특성에 대한 파라메타 해석 연구에서 1차원화된 캡슐형 빙축열조의 모델을 이용하여 빙축열조의 특성을 수치계산적으로 분석하기 위하여 빙축열조의 충전율(IPF, Ice Packing Factor), 방냉시 빙축열조 입구의 브라인 온도, 방냉시 빙축열조로 흐르는 브라인의 유량 등에 따른 축냉 및 방냉효율을 무차원 출구온도, 순간 축냉율 및 방냉율, 축열량 등을 이용하여 계산하여 비교하였다.

캡슐형은 상변화 물질이 채워진 캡슐을 축열조 내에 채우고 그 캡슐 주위로 브라인(brine) 또는 2차냉매(secondary refrigerants)의 액상 냉각 열매체를 흐르게 하여 캡슐 내부의 물질을 제빙 또는 해빙시키는 시스템으로, 캡슐의 대량생산이 가능하여 용량에 관계없이 수요 충족이 용이하다는 장점이 있다. 그리고, 축열조 내에 냉각수의 사용량이 많게 되지만 구조상으로 제약조건이 없기 때문에 시공 및 관리가 편리하다(Laybourn, 1988).

빙축열시스템의 방열과정에 관해서는 Rieger and Beer(1986), Ho and Chu(1993), Fukusaka and Yamada(1993) 등은 수평 원통형 축열조 내의 얼음이 갖는 용융과정에 대한 전열특성 실험 및 수치해석 방법을 통한 결과를 발표하였는데, 시간 경과에 따라서 상경계면은 이동하며, 액상 내에서는 밀도차에 의한 자연대류가 발생하고 고상 내에서는 전도 열전달이 일어나는 복잡한 전열특성이 존재함을 밝혔다.

2. 축냉식 냉장(동) 컨테이너

현재 공급되고 있는 축냉식 냉동탑차는 천정부착형(ceiling type), 측면부착형(side type), 전면부착형(front type)으로 분류할 수 있다. 천정부착형은 축냉판을 천정의 차체에 부착시켜 자연대류에 의한 냉각효과를 극대화시킨 형태로서 아이스크림 또는 저온의 냉동식품 수송에 가장 적합하다. 특히 측벽문이나 작은 창을 자유롭게 부착할 수 있으며, 냉동판이 돌출되지 않아 적재효율이 높다. 사용하는 온도는 $-20\sim-25^{\circ}\text{C}$ 범위가 보편적이며, 현재 가장 많이 사용되고 있는 형식은 천정부착형에 전면부착형을 조합한 형태이다. 측면부착형은 축냉

판을 측면벽에 수평으로 부착하는 방식으로 아이스크림은 물론 냉동·냉장 물품까지 적용이 가능하며, 소형차에서 대형차에 이르기 까지 적용용량의 조절로 자유롭다. 적용온도 또한 $-25\sim 5^{\circ}\text{C}$ 로 범위가 넓다. 전면부착형은 축냉판을 차체의 전면 벽에 부착하는 형태로 냉동판의 콤팩트화를 추구할 수 있으며, 적재공간의 효율을 높일 수 있는 구조이다. 냉장 제품의 수송에 적합하며 팬에 의한 강제대류로 고내온도의 회복속도 및 온도제어의 정확성을 향상시킬 수 있다.

백중현 등은 상변화 온도가 -26°C 인 잠열재를 사용하여 축냉식 냉동탑차를 제작하여 성능시험을 실시한 결과 축냉식 냉동기의 운전시간은 7시간 정도였고, 냉동기 정지 후 -20°C 이하에서 고내온도가 유지되는 시간은 14시간 이었으며, PCM 모듈(module)의 형태는 원통형이 평판형 보다 전열면적이 커서 유리하다고 하였다. 또 1톤급 냉동탑차를 기준으로 연간 이용비용을 산출한 결과 축냉식은 6,411천원, 일반식은 7,222천원으로 축냉식이 경제성이 높다고 하였다.

또, 일본에서는 도시바, 산요, 다이킨, 내쇼날 등의 대기업을 비롯한 다수의 중소기업들이 축냉식 냉장고(C Roll Box)를 상용화하여 공급하고 있으며, 택배회사를 포함한 여러 운송회사(아마도 운수, 일본통운, 우정성 등) 들이 도입하여 효율적으로 사용하고 있다.

전용호 등(2005)은 강제대류방식 PCM 축냉장고 개발 연구에서

PCM축냉제와 외부전기로 구동되는 냉동기를 탑재한 보냉상자의 형태로, 일반탑차에 여러 대 적재할 수 있는 적절한 크기로 만들어 진 강제대류식 축냉장고를 개발하였다. 개발된 축냉장고는 탑차에 탑재하기 전에 일정시간(6~12시간) 냉동기를 구동하여 PCM 축냉제에 냉열을 저장하여 두고, 차량에 탑재한 후에는 전원의 공급이 없어도 저장된 냉열을 사용하여 긴 시간(10~30시간) 동안 상품의 온도를 필요한 저온상태로 보존할 수 있도록 한 것이다. 이때 축냉기의 냉열을 저장실에 보내기 위한 고내 덕트를 설치하고 냉기순환용 실내팬을 구비하고 있다. 축전지에 의해 구동되는 실내 팬은 제어기로부터 신호를 받아 사용자가 설정한 온도를 유지하기 위하여 축냉기로 부터의 냉기를 순환하게 된다. 제어기는 운전자의 설정온도와 고내에 설치한 온도센서의 측정온도를 비교해서 실내팬의 ON/OFF 신호를 결정 송신함으로써 고내 설정온도를 정밀하게 제어한다. 개발된 PCM축냉장고는 강제대류방식으로 실내 팬을 고내 상부에 설치하여 차가운 하부 축냉기의 냉기를 순환시켜 고내를 냉각하는 방식이다. 내부용적이 830 L로 제작된 축냉장고를 냉장모드로 운전할 때 축냉에 약 7시간 40분의 시간과 750W의 전력이 소모되었고, 1차 방냉이 끝난 후 2차 축열시에는 5시간 50분의 시간과 680W의 전력이 소모되었다고 하였으며, 고내 온도를 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 로 유지할 수 있는 시간

은 34시간이었다고 하였다.

3. 냉장 컨테이너 내의 냉기류 및 온도분포 해석

농업분야나 식품산업분야에서 전산유체역학적 해석방법이 적용되기 시작한 것은 1970년대 후반부터이나 당시에는 수치모델의 신뢰성이나 컴퓨터 하드웨어의 성능의 한계로 말미암아 적용 대상은 매우 단순하거나 작은 규모의 열유동장이었으며 적용되는 수치모델 역시 기본적인 방정식들이었다. 그러나 최근 컴퓨터 성능과 관련한 하드웨어적 측면과 수치해석의 방법론적 측면에서 진보가 거듭되고 있으며, 다양하고 복잡한 유동현상에 대해 신뢰성이 확보된 범용상용코드들이 개발되어 국내에서도 항공, 자동차, 반도체, 환경 등의 다양한 산업 분야에서 널리 적용되고 있다. 수치해석에서 계산 격자의 개수와 적용되는 난류모델은 컴퓨터 메모리에 의해 제약을 받는데 최근의 개인용 컴퓨터는 표준 $k-\epsilon$ 난류 모델을 적용할 경우 수 백 만개의 격자에 대한 계산이 가능하다. 상용 수치해석 코드는 최근 약 20년간 다양한 종류가 개발되어 왔다. 일반적으로 상용코드는 연구 대상에 따라 특화된 기능을 가지고 있는 것이 많으며 복잡한 형상 주위의 유동을 용이하게 모델링하기 위해 다양한 격자 생성 기능을 가지고 있는 것이 대부분이므로 적용 분야에 따라 그 기능적 특성을 잘 파악하여 선택할 필요가 있다. 열유동 관련 해석에서 주로 이용되는 상용코드로는 ANSYS CFX, ANSYS FLUENT, PHOENICS, CFD2000 등이 있다. 이와 같이 컴퓨터 하드웨어의 발전과 다양한 열유동 해석용 상용코드의 개발은 농업 및 식품산업 분야에서도 신뢰성 높은 열유동 해석을 가능하게 하였으며 이로 인해 수치해석이 가지는 효율성과 경제성은 더욱 부각되고 있는 추세이다.

농업시설물에 관한 수치해석은 초기에 가축 축사 내부의 환기문제를 분석하기 위해 활발히 적용되기 시작했으나 1990년대 중반에 들어서는 본격적으로 농업시설 내의 기류해석과 열환경 분석에 적용되기 시작하였다. 현재는 온실 환기에 관계되는 온실 내외부 열유동 해석을 비롯하여 저온저장고 내의 기류분포나 호흡열 및 증산작용에 관계되는 열 및 질량 전달현상을 해석하는 분야로 그 적용범위는 확대되고 있는 추세이다. 이는 농업시설물의 설계에 있어서 이제까지의 관행적 설계에서 탈피하여 전산유체역학적 방법을 설계에 적용함으로써 시설물의 구조적 특성과 환경조건을 고려한 경제적인 최적화 설계가 시도되기 시작했음을 의미한다.

관련 연구 동향을 살펴보면 Nielsen 등 (1978)은 환기구를 가지는 공간에서의 유동을 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하여 계산하였으며 그 결과 유동특성은 환기구의 모양에는 큰 영향을 받지

않으며 환기구 면적에 의해 영향을 받는다는 결론을 얻었다.

Choi 등 (1990)은 슬랏환기가 이루어지는 공간 내부에 사각형 물체가 있는 유동장에 대해 수치해석을 수행하였으며 공기 유입구와 배출구의 위치를 달리한 몇 가지 유동장에 대한 계산을 실시하였다. 또한 표준 $k-\epsilon$ 난류모델의 기본 상수값을 변화시켰을 때 보다 정확한 결과를 얻을 수 있음을 보였다. 또한 Choi 등 (1993)은 열부력이 축사내부의 열유동장에 미치는 영향을 2차원 계산을 통해 분석하였다. 가축의 체온에 의한 열유속이 온도 경계조건으로 적용되었으며 유동패턴이 선행 실험결과들과 잘 일치함을 보였다.

Lee 등 (1999)은 연동형 온실 내의 자연환기 효율을 분석하기 위해 FLUENT를 이용하여 2차원 해석을 실시하였다. 수치해석 결과 풍향과 풍속에 따라 각 환기구들의 효율성이 영향을 받으며 유입되는 강풍에 의해 발생하는 와는 지붕창들의 효율성에 큰 영향을 미침을 확인하였다. 또한 온실이 적절한 자연환기량을 유지할 수 있는 풍향과 풍속을 예측하였으며 환기 효율을 고려한 식물군의 높이와 유입창 및 배출창의 위치를 예측하였다.

저온저장 시설 내부의 열유동 분석에 관련한 수치해석적 연구는 비교적 다양한 연구자들에 의해 수행되어 왔다. Wang 등 (1988)은 Phoenics 상용코드와 $k-\epsilon$ 난류모델을 이용하여 저온저장고 내의 유동, 온도 및 습도분포를 예측하였으며 열전달은 강제대류에 의존한다고 가정하였다. 온도분포 측정 실험만 수행하였으므로 수치해석 모델의 검증은 온도에 대해서만 수행하여 그 타당성을 검증하였다.

Van Gerwen 등 (1990) 역시 Phoenics 상용코드를 이용하여 수평 또는 수직으로 쌓인 파레트가 포함된 저장고 내부의 기류 및 열전달 현상을 시뮬레이션 하였으며 연기가시화 실험을 실시하여 수치모델을 검증하였다. 수치해석 결과 벽과 파레트 사이의 간격이 산물의 온도감소에 매우 중요함을 밝혔으며 유입 유속은 유동의 패턴에 큰 영향을 미치지 않음을 확인하였다.

최근에는 Hoang 등 (2000)이 CFX 상용코드를 이용하여 빈 저장고와 저장물이 있는 상태의 저장고에 대해 기류해석을 실시하였다. 강제순환 쿨링유닛이 적당한 체력과 유동저항을 이용하여 모델링 되었으며 수치모델은 기류의 유속 측정 실험치와 비교하여 타당성을 검증하였다. 그 결과 표준 $k-\epsilon$ 난류모델은 26%의 정확도를 RNG $k-\epsilon$ 모델의 경우 28.5%의 정확도를 보임을 확인하였다. 이들은 또한 $k-\epsilon$ 계열의 난류모델로는 벽면에서의 코안다 효과를 명확히 시뮬레이션 하기에 한계가 있다고 결론 내렸다.

Verboven 등 (2001)은 CFX 상용코드와 $k-\epsilon$ 난류모델을 이용하여 작은 저장고 내에서의 유속, 온도, 치커리 뿌리의 중량감도 등을 시뮬레이션 하였다. 저장물은 macro-porous

media로 가정하였으며 내부 기류의 압력손실은 Ergun 방정식을 이용하여 처리하였다. 수치 모델은 속도측정치와 비교하여 검증하였으며 오차는 25-30% 정도로 나타났다.

Chourasia 등 (2007)은 FLUENT 상용코드를 이용하여 저온저장고 내의 감자의 냉각특성에 미치는 스택 사이즈와 배열의 영향에 대해 수치해석을 수행하였다. 수치모델의 타당성은 온도측정 데이터와 비교하여 검증되었으며 스택의 종횡비, 체적 등이 감자의 품온과 냉각시간에 미치는 영향 등이 시뮬레이션 되었다. 수치해석 결과 스택의 종횡비를 증가시킬수록 감자의 품온과 냉각시간은 감소하였으며 체적 또는 높이의 증가는 반대의 경향을 보여주었다. 또한 Chourasia 등 (2007)은 FLUENT를 이용하여 상업용 감자저장고 내의 기류, 열전달 및 수분손실에 관한 정상상태 수치해석을 2차원 단순모델에 대해 수행하였는데 수치해석치는 유속과 품온에서 실험 평균치에 비해 각각 19.5%와 0.5°C 정도의 오차를 보였다.

최근 수치해석적 연구는 저온저장고뿐 아니라 수송장치의 열유동 해석에도 적용되기 시작하였다. Moureh 등 (2002)은 2열의 파레트를 탑재한 냉동 컨테이너에 대해 상용코드 FLUENT를 이용하여 3차원 수치해석을 수행하였다. 1/3.3 길이스케일 축소모형에 대한 LDV측정을 통해 속도벡터를 측정하였으며 그 결과를 수치해석 결과와 비교하였다. 이들은 RSM 난류모델이 코안다 효과나 파레트 사이의 유동을 잘 모사할 수 있음을 보였으며 적재물에 의해 강해진 역압력구배가 제트의 발달을 제한시키며 박리를 유발한다고 결론 내렸다. 또한 Moureh 등 (2004)은 FLUENT를 이용하여 냉동 컨테이너에서 공기덕트 시스템과 벽면과 파레트와 벽면 간격의 영향을 분석하였다. 벽면 간격은 침투 열유속의 제거에 매우 중요하며 공기덕트 시스템을 채용함으로써 컨테이너 후방의 공기 정체영역의 발생을 어느 정도 해소할 수 있음을 보였다.

Tapsoba 등 (2005)은 RSM 난류모델을 적용한 FLUENT 코드를 이용하여 공기덕트가 있는 경우와 없는 경우에 대해 2열의 슬랏 파레트가 탑재된 냉동 컨테이너 내부의 3차원 공기 유동 패턴을 분석하였다. 파레트 내부의 압력강하는 Ergun 방정식으로 표현하였으며 유속을 측정하기 위한 실험도 병행되었다. 덕트가 없는 경우와 덕트가 전체 컨테이너 길이의 33%와 66%인 경우에 대해 다섯 번째 파레트와 가장 뒤쪽의 파레트 간의 환기율 차를 비교한 결과 각각 40배, 25배, 8배의 차이가 있다는 결론을 내렸다.

위의 선행 연구 사례에서 보듯 수치해석적 분석방법은 최근 저온저장고뿐 아니라 수송장치에서의 기류 및 열전달, 물질전달 해석에도 활발하게 적용되고 있으며 실험 결과와의 비교를 통해서도 그 유의성이 확인된 연구들이 다수 진행되고 있다.

제3절 PCM 축냉 캡슐 및 공기식 열교환 모듈 개발

1. PCM 축냉 캡슐의 제작

축열에 있어서 잠열을 이용하는 것은 열저장 용량이 크고 일정한 축열 및 방열 온도를 유지할 수 있다는 측면에서 현열을 이용하는 것 보다 유리하다. 잠열 축열에 있어서 가장 널리 사용되는 방법 중의 하나로 축열 탱크 내에 잠열재가 담긴 캡슐을 퇴적하여 이용하는 방식이 있는데, 이 방식에서는 열전달 면적에 대한 열저장 용량이 큰 구형 또는 원주형의 캡슐을 주로 사용한다.

본 연구에서는 축냉실 내에 캡슐을 퇴적하고 공기를 열매체로 사용하는 축열 및 방열시스템에 사용하기 위하여, 캡슐 내부에 잠열재를 충전한 PCM 캡슐을 개발하였으며, 그림5-2에 제작된 캡슐의 외관 사진을 나타내었다.

캡슐의 외피는 두께 1mm의 HDPE(High density polyethylene)을 사용하여 구형으로 제작하였으며, 직경은 54mm, 체적은 60cm³, 표면적은 78cm², 무게는 8g 이었다. 표5-1에 제작된 캡슐의 제원을 나타내었다.

캡슐에 주입한 잠열재는 S1과 S2의 두 종류이었으며, S1잠열재는 상변화온도가 -4.5℃이었고, S2잠열재는 상변화온도가 0.0℃이었다. 캡슐에 주입한 잠열재의 양은 축열시 캡슐 내부에서의 체적변화를 고려하여 주입하였으며, S1잠열재의 주입량은 67g±3%, S2잠열재의 주입량은 60g±3% 이었다. 표2에 잠열재의 열물성값을 나타내었다.



Fig.5-2. Photograph of capsules.

Table 5-1. Specification of the capsule

Material	HDPE
Diameter(mm)	54
Weight(g)	8
Volume(cm ³)	60
Surface area(cm ²)	78
Thermal conductivity(W/mK)	0.35

Table 5-2. Thermo-physical properties of PCM

PCM	S1	S2
Melting temperature(°C)	-4.5	0.0
Latent heat(J/g) (J/capsule)	287.5 19,262.5	333.4 20,004.0
Thermal conductivity(W/mK)	0.51(Liquid) 2.07(Solid)	0.56(Liquid) 2.21(Solid)
Specific heat(J/kgK)	4,019(Liquid)	4,210(Liquid)
Thermal diffusivity(m ² /s)	1.6×10 ⁻⁶ (Liquid, 25°C) 3.1×10 ⁻⁶ (Liquid, 0°C)	1.34×10 ⁻⁷ (Liquid) 1.18×10 ⁻⁶ (Solid)

2. 공기식 열교환 모듈 개발

개발된 PCM 축냉 캡슐을 이용하여 예냉·저온저장·저온수송을 겸용하는 저온유통용 컨테이너에 적용하기 위한 공기식 열교환 모듈 설계·제작하였다. 열교환 모듈의 설계 및 제작에서 고려해야 할 사항은 컨테이너 및 농산물의 냉각에 냉공기를 매질로 사용하게 되므로 궁극적으로 냉각공기의 발생과 제어가 효율적이어야 하며, 컨테이너 내에 농산물을 적재하여 이동키며 사용하여야 하므로 중량을 최소화시키고 내구성이 우수하여야 한다.

제작된 열교환 모듈은 그림 5-3과 같이 크게 유닛쿨러, 송풍기, PCM 캡슐 퇴적상자로 구성되어 있으며, 열교환 모듈 전체를 이동이 가능한 저온유통 컨테이너에 탑재하고 축열과 방열을 할 수 있도록 제작하였다. 그림 5-4는 PCM캡슐 퇴적상자를 나타낸 그림이다.

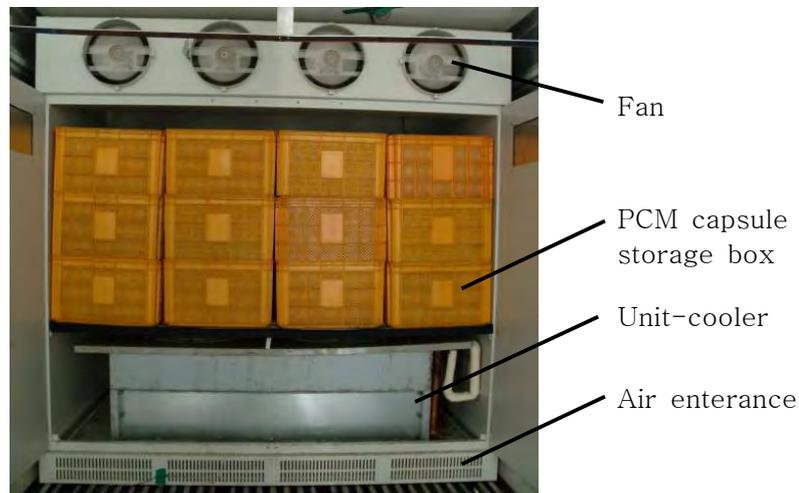


Fig. 5-3. Photograph of Heat Exchanging module.



Fig. 5-4. Photograph of PCM capsule storage box.

제작된 열교환 모듈의 작동개요를 설명하면 다음과 같다. 축냉시에는 열교환 모듈과 연결된 냉동기가 작동하여 열교환 모듈 내부의 유닛쿨러를 냉각시키고, 이때 유닛쿨러의 송풍기에 의해 열교환 모듈 하부로 유입된 공기는 유닛쿨러를 통과하면서 냉각된다. 냉각된 공기는 PCM캡슐 퇴적상자를 통과하면서 PCM캡슐을 냉각시키고 상부로 배출되어 PCM캡슐에

는 냉열이 축열된다. 방냉시에는 냉동기가 작동되지 않으며, 열교환 모듈 상부의 직류 송풍기에 의해 열교환 모듈 하부로 유입된 공기가 PCM캡슐 퇴적상자를 통과하면서 PCM캡슐로부터 냉기를 빼앗아 냉각되어 상부로 배출됨으로써 PCM캡슐에서 냉열이 방열된다.

열교환 모듈은 1200(L)×2250(W)×2250(H)mm의 크기로 제작하였고, 냉동기와 유닛쿨러의 냉각능력은 20RT였고, 유닛쿨러의 송풍기는 AC 360V로 구동되는 송풍기 2개를 사용하였으며 열교환 모듈을 통과하는 공기의 풍량은 44m³/min이었다. 방열에 사용되는 송풍기는 직류 24V로 구동되는 송풍기 4개를 사용하였으며 열교환 모듈을 통과하는 공기의 풍량은 17m³/min 이었다. PCM캡슐 퇴적상자는 525×370×320mm 크기의 플라스틱 상자 24개를 사용하였고, 상자 1개당 퇴적되는 PCM캡슐은 378개 였다.

Table. 5-3. Specification of heat exchanging module.

Item	Specification
Dimension	1200(L)×2250(W)×2250(H)mm
Cooling capacity of cooler	20RT
PCM capsule storage box	1200(L)×2250(W)×2250(H)mm No. : 24ea No. of capsule per box : 378ea.
Fan	Dia. : 300mm No. : 4ea.

3. PCM 축냉 캡슐의 축·방열 특성 시험

PCM캡슐의 축·방열 특성과 퇴적 캡슐의 송풍저항을 측정하기 위하여 그림5-5와 같이 캡슐 퇴적탑, 송풍기, 송풍량 측정기, 온도 측정기 및 항온실로 구성된 실험장치를 제작하였다. 캡슐 퇴적탑은 400×400×400mm의 크기로 제작하였고, 하부에는 송풍저항을 무시할 수 있는 철망을 설치하였으며, 탑을 통과하는 공기의 온도와 축냉캡슐의 중심온도 및 송풍저항을 측정하기 위한 센서를 설치하였다. 송풍기는 풍량 80m³/min., 정압 580Pa의 축류송풍기를 사용하였으며, 배관(φ135mm×L2,000mm, P.V.C.관)으로 캡슐 퇴적탑과 연결하였고, 변압기를 사용하여 송풍기의 회전수를 변화시켜 송풍량을 조절할 수 있도록 제작하였다. 항온실은 100mm 두께의 폴리우레탄으로 단열하였으며, 온도는 온도조절기로 설정온도와 고내 온도를 비교하여 냉동기를 작동 또는 정지시켜 조절하도록 제작하였다.

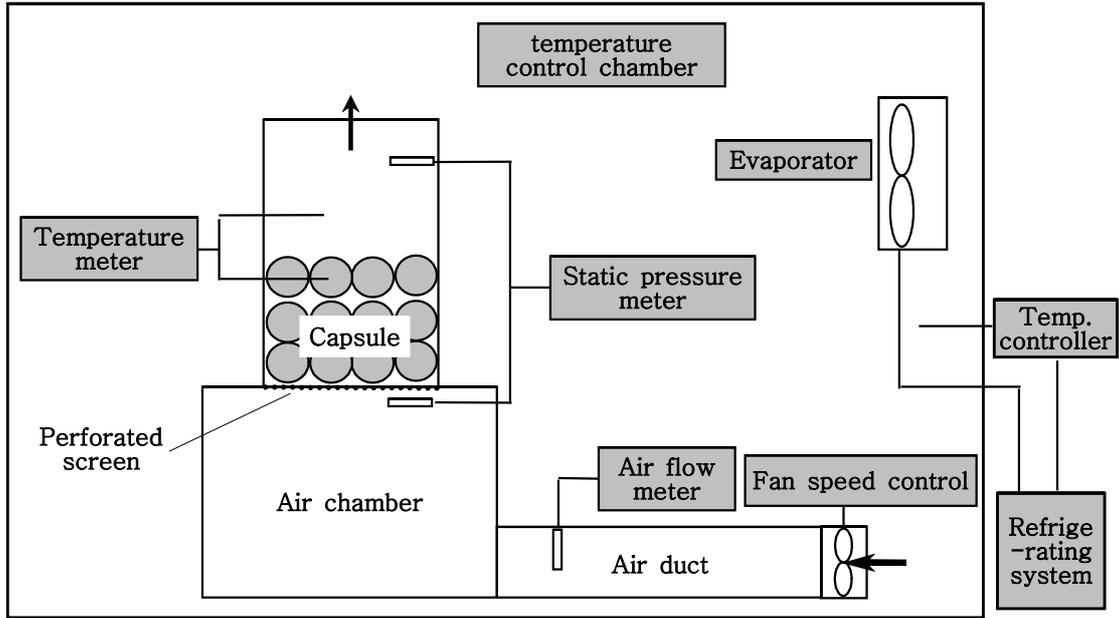


Fig.5-5. Diagram of experimental setup.

PCM 캡슐의 축열 및 방열 특성을 조사하기 위하여 PCM 캡슐을 캡슐 퇴적탑의 중앙에 설치하고 냉동기와 송풍기를 작동시켜 항온실의 온도와 풍속을 변화시키며 실험하였다. 캡슐 내부의 잠열재의 온도는 캡슐 중앙부에 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 정밀급의 직경이 2mm인 Pt100 Ω 센서를 설치하여 30초 간격으로 측정하였으며, 캡슐을 통과하는 공기의 온도도 동일한 규격의 온도 센서를 사용하여 30초 간격으로 측정하였다. 풍속은 디지털 마이크로 마노메타(영국, Furness Controls LTD, Model FCO12)를 사용하여 측정하였다.

PCM 캡슐과 공기 사이에 발생하는 열전달 현상을 해석하기 위하여 집중열용량 모델을 사용하였으며, 해석에 사용된 가정조건은 다음과 같다.

- 축열 및 방열 과정중의 캡슐과 공기 사이의 열전달계수는 일정하다.
- 전체 축열 및 방열과정은 정상상태이다.
- 축열 및 방열 과정중의 고상과 액상의 상변화물질과 공기의 물성치는 일정하다.
- 캡슐 내부의 온도 구배는 없다.

PCM캡슐에 축열된 열량 또는 PCM캡슐에서 방열된 열량은 방정식(1)과 같이 표시된다.

$$Q_t = h_{ave} \times A_s \times (T_s - T_a) \text{----- (1)}$$

여기서, Q_t : 축열 또는 방열 열량(W)
 h_{ave} : 평균열전달계수 ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
 A_s : 캡슐의 표면적(m^2)

T_s : 캡슐 온도(°K)

T_a : 냉각공기 온도(°K)

캡슐 표면에서의 평균열전달계수 h_{ave} 를 구하기 위하여 Whitakar가 제시한 구 표면에서의 대류열전달에 대한 상관관계식(2)를 사용하였다.

$$Nu_D = 2 + (0.4Re_D^{1/2} + 0.06Re_D^{2/3})Pr^{0.4} \left(\frac{\mu_a}{\mu_s}\right)^{1/4} \text{-----} (2)$$

$$0.71 < Pr < 380$$

$$3.5 < Re_D < 7.6 \times 10^4$$

$$1.0 < \left(\frac{\mu_a}{\mu_s}\right) < 3.2$$

$$h_{ave} = Nu_D \frac{k}{D} \text{-----} (3)$$

여기서, Nu_D : Nusselt수

Re : Reynolds수

Pr : Prandtl수

μ_a : 냉각공기의 동점성계수(N.s/m²)

μ_s : 캡슐 평균온도에 대한 공기의 동점성계수(N.s/m²)

D : 캡슐의 직경(m)

k : 냉각공기의 열전도율(W/m.°K)

PCM 캡슐은 잠열구간에서 캡슐내부의 온도변화 없이 축열 또는 방열이 이루어지므로 축열 및 방열에 소요되는 시간을 예측하기 위하여 Nusselt수와 무차원온도의 함수로 표시되는 실험식을 작성하였다.

$$t = f(Nu_D, \theta) \text{-----} (4)$$

$$\theta = \frac{T_i - T_a}{T - T_a} \text{-----} (5)$$

여기서, t : 축열 또는 방열에 소요되는 시간(min)

θ : 무차원온도

T_i : 캡슐의 초기온도(°K)

T : 축열 또는 방열 종료시 캡슐 온도(°K)

T_a : 열교환 공기 온도(°K)

4. 공기식 열교환모듈의 축·방냉 특성시험

제작된 열교환 모듈의 특성시험을 위하여 그림5-6과 같은 시험장치를 제작하였다.

냉동기, 증발기 및 증발기 상단의 송풍기에 의해 조성된 냉각공기를 캡슐퇴적탑을 통과시켜 축냉캡슐에 냉열을 저장하게 되며, 전원은 380V 3상을 사용토록 하였다. 축냉시 냉각공기의 온도는 캡슐퇴적탑 앞단에 설치된 온도센서로 측정하고 이를 온도조절기에 설정된 온도와 비교하여 냉동기와 송풍기를 작동 또는 정지시킴으로써 일정한 온도를 유지하도록 하였다. 방냉시에는 캡슐퇴적탑 상단에 있는 송풍기로 실내 공기를 흡입하여 캡슐 퇴적탑을 통과시키며 냉각시켜 컨테이너 내부로 토출하게 되며, 전원은 직류 24V의 배터리(battery)를 사용하였다. 방냉시 냉각공기의 온도도 캡슐퇴적탑 앞단에 설치된 온도센서로 측정하고 이를 온도조절기에 설정되어진 온도와 비교하여 직류송풍기를 작동 또는 정지시킴으로써 컨테이너 내부 온도를 일정하게 유지하도록 하였다.

축·방냉 시험기간 동안 캡슐 퇴적층의 캡슐 내부 온도와 통과 공기 온도 및 증발기 출구 온도를 1분 간격으로 측정하였다.

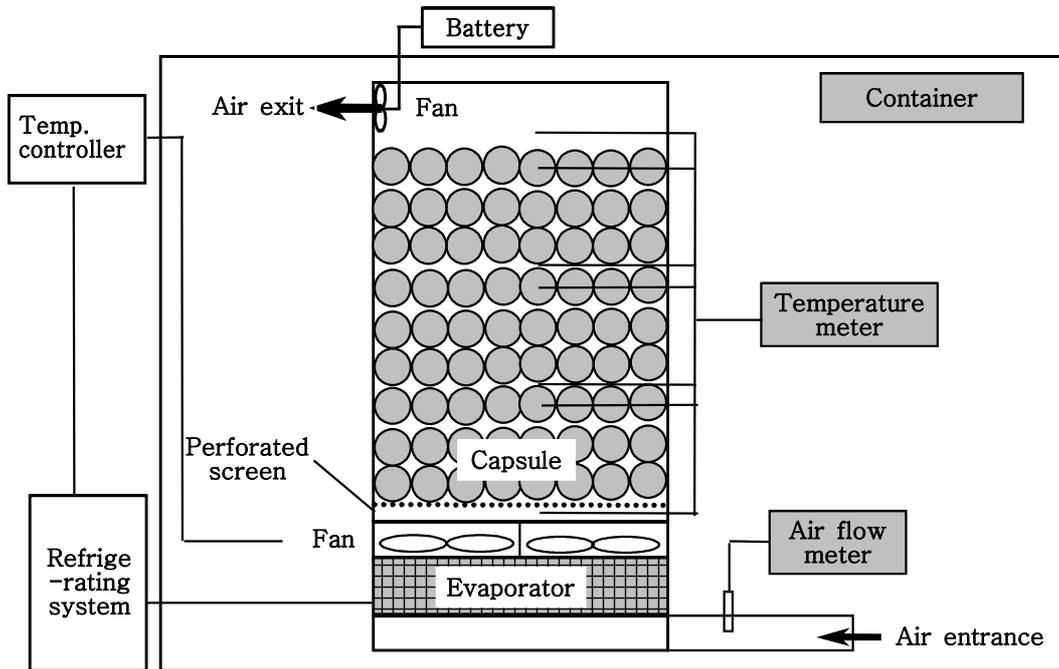


Fig.5-6. Diagram of experimental setup.

5. 결과 및 고찰

가. PCM 캡슐의 축열 및 방열 특성

1) 축열특성

가) 자연대류 축열

S1 잠열재를 주입한 PCM캡슐을 자연대류 상태에서 축열 시킬때의 냉각온도에 따른 PCM 캡슐의 중심부의 온도변화를 그림5-7에 나타내었다. 축열 시작 및 종료 시의 캡슐 중심부의 온도는 각각 15℃와 -4.5℃이었다.

냉각공기 온도를 -6.3℃로 했을 때는 잠열재의 온도가 상변화과정을 거치지 않고 냉각공기 온도까지 떨어져 과냉각 현상을 나타내었다.

냉각공기 온도를 -7.4℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 346분 만에 잠열재의 온도가 -7.0℃까지 떨어져 과냉각을 나타낸 후 다시 상변화온도까지 상승되어 1,014분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 온도를 -8.1℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 134분 만에 잠열재의 온도가 과냉각 없이 상변화온도까지 도달되어 601분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 온도를 -22.9℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 26분 만에 잠열재의 온도가 과냉각 없이 상변화 온도까지 도달되어 108분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

따라서 S1 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 자연대류 상태에서 축열시킬 때 잠열 축열이 가능한 온도는 -7.0℃ 이하로 나타났다.

S2 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 자연대류 상태에서 축열시킬 때의 냉각온도에 따른 PCM캡슐의 중심부의 온도변화를 그림5-8에 나타내었다. 축열 시작 및 종료 시의 중심부의 온도는 각각 15℃와 0℃이었다.

냉각공기 온도를 -1.9℃로 했을 때는 잠열재의 온도가 상변화과정을 거치지 않고 냉각공기 온도까지 떨어져 과냉각 현상을 나타내었다.

냉각공기 온도를 -2.9℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 524분 만에 잠열재의 온도가 상변화과정을 거치지 않고 -2.5℃까지 떨어져 과냉각을 나타낸 후 다시 상변화온도까지 상승되어 잠열 축열이 시작되었다.

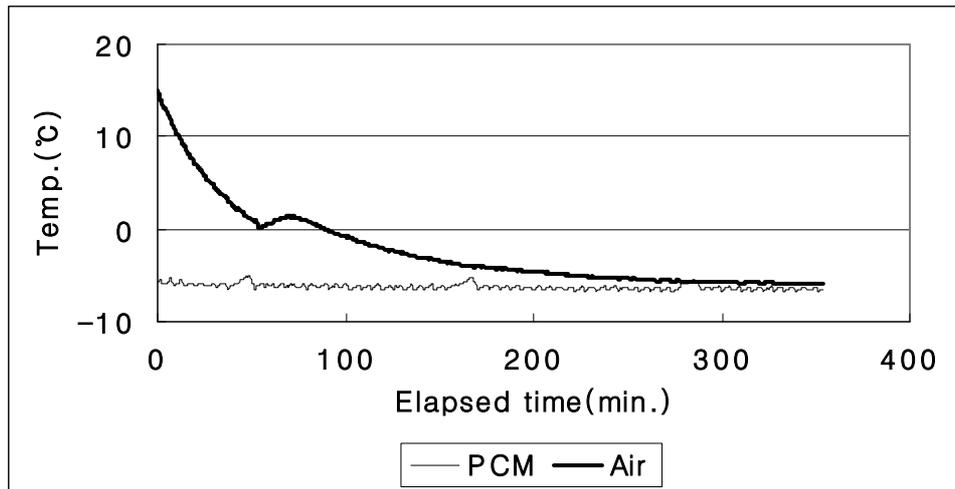
냉각공기 온도를 -5.1℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 106분 만에 잠열재의 온도가 -2.5℃ 까지 과냉각된 후 상변화온도까지 상승되어 740분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 온도를 -6.3.℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 106분 만에 잠열재의 온도가 -3.3℃ 까지 과냉각된 후 상변화온도까지 상승되어 611분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

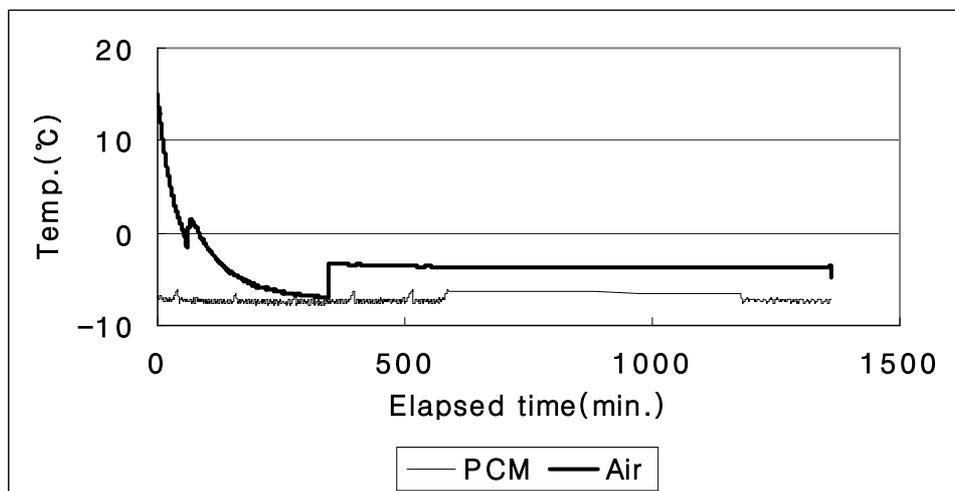
냉각공기 온도를 -22.9°C 로 했을 때는 축열이 시작된 후 과냉각 없이 12분 만에 잠열재의 온도가 상변화온도까지 도달되어 91분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

따라서 S2 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 자연대류 상태에서 축열시킬 때 잠열 축열이 가능한 온도는 -2.5°C 이하로 나타났다.

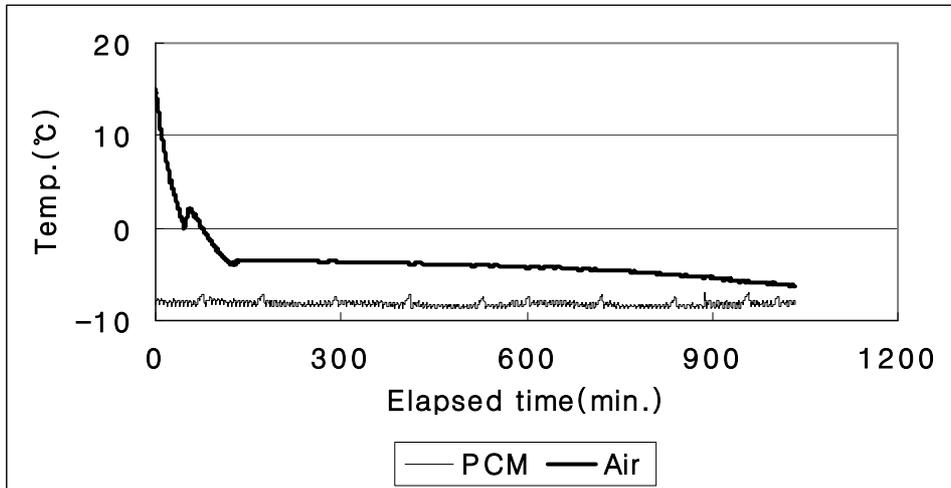
따라서 잠열 축열을 위한 최소 온도는 S2가 높았고 축열 소요시간도 S2가 짧았다.



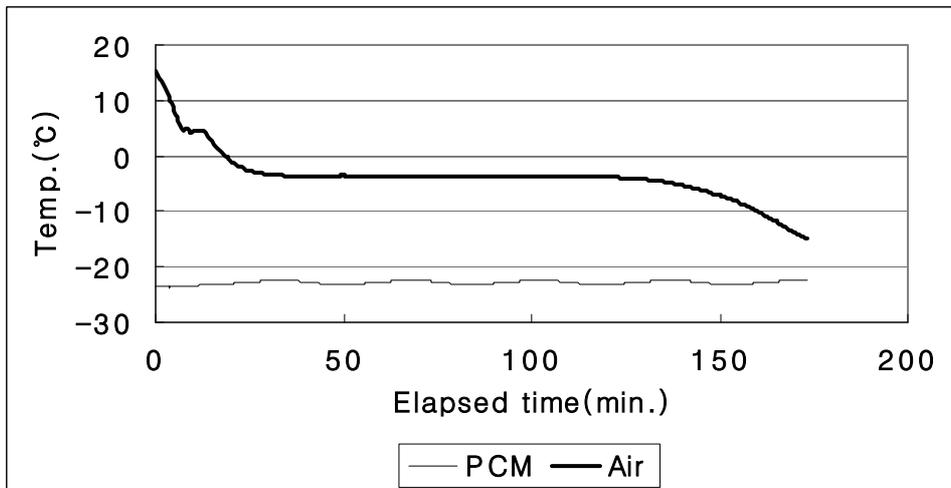
(a) for air temp. of -6.3°C



(b) for air temp. of -7.4°C

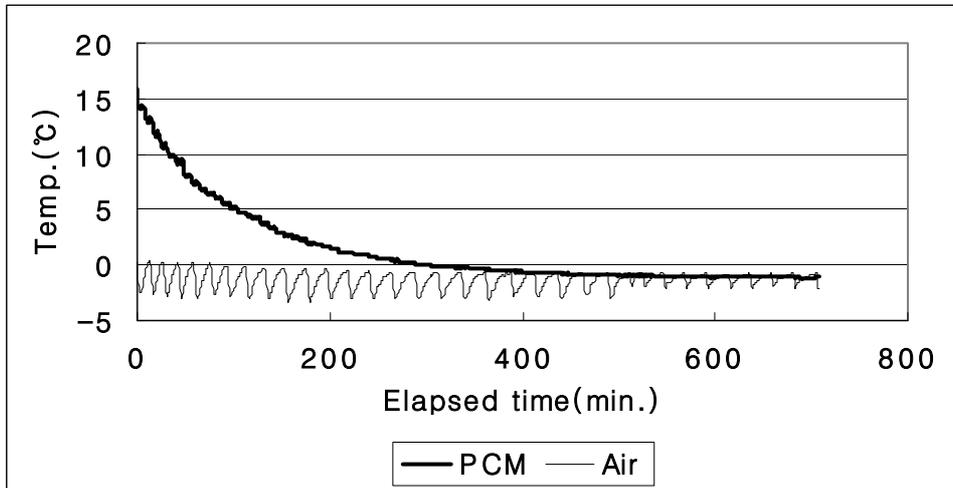


(c) for air temp. of -8.1°C

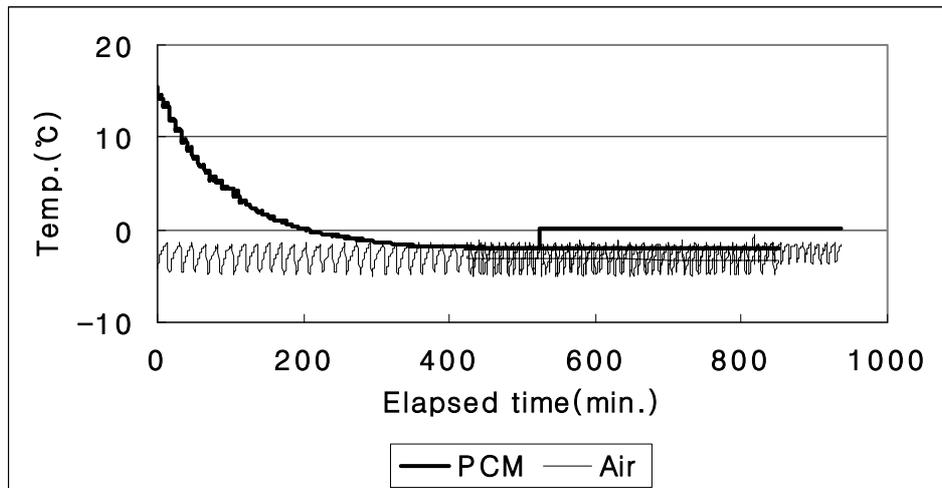


(d) for air temp. of -22.9°C

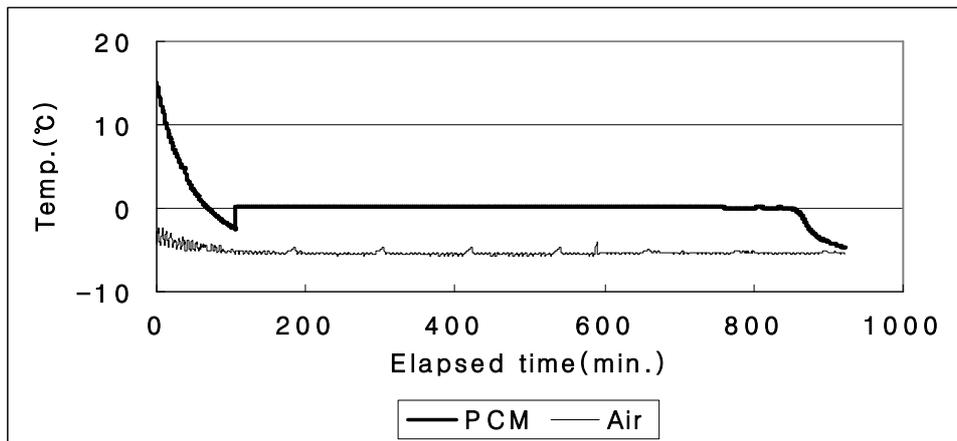
Fig.5-7. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for natural convection air cooling for S1 PCM capsule.



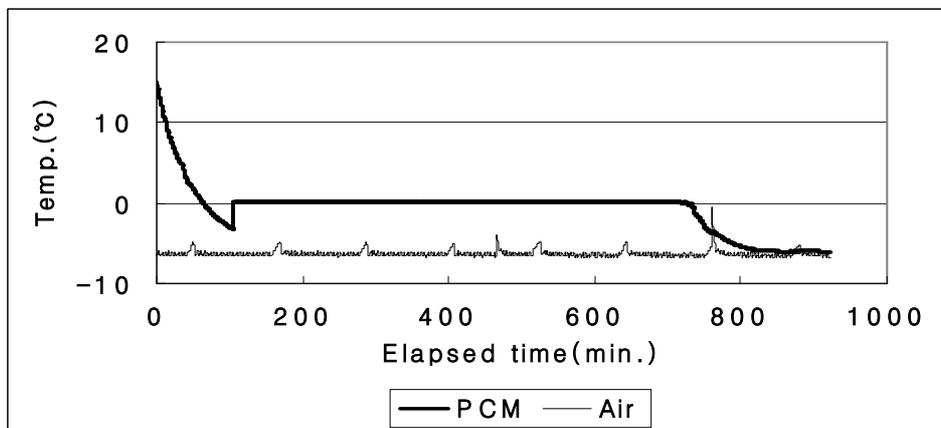
(a) for air temp. of -1.3°C



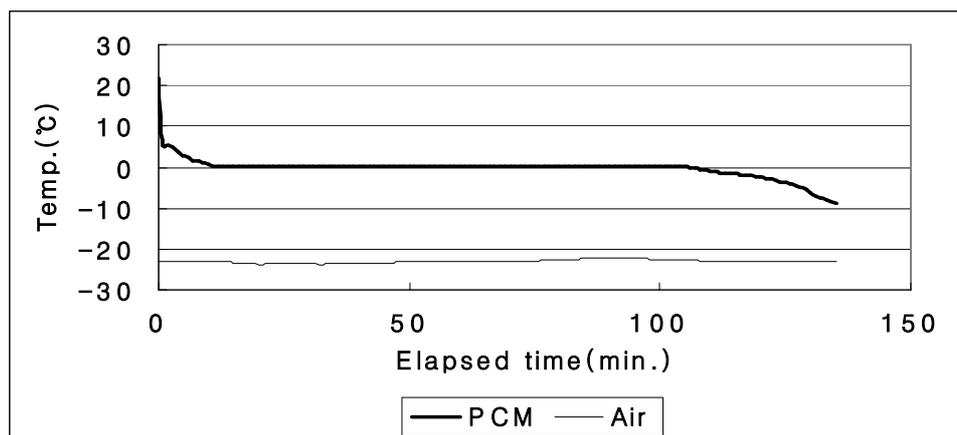
(b) for air temp. of -2.9°C



(c) for air temp. of -5.1°C



(d) for air temp. of -6.3°C



(e) for air temp. of -22.9°C

Fig.5-8. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for natural convection air cooling for S2 PCM capsule.

나) 강제대류 축냉에서 냉각공기 온도의 영향

S1 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 냉각공기의 풍속을 1.7m/s로 하여 축냉시킬 때 냉각온도에 따른 축냉캡슐 내의 잠열재의 온도변화를 그림5-9에 나타내었다. 축열 시작 및 종료 시의 캡슐 중심부의 온도는 각각 15℃와 -4.5℃이었다.

냉각공기 온도를 -5.8℃로 했을 때는 잠열재의 온도가 상변화과정을 거치지 않고 냉각공기 온도까지 떨어져 과냉각 현상을 나타내었다.

냉각공기 온도를 -6.8℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 39분 만에 잠열재의 온도가 과냉각 없이 상변화온도까지 떨어진 후 285분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 온도를 -7.8℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 42분 만에 잠열재의 온도가 과냉각 없이 상변화온도까지 도달되어 196분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 온도를 -8.8℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 34분 만에 잠열재의 온도가 과냉각 없이 상변화온도까지 도달되어 174분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

S1 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 냉각공기의 풍속을 1.7m/s로 하여 축열시킬 때 축열이 가능한 온도는 -6.8℃ 이하로 나타나, 자연대류 축열 시와 같은 온도로 나타났다.

또, 냉각공기의 온도를 -6.8℃~-8.8℃로 낮춤에 따라, 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 도달되는데 소요되는 시간은 42~34분으로 19% 정도 단축되었고, 잠열 축열 시간은 285분~174분으로 39% 정도 단축되었다. 또한 자연대류 축열 시와 비교하여 축열 소요시간은 현저히 단축되었다.

S2 축냉캡슐을 냉각공기의 풍속을 2.2m/s로 하고 냉각온도를 변화시키며 축냉시킬 때 축냉캡슐 내의 잠열재의 온도변화를 그림5-10에 나타내었다. 축열 시작 및 종료 시의 중심부의 온도는 각각 15℃와 0℃이었다.

냉각공기 온도를 -1.9℃로 했을 때는 잠열재의 온도가 상변화과정을 거치지 않고 냉각공기 온도까지 떨어져 과냉각 현상을 나타내었다.

냉각공기 온도를 -2.7℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 23분 만에 잠열재의 온도가 -1.6℃ 까지 과냉각된 후 상변화온도까지 상승되어 떨어진 후 284분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

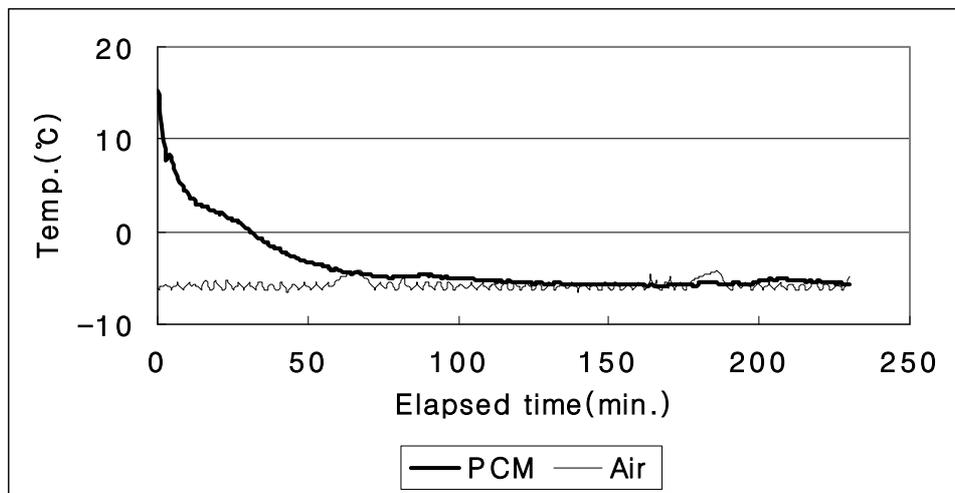
냉각공기 온도를 -3.8℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 32분 만에 잠열재의 온도가 -3.1℃ 까지 과냉각된 후 상변화온도까지 상승되어 떨어진 후 221분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 온도를 -5.1℃로 했을 때는 축열이 시작된 후 15분 만에 잠열재의 온도가 과냉

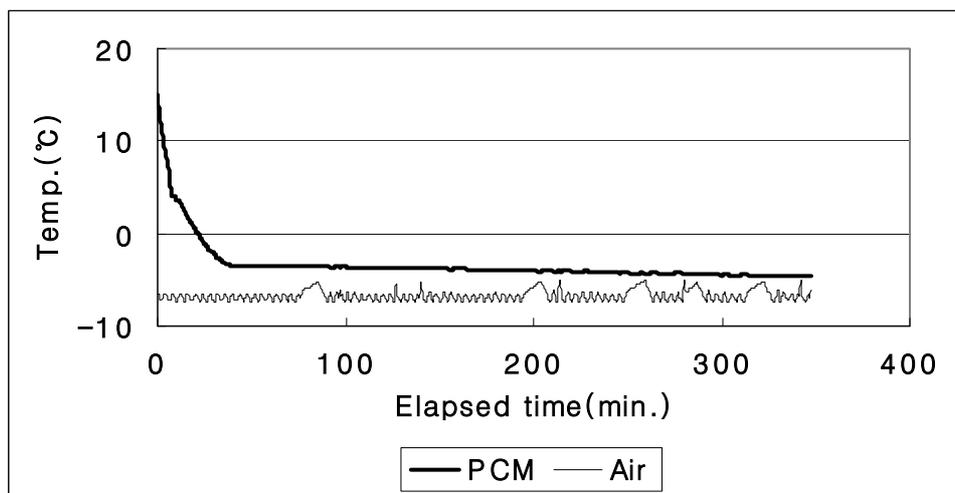
각없이 상변화온도까지 떨어져 190분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

S2 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 냉각공기의 풍속을 2.2m/s로 하여 축열시킬 때 축열이 가능한 온도는 -2.7°C 이하로 나타나, 자연대류 축열 시와 같은 온도로 나타났다.

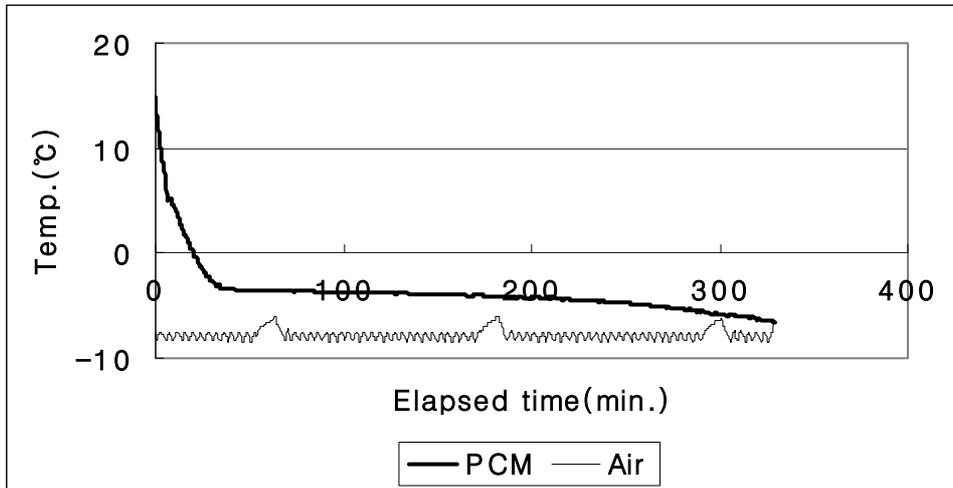
또, 냉각공기의 온도를 $-2.7^{\circ}\text{C} \sim -5.1^{\circ}\text{C}$ 로 낮춤에 따라, 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 도달되는데 소요되는 시간은 32~15분으로 53% 정도 단축되었고, 잠열 축열 시간은 284분~190분으로 33% 정도 단축되었다. 또한 자연대류 축열 시와 비교하여 축열 소요시간은 현저히 단축되었다.



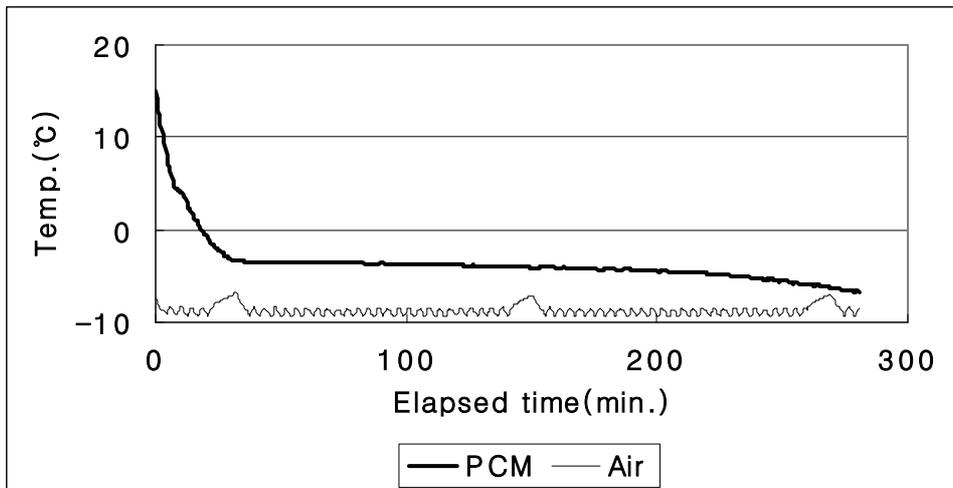
(a) for air temp. of -5.8°C



(b) for air temp. of -6.8°C

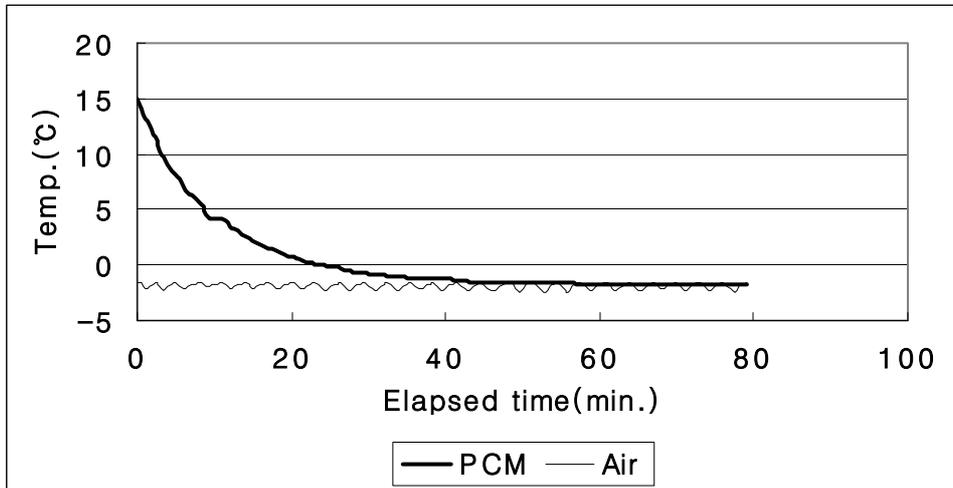


(c) for air temp. of -7.8°C

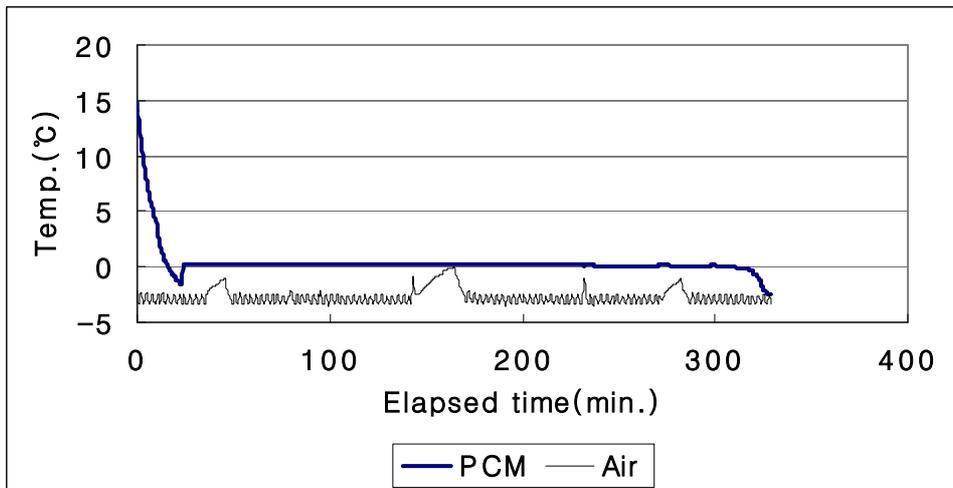


(d) for air temp. of -8.8°C

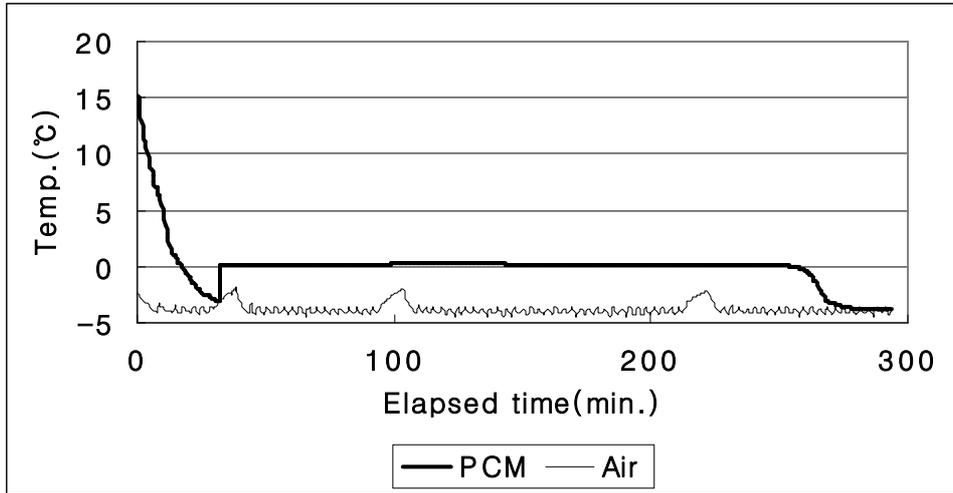
Fig.5-9. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for cooling air velocity of 1.7m/s for S1 PCM capsule.



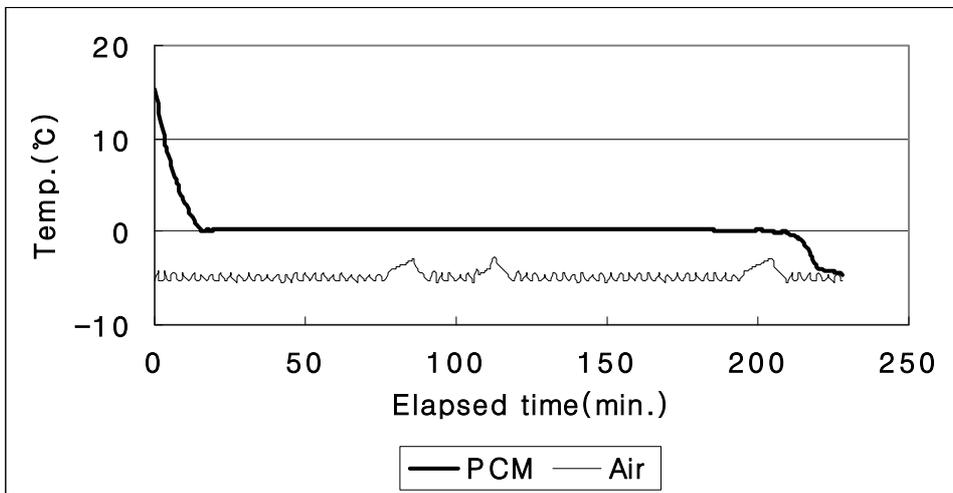
(a) -1.9°C cooling air



(b) -2.7°C cooling air



(c) -3.8°C cooling air



(d) -5.1°C cooling air

Fig.5-10. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for cooling air velocity of 2.2m/s for S2 PCM capsule.

다) 강제대류 냉각에서 냉각공기 유속의 영향

S1 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 냉각공기의 온도를 -8.8°C 로 하고, 풍속을 변화시키며 축열시킬 때의 캡슐 내의 잠열재의 온도변화를 그림5-11에 나타내었다. 축열 시작 및 종료 시의 캡슐 중심부의 온도는 각각 15°C 와 -4.5°C 이었다.

냉각공기 풍속을 0.7m/s 로 했을 때는 축열이 시작된 후 46분 만에 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 떨어져 219분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 풍속을 1.1m/s 로 했을 때는 축열이 시작된 후 36분 만에 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 떨어져 200분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 풍속을 1.7m/s 로 했을 때는 축열이 시작된 후 34분 만에 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 떨어져 174분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 풍속을 2.2m/s 로 했을 때는 축열이 시작된 후 31분 만에 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 떨어져 149분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기의 풍속을 $0.7\text{m/s}\sim 2.2\text{m/s}$ 로 늘림에 따라, 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 도달되는데 소요되는 시간은 46분 \sim 31분으로 32% 정도 단축되었고, 잠열 축열 시간도 219분 \sim 149분으로 32% 정도 단축되었다.

S2 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 냉각공기의 온도를 -5.0°C 로 하고, 풍속을 변화시키며 축열시킬 때의 캡슐 내의 잠열재의 온도변화를 그림5-12에 나타내었다. 축열 시작 및 종료 시의 캡슐 중심부의 온도는 각각 15°C 와 0.0°C 이었다.

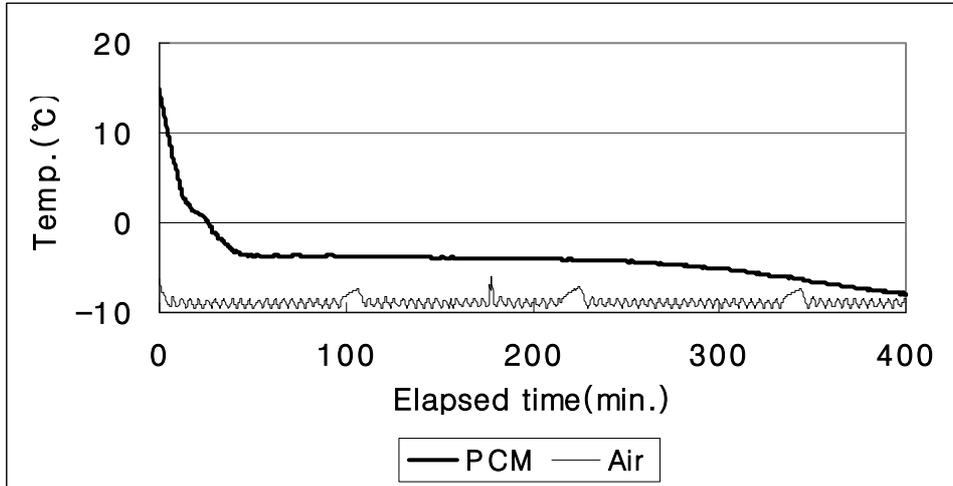
냉각공기 풍속을 0.7m/s 로 했을 때는 축열이 시작된 후 37분 만에 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 떨어져 363분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 풍속을 1.1m/s 로 했을 때는 축열이 시작된 후 31분 만에 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 떨어져 282분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

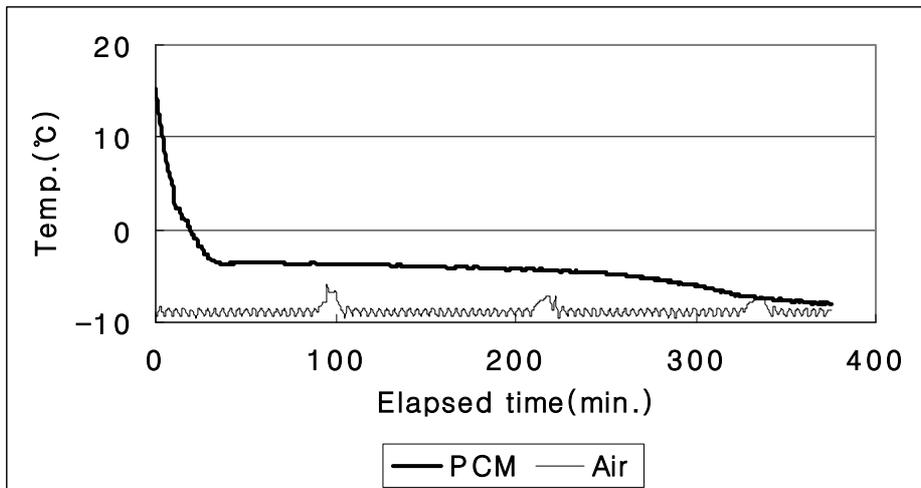
냉각공기 풍속을 1.7m/s 로 했을 때는 축열이 시작된 후 18분 만에 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 떨어져 218분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

냉각공기 풍속을 2.2m/s 로 했을 때는 축열이 시작된 후 17분 만에 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 떨어져 176분 동안 잠열 축열이 이루어졌다.

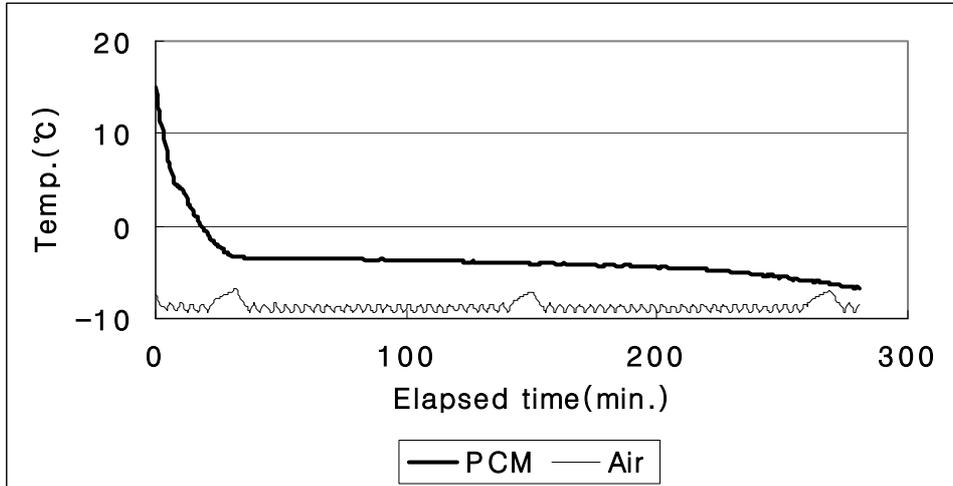
냉각공기의 풍속을 $0.7\text{m/s}\sim 2.2\text{m/s}$ 로 늘림에 따라, 잠열재의 온도가 상변화 온도까지 도달되는데 소요되는 시간은 37분 \sim 17분으로 54% 정도 단축되었고, 잠열 축열 시간도 363분 \sim 176분으로 52% 정도 단축되었다.



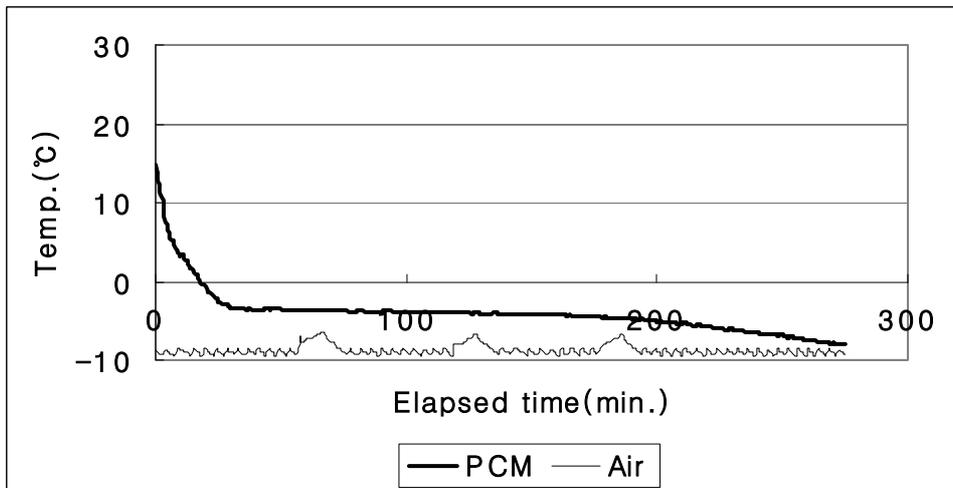
(a) for air velocity of 0.7m/s



(b) for air velocity of 1.1m/s

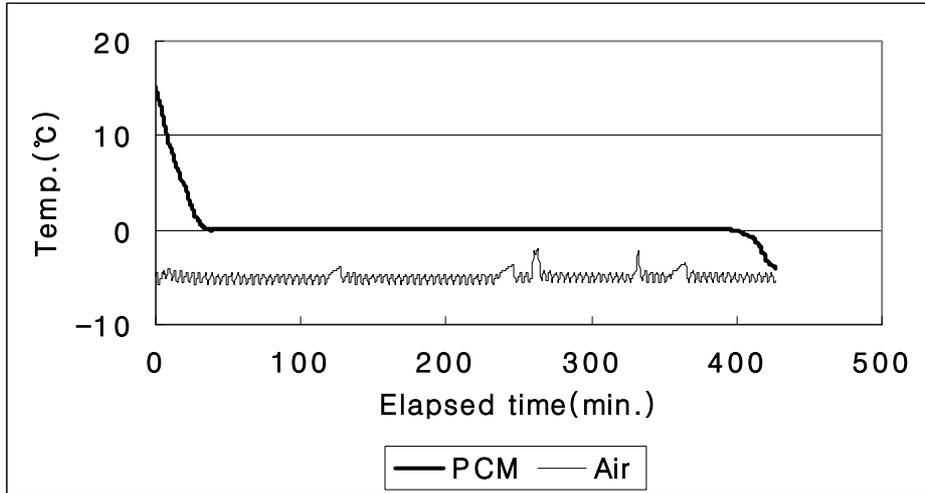


(c) for air velocity of 1.7m/s

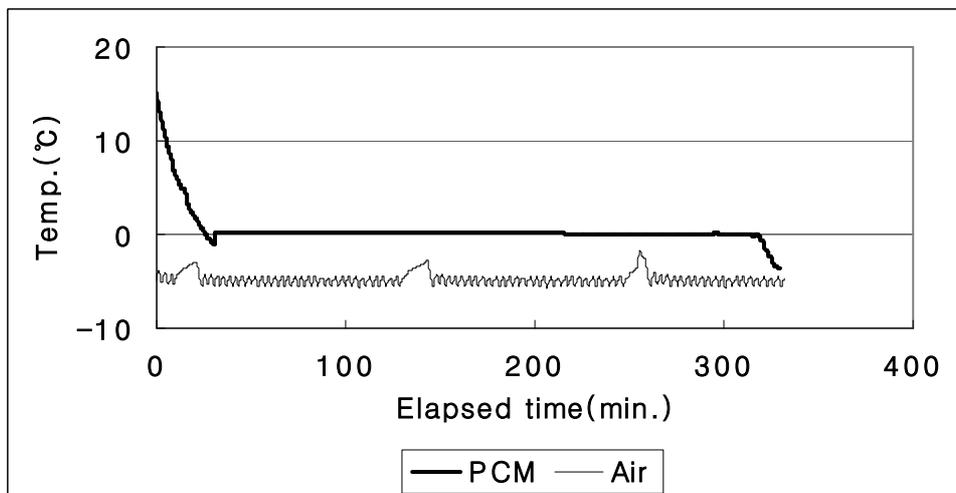


(d) for air velocity of 2.2m/s

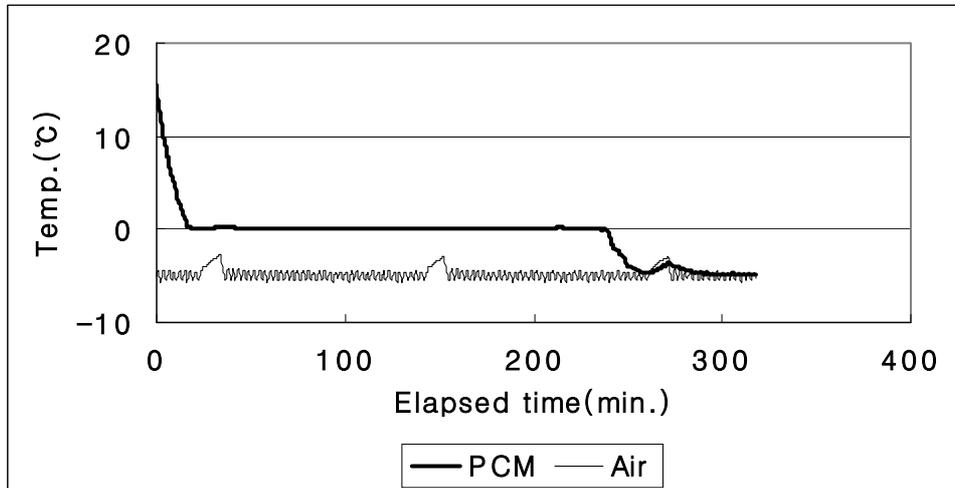
Fig.5-11. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for cooling air velocity of -8.8°C for S1 PCM.



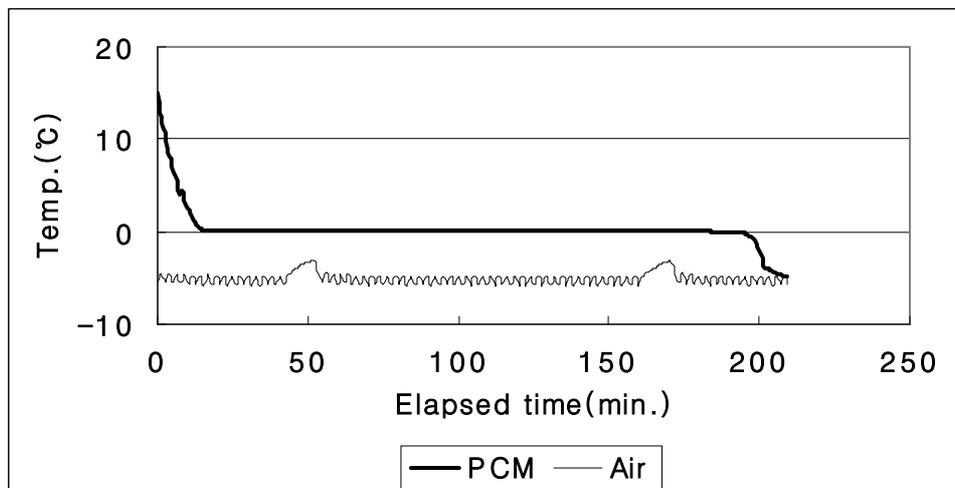
(a) for air velocity of 0.7m/s



(b) for air velocity of 1.1m/s



(c) for air velocity of 1.7m/s



(d) for air velocity of 2.2m/s

Fig.5-12. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for cooling air velocity of -5°C for S2 PCM.

2) 방냉특성

가) 자연대류 조건에서의 방냉

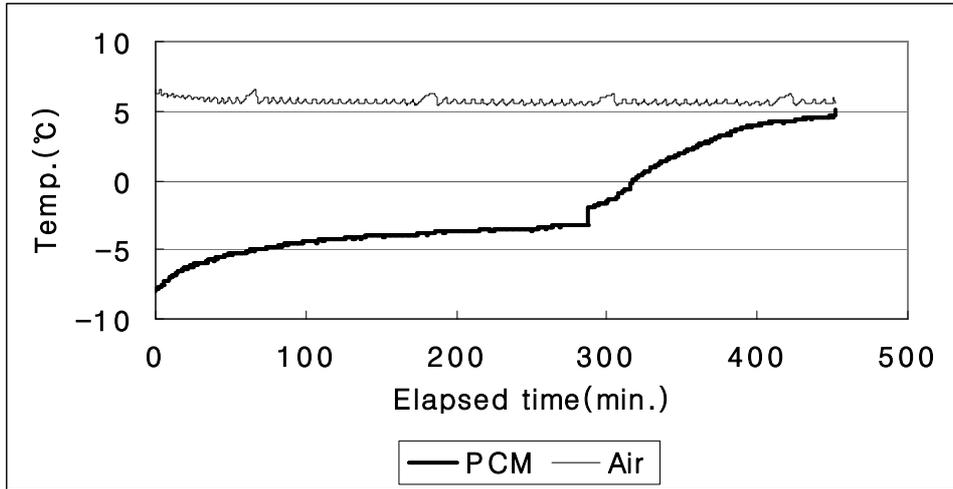
S1 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 방열공기의 온도를 5.7℃ 및 9.7℃로 하여 자연대류 상태에서 방열시킬 때의 캡슐 내의 잠열재의 온도변화를 그림5-13에 나타내었다. 방열 시작시의 캡슐 중심부의 온도는 -8.0℃이었고, 캡슐 중심부의 온도가 -3.0℃보다 높아질 때 잠열의 방열이 완료되었다.

방열공기 온도를 5.7℃로 했을 때는 방열이 시작된 후 287분 만에, 방열공기 온도를 9.7℃로 했을 때는 방열이 시작된 후 200분 만에 잠열의 방열이 완료되었다.

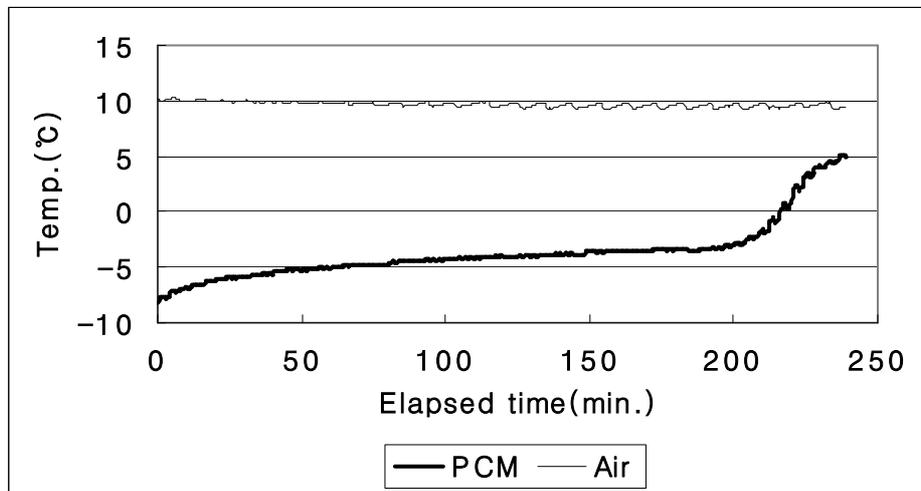
S2 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 방열공기의 온도를 5.2℃ 및 9.7℃로 하여 자연대류 상태에서 방열시킬 때의 캡슐 내의 잠열재의 온도변화를 그림5-14에 나타내었다. 방열 시작시의 캡슐 중심부의 온도는 -5.0℃이었고, 캡슐 중심부의 온도가 0.0℃보다 높아질 때 잠열의 방열이 완료되었다.

방열공기 온도를 5.2℃로 했을 때는 방열이 시작된 후 621분 만에, 방열공기 온도를 9.7℃로 했을 때는 방열이 시작된 후 378분 만에 방열이 완료되었다.

따라서 자연대류 조건에서 방열에 소요되는 시간은 S2 잠열재를 주입한 PCM 캡슐이 S1 잠열재를 주입한 PCM 캡슐 보다 길었다.

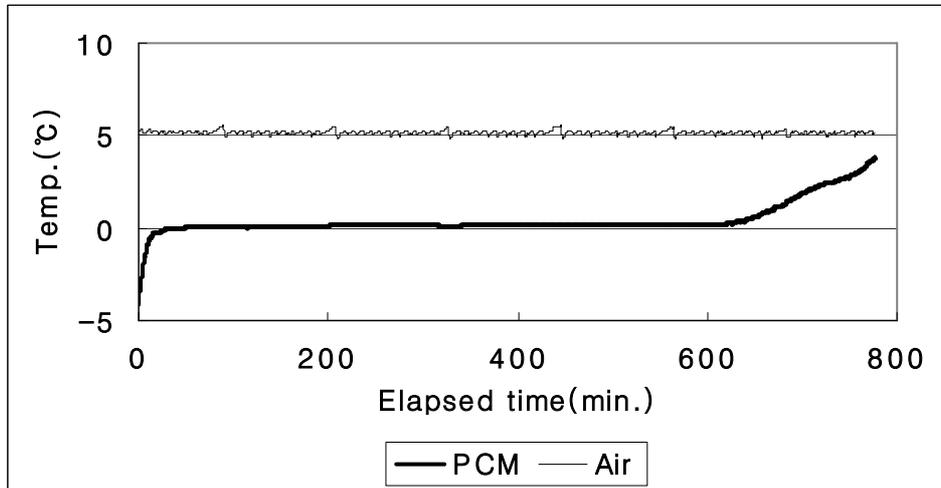


(a) for air temperature of 5.7°C

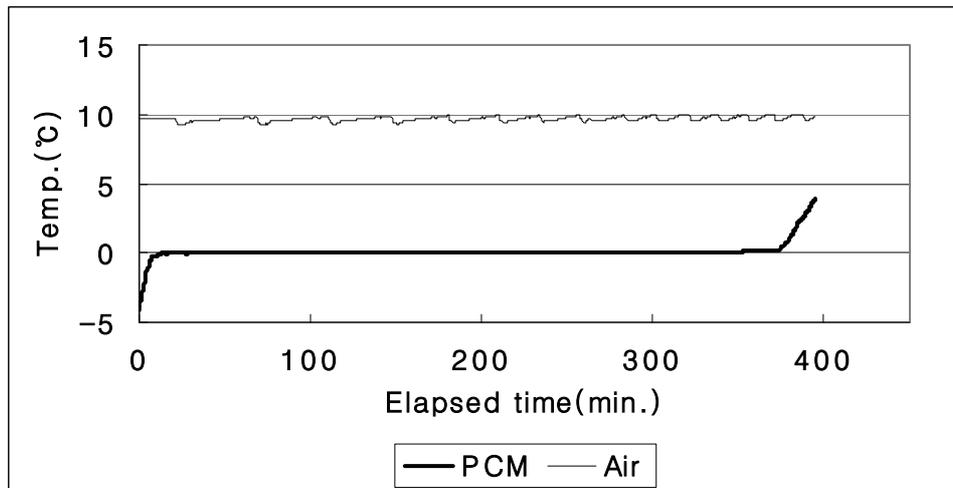


(b) for air temperature of 9.7°C

Fig.5-13. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for natural convection air radiation for S1 PCM capsule.



(a) for air temperature of 5.2°C



(b) for air temperature of 9.7°C

Fig.5-14. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for natural convection air radiation for S2 PCM capsule.

나) 강제대류 조건에서의 방냉

S1 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 방열공기의 온도를 6.0℃ 및 10.0℃로 하고, 각각 방열공기의 풍속을 0.7, 1.1, 1.7 및 2.2m/s로 했을 때의 캡슐 내의 잠열재의 온도변화를 그림 5-15 및 그림 5-16에 나타내었다. 방열 시작 시의 캡슐 중심부의 온도는 -8.0℃이었고, 캡슐 중심부의 온도가 -3.0℃보다 높아질 때 잠열의 방열이 완료되었다.

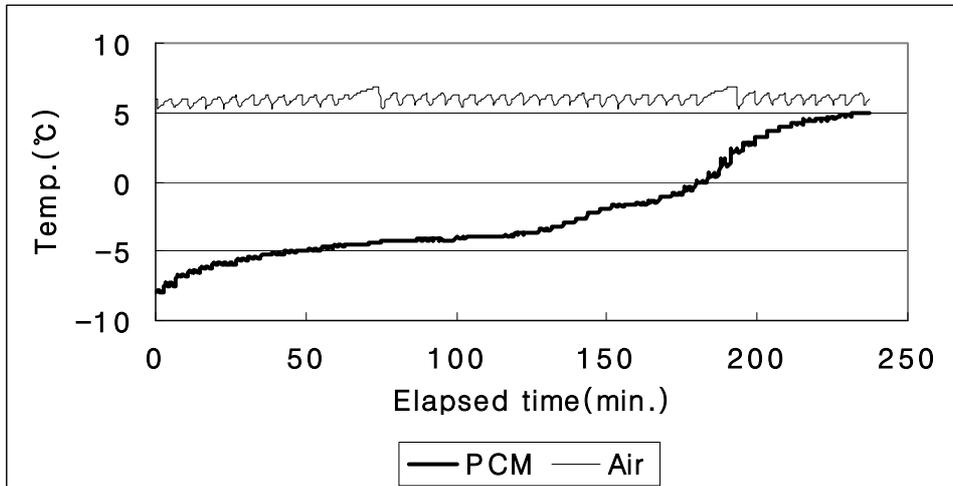
방열공기의 온도 6.0℃에서 풍속을 0.7, 1.1, 1.7 및 2.2m/s로 변화시킬 때 잠열의 방열이 완료되는데 소요되는 시간은 각각 135, 136, 111 및 95분이었다.

방열공기의 온도 10.0℃에서 풍속을 0.7, 1.1, 1.7 및 2.2m/s로 변화시킬 때 잠열의 방열이 완료되는데 소요되는 시간은 각각 92, 98, 74 및 73분이었다.

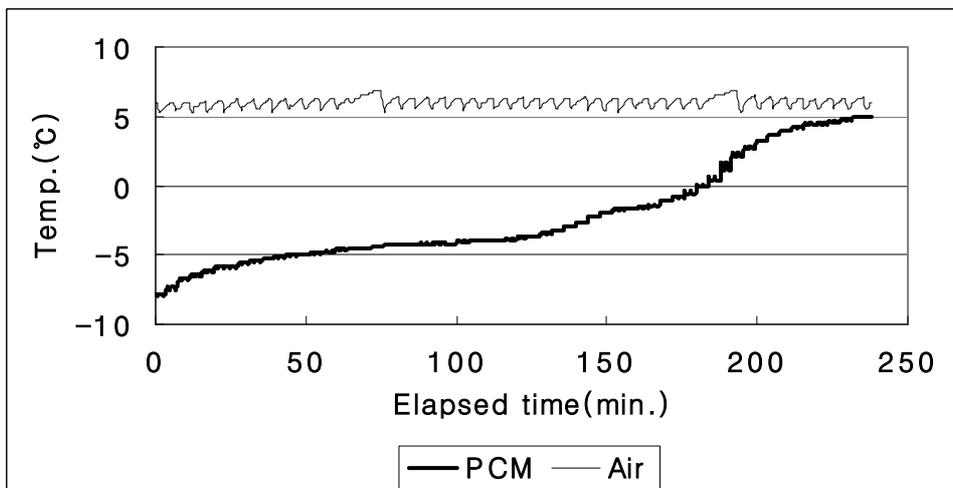
S2 잠열재를 주입한 PCM 캡슐을 방열공기의 온도를 5.0℃ 및 10.0℃로 하고, 각각 방열공기의 풍속을 0.7, 1.1, 1.7 및 2.2m/s로 했을 때의 캡슐 내의 잠열재의 온도변화를 그림 5-17 및 그림 5-18에 나타내었다. 방열 시작 시의 캡슐 중심부의 온도는 -5.0℃이었고, 캡슐 중심부의 온도가 -0.0℃보다 높아질 때 잠열의 방열이 완료되었다.

방열공기의 온도 5.0℃에서 풍속을 0.7, 1.1, 1.7 및 2.2m/s로 변화시킬 때 잠열의 방열이 완료되는데 소요되는 시간은 각각 258, 247, 232 및 174분이었다.

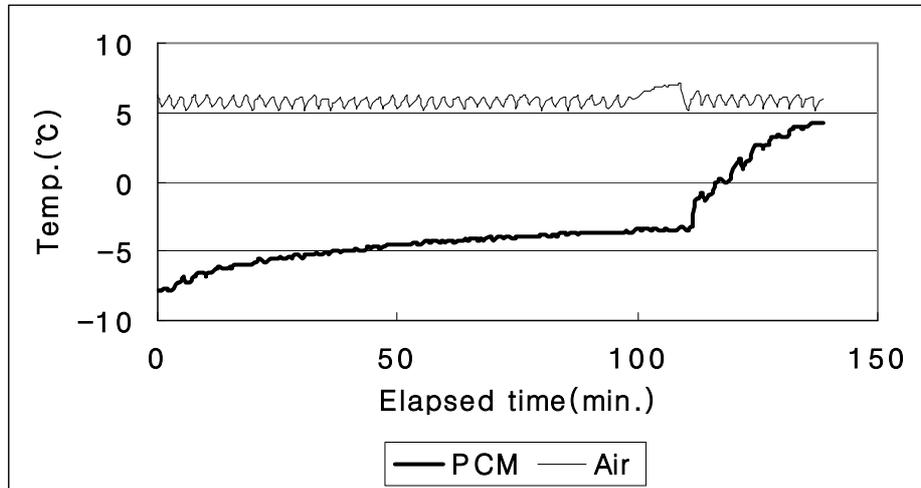
방열공기의 온도 10.0℃에서 풍속을 0.7, 1.1, 1.7 및 2.2m/s로 변화시킬 때 잠열의 방열이 완료되는데 소요되는 시간은 각각 169, 161, 105 및 92분이었다.



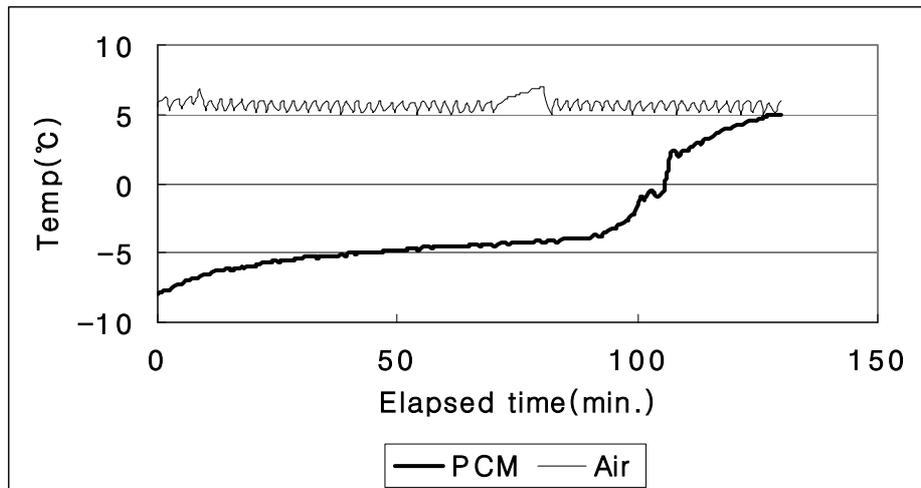
(a) for air temperature of 6.0°C and air velocity of 0.7m/s



(b) for air temperature of 6.0°C and air velocity of 1.1m/s

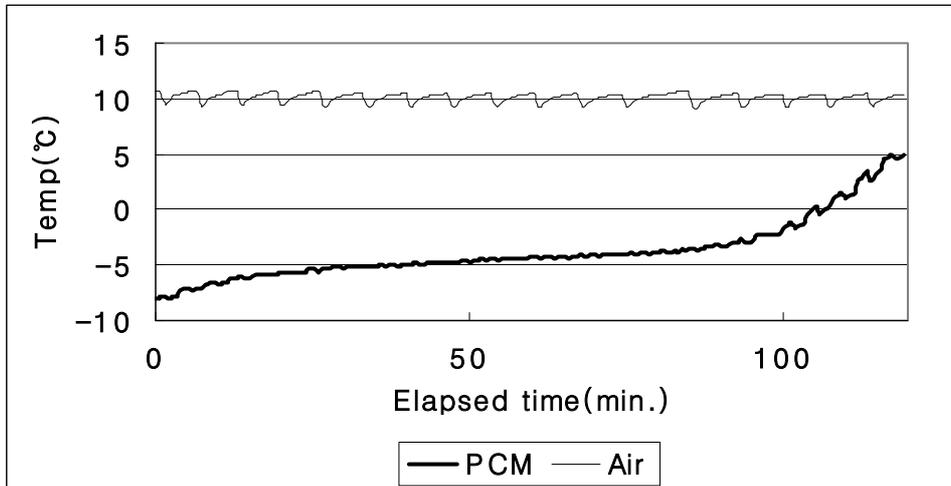


(c) for air temperature of 5.9°C and air velocity of 1.7m/s

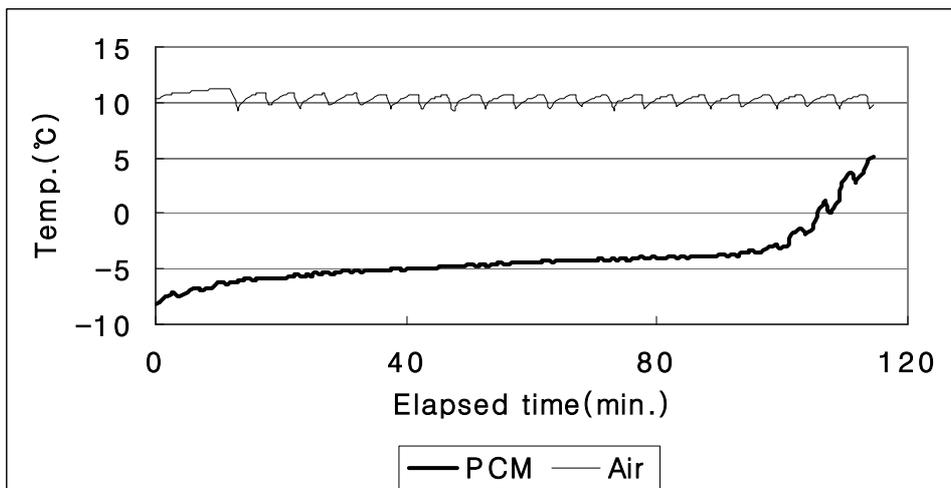


(d) for air temperature of 5.7°C and air velocity of 2.2m/s

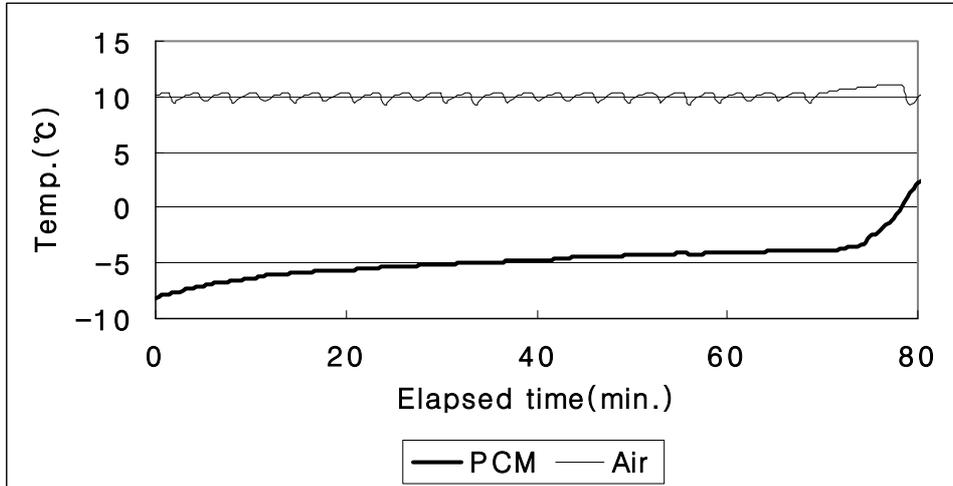
Fig.5-15. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for forced radiation for S1 PCM.



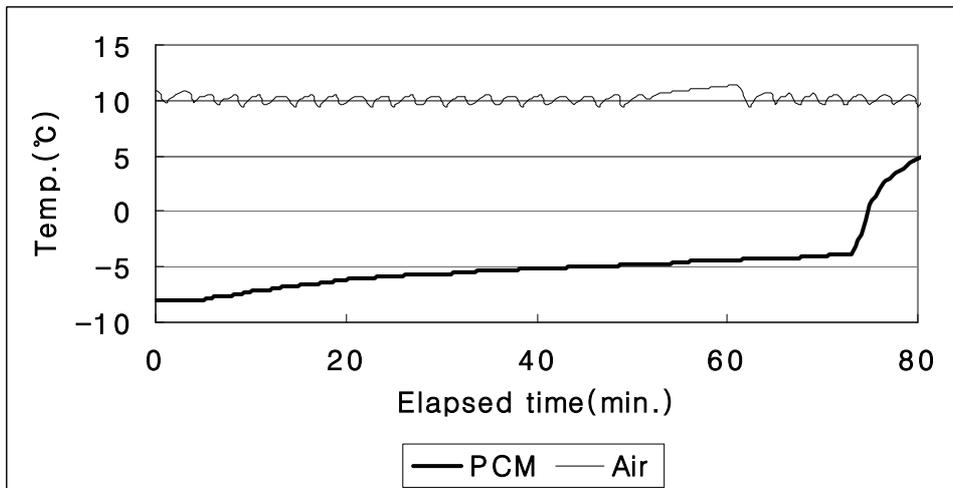
(a) for air temperature of 10.1°C and air velocity of 0.7m/s



(b) for air temperature of 10.3°C and air velocity of 1.1m/s

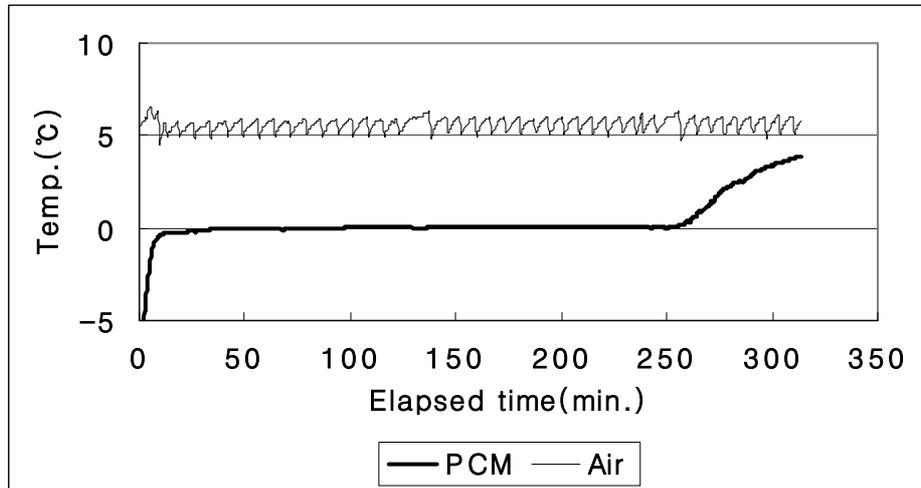


(c) for air temperature of 10.1°C and air velocity of 1.7m/s

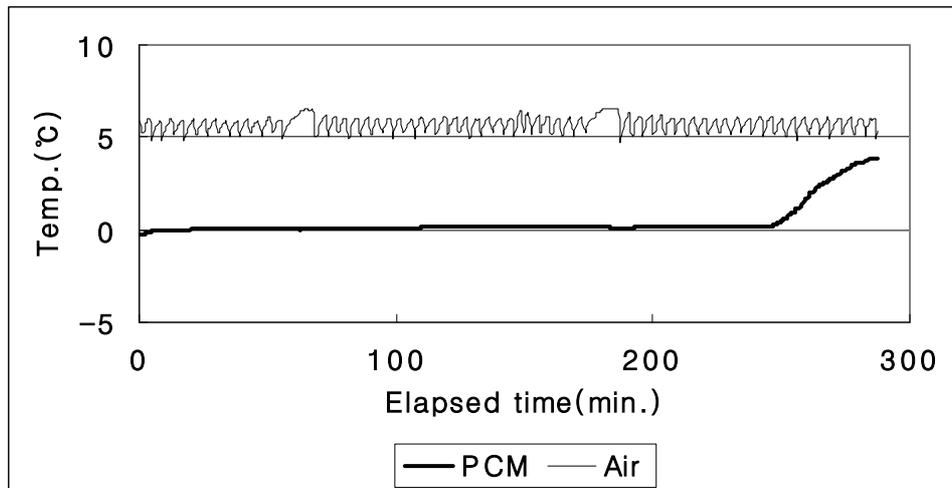


(d) for air temperature of 10.2°C and air velocity of 2.2m/s

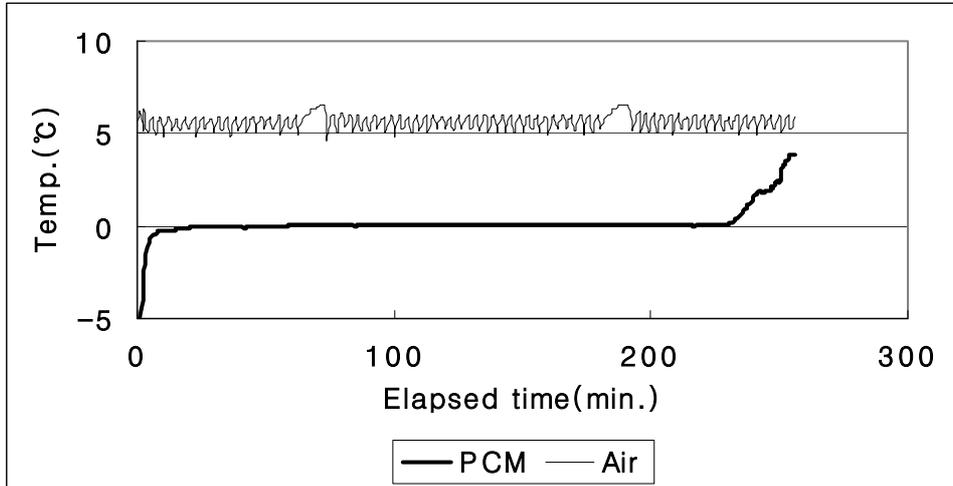
Fig.5-16. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for forced radiation for S1 PCM .



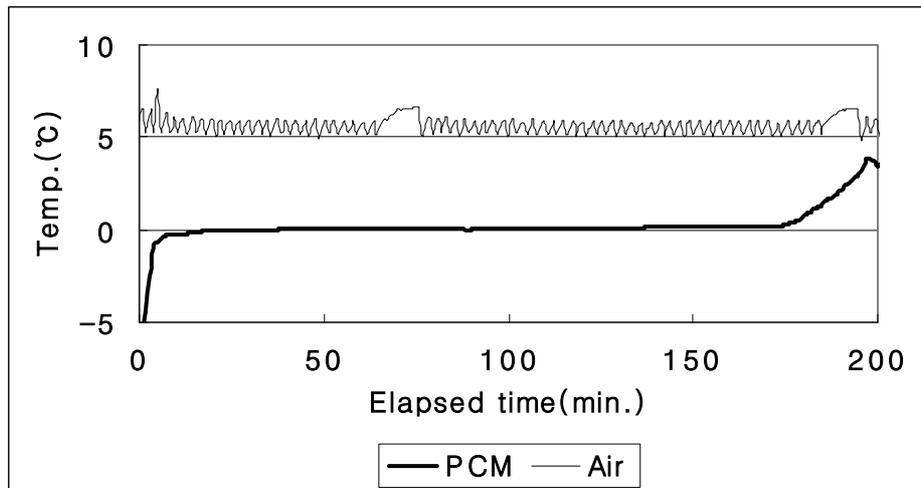
(a) for air temperature of 5.6°C and air velocity of 0.7m/s



(b) for air temperature of 5.8°C and air velocity of 1.1m/s

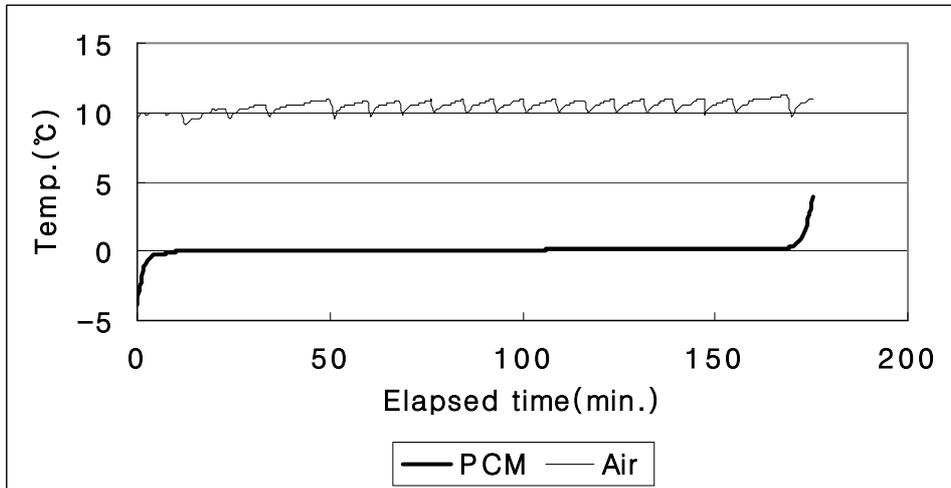


(c) for air temperature of 5.7°C and air velocity of 1.7m/s

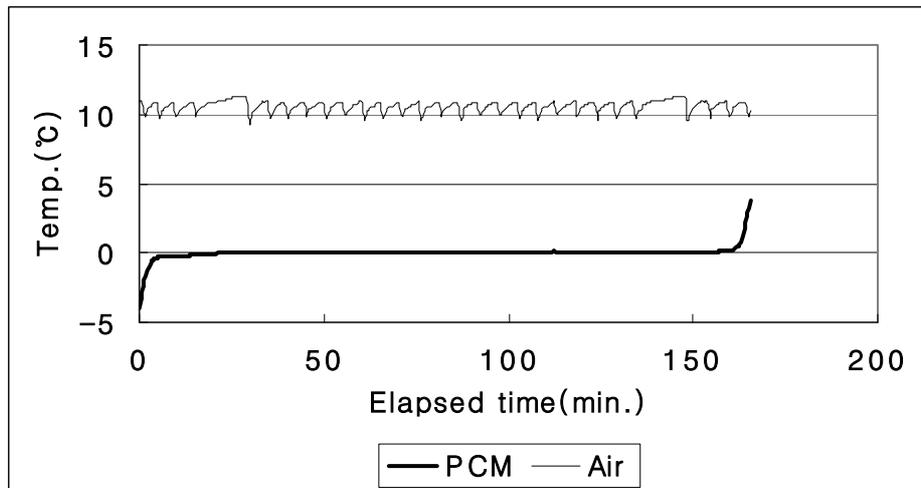


(d) for air temperature of 5.6°C and air velocity of 2.2m/s

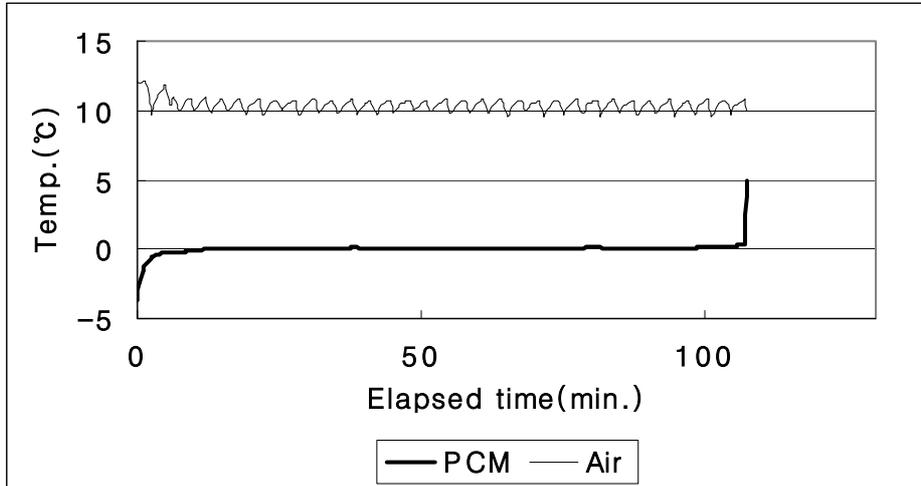
Fig.5-17. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for forced radiation for S2 PCM.



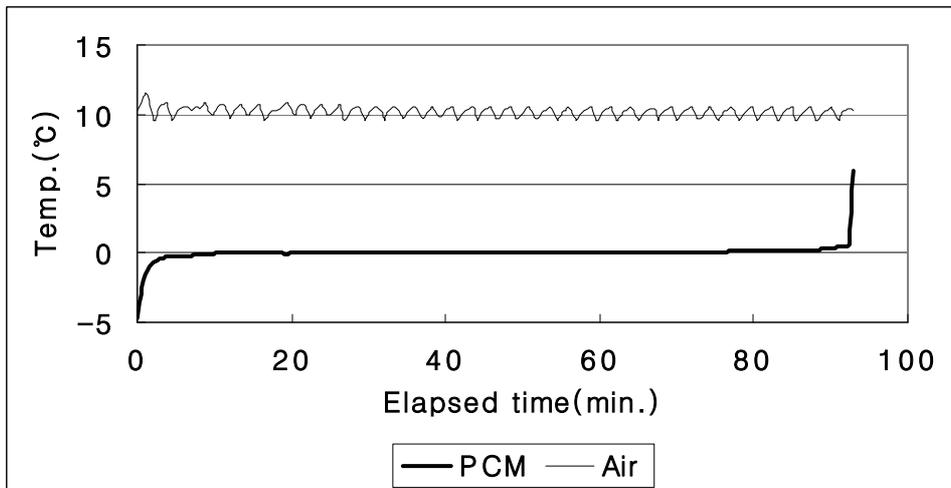
(a) for air temperature of 10.5°C and air velocity of 0.7m/s



(b) for air temperature of 10.6°C and air velocity of 1.1m/s



(c) for air temperature of 10.5°C and air velocity of 1.7m/s



(d) for air temperature of 10.2°C and air velocity of 2.2m/s

Fig.5-18. Variation of the temperature at the center of the capsule with time for forced radiation for S2 PCM .

3) 축·방냉 소요시간 및 열전달계수의 예측

축열 및 방열에 소요되는 시간을 예측하기 위하여 Nusselt수와 무차원온도의 함수로 표시되는 실험식을 작성하였다.

S1 축냉캡슐의 축냉 소요시간은 식5와 같이 나타났으며, 결정계수(R^2)는 0.982였다.

$$t = 6.222099*(Nu)^{-0.59994}*\theta^{0.84511} \quad (R^2=0.982) \quad \text{----- (5)}$$

S1 축냉캡슐의 방냉 소요시간은 식6과 같이 나타났으며, 결정계수(R^2)는 0.883이었다.

$$t = 5.450668*(Nu)^{-0.52495}*\theta^{4.40045} \quad (R^2=0.883) \quad \text{----- (6)}$$

S2 축냉캡슐의 축냉 소요시간은 식7과 같이 나타났으며, 결정계수(R^2)는 0.989였다.

$$t = 8.577276*(Nu)^{-1.10105}*\theta^{0.863048} \quad (R^2=0.989) \quad \text{----- (7)}$$

S2 축냉캡슐의 방냉 소요시간은 식8과 같이 나타났으며, 결정계수(R^2)는 0.907이었다.

$$t = 7.081172*(Nu)^{-0.83534}*\theta^{2.74283} \quad (R^2=0.907) \quad \text{----- (8)}$$

나. 공기식 열교환 모듈의 축·방냉 특성

1) 축냉특성

S2 축냉캡슐을 사용하여 제작한 열교환모듈에 냉공기를 불어 축냉할 때의 냉각공기의 온도 및 축냉캡슐 내부온도의 변화를 그림 5-23과 그림5-24에 나타내었다.

축냉 초기의 실내 및 축냉캡슐의 온도는 14.9~18.7℃의 범위에 있었으며, 유닛쿨러에서 배출되는 냉공기를 직접 접하는 입구 쪽에서는 공기의 온도가 급속히 하강하여 67분 만에 -9.3℃까지 떨어지고 이때부터 축냉캡슐의 내부온도가 0℃를 유지하며 잠열 축열이 시작되었고 190분 만에 잠열축열이 완료되어 현열 축열이 시작되었다. 현열 축열 기간 동안에는 축냉캡슐과 공기의 온도가 거의 같은 온도변화를 나타내었다.

냉기 입구에서 30cm 상부지점에서의 냉기온도는 371분 만에 -8.5℃까지 떨어지고 이때부터 축냉캡슐의 내부온도가 0℃를 유지하며 잠열 축열이 시작되었고 508분 만에 잠열축열이 완료되어 현열 축열이 시작되었다.

냉기 입구에서 60cm 상부지점에서의 냉기온도는 354분 만에 -7.8℃까지 떨어지고 이때부터 축냉캡슐의 내부온도가 0℃를 유지하며 잠열 축열이 시작되었고 830분 만에 잠열축열이 완료되어 현열 축열이 시작되었다.

냉기 입구에서 90cm 상부지점에서의 냉기온도는 601분 만에 -5.0℃까지 떨어지고 이때부터 축냉캡슐의 내부온도가 0℃를 유지하며 잠열 축열이 시작되었고 1,093분 만에 잠열축열이 완료되어 현열 축열이 시작되었다.

이상의 결과로 볼 때 냉각공기 입구로부터 출구 쪽으로 갈수록 축냉캡슐의 잠열축열이 시작되는 시점과 잠열축열 소요시간이 길어졌으며, 그 이유는 냉각공기로부터 축냉캡슐로의 열전달에 따라 출구 쪽으로 갈수록 냉각공기의 온도가 점점 높아지기 때문이다. 이러한 문제의 해결을 위해서는 풍량의 증가와 축냉캡슐의 높이를 낮추는 방법을 사용할 수 있으나 저온유통컨테이너의 제작 상의 문제로 실현이 어려운 것으로 판단되며, 축냉용 유닛쿨러를 약 40cm 높이마다 1개씩 설치하여 열교환에 의해 높아진 공기 온도를 다시 낮추어 주는 방법이 유효할 것으로 판단되었다.

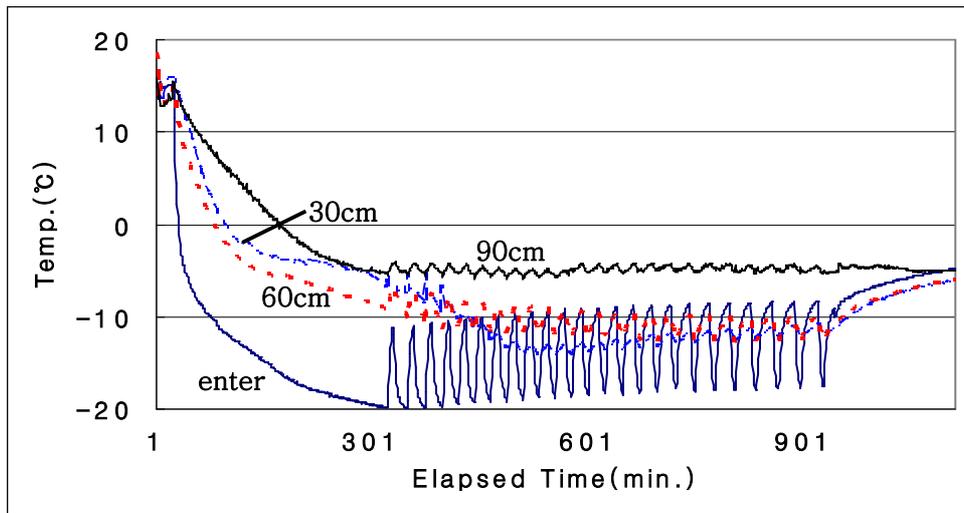


Fig.5-23. Variation of the cooling air temperature in the heat exchanging module.

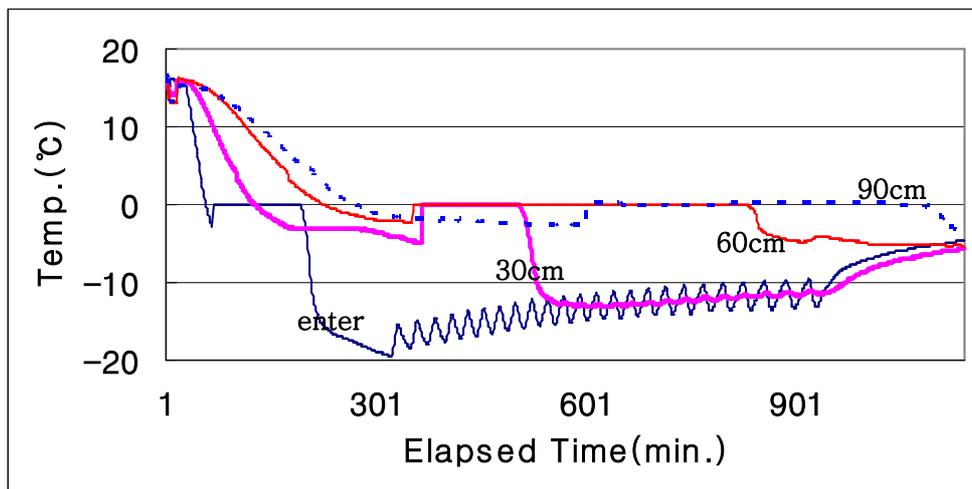


Fig.5-24. Variation of the PCM capsule temperature in the heat exchanging module.

2) 방냉특성

S2 축냉캡슐을 사용하여 제작한 열교환모듈에 공기를 불어 방냉할 때의 방열공기의 온도 및 축냉캡슐 내부온도의 변화를 그림 5-25와 그림5-26에 나타내었다.

방냉 초기의 축냉캡슐의 온도는 $-5.1(\text{입구}) \sim -0.4^{\circ}\text{C}(\text{출구})$ 의 범위에 있었으며, 방냉초기에는 현열의 방냉이 일어나다가 그 이후에 잠열의 방냉이 진행되었고 잠열방냉이 끝난 후에는 축열캡슐의 온도가 급격하게 상승되었다. 방냉공기 입구쪽의 축냉캡슐의 온도는 방냉 후 2,813분에 현열방냉이 끝나고 3,243분 까지 잠열방냉이 진행되었고, 높이 30cm의 축냉캡슐은 방냉 후 1,820분에 현열방냉이 끝나고 3,680분 까지 잠열방냉이 진행되었고, 높이 60cm의 축냉캡슐은 방냉 후 2,405분에 현열방냉이 끝나고 4,011분 까지 잠열방냉이 진행되었으며, 높이 90cm의 축냉캡슐은 방냉 후 2,445분에 현열방냉이 끝나고 4,401분 까지 잠열방냉이 진행되었다.

방냉공기 온도는 공기의 입구 쪽 보다 출구 쪽으로 갈수록 낮아졌으며, 방냉초기의 출구 공기 온도는 -5°C 이었고 방냉이 진행되면서 2,892분 후에는 0°C 로 상승하였고 4,361분 후에는 5°C 로 상승되었다.

이상의 결과로 볼 때 S2 축냉캡슐을 사용한 열교환 모듈에 있어서 방열공기 온도를 0°C 로 조절할 경우에는 축냉캡슐에 축열된 잠열을 완전히 사용할 수 없었고, 방열공기 온도를 5°C 로 조절하는 것이 축열된 잠열을 완전히 사용할 수 있었으며, 이때의 컨테이너 내부 공기온도는 $5 \sim 7^{\circ}\text{C}$ 의 범위에서 조절이 가능한 것으로 판단되었다.

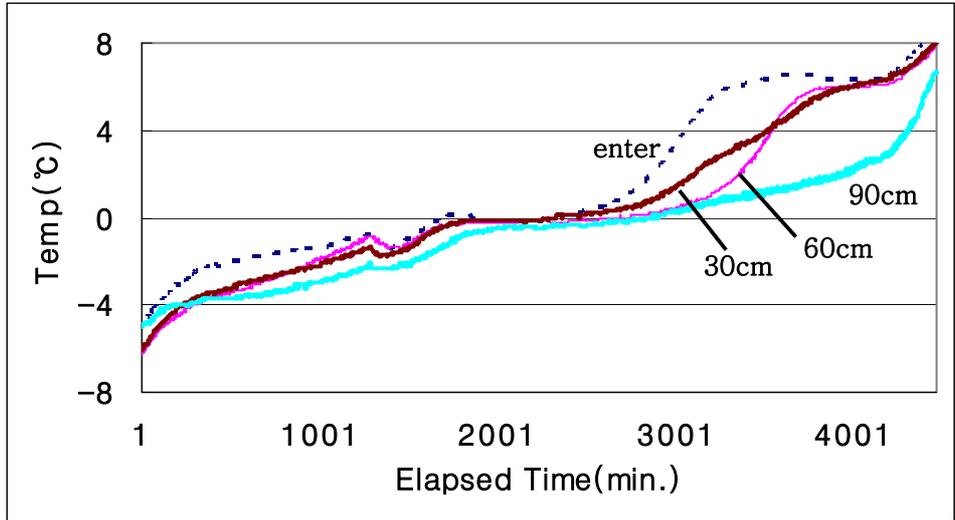


Fig.5-25. Variation of the cooling air temperature in the heat exchanging module.

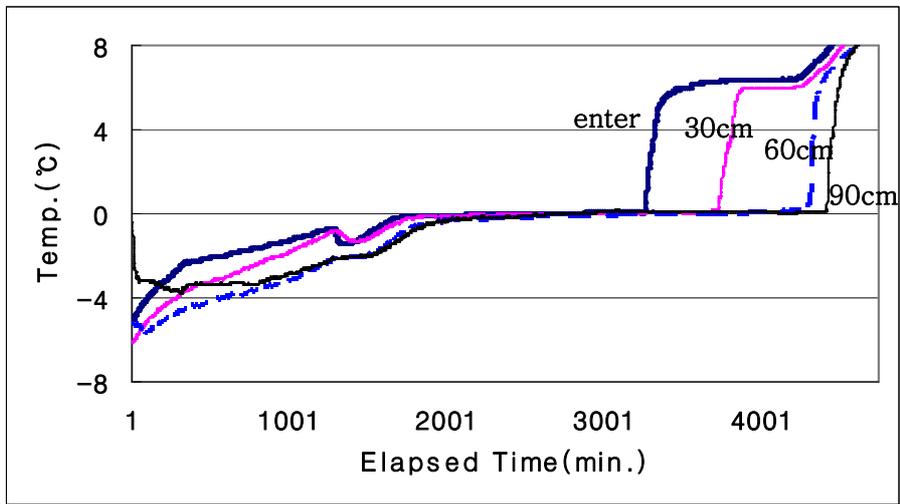


Fig.5-26. Variation of the PCM capsule temperature in the heat exchanging module.

6. 요약 및 결론

PCM 축냉 캡슐과 이를 이용한 공기식 열교환 모듈을 개발하여 축냉 및 방냉 특성 실험을 실시하였으며, 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- PCM 캡슐에 축열시킬 때 과냉각이 없이 잠열 축열이 가능한 온도는 S1 잠열재를 주입한 캡슐은 -7.0°C 이하, S2 잠열재를 주입한 캡슐은 -2.5°C 이하였다.
- PCM 캡슐의 축열 및 방열에 소요되는 시간은 냉각공기의 풍속과 온도에 크게 영향을 받았으며 다음의 실험식으로 나타낼 수 있었다.

$$\text{S1 축냉캡슐의 축냉 소요시간} : t = 6.222099 * (\text{Nu})^{-0.59994} * \theta^{0.84511} \quad (R^2=0.982)$$

$$\text{S1 축냉캡슐의 방냉 소요시간} : t = 5.450668 * (\text{Nu})^{-0.52495} * \theta^{4.40045} \quad (R^2=0.883)$$

$$\text{S2 축냉캡슐의 축냉 소요시간} : t = 8.577276 * (\text{Nu})^{-1.10105} * \theta^{0.863048} \quad (R^2=0.989)$$

$$\text{S2 축냉캡슐의 방냉 소요시간} : t = 7.081172 * (\text{Nu})^{-0.83534} * \theta^{2.74283} \quad (R^2=0.907)$$

- S2 축냉캡슐을 이용한 열교환 모듈의 제작에 있어서 축냉용 유닛쿨러는 축냉캡슐 퇴적높이 40cm 마다 1개씩 설치하는 것이 축냉시간의 단축에 유효한 것으로 판단되었다.
- S2 축냉캡슐을 사용한 열교환 모듈에 있어서 방열공기 온도를 0°C 로 조절할 경우에는 축냉캡슐에 축열된 잠열을 완전히 사용할 수 없었고, 방열공기 온도를 5°C 로 조절하는 것이 축열된 잠열을 완전히 사용할 수 있었으며, 이때의 컨테이너 내부 공기온도는 $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 의 범위에서 조절이 가능한 것으로 판단되었다.

제4절 축냉식 저온유통 컨테이너 개발 및 성능시험

1. 축냉식 저온유통 컨테이너 제작

본 연구에서 개발코자 하는 축냉식 저온유통 컨테이너는 온도가 높은 외기상태에서 수확된 농산물을 탑재하여 예냉시킨 후에 저온저장, 저온수송 까지 겸용하는 기능을 가져야 하므로, 수확 후에 일정한 온도로 냉각된 농산물을 탑재하여 저온으로 수송하는 기능만을 가지는 일반적인 냉장수송 컨테이너와는 차별화 된다.

축냉식 저온유통 컨테이너의 냉각부하를 설계함에 있어서는 수송 작물의 예냉시간은 4시간, 저장·수송시간은 10시간으로 하고 예냉에 필요한 냉각부하는 냉동기로 부담하고 저온수송에 필요한 냉각부하는 축열기로 부담하는 것으로 하였다.

또한 예냉, 저온저장 및 저온수송의 편의성을 높이기 위하여 축냉과 예냉용의 냉동기는 컨테이너에 부착하여 380V 교류전원을 사용하여 차량이 정지하여 있는 동안에 작업이 이루어지도록 하였으며, 저온수송을 할 때는 차량에 부착된 직류 배터리를 사용하여 컨테이너 내부에 부착된 열교환 모듈을 작동시켜 컨테이너 내부 온도를 조절하도록 제작하였고, 저온저장을 할 때는 냉동기와 열교환 모듈을 모두 사용할 수 있도록 제작하였다.

본 연구에서 제작한 축냉식 저온유통 컨테이너의 외관을 그림5-27에 나타내었고, 제원을 표5-4, 그리고 상세도를 그림5-28에서 5-34에 나타내었다.



(a) Outside view



(b) Inside view

Fig. 5-27. Photo of prototype transport container.

Table. 5-4. Specification of prototype transport container

Item	Specification
Dimension	9110×2510×2600mm(L×W×H)
Cooling capacity of refrigerator	20RT
Heat storage capacity of heat exchanging module	43,000kcal
DC Battery	Power source : 12V DC No. : 8ea

컨테이너의 제작에 있어서는 구조적인 안정성과 우수한 보냉성능을 가질 수 있도록 다음과 같은 사항들을 고려하여 제작하였다.

샌드위치 판넬	천정	-외장재:GRP t2.0(직포보강), 내장재:GRP t1.5(직포보강) -판넬두께:t100, 단열재: PE FOAM -판넬보강:AL □형 골조, 내외부 합판 보강
	바닥	-외장재:GI(코팅) t0.55, 내장재:내수합판 t22 -판넬두께:t95, 단열재: PE FOAM, 외부 합판 보강
	측벽	-외장재:GRP t2.0(직포보강), 내장재:SUS(304-2B) t0.5 -판넬두께:t80, 단열재: PE FOAM -판넬보강:AL □형 골조, 내외부 합판 보강
	전벽	-외장재:GRP t2.0(직포보강), 내장재:SUS(304-2B) t0.5 -판넬두께:t100, 단열재: PE FOAM -판넬보강:냉동기 및 축냉판지지 골조, 내외부 합판 보강
프레임	SIDE RAIL	-STEEL t4.5+t3.2 이중구조
	C/MEMBER	-STEEL □형강(p=300~350)
	터널부	-STEEL t4.5
	뒷문 고정 프레임	-STEEL t4.5 이중구조
방열문	형태	-좌우 각 1개 (270° SWING OPEN)
	도어 재질	-AL METAL PLY (t15)
	가스켓	-외부:H형 PVC RUBBER, 내부:SPONGE RUBBER
	내부 단열판	-내장재:SUS(304-2B) t0.5, 판넬두께:t75, 내외부 합판보강
	크기	-2280×2185(W×H)
조립방법	-판넬과 AL샤시 조립은 접착용 실리콘 도포 후 모노볼트(∅6.8)체결 -판넬 조립부 틈새 및 도어프레임 틈새에 우레탄 및 실리콘 충진하여 완전 밀폐	

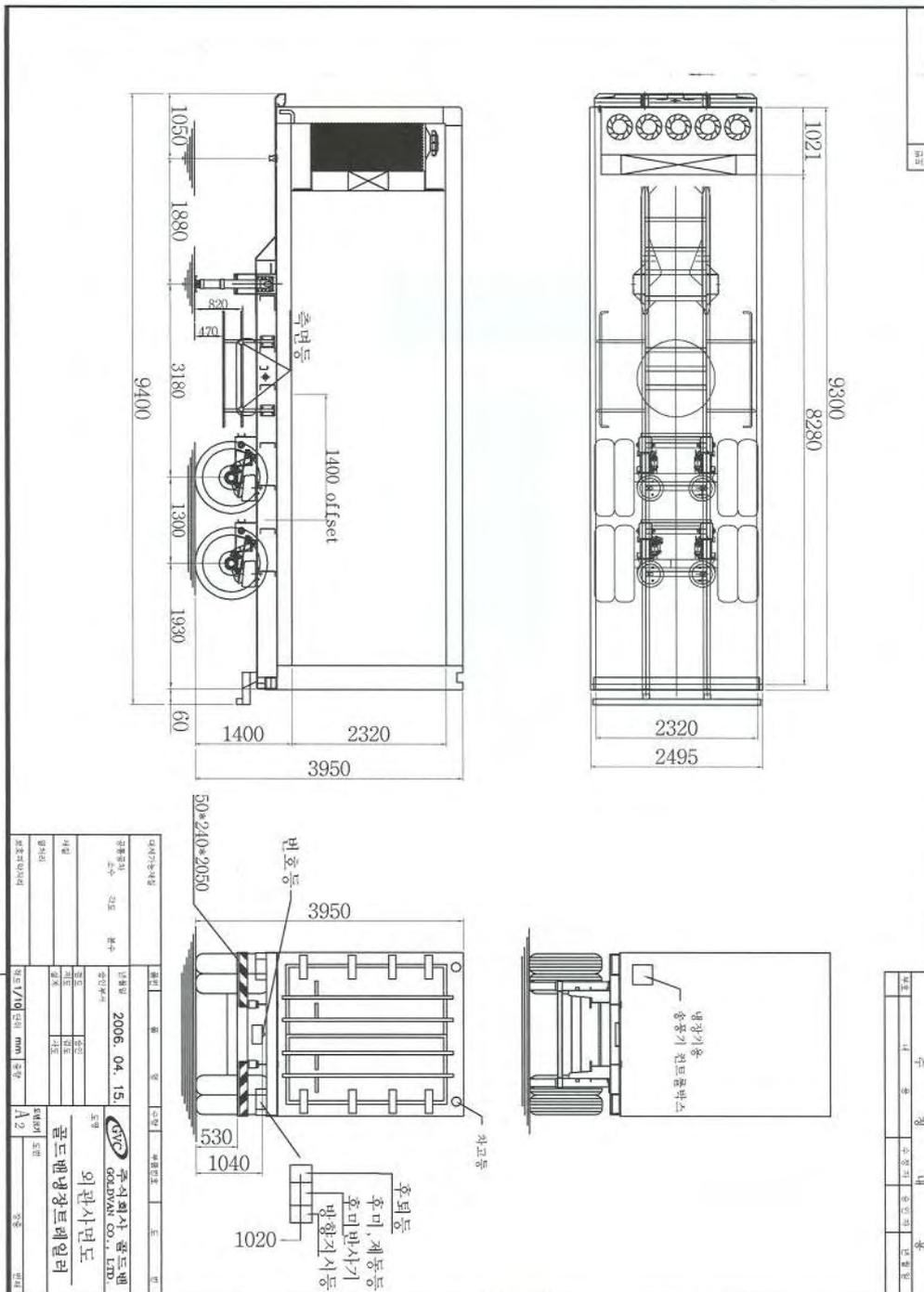


Fig. 5-28. Drawing of prototype transport container(1).

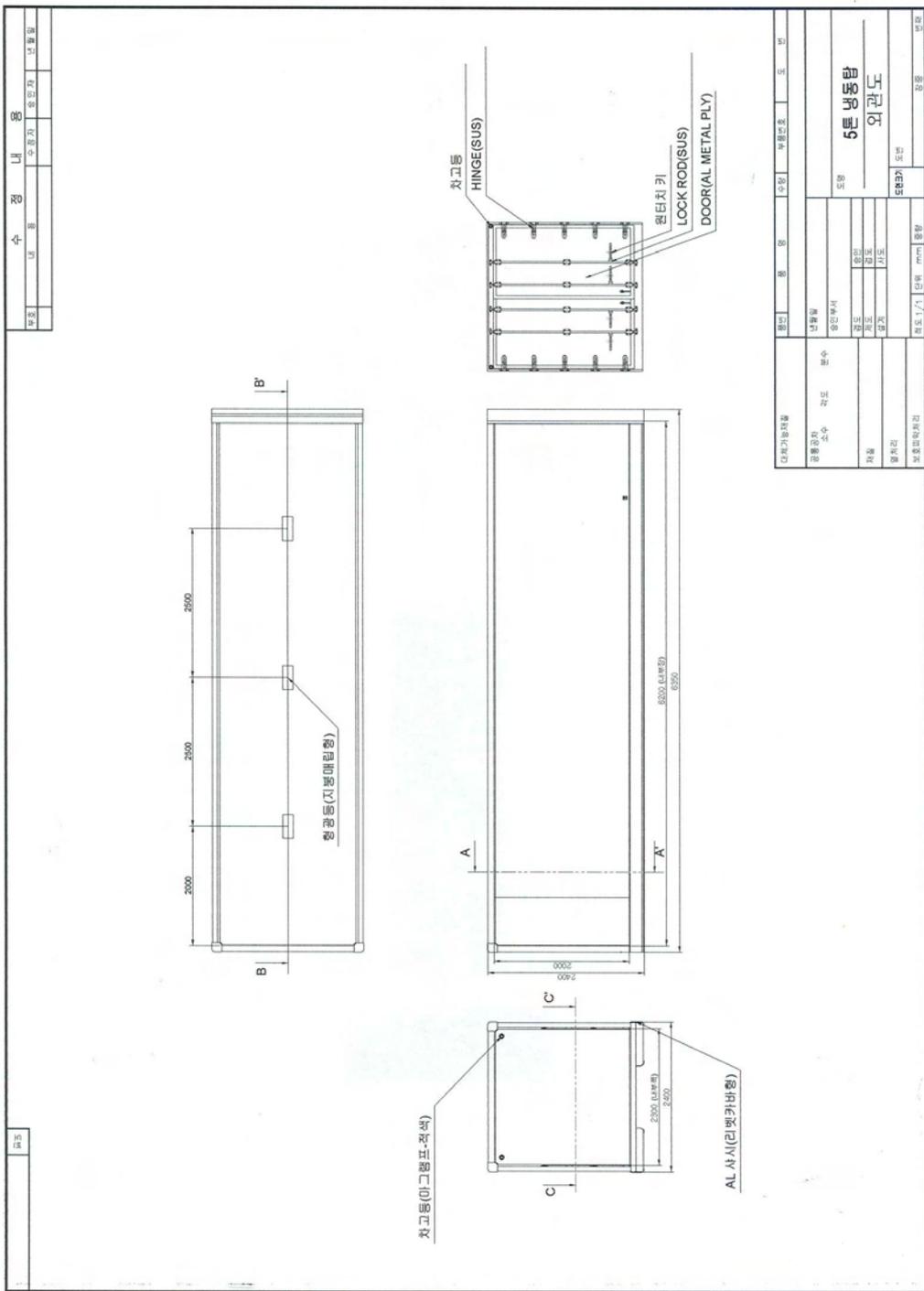


Fig. 5-29. Drawing of prototype transport container(2).

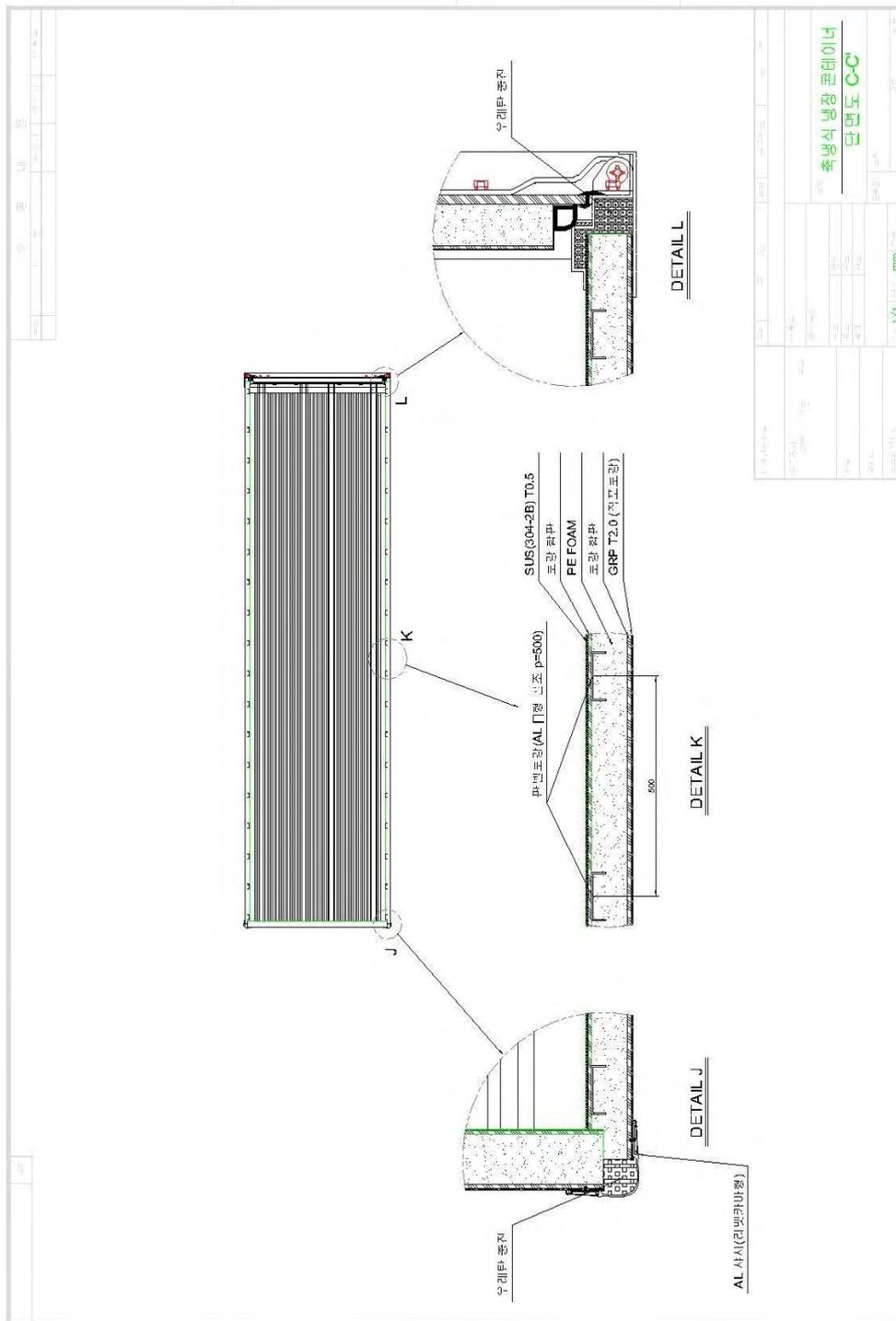


Fig. 5-32. Drawing of prototype transport container(5).

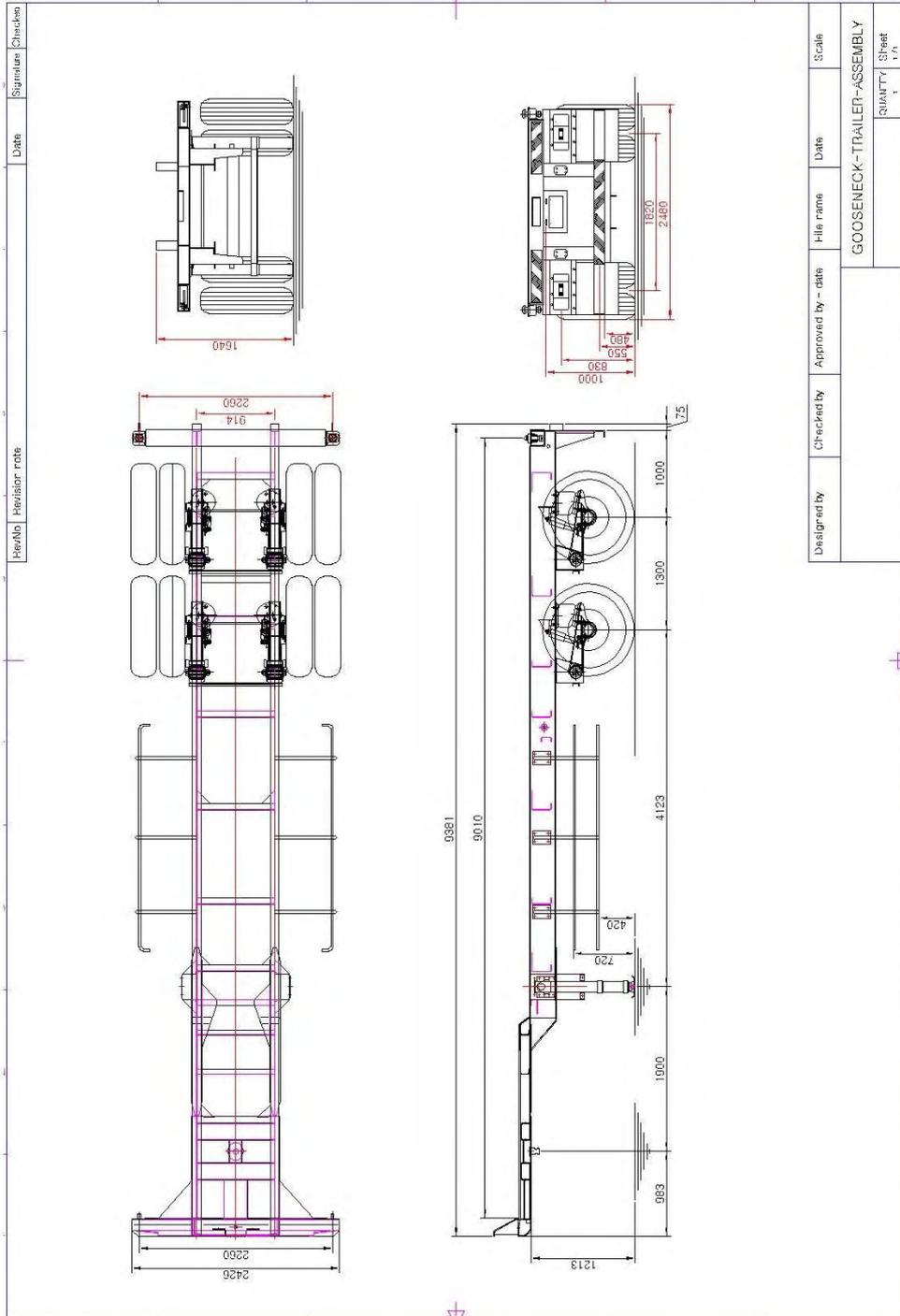


Fig. 5-33. Drawing of prototype transport container(6).

2. 축냉식 저온유통 컨테이너의 보냉성능시험

컨테이너의 보냉성능은 한국공업규격(KS A 1714)에 따라 냉각법을 사용하여 측정하였으며, 컨테이너 내부에 덩어리 얼음 300kg을 적재하고 4개의 직류 송풍기로 공기를 순환시키며 20시간 동안 컨테이너를 냉각시켜 준정상상태의 온도장을 유지한 후 2시간 동안 온도변화를 측정하였다. 열전달량은 송풍기의 소비전력 및 용해된 얼음의 양과 집수조에 담긴 녹은 물의 온도로부터 구해지는 용해열과 비열의 합으로부터 계산되며 계산된 전열량과 컨테이너 내부의 27개 지점, 외부의 4개 지점에서 측정된 온도를 통해 열전달 계수가 구해진다. 열전달계수는 다음 식들을 통해 계산된다.

$$Q = W (80 + C\theta_0) - 0.86 IE\eta h$$

$$K = \frac{Q}{A(\theta_1 - \theta_2)h}$$

$$A = \sqrt{A_1 A_2}$$

여기서 K : 열전달계수(Kcal/(hm^2 deg))

A : 전열면적(m^2)

A_2 : 컨테이너 내표면적(m^2)

80 : 얼음용해의 잠열(kcal/kg)

θ_0 : 녹은 물의 온도($^{\circ}C$)

E : 전압(V)

η : 팬 모터의 역률

θ_2 : 컨테이너 내부 온도

Q : 전열량 (Kcal)

A_1 : 컨테이너 외표면적(m^2)

W : 용해된 얼음의 양(kg)

C : 물의 비열(kcal/kg)

I : 전류(A)

0.86 : 환산계수(kcal/kW)

θ_1 : 외기 온도

h : 시간 (hr)

3. 축냉식 저온유통 컨테이너의 온도조절 성능시험

축냉식 저온유통 컨테이너의 온도조절 성능을 구명하기 위하여 열교환 모듈의 PCM 캡슐에 축냉을 시킨 후에 예냉 및 저온저장·수송 시의 컨테이너 내부의 온도변화를 측정하였다. 예냉시험은 컨테이너에 설치된 냉동기와 유닛쿨러를 작동시키고 컨테이너 내부에 전기히터를 설치하여 매시 17,000kcal의 열량을 공급하면서 컨테이너 내부 온도를 5℃로 설정하여 실시하였다. 저온저장 및 저온수송 시험은 예냉이 끝난 후에 냉동기와 유닛쿨러의 작동을 중지시키고 열교환 모듈에 설치된 직류 팬을 가동시키면서 컨테이너 내부 온도를 5℃로 설정하여 실시하였다. 온도측정을 위하여 컨테이너 내부에 15개의 온도센서를 설치하였고 열교환모듈에 4개의 온도센서를 설치하였다.

또한 본 연구에서 개발된 축냉식 저온유통 컨테이너의 온도조절 성능을 기존의 냉장수송 컨테이너와 비교하여 시험하였다. 비교시험에 사용한 냉장수송 컨테이너는 길이 12m(40ft)의 것으로서 20RT의 냉동기를 장착하고 있으며, 냉동기의 구동을 위해 별도의 경유 엔진을 사용하는 컨테이너이었다.

4. 축냉식 저온유통 컨테이너의 효과시험

본 연구에서 개발된 축냉식 저온유통 컨테이너의 효과시험을 위하여 파프리카, 딸기, 복숭아를 대상으로 유통현장에서 시험하였다. 딸기는 충남 논산의 참후레쉬영농법인 산지유통센터에서 수확한 것을 사용하여 '07년 5.24~5.30일까지 시험하였고, 파프리카는 전북 김제의 농산무역 산지유통센터에서 수확한 것을 사용하여 '07년 7.12~7.20일까지 시험하였으며, 복숭아는 경기도 장호원의 장호원농협 산지유통센터에서 수확한 것을 사용하여 '07년 11월에 실시하였다. 각 작물별로 산지유통센터에 수집된 농산물을 축냉식 저온유통 컨테이너에 적재하여 예냉 및 저온수송을 실시하였다. 그런데 국내의 농산물 도매시장이나 물류센터에는 아직 저온유통 농산물을 처리할 수 있는 기반시설이 미비되어 저온유통 농산물 출하시에 결로발생으로 인한 상품성 하락의 우려가 크기 때문에 예냉·저온수송 온도를 실험 당일의 외기온을 고려하여 결로가 생기지 않는 온도로 설정하여 실험하였다. 저온수송 후에는 일부 농산물을 축냉식 저온유통 컨테이너에 저온저장하면서 품질변화의 정도를 측정하였다. 또한 전력소모량, 연료소모량 및 배기가스 배출량 및 경제성도 기존의 저온유통과 비교하여 분석하였다.

5. 결과 및 고찰

가. 축냉식 저온유통 컨테이너의 보냉성능

보냉성능 시험을 실시한 2시간동안에 컨테이너 내에 적재한 얼음이 용해된 양은 16.35kg 이었고, 집수조에 담긴 얼음이 녹은 물의 평균온도는 5.78°C이었으며, 4개의 직류 송풍기가 소비한 전력량은 160W이었다. 따라서 컨테이너의 총 전열량은 다음과 같이 구해진다.

$$Q = 16.35(80 + 1 \times 5.78) - 0.86 \times 160 \times 2 = 1,127.3 \text{ kcal}$$

그림5-34에 시험시간 동안의 컨테이너 내부의 26개 지점의 온도와 집수조에 담긴 물의 온도 변화를 나타내었다. 컨테이너 내부 26개 지점의 평균 온도는 7.46°C이었고, 동, 서, 남, 북의 컨테이너 외부 수직벽면(표면에서 15cm 떨어진 지점)에서 측정된 외기온도의 평균온도는 22.92°C 이었다. 또 컨테이너의 외표면적은 103.1m², 내표면적은 90.4m²이므로 전열면적은 96.5m²이므로 컨테이너의 열전달계수는 다음과 같이 계산된다.

$$K = \frac{1127.3}{96.5(22.92 - 7.46)2} = 0.38 \text{ kcal/(hm}^2\text{°C)}$$

이 값은 KS규격에서 정한 1급 보냉 컨테이너의 기준 열전달계수인 0.4kcal/h.m²°C 보다 낮은 수치로서 보냉성능이 매우 우수하였다.

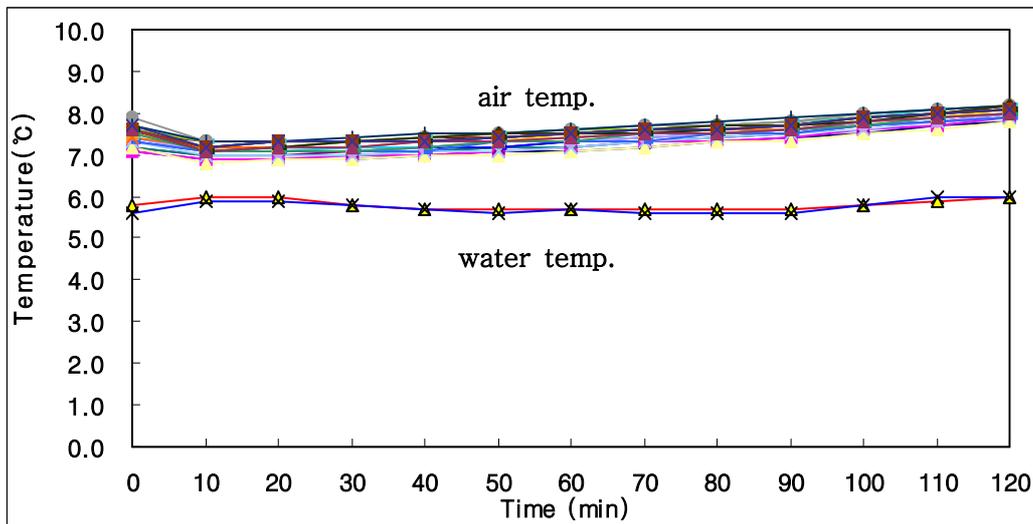


Fig. 5-34. Variation of ambient air and water temperature.

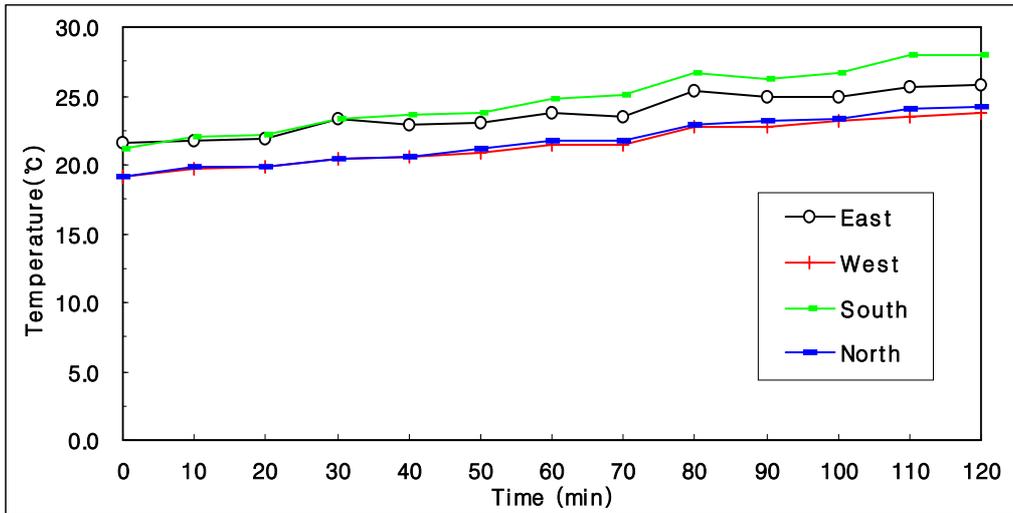


Fig. 5-35. Variation of ambient air temperature.

나. 축냉식 저온유통 컨테이너의 온도조절 성능

예냉작업을 수행할 때의 온도조절 성능을 측정하기 위하여 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너와 일반 냉장수송용 컨테이너에 전기히터를 설치하여 매시간 17,000kcal의 열을 공급하면서 컨테이너 내부의 온도를 5°C로 유지하도록 설정하여 온도조절 성능을 측정한 결과를 그림5-36과 그림5-37에 나타내었다.

그림5-36에서 보는바와 같이 축냉식 컨테이너에서는 전기히터에서 발생된 10~14°C의 공기가 열교환 모듈을 통과하면서 -2~5°C로 냉각되어 컨테이너 내부로 토출되었고, 이때 컨테이너 내부의 온도는 4~8°C의 범위에서 유지되어 축냉식 컨테이너를 사용하여 수확된 농산물을 예냉시키는 것이 가능한 것으로 나타났다.

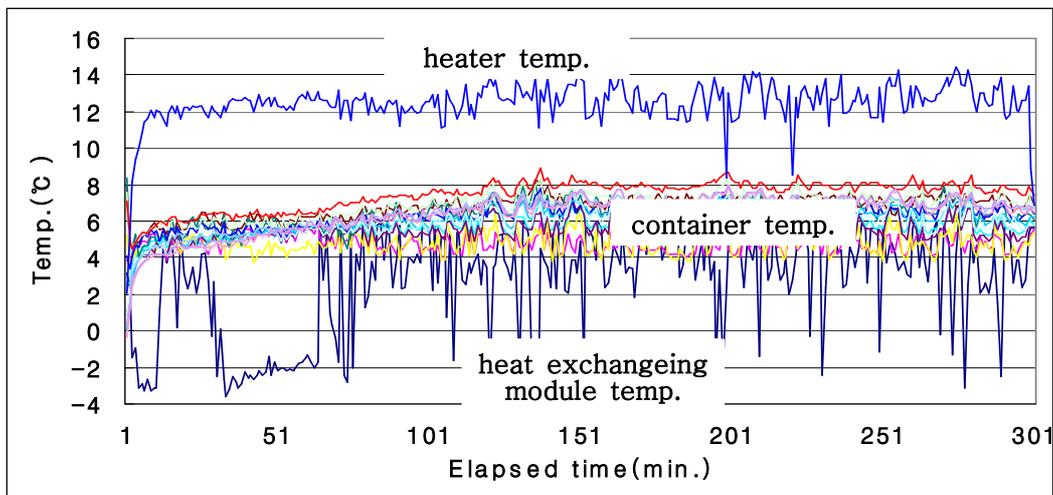


Fig. 5-36. Variation of temperature in prototype container during precooling.

그러나 일반 냉장컨테이너에서는 그림5-37에서 보는바와 같이 위치에 따라서 그리고 냉동기의 작동에 따라서 큰 온도편차를 나타내어 $-2\sim 27^{\circ}\text{C}$ 까지 변화되었으며, 따라서 일반 냉장수송차로는 수확된 농산물의 예냉이 불가능한 것으로 판단되었다.

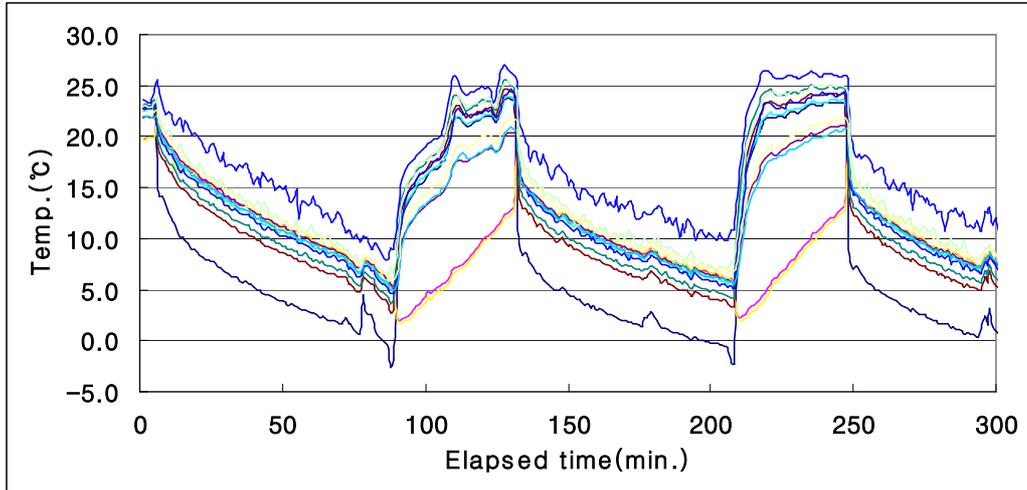


Fig. 5-37. Variation of temperature in commercial transport container during precooling.

저온수송·저장 중의 온도조절 성능을 측정하기 위하여 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너와 일반 냉장수송용 컨테이너 내부의 온도를 5°C 로 유지하도록 설정하여 온도조절 성능을 측정한 결과를 그림5-38과 그림5-39에 나타내었다.

축냉식 컨테이너는 예냉이 끝난 후에 열교환 모듈과 직류송풍기만을 가동시켜서 컨테이너 내부의 온도를 5°C 로 유지시킬 때 그림5-38과 같이 내부의 온도가 $4.7\sim 6.8^{\circ}\text{C}$ 범위에서 유지되어 개발된 축냉식 컨테이너의 온도조절 성능은 매우 우수한 것으로 나타났다.

그러나 일반 냉장수송 컨테이너에서는 그림5-39와 같이 위치에 따라서 그리고 냉동기의 작동에 따라서 내부의 온도가 $-1\sim 14^{\circ}\text{C}$ 까지 변화되어 정밀한 저온유지가 불가능한 것으로 나타나, 장기간에 걸친 수송에 있어서 농산물의 품질열화가 매우 클 것으로 판단되었다.

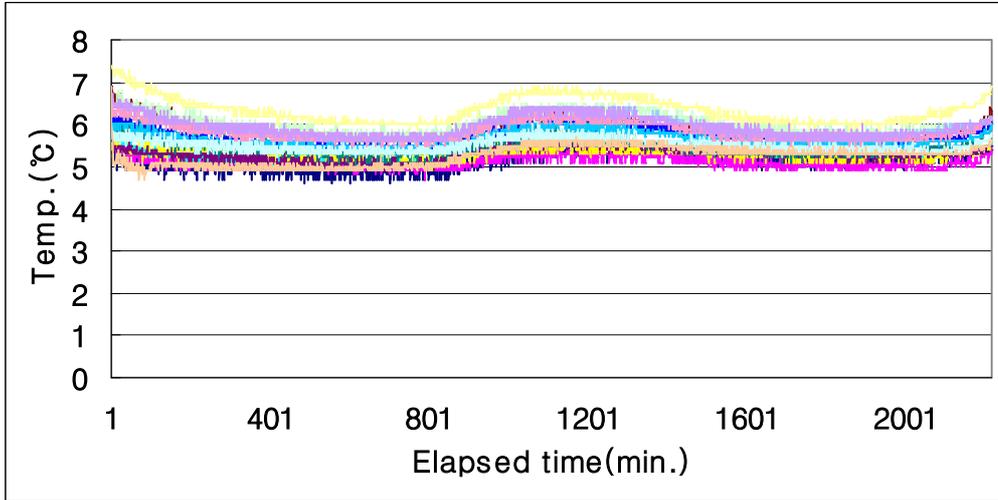


Fig. 5-38. Variation of temperature in prototype container during transportation.

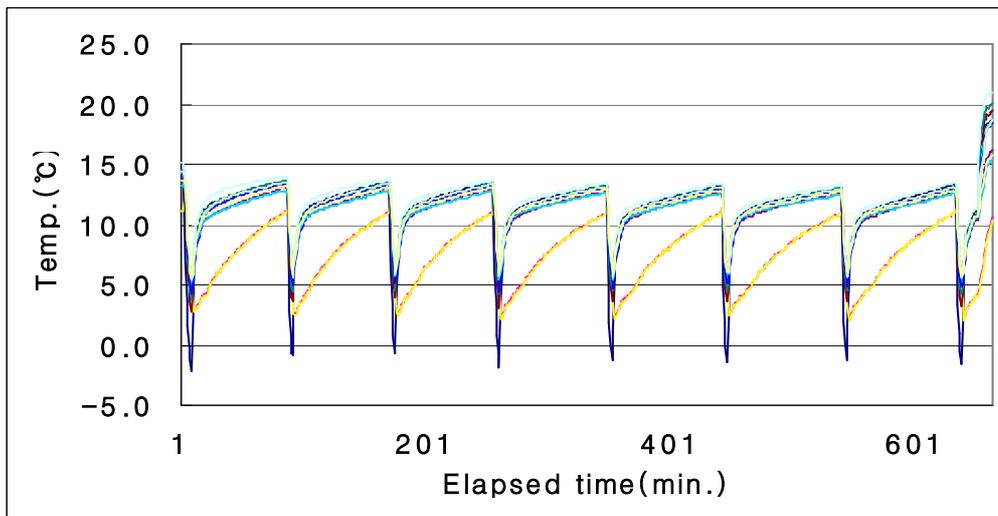


Fig. 5-39. Variation of temperature in commercial transport container during transportation.

다. 축냉식 저온유통 컨테이너의 효과시험

딸기를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 경우와 관행의 방법으로 상온처리 했을 때의 중량감모율과 부패율을 그림5-40과 그림5-41에 나타내었다. 상온처리에서는 수확 2일 후에 중량감모율이 2.5%, 부패율이 91%에 달하였으나 저온처리에서는 수확 6일 후에도 중량감모율이 2.2%, 부패율이 15.3%를 나타내었다.

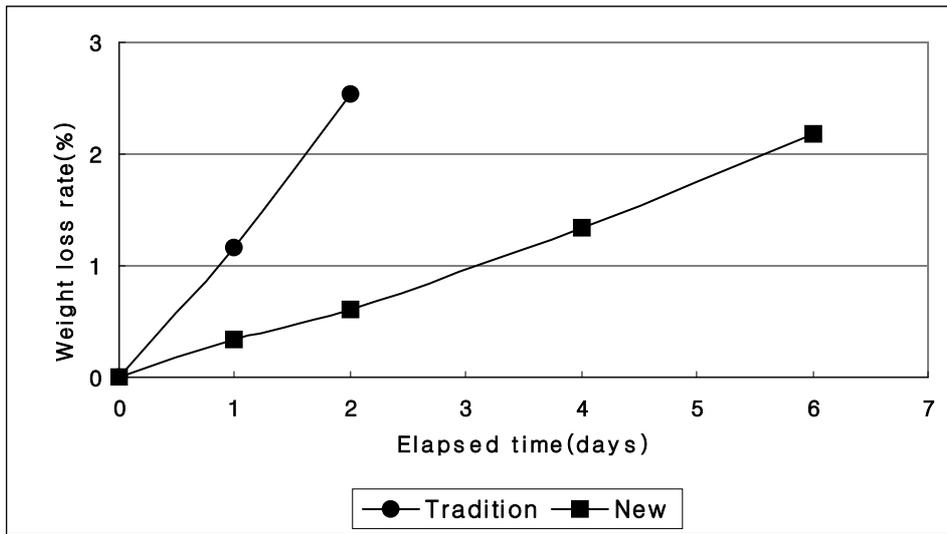


Fig. 5-40. Weight loss rate of straw berry.

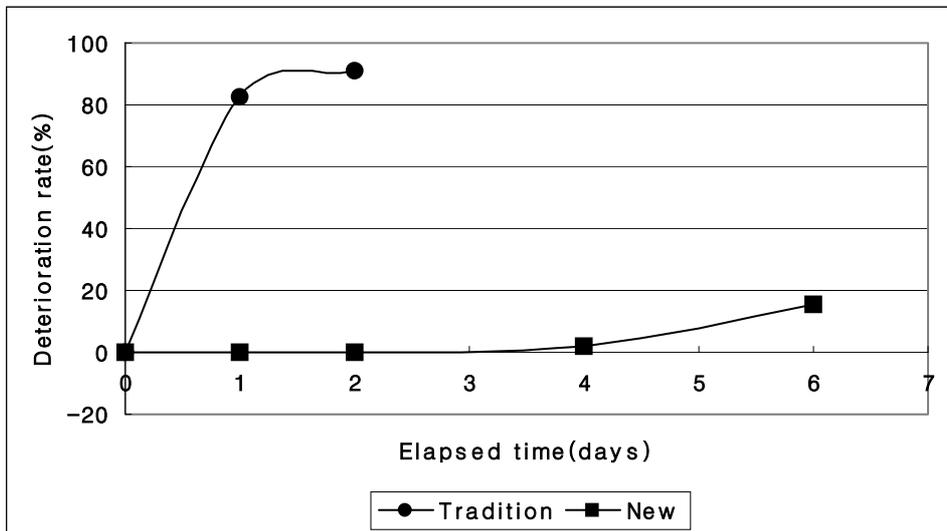


Fig. 5-41. Deterioration rate of straw berry.

파프리카를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 경우와 관행의 방법으로 상온처리 했을 때의 중량감모율과 부패율을 그림5-42와 그림5-43에 나타내었다. 상온처리에서는 수확 6일 후에 중량감모율이 7.0%, 부패율이 23.9%에 달하였으나 저온처리에서는 수확 6일 후에도 중량감모율이 4.3%, 부패율이 2.0%를 나타내었다.

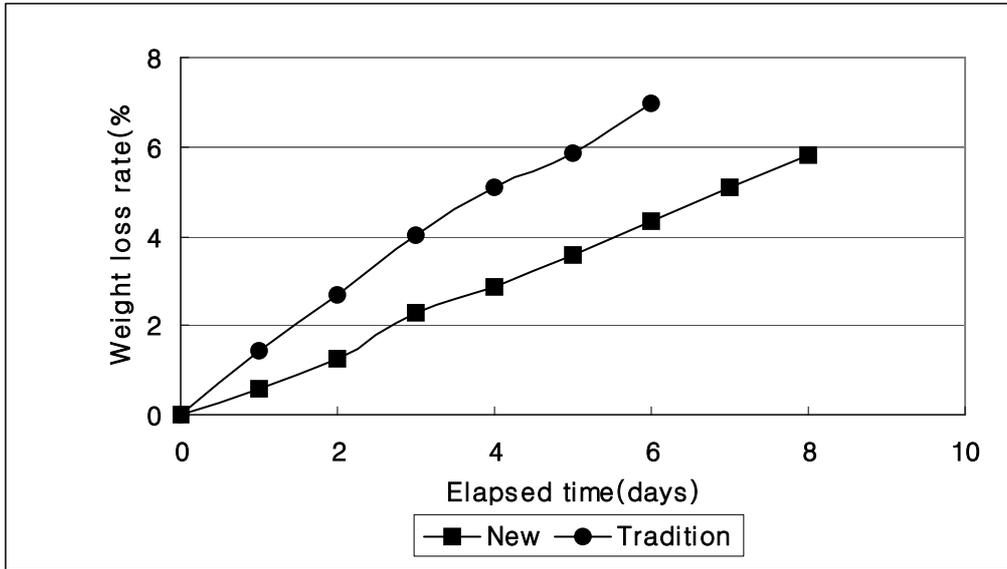


Fig. 5-42. Weight loss rate of paprika.

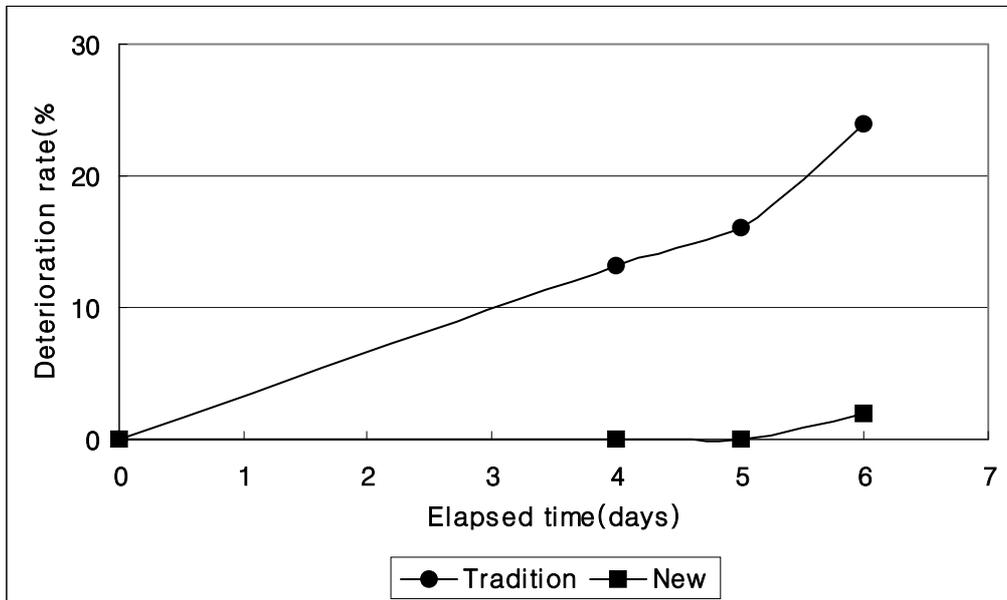


Fig. 5-43. Deterioration rate of paprika.

복숭아를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 경우와 관행의 방법으로 상온처리 했을 때의 중량감모율과 부패율을 그림5-44와 그림5-45에 나타내었다. 상온처리에서는 수확 9일 후에 중량감모율이 7.8%, 부패율이 54.2%에 달하였으나 저온처리에서는 수확 9일 후에도 중량감모율이 2.9%, 부패율이 14.6%를 나타내었다.

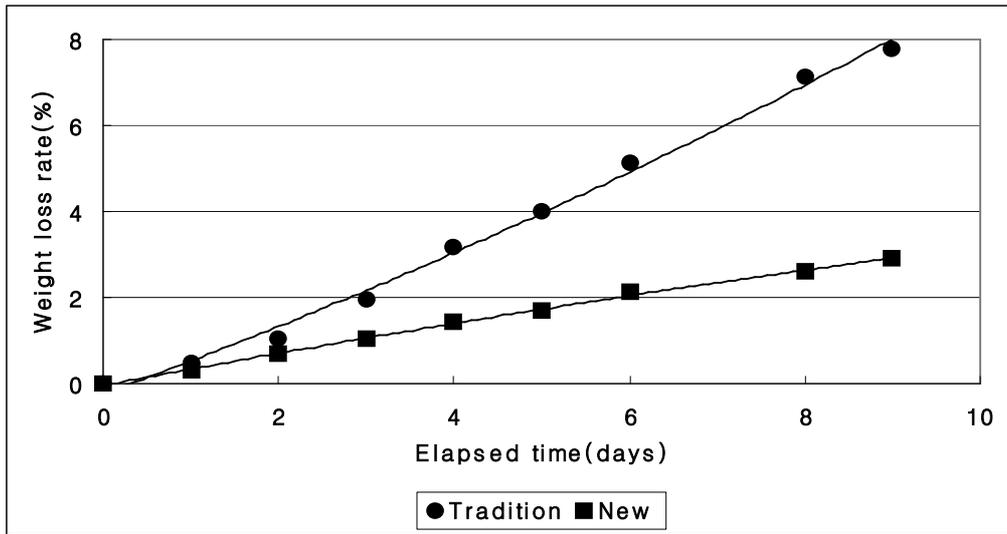


Fig. 5-44. Weight loss rate of peach.

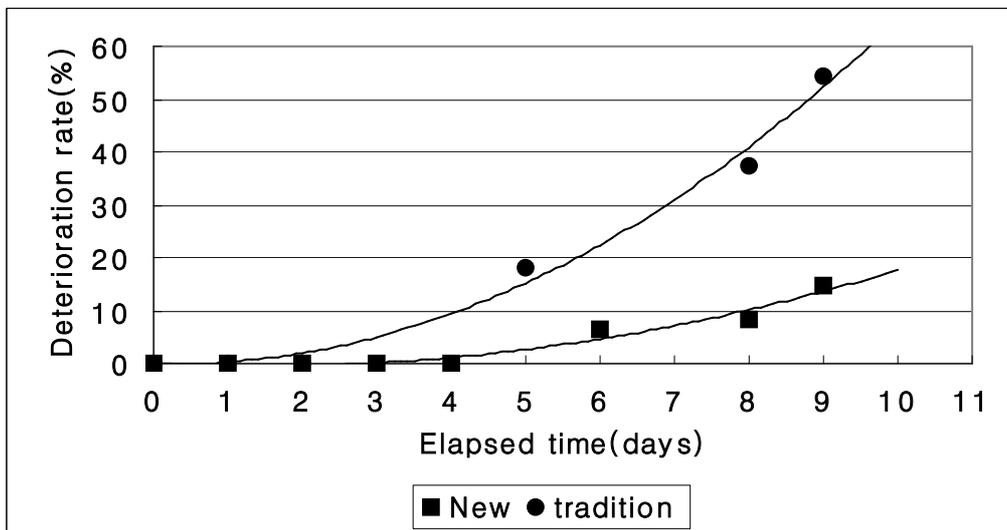


Fig. 5-45. Deterioration rate of peach.

라. 전력소모량, 연료소모량, 배기가스 배출량 및 경제성

본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너를 축냉·예냉하기 위하여 하루에 10시간을 가동할 경우의 전력소모량은 150kW/일로서 이것으로부터 전력량요금을 산출하면

$$4,190\text{원/kW} \times 20\text{kW} \times 12\text{개월} + 48.5\text{원/kWh} \times 15\text{kW/h} \times 10\text{h} \times 365\text{일} = 3,660,975\text{원/년}$$

일반의 저온수송 컨테이너를 이용할 경우에 하루에 10시간을 가동할 경우의 연료소모량은 40 L/일로서 이것으로부터 유류비용을 산출하면

$$40\text{L/일} \times 1,460\text{원/L} \times 365\text{일} = 21,316,000\text{원/년}$$

따라서 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너를 사용하면 연간 유류비 절감액이 1,760만원에 달한다.

또한 일반의 저온수송 컨테이너를 사용할 경우에는 냉동기 가동을 위한 엔진으로부터 연간 210,000 L의 매연이 배출되지만 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너에서는 매연의 배출이 전혀 없다.

한편 일반의 저온수송 컨테이너를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 개조하는데 3,000만원의 비용이 추가로 소요되지만 별도의 예냉시설을 설치하지 않아도 되므로 추가비용을 상각시킬 수 있다.

따라서 본 연구에서 개발한 축냉식 저온유통 컨테이너는 기존의 저온유통체계에 비하여 매년 1,760만원의 비용절감 효과를 가져오며, 저온수송시 발생하는 매연의 배출을 방지하여 대기오염의 방지효과도 매우 큰 것으로 나타났다.

5. 요약 및 결론

예냉·저온저장·저온수송이 가능한 축냉식 저온유통 컨테이너를 개발하여 성능시험을 실시하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 개발된 축냉식 저온유통 컨테이너의 열전달계수는 $0.38\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{C}^{\circ}$ 로서 KS규격에서 정한 1급 보냉 컨테이너의 기준 열전달계수인 $0.4\text{kcal/h}\cdot\text{m}^2\cdot\text{C}^{\circ}$ 보다 우수하였다.
- 예냉 공기온도를 5°C 로 설정하였을 때 축냉식 저온유통 컨테이너의 내부온도는 $4\sim 8^{\circ}\text{C}$ 의 범위로 유지되어 예냉이 가능하였으나, 일반 저온수송 컨테이너에서는 $-2\sim 27^{\circ}\text{C}$ 까지 변화되어 예냉작업이 불가능하였다.
- 저온수송을 하기위해 설정온도를 5°C 로 하였을 때 축냉식 저온유통 컨테이너의 내부온도는 $4.7\sim 6.8^{\circ}\text{C}$ 의 범위로 정밀하게 조절되었으나, 일반 저온수송 컨테이너에서는 $-1\sim 14^{\circ}\text{C}$ 까지 변화되어 효율적인 저온수송이 곤란한 것으로 나타났다.
- 딸기를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일 후의 중량감모율이 2.2%, 부패율이 15.3%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 2일 후에 중량감모율이 2.5%, 부패율이 91%에 달하였다.
- 파프리카를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일 후의 중량감모율이 4.3%, 부패율이 2.0%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 6일 후에 중량감모율이 7.0%, 부패율이 23.9%에 달하였다.
- 복숭아를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일 후의 중량감모율이 2.9%, 부패율이 14.6%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 6일 후에 중량감모율이 7.8%, 부패율이 54.2%에 달하였다.
- 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너를 하루에 10시간 씩 사용할 경우에 일반 저온수송 컨테이너를 사용할 때에 비하여 년 1,760만원의 유류비를 절감시킬 수 있었다.
- 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너를 하루에 10시간 씩 사용할 경우에 일반 저온수송 컨테이너를 사용할 때에 비하여 년 210,000 L의 매연을 절감시킬 수 있었다.
- 일반의 저온수송 컨테이너를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 개조하는데 3,000만원의 비용이 추가로 소요되지만 별도의 예냉시설을 설치하지 않아도 되므로 추가비용을 상각시킬 수 있다.

제 5 절 축냉식 컨테이너의 전산유체역학적 최적화설계

1. 이론적 배경 및 해석 모델

가. 전산유체역학

컴퓨터로는 편미분방정식으로 나타나는 열, 유동 현상의 지배방정식을 해석적으로 풀어서 연속적 함수값의 형태로 해를 도출하는 것이 불가능하다. 따라서 전산유체역학에서는 해석할 영역에 유한 개수의 격자점을 배치하고 이들 격자점들을 대상으로 미지수에 대한 근사적인 연립 대수방정식을 구성한 후 식의 해를 적합한 알고리즘을 통해 컴퓨터로 계산하여 격자점상에서 지정되는 값의 형태로 미분방정식의 근사해를 구하게 된다.

이와 같이 지배방정식의 편미분항들에 대해 격자점에 대한 대수방정식 또는 관계식을 만드는 과정을 이산화(discretization)라고 한다. 즉 이산화를 통해 미분방정식의 엄밀해에 포함된 연속적 정보가 해석 영역의 이산된 위치에서의 값들로 대체되게 된다. 이산화 방법은 이산화방정식을 유도는 방식에 따라 유한차분법(finite difference method), 유한체적법(finite volume method), 유한요소법(finite element method)으로 대별된다.

유한차분법은 미분방정식의 편미분항을 Taylor 급수 등을 이용하여 지정한 정확도에 맞추어 격자점상의 값들 간의 유한한 차로 표현함으로써 주어진 미분방정식을 유한차분식으로 근사화한다. 유한체적법은 지배방정식의 보존법칙 만족에 유리하도록 미분방정식을 먼저 적분을 한 후 이산화하는 방법이다. 격자점을 중심으로 한 미소제어체적에 걸쳐 지배방정식을 적분한 후 지정한 정확도로 인근격자와의 경계값을 결정함으로써 적분식을 이산화한다. 따라서 유한체적법을 통해 얻어진 해는 질량, 운동량, 에너지 등의 보존법칙이 제어체적군 즉 계산영역에 걸쳐 엄밀히 만족되는 적분적인 평형을 보인다. 유한요소법은 미지수를 지정한 정확도의 근사함수로 표현하고 그 계수의 크기를 가중잔차법(weighted residual method)등으로 미소영역마다 결정하는 방법이다. 따라서 유동장의 물리현상에 대한 기본적인 예측을 토대로 수치해석의 안정성 및 해의 정확도가 보장되도록 격자를 생성하여야 한다.

그림5-46에 본 연구에서 사용된 유한체적법 기반의 상용코드인 FLUENT 6.2를 이용한 열유동장 모델링 및 계산과정을 나타내었다. 대부분의 열유동 해석용 상용코드는 이와 유사한 알고리즘을 통해 수치해석 작업을 수행한다.

먼저 해석 대상을 모델링하고 이를 수치계산을 위한 격자로 표현하는 과정이 필요한데 FLUENT의 경우 GAMBIT이라는 격자 생성 프로그램을 제공한다. 격자의 구성은 유동장의 형태나 형상의 복잡성, 유동의 종류, 컴퓨터의 성능에 따라 삼각/사각, 사면/육면, 정렬/비정

렬격자와 같은 격자의 종류와 격자의 개수가 결정되며 유동변수의 구배 정도에 따른 집중격자계의 적용여부와 격자의존성에 대한 검토가 있어야 한다. 또한 유동장의 대칭성과 반복성을 고려하여 불필요한 계산을 줄임으로써 경제적인 계산이 수행되도록 하여야 한다.

다음으로는 열유동장을 분석하여 수치해석을 통해 구하고자 하는 유동변수를 결정하고 적용하고자 하는 지배방정식을 선택하여야 한다. 이에 앞서 유동장의 특성에 따라 해석의 차원을 결정하며 물리현상의 시간 의존성에 따라 정상/비정상 계산을 결정한다. 유동장 내의 열전달을 해석하거나, 열부력 및 유체마찰이 큰 유동의 경우에는 연속, 운동량 방정식 뿐 아니라 에너지 방정식도 같이 풀어야 하며 고속 압축성 유동의 경우 상태방정식을 계산에 포함시킴으로써 압축성효과를 고려하여야 한다.

특히 유동이 난류인 경우 난류유동의 특성과 계산시간을 고려하여 적합한 난류모델을 선택하는 것은 해의 신뢰성과 경제성의 관점에서 매우 중요하다. 난류모델의 선택은 벽면경계층 해석의 중요도, 레이놀즈수의 크기, 압축성, 공력가열, 부력, 유동의 swirling 또는 strain 정도 등에 의해 결정된다. 이 밖에 복사열전달이나 연소현상, 이상유동, 상변화 등이 나타나는 유동장의 경우 상황에 따라 각각의 물리현상을 가장 잘 나타낼 수 있는 적합한 물리모델을 계산에 포함시켜야 한다. 수치 계산을 위해서는 물질의 물성치와 초기조건 또는 경계조건이 요구된다. 초기 및 경계조건은 보통 대상 열유동장에 대한 실제 측정값을 사용하나, 측정이 불가능하거나 힘든 물리량의 경우에는 이론식이나 기존의 실험식을 통해 근사 계산된 값을 이용할 수도 있다.

이산화 방정식은 수렴을 위해 반복법을 이용한 선형화 과정을 거치는데 시간 적분으로 Runge-Kutta 알고리즘을 이용하는 외재적 방법과 point Gauss-Seidel 반복법을 이용하는 내재적 방법이 있다. 또 각각의 수송방정식을 독립적으로 계산하며 연속방정식에 나타나는 압력수정식을 SIMPLE 알고리즘 등으로 계산하는 segregated 계산과 고속 압축성 유동과 같이 물리변수간에 강한 상호의존성이 존재하는 경우 수송방정식들을 동시에 푸는 Coupled 계산법이 있다. 그림5-47에 일반 상용 수치해석 코드에서 적용하는 segregated 방법과 coupled 방법에 의한 이산화 방정식의 계산 알고리즘을 순서도로 나타냈었다.

본 연구에는 축냉 컨테이너의 냉각 성능에 대한 최적의 설계변수를 찾기 위해 각 설계변수별로 반복적인 계산이 이루어져야하므로 최적화된 알고리즘을 통해 계산 시간이 단축되며 복잡한 유동에 대해서도 그 신뢰성이 검증된 범용 프로그램인 FLUENT 6.2를 사용하였다.

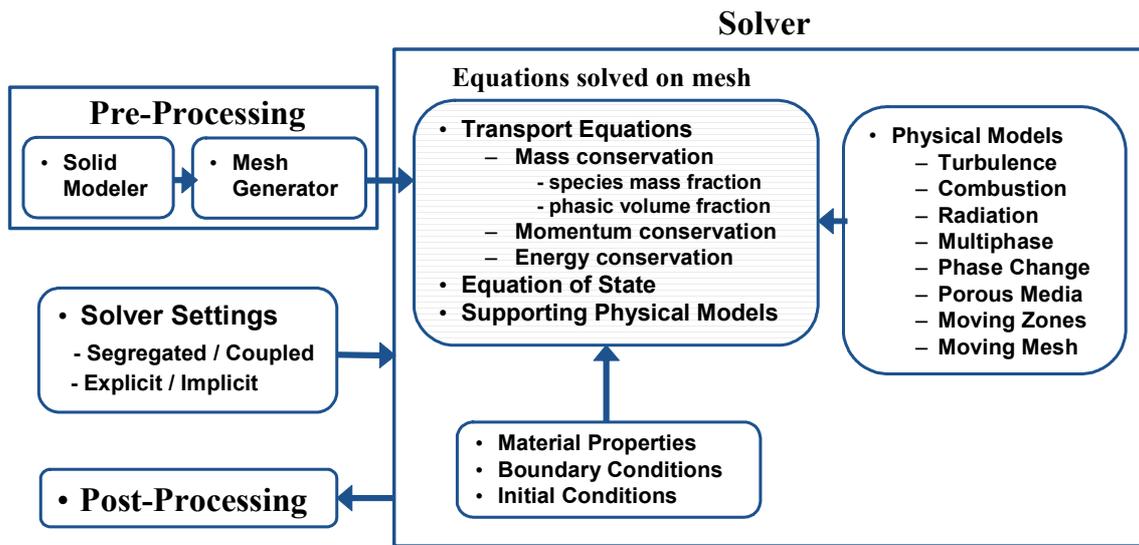


Fig. 5-46. Overview of CFD modeling by commercial code FLUENT

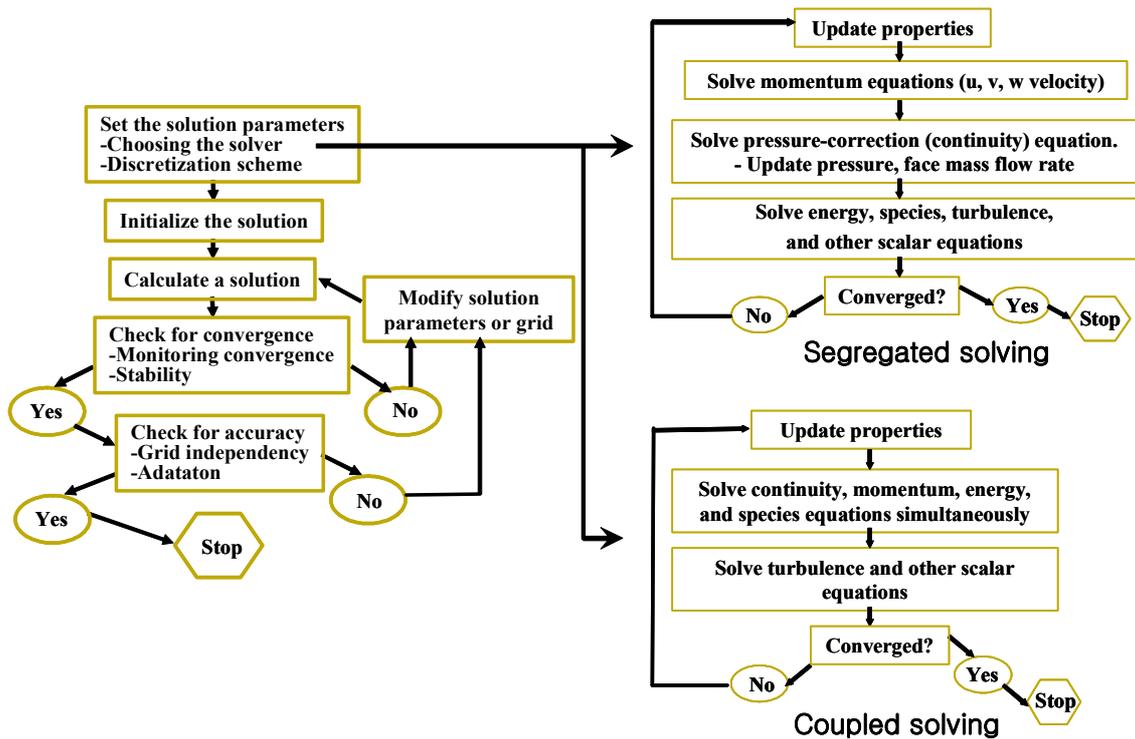


Fig. 5-47. Overview of solution procedure

나. 지배방정식

본 연구의 수치해석 대상인 축냉식 컨테이너 내부의 열유동장은 정상상태, 비압축성유체의 3차원 난류로 간주되며 복사열전달의 효과는 무시되고 전도 및 혼합대류 형태의 열전달만 고려된다. 유속을 고려하여 점성소산은 무시하였으며 난류모델로는 레이놀즈 응력 모델 (Reynolds stress model, RSM)을 채용하였다. 또한 전체 형상의 대칭성을 고려하여 전 영역의 1/2만 해석대상으로 한다. 본 수치계산에 사용된 시간-평균된 Navier-Stokes 방정식을 텐서형식으로 나타내면 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0$$

여기서 U 는 평균유속이다.

운동량 방정식

$$\frac{\partial U_j U_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right)$$

여기서 P 는 압력, ν 는 동점성계수이며 $\overline{u_i u_j}$ 항은 난류의 영향을 나타내는 레이놀즈 응력으로 Spallart-Allmaras 난류모델, k- ϵ 난류모델, k- ω 난류모델이 적용되는 경우에는 Boussinesq 가설에 근거하여 다음과 같이 평균속도구배를 이용하여 모델링 된다.

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}$$

Boussinesq 가설을 적용한 난류모델들은 난류(동)점성계수 ν_t 의 계산을 위해 부가적으로 풀어야하는 수송방정식의 개수가 하나 또는 두개이므로 경제적인 계산이 가능하다는 장점이 있는 반면 ν_t 를 평균속도구배의 개념에 기초하여 등방성 스칼라량으로 가정하여 풀다는 한계가 있다. 일반적인 유동장의 경우 Boussinesq 가설에 기초한 난류모델은 잘 맞는 경우가 많으나 사이클론 유동, swirling이나 rotating이 강한 유동, 응력에 기인한 2차유동이 발생하는 유동장 등 난류의 비등방성이 평균유동이 미치는 영향이 큰 유동장에서는 수치해의 신뢰도가 매우 낮아지는 경향을 보인다. 컨테이너 내부의 유동 역시 하나의 큰 순환유동이며 벽면에 의한 코안다 효과(Coanda effect)와 벽면으로부터의 박리유동(separated flow), 다공

성 수송물과 벽면 마찰 등에 의해 유동정체를 유발할 수 있는 2차 유동(secondary flow)의 발생 등 레이놀즈 응력의 비등방성에 관련한 유동이 발생할 가능성이 높을 것으로 판단된다.

실제로 Moureh 등 (2005)은 컨테이너 내부의 유동에 표준 k-ε 모델을 적용한 결과 코안다 효과가 과대평가되며 역압력 구배에 기인하는 유동박리도 관찰되지 않았다고 보고하였다. 또한 Chen (1995)은 실내 공기유동에 대해 다섯 가지 k-ε 모델 즉, 표준 k-ε 모델, LRN(low Reynolds number) k-ε 모델, two-layer k-ε 모델, two-scale k-ε 모델, RNG k-ε 모델을 모두 적용한 수치해석을 수행한 결과 이들 k-ε 계열 모델들은 등방성을 가정한 난류모델이므로 압력구배에 의해 발생하는 2차 순환유동이 예측은 모두 불가능하였다고 결론 내렸다. 최근 Moureh 등(2002), (2005)은 표준 k-ε 모델과 LRN k-ε 모델, RSM을 적용한 수치해석을 수행하여 RSM이 제트의 박리와 1차, 2차 회전유동의 패턴을 비교적 정확하게 모사함을 확인하였다.

위와 같은 결론들은 k-ε 계열 난류모델이 과도한 확산성을 가지며 벽면전단응력을 과대 예측함으로써 벽면 박리를 지연시키기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 본 연구에서는 난류 모델로 레이놀즈 응력 모델(Reynolds stress model, RSM)을 선택하였다. RSM은 난류 운동 에너지 소산율에 대한 방정식과 함께 레이놀즈 응력텐서의 각 항에 대한 수송방정식을 직접 풀게 되므로 2차원의 경우 5개, 3차원의 경우 7개의 수송방정식이 추가로 풀려야 함을 의미한다. 이로 인해 FLUENT의 경우 RSM은 k-ε 난류모델이나 k-ω 난류모델과 비교하여 iteration당 CPU time은 약 60%, 메모리는 약 20% 정도 더 요구 된다. 본 수치계산에서 사용된 레이놀즈응력의 수송방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$U_k \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} = - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{u_i u_j u_k} + \frac{p}{\rho} (\delta_{kj} u_i + \delta_{ik} u_j) \right] + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\nu \frac{\partial (\overline{u_i u_j})}{\partial x_k} \right] \\ + P_{ij} + \frac{p}{\rho} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - 2\nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}}$$

여기서

$$P_{ij} = -\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} - \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k}$$

위 식의 좌변은 대류항, 우변의 첫 번째 항은 난류 확산항, 두 번째 항은 분자 확산항, 세 번째 항은 stress production항, 네 번째 항은 pressure strain항, 다섯 번째 항은 소산항을

각각 의미한다. 위 식에서 대류항, 분자 확산항, stress production항은 모델링이 필요치 않으나 난류 확산항, pressure-strain항 및 소산항의 경우는 기존의 실험식 또는 이론식에 기초하여 적절하게 모델링 되어져야 한다. 난류 확산항은 Daly 등(1970)에 의해 제안된 generalized gradient-diffusion model에 의해 모델링 될 수 있으나 이는 수치적 불안정성을 가져오므로 FLUENT에서는 다음과 같이 Lien 등(1994)에 의해 제안된 scalar turbulent diffusivity를 이용할 수 있도록 간략화 된다.

$$-\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{u_i u_j u_k} + \frac{P}{\rho} (\delta_{kj} u_i + \delta_{ik} u_j) \right] = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u_i u_j}) \right)$$

pressure strain항은 Gibson 등(1978)과 Launder 등(1989)에 의해 제안된 linear pressure strain 모델에 따라 다음과 같이 모델링 된다.

$$\begin{aligned} \frac{P}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) &= -C_1 \rho \frac{\epsilon}{k} \left[\overline{u_i u_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right] + C_2 \left[\left(\overline{u_i u_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u_j u_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) \right. \\ &+ U_k \frac{\partial \overline{u_i u_j}}{\partial x_k} + \frac{2}{3} \delta_{ij} (P - C) \left. \right] + \left[C_1' \frac{\epsilon}{k} \left(\overline{u_k u_m n_k n_m} \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u_i u_k n_j n_k} - \frac{3}{2} \overline{u_j u_k n_i n_k} \right) \frac{k^{3/2}}{C_\ell \epsilon d} \right. \\ &+ C_2' \left(\phi_{km,2} n_k n_m \delta_{ij} - \frac{3}{2} \phi_{ik,2} n_j n_k - \frac{3}{2} \phi_{jk,2} n_i n_k \right) \frac{k^{3/2}}{C_\ell \epsilon d} \left. \right] \end{aligned}$$

우변의 첫 번째 항은 slow pressure-strain항, 두 번째 항은 rapid pressure strain항, 세 번째 항은 wall-reflection항이다. 여기서 $C_1 = 1.8$, $C_2 = 0.6$, $P = \frac{1}{2} P_{kk}$, $C = \frac{1}{2} C_{kk}$, $C_1' = 0.5$, $C_2' = 0.3$, n_k 는 벽면 수직 단위의 x_k 성분, d 는 벽면까지의 수직거리, $C_1 = C_\mu^{3/4}$, $C_\mu = 0.09$, 첫 번째 항의 k 는 난류운동에너지, 세 번째 항의 k 는 von Karmam 상수로 0.4187이다.

마지막으로 비압축성 유체에서 소산항은 다음과 같이 모델링 된다.

$$2\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \epsilon$$

ϵ 은 스칼라 소산율로 표준 k- ϵ 모델에서 이용되는 수송방정식과 유사한 다음의 방정식을 통해 계산된다.

$$U_i \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] C_{\epsilon 1} \frac{1}{2} P_{ii} \frac{\epsilon}{k} - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k}$$

여기서 $\sigma_\epsilon=1.0$, $C_{\epsilon 1}=1.44$, $C_{\epsilon 2}=1.92$ 이다.

컨테이너 내부에서 기류의 열전달에 관련한 에너지 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial U_j T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{u_j T} \right) + S_h$$

여기서 T 는 온도, S_h 는 내부 열원의 영향을 의미한다. $\overline{u_j T}$ 는 난류 열유속으로 다음과 같이 정의된다.

$$\overline{u_j T} = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{Pr_t} T \right)$$

한편 난류의 난동성분은 벽면의 영향을 크게 받으므로 벽면 근처 영역에서의 정확한 유동 표현은 전체 수치해의 정확성에 큰 영향을 미친다. 이는 벽면 근처에서 유동변수들이 큰 구배를 가지며 운동량과 다른 스칼라량의 수송이 왕성하게 일어나기 때문이다. Spalart-Allmaras 모델이나 $k-\omega$ 모델과는 달리 RSM이나 $k-\epsilon$ 모델은 자유유동에 유용한 모델들이므로 이들 난류모델을 적용할 시에는 벽면 근처 유동에 대한 별도의 모델링이 필요하다. 벽면 구속 유동의 처리에 많이 적용되는 방법으로 벽면 근처의 점성 영역과 외부의 완전 난류영역을 벽함수라 불리는 일종의 실험식을 이용하여 브릿지 시키는 모델링 방법과 점성저층을 포함한 벽면유동을 격자를 통해 직접 풀 수 있도록 난류모델을 변형하는 방법이 있다. 전자는 점성의 지배를 받는 벽면 근처에서의 유동을 풀 필요가 없기 때문에 매우 경제적인 계산법이며 고 레이놀즈수 유동의 경우 상당히 신뢰성이 높은 실용적인 방법이다. 본 수치계산에서는 벽면 근처의 유동을 Launder 등(1974)에 의해 제안되었고 현재 공학적 수치해석 분야에서 광범위하게 적용되고 있는 표준 벽함수(standard wall function)로 처리하였다.

컨테이너 내부의 농산물은 일반적으로 상자나 피박스에 담겨진 상태로 수송되므로 상자 내부에는 농산물이 차지하는 고체영역과 기류가 차지하는 유체영역이 공존한다. 수송 농산물을 시뮬레이션 하기위해 농산물 사이의 공극과 농산물에 직접 격자를 구성하여 계산하는 것은 전체 컨테이너 영역에서 공극이 차지하는 비중을 볼 때 거의 불가능에 가깝다. 이는 과도한 메모리와 계산시간이 요구되며 정확하지 않는 형상 모델링은 오히려 계산오차를 키울 수 있기 때문이다. 따라서 수송 농산물 영역은 물리적인 현상을 잘 모사하는 동시에 경제적인 계산이 가능하도록 적절히 모델링 될 필요가 있다. 최근 식품 또는 농산물의 냉각

관련 수치시뮬레이션 연구들에서 산물이 차지하는 영역을 porous medium으로 처리하여 계산의 정확성과 효율성을 높이려는 시도가 많이 이루어지고 있다. 이 모델링의 기본 개념은 porous medium으로 정의된 영역을 계산할 때 실험식 등으로부터 얻어진 유동저항을 운동량손실로 운동량 방정식에 외삽하여 근사적으로 계산하는 방법이다. porous medium영역의 계산은 superficial velocity에 기초하며 난류 유동장에 대한 porous medium의 영향은 제한적으로 반영된다. 앞에서 언급한 운동량 방정식의 우변에 추가되는 운동량 손실은 다음과 같은 Darcy-Forchheimer방정식의 형태로 나타낼 수 있다.

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho v_{mag} v_i \right)$$

우변의 첫 번째 항은 점성손실항, 두 번째 항은 관성손실항이며 α 는 투과도(permeability)를 C_2 는 관성손실계수(inertial loss coefficient)를 나타낸다. 속도에 따른 porous medium내의 압력 강하량에 대한 실험데이터가 있다면 점성 및 관성 손실계수는 계산이 가능하나 본 연구에서는 관련 실험 데이터가 없는 관계로 다양한 레이놀즈수와 다공질 타입에 대해 속도와 압력강하의 상관관계를 잘 설명하고 있는 Ergun 방정식을 적용한다.

$$\frac{|\Delta p|}{L} = \frac{150\mu(1-\epsilon)^2}{D_p^2 \epsilon^3} v_\infty + \frac{1.75\rho(1-\epsilon)}{D_p \epsilon^3} v_\infty^2$$

여기서 μ 는 점성계수, D_p 는 평균 입자 직경, L은 porous medium 길이, ϵ 은 void fraction을 의미한다. 각 좌표성분 별 투과도와 관성손실계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha = \frac{D_p^2 \epsilon^3}{150(1-\epsilon)^2} \quad C_2 = \frac{3.5(1-\epsilon)}{D_p \epsilon^3}$$

보통 $1/\alpha$ 을 점성저항인자(viscous resistance factor), C_2 를 관성저항인자(inertial resistance factor)라고 부른다. porous media 내에서의 정상상태 에너지 방정식은 기존 에너지 방정식에서 전도항이 수정된 다음 식을 이용한다.

$$\nabla \cdot (\vec{v}(\rho_f E_f + p)) = \nabla \cdot \left[k_{\text{eff}} \nabla T - \left(\sum_i h_i J_i \right) \right] + S_f^h$$

여기서 내부 열원 S_f^h 는 농산물의 호흡에 의해 발생하는 엔탈피로서 다음과 같이 정의되는 유효호흡열을 의미한다.

$$\dot{q}_{\text{eff}} = (1 - \gamma) \dot{q}$$

여기서 \dot{q} 는 단위체적당 농산물 호흡열, \dot{q}_{eff} 는 유효호흡열이다. k_{eff} 는 유효열전도계수로서 다음과 같이 정의된다.

$$k_{\text{eff}} = \gamma k_f + (1 - \gamma) k_s$$

여기서 k_f 는 유체의 열전도계수, k_s 는 고체의 열전도계수, γ 는 농산물 영역의 공극률 (porosity)이다. Chourasia 등(2005)은 조밀하게 적재된 농산물의 경우 농산물과 주위 유체 사이의 온도차는 매우 작다고 보고하였으며, 본 연구에서 농산물 영역 내부의 기류는 매우 느릴 것으로 판단되므로 농산물 영역에 대한 열전달 해석에 위의 에너지방정식을 적용하여도 무방할 것으로 판단된다.

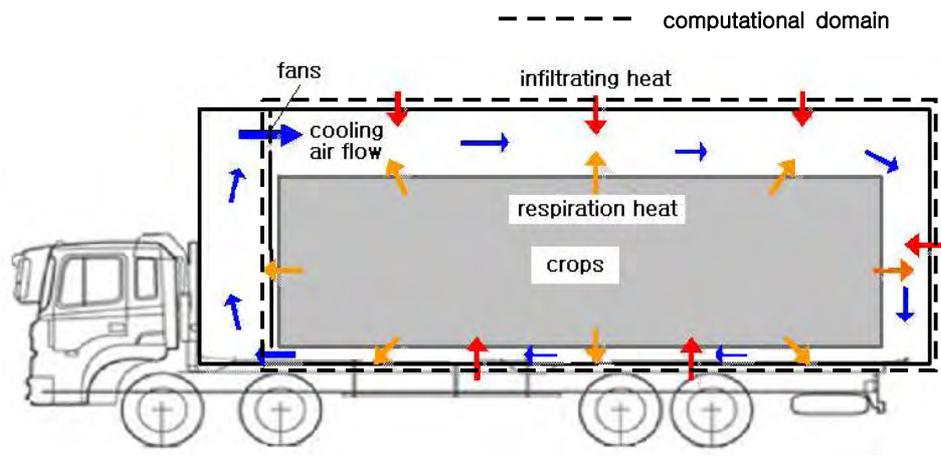
다. 시뮬레이션 모델

본 연구의 해석 대상인 축냉식 컨테이너의 개략도를 그림 5-48(a)에 나타내었다. 계산 영역은 축냉조를 제외한 농산물 적재 공간으로 내부 공간 기준으로 7620x2290x2250(mm)의 크기이다. 농산물은 다공성 상자에 담긴 채 파레트 위에 적재된 상태를 계산 대상으로 한다. 축냉조와 적재 공간 사이에는 직경 30mm의 순환팬이 4조 장착되어 축냉조에서 만들어진 냉기류를 컨테이너의 적재 공간 내부로 순환시키는 역할을 하며 순환된 공기는 하부의 슬랫 형태의 흡기구를 통해 축냉조로 배출된다. 적재 공간 내부는 농산물의 호흡열과 단열벽 침투 열유속에 의해 가온되며 이 열에너지는 팬에서 토출되는 냉기류에 의해 상쇄된다.

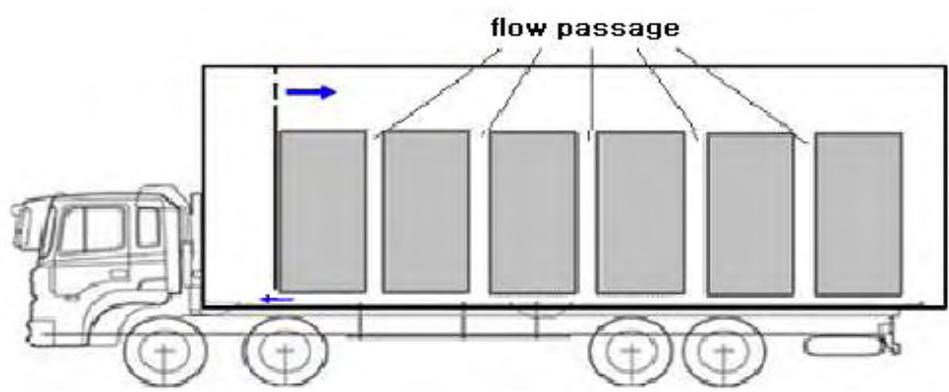
본 CFD해석에서는 컨테이너의 냉각성능 및 농산물의 온도 균일도에 대한 설계 변수로 먼저 순환팬의 풍량 변화의 영향에 대한 계산을 수행하였다. 이를 통해 농산물의 균일냉각에 필요한 최적의 풍속이 계산되었다. 또한 농산물 사이에 기류가 유입될 수 있도록 각각의 파레트 간 거리를 150mm로 두어 유로가 냉각에 미치는 영향을 계산하였다. 마지막으로 냉기류를 컨테이너 하류까지 충분히 수송할 수 있도록 내부에 적재 공간의 1/3, 2/3 길이의 원형 덕트를 설치한 경우에 대해 계산을 수행하였다. 각각의 해석 대상에 대한 개념도는 그림 5-48에 나타내었다. 각 설계변수별 계산 결과는 서로 비교 되었으며 설계변수별 최적값을 조합하여 축냉식 컨테이너의 최적 설계조건을 도출하였다.

그림5-49에는 파레트 사이의 간격과 덕트가 없는 상태에서 기류가 적재공간을 순환하는 조건의 수치계산에 사용된 격자 시스템과 경계조건을 나타냈다. 다양한 설계변수에 따른 반복계산이 수행되어야 하므로 격자 생성을 용이하게 하고자 비정렬 사면체 격자를 채용하였으며, 계산의 정확성을 위해 equi-size skewness와 equi-angle skewness를 고려하여 격자

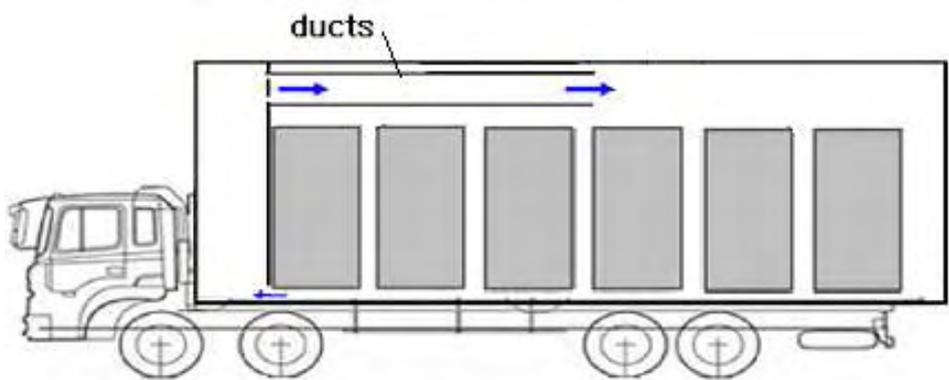
를 생성하였다. 또한 계산 영역의 형상이 좌우 대칭이므로 대칭경계조건을 적용하여 전영역의 1/2을 해석 대상으로 하였다. 계산격자의 개수는 평균 약 30만개이며 컨테이너 내부 형상의 복잡성에 따라 격자개수에 약간의 증감을 두었다. 입구조건으로 속도경계조건, 출구조건으로는 압력조건을 적용하였다. 수송 농산물은 복숭아를 대상으로 하였으며 100mm 높이의 파레트 위에 피박스 5상자에 해당하는 1500mm의 높이로 적재되어 있다. 파레트는 2x6개로 배열되므로 복숭아의 적재체적은 6600x2200x1500(mm)이다. 단 대칭조건을 적용하였으므로 실제 계산되는 적재체적은 위 값의 1/2이다. 복숭아의 적재체적, 즉 수송되는 농산물의 양은 설계변수별 전 계산과정에서 동일하게 유지되며 복숭아 적재영역은 앞에서 설명한 porous media 모델링을 적용하여 유체로 해석하였다.



(a) bulk loading

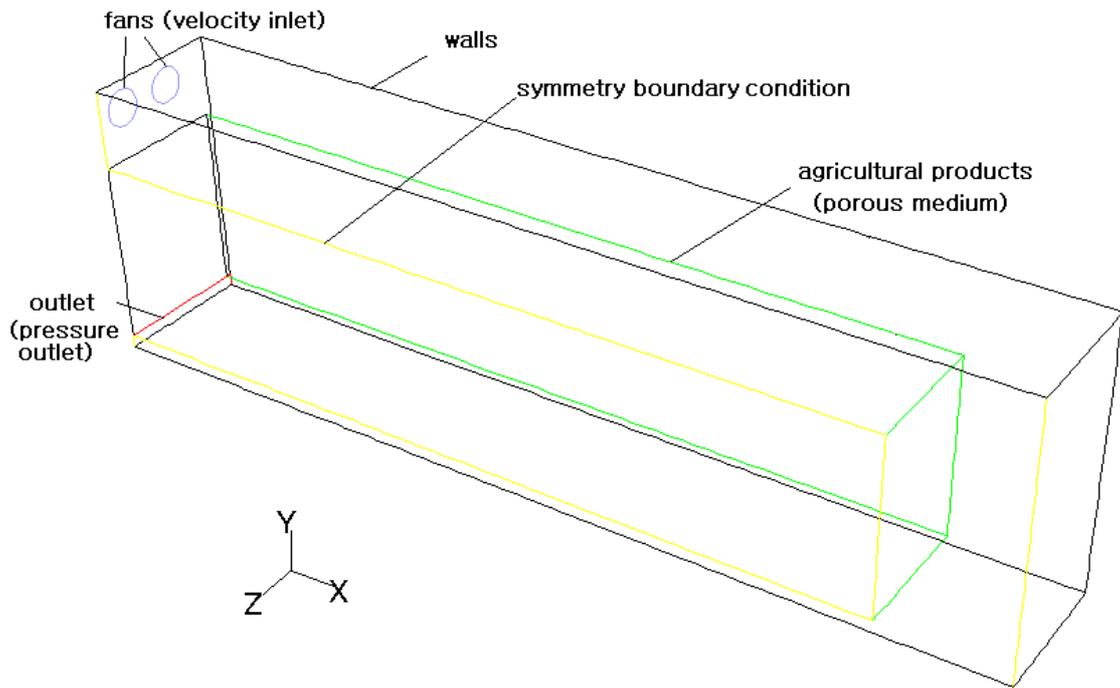


(b) loading with flow passages

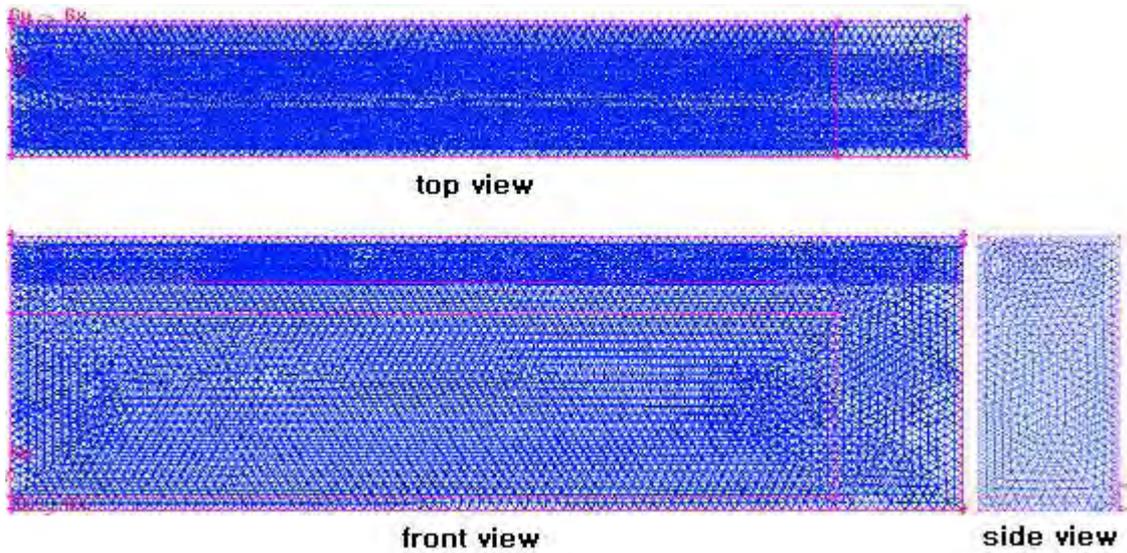


(c) cooling with ducts

Fig. 5-48 Physical phenomena in container and design parameters.



(a) Computational geometry and boundary conditions



(b) Computational grid

Fig. 5-49. Computational grid and boundary conditions of general loading and cooling condition.

본 계산에서 경계조건으로 적용되는 기본적인 물리량은 표5-5와 같다. 입구 온도조건은 축냉유닛 및 순환팬이 on/off되는 설정온도인 5.0°C를 기준으로 총 4시간동안 순환팬의 20mm 하류에서 측정한 실측온도의 평균치를 이용한다. 복숭아의 물성치는 ASHRAE 핸드북의 내용을 참조하였으며 porous medium의 내부 열원으로 적용되는 복숭아의 유효호흡열은 호흡열 물성치와 porous medium의 공극률을 이용하여 계산되었다. 단열벽을 통한 침투 열유속은 위의 4시간 동안 측정된 컨테이너 내부의 평균온도 5.8°C와 컨테이너 외벽의 측정 평균온도를 이용하여 다음과 같이 Fourier 법칙으로부터 계산되었다.

$$q = \frac{1}{L_s/k_s + L_u/k_u} (T_{out,w} - T_{in})$$

여기서 L_s, L_u, k_s, k_u 는 각각 철판과 우레탄의 두께, 열전도계수를 의미하며 $T_{out,w}, T_{in}$ 은 외부 벽면온도와 내부 평균온도를 의미한다. 철판과 우레탄의 두께는 각각 $1.0 \times 10^{-3}m$, $7.5 \times 10^{-2}m$ 이며 열전도계수는 각각 $80.2 W/mK$, $0.025 W/mK$ 이다.

porous medium 모델링에 적용되는 점성저항인자와 관성저항인자는 전술한 바와 같이 복숭아의 유효직경과 적재공간의 공극률을 이용하여 계산되며 그 값은 각각 $8.4 \times 10^4 m^{-2}$ 과 $330 m^{-1}$ 이다.

연속방정식에 나타나는 압력수정식에는 SIMPLE 알고리즘이 적용되었으며 압력항의 이산화에는 강한 외전유동이나 porous media 모델을 포함하고 있는 유동장에 적합한 PRESTO! scheme을 적용하였다. 나머지 운동량, 에너지, 레이놀즈응력, 난류운동에너지, 난류운동에너지의 소산율 등의 이산화에는 회전유동에 적합한 QUICK scheme이 적용되었다. 열유동 변수들의 해의 수렴 기준은 반복 계산에 따른 유수의 합과 연속된 종속변수들의 상대오차가 에너지의 경우 10^{-7} , 나머지 변수들은 10^{-4} 이하 일 때로 하였으며, 또한 입구경계와 출구 경계에서의 질량유량을 대표값으로 비교하여 계산영역을 통한 보존칙의 만족 여부도 체크하였다.

Table 5–5. Input boundary conditions of present CFD simulations

Properties		Value
Inlet	temperature (°C)	4.9°C (278.06K)
	velocity (m/sec)	variable (2.0~8.0m/s)
	turbulent intensity	0.1
	hydraulic diameter (m)	0.3
Peach	effective diameter (m)	0.1
	specific heat (J/kg K)	3900
	thermal conductivity (W/m K)	0.58
	density (kg/m ³)	608.7
	respiration heat (W/m ³)	9.13
Porous medium		
	heat source (W/m ³)	5.48
	porosity	0.4
	viscous resistance factor (m ⁻²)	84000
	inertial resistance coefficient (m ⁻¹)	330
Infiltration heat flux (W/m ²)		
	side wall	8.8
	roof	8.8
	floor	8.4
	north wall	9.2
	south wall	0

2. 재료 및 방법

가. PIV 실험장치 및 방법

시뮬레이션 모델의 신뢰성 확보를 위해 일반적으로 동일 조건하에서의 실험치와 수치 계산치를 비교함으로써 모델 검증이 하게 된다. 본 연구에서는 입자영상유속계(particle image velocimetry, PIV)를 이용하여 측정된 속도벡터 실험치와 계산치의 비교를 통해 시뮬레이션 모델의 검증을 수행하였다. PIV는 기존의 센서를 이용한 점 측정기법이 아닌 면 또는 공간 측정기법을 통하여 짧은 시간에 해당 공간에 대한 높은 해상도의 벡터장 데이터를 얻을 수 있는 측정방법이다.

그림5-50에는 PIV를 이용한 벡터장 측정의 원리를 나타내었다. PIV 측정을 위해서는 먼저 유동장에 유체와 거의 같은 비중을 가진 미세한 입자를 분무한 다음 시간간격을 가지는 펄스레이저를 조사하여 입자들의 변위를 추적한다. 추적입자의 변위 정보는 CCD 카메라를 통해 영상입력 장치에 저장되며 입자 영상 화상은 다시 여러 개로 나뉜 각 조사구간에 들어 있는 입자 영상들의 상관계수를 수치적으로 계산하게 되는 디지털 화상처리기법을 통해 처리되어 입자 변위를 도출한다. 도출된 입자 변위는 다시 펄스 레이저의 시간간격으로 나누어짐으로써 레이저 조사 범위에 대한 속도 벡터장이 계측된다.

그림5-51에는 속도벡터 측정에 사용된 농공연 보유 PIV 시스템과 실험장치 설치에 관한 개략도를 나타내었다. 조사 레이저로는 펄스 당 최대 에너지가 120mJ이며 반복율(repetition rate)이 15Hz인 Dual Nd: YAG 레이저(Laserpulse, Y120-15)가 사용되었으며 카메라는 초당 30frame을 촬영할 수 있는 2048x2048pixel 해상도의 10bit 디지털 CCD 카메라(Powerview)가 사용되었다. 레이저와 카메라에 연결된 동조기(Laserpulse)는 신호발생을 통해 카메라와 레이저의 작동 및 카메라 인터페이스의 순서를 컨트롤 한다. 그 밖에 측정 데이터의 획득 및 처리를 위한 A/D 보드(Coreco)와 시스템의 온라인 처리 및 벡터장 표현을 위한 소프트웨어(Insight, Insight3G)가 설치된 개인용 컴퓨터가 시스템에 연결되어 있다. 추적 입자로는 에어로졸 생성기에서 만들어진 올리브오일 입자가 사용되었으며 측정 전에 실험부 내부에 입자를 먼저 살포한 후 에어로졸 생성기를 끈 상태로 컨테이너 내부의 유동을 측정하였다. 1회의 벡터 데이터 측정을 위해서는 2개의 frame이 요구되며 본 PIV 시스템의 정보획득률(sampling frequency)은 30Hz이므로 초당 15회의 벡터 데이터를 얻을 수 있다. 측정 결과는 정상상태 수치해석모델의 검증 데이터로 사용되므로 평균 유동장에 대한 벡터 데이터가 필요하다. 따라서 본 실험에서 제시되는 벡터 데이터는 모두 총 120회의 순간 측정치의 평균치를 나타낸다. 본 실험에 사용된 컨테이너 모형의 치수를 그림5-52에 나타내었

다. 모형은 1/5 geometric scale의 축소모형이며 펄스 레이저의 조사와 CCD 광학계측을 고려하여 균일 밀도의 투명 아크릴로 제작되었다. 축냉조 쪽에 설치한 노즐이 부착된 직경 92mm의 직류 냉각팬에 의해 컨테이너 내부의 순환유동이 만들어지며 이때 토출되는 유속은 약 1.5m/s 정도이다.

그림5-53(a)는 저장물이 없는 경우 모형의 중앙단면에서의 벡터 측정치를 보여준다. PIV 시스템의 측정범위 제약으로 인해 전체 유동장은 4등분으로 분할되어 측정 되었으며 그림은 4개의 벡터장을 다시 조합한 상태이다. 팬 바로 하류 근방에서 최대유속이 관찰되며 팬에서 나온 유동은 코안다 효과(Coanda effect)에 의해 상부벽면에 부착하게 된다. 상부의 유동은 하류 끝 부분에서 모형내부의 역압력구배에 의해 벽면에서 박리하며 대부분의 유량은 모형의 상류 측에 큰 선회 유동을 형성하여 정체영역을 만들며 하부의 흡입구 쪽으로 빨려들어 간다. 이로 인해 모형의 하류에는 매우 느린 유속의 정체영역들이 만들어 진다.

그림5-53(b)는 컨테이너 내부에 2x6의 배열로 팔레트가 간격 없이 배치되어 있고 팔레트 위에 471x314x108(mm)사이즈의 박스가 15단 적재 되어있는 상황을 1/5 scale로 축소한 모형에 대한 측정 결과이다. 적재물 상부에서 코안다 효과는 매우 약하며 6개의 적재물을 지나는 동안 거의 균일한 속도분포를 보인다. 적재물을 통과한 유동은 하강하여 팔레트로 유입되며 마지막 적재물 측벽에 약한 선회류에 의한 정체영역을 발생시킨다. 적재물 하부의 팔레트를 통과하는 유동은 레이저가 충분히 도달하지 못하여 측정범위에서 제외되었다.

그림5-53(c)에는 실물의 15cm 팔레트 간격을 모사하는 3cm 팔레트 간격을 준 모형에 대한 측정결과이다. 팬 토출 유동은 축냉조 하부의 흡입유동에 의한 부압의 영향을 받아 팬 바로 하류에서부터 강한 하강기류의 형태를 보이며 첫 번째와 두 번째 적재물 사이의 유로로 많은 유량이 통과하고 있음이 관찰된다. 이를 통해 적재물의 냉각에 필요한 냉기류 유량을 하류에서도 충분히 확보하기 위해서는 덕트 등의 부가적인 유체 전달 기구가 필요함을 유추해 볼 수 있다. 적재물 위를 지나가는 유동은 적재물 사이의 유로의 영향을 받아 매우 강한 비정상성을 가지며 그 유속 역시 매우 미약하였다. 이는 PIV 평균치의 해상도를 저해하는 요인으로 작용한 것으로 판단된다.

나. 온도측정 장치 및 방법

온도 측정은 실제 컨테이너를 대상으로 측정되었다. 컨테이너 내부에 설치된 온도센서의 위치는 그림5-54와 같으며 센서는 대칭성을 고려하여 컨테이너 내부의 중앙 단면을 기준으로 한쪽에만 설치되었다. 컨테이너의 상류, 중류, 하류 및 상부, 중부, 하부의 온도분포를 측

정하기 위해 총 18개의 PT 100 Ω 센서가 공간상에 설치되었으며 컨테이너 외부에도 동서 남북의 외벽 및 천정, 바닥 외벽에 온도 센서를 설치하여 벽면침투 열유속 계산을 위한 온도측정을 실시하였다. 모든 온도센서는 디지털 온도기록장치(TLOG-6012, YOKOGAWA)에 연결되어 온도측정 시스템을 구성한다.

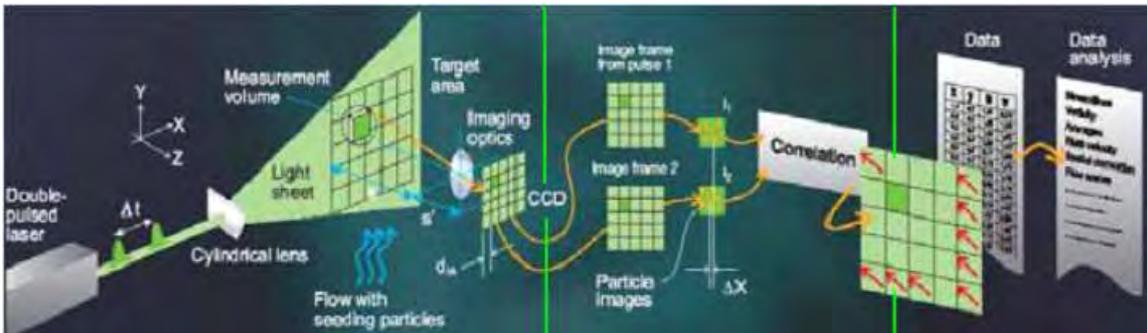


Fig. 5-50. Principles of velocity vector field measurement by PIV system.

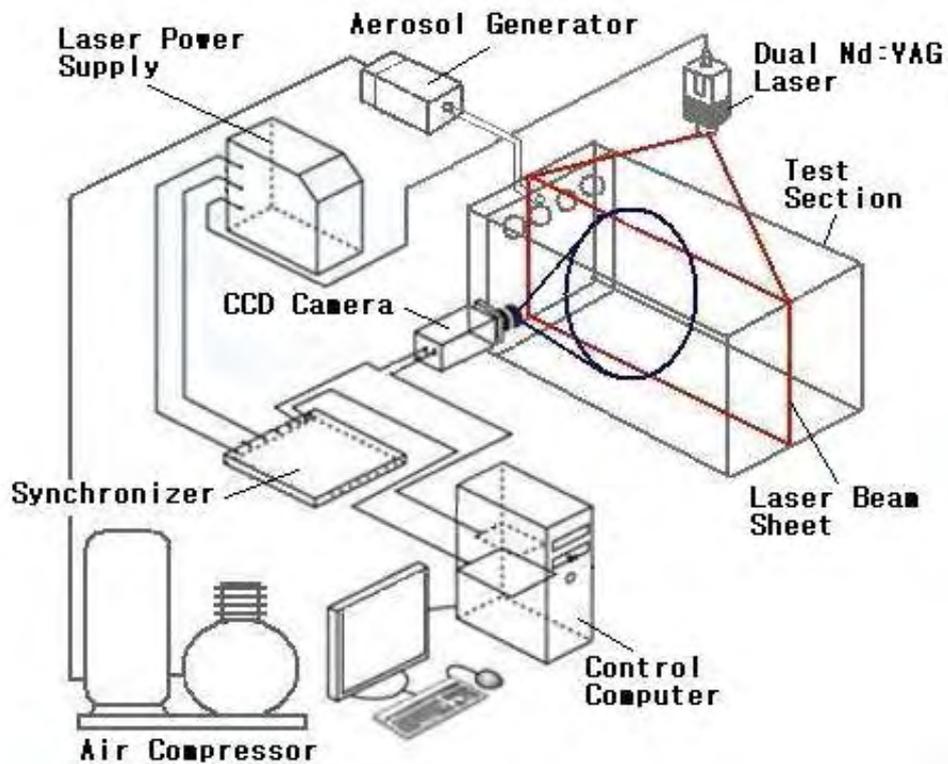


Fig. 5-51. Experimental setup for present PIV measurement.

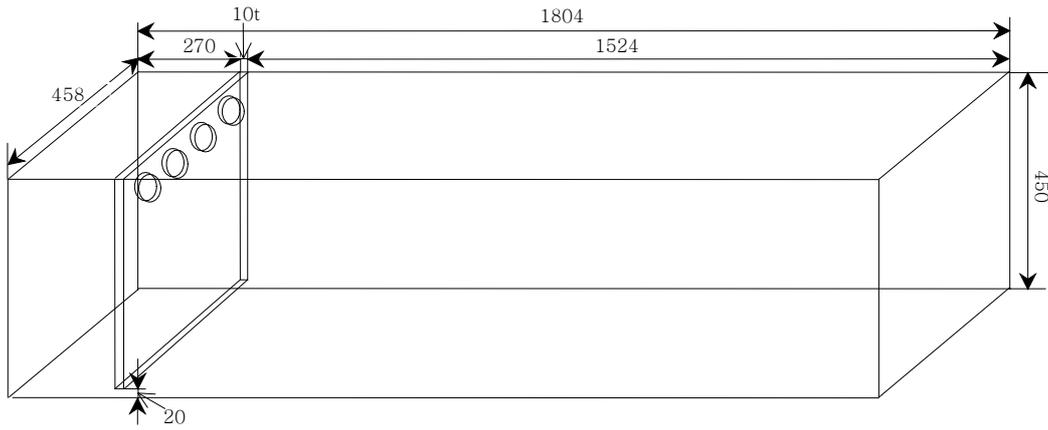
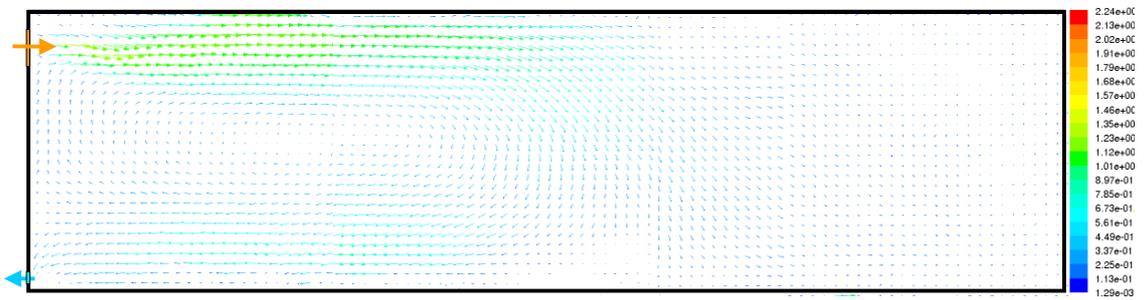
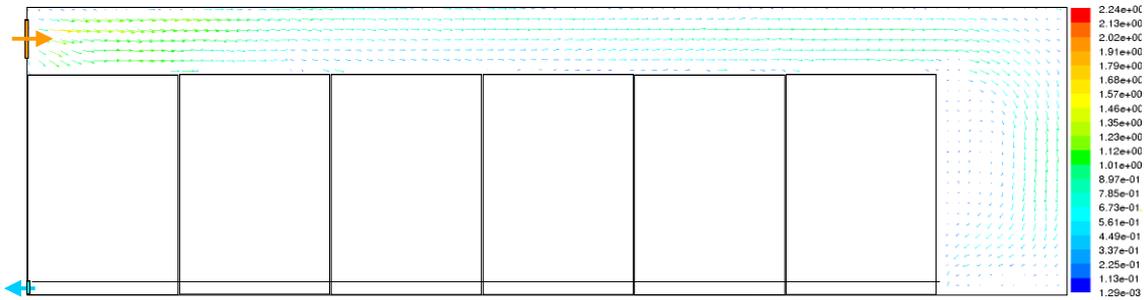


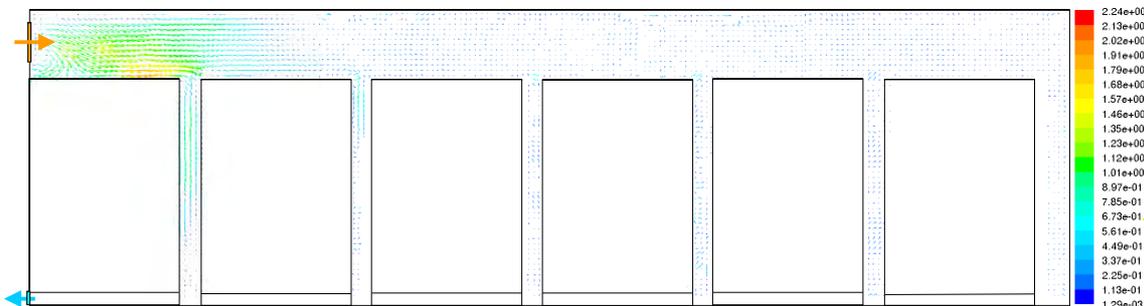
Fig. 5-52. 1/5 geometric scale model used in PIV measurements.



(a) no loading



(b) no space between pallets



(c) 3cm space between pallets

Fig. 5-53. Velocity vector distribution on center plane of container model.

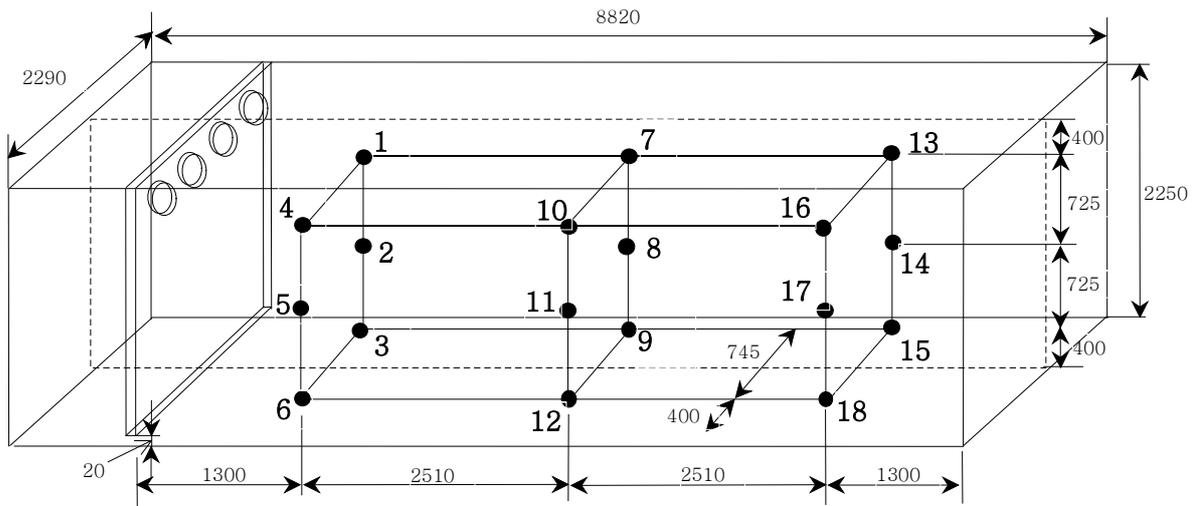


Fig. 5-54. Sensor position in the container.

3. 결과 및 고찰

가. 시뮬레이션 모델의 검증

CFD 모델의 검증에서 속도벡터를 통한 검증은 Navier-Stokes 방정식이 얼마나 정확히 적용되고 해석되었는지를 확인하는 과정이다. 정상상태 수치해석에서 해의 신뢰성에 관련된 수치해석 과정상의 변수로는 계산에 사용된 격자의 개수 및 종류의 적합성, 입력 경계조건의 정확성, 유동특성에 적합한 난류모델의 적용 여부, 수렴 판단의 기준, 압력 수정식의 처리, 압력항, 대류항 및 확산항의 이산화에 적용된 스킴 및 이산화의 정밀도 등을 들 수 있다. 또한 온도 분포의 검증은 에너지 방정식이 얼마나 정확히 적용되었는지를 확인하는 과정으로, 온도 예측치의 정확성에 영향을 미칠 수 있는 변수 역시 위에서 설명한 내용들과 대동소이하다.

실제 열유동장에서 유동현상과 열전달현상은 대부분 서로 커플링 되어 있다. 즉, 레이놀즈 수와 난류강도 등 유동의 조건이 대류 열전달에 미치는 영향은 매우 크며, 열부력 등에 의해 온도구배가 유동장에 미치는 영향 역시 존재한다. 따라서 CFD 모델은 유동패턴과 온도 분포에 대해 동시에 검증을 실시하여 벡터와 스칼라양에 관련한 신뢰성을 확인하는 것이 타당하다고 판단된다.

그림5-55(a)는 내부가 비어있는 컨테이너 모형의 중앙 대칭단면에서의 PIV 속도벡터 측정결과를 보여준다. 팬 토출 유동의 유속은 약 1.5m/s이며 PIV 시스템의 측정범위의 제약으로 인해 전체 유동장은 4등분으로 분할되어 측정된 후 다시 조합되었다. 상류상부에서 최대 유속이 관찰되며 유동은 코안다효과에 의해 상부벽면에 부착한 후 하류로 갈수록 내부의 역

압력구배에 의해 벽면에서 박리하여 출구와 하부로 향한다. 이에 의해 모형의 상류 측에 선회 유동이 만들어지며 하류에는 하방으로 향하는 상대적으로 저속의 유동영역이 발생한다.

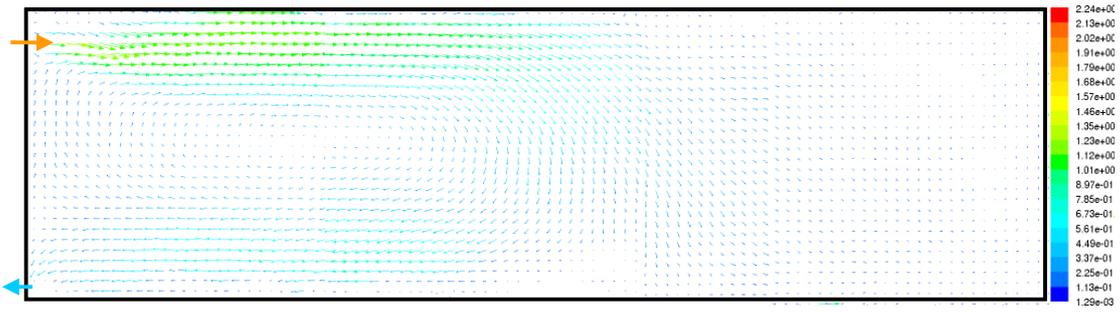
그림5-55(b)와 (c)에는 CFD 해석 결과를 나타내었다. PIV 측정 실험은 내부 열원 및 냉각이 없는 조건에서 수행되었으므로 해석은 Navier-stokes 방정식만을 대상으로 하였다. 먼저 그림5-55(b)의 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용한 CFD 해석 결과는 실험치에 비해 선회유동의 중심이 더 하류에 위치함을 보여주며 하류영역에서 유동의 벽면 박리가 거의 일어나지 않으므로 하방으로 향하는 유동 역시 실험치에 비해 약함을 보여준다. 유동은 팬 반대 벽면까지 도달한 후 하방으로 향하므로 컨테이너 내부는 전체적으로 하나의 큰 선회유동으로 채워진다. 그림5-55(c)는 RSM 난류모델을 적용한 해석 결과이다. 상류 선회류의 중심은 역시 실험치에 비해 약간 하류에 위치하나 선회류 크기와 유동패턴 등은 정성적으로 잘 일치함을 볼 수 있다. 하류에서 유동의 약한 벽면 박리가 관찰되며 중, 하류 영역에서 하방으로 향하는 유동 역시 실험치와 유사하게 나타났다. 유동장은 상류의 선회유동과 하류의 저속영역으로 구분되어 나타나며 이러한 경향은 실험치와 정성적으로 일치한다. 이는 표준 $k-\epsilon$ 모델은 난류를 평균속도구배에 기초한 등방성 스칼라량으로 풀게 되므로 과도한 확산성을 가지며 벽면전단응력을 과대 예측하여 벽면박리가 지연되었기 때문으로 판단된다. 이에 반해 RSM은 난류운동에너지 소산율에 대한 방정식과 함께 레이놀즈 응력텐서의 각항에 대한 수송방정식을 직접 풀게 되므로 선회류나 2차유동의 발생 등의 해석에 유리하며 그 결과 본 해석에서도 RSM에 의한 예상치가 실험 결과를 더 잘 모사한 것으로 판단된다.

보다 정량적인 검증을 위해 그림 11에 중심 대칭면에서 컨테이너의 상/중류와 중/하류의 경계인 상류에서 0.5m 위치와 1.0m 위치에서의 x 방향 속도성분을 컨테이너 높이방향에 대해 나타내었다. 그림5-56(a)의 $x=0.5m$ 위치에서의 속도분포는 상류 선회유동의 발생을 보여주며 선회유동의 중심 높이는 RSM 예측치, 표준 $k-\epsilon$ 모델 예측치, PIV 실험치의 순서로 나타났다. 실험치는 표준 $k-\epsilon$ 모델과 더 일치하는 것 같이 보이나, 표준 $k-\epsilon$ 모델은 그림5-55에서 확인한 바와 같이 선회유동의 크기와 중심 위치를 정확히 예측하지 못하였다. 표준 $k-\epsilon$ 모델의 부적합성은 그림5-56(b)의 $x=1.0m$ 에서의 속도분포 비교에서 뚜렷이 나타난다. 실험치에서는 상류방향으로의 역유동이 나타나지 않으며 RSM 예측치는 하부의 제한된 영역에서 부분적 역유동을 보이는데 반해, 표준 $k-\epsilon$ 모델은 뚜렷한 역유동의 존재를 보여준다. 이는 RSM 모델은 상류 선회유동의 크기를 약간 과대평가하는데 그치지만 표준 $k-\epsilon$ 모델은 모델링 특성상 컨테이너 내부 유동장을 하나의 큰 선회 유동장으로 예측하기 때문이다. RSM 예측치가 실험치보다 높은 x방향 속도성분을 나타내는 것은 그림5-55

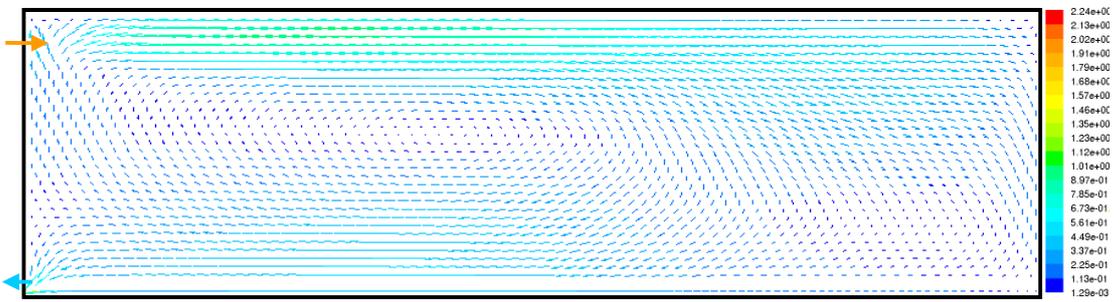
의 $x=1.0\text{m}$ 위치에서 속도벡터의 하방 기울기가 실험치에서 더 크게 나타나는 것을 통해서도 알 수 있다. 따라서 냉장 컨테이너의 설계에 적용되는 난류모델은 계산 시간과 요구 메모리의 증가를 감수하더라도 RSM을 적용하는 것이 적합하다고 판단된다.

그림5-57에는 그림5-54의 실제 컨테이너 내부의 온도센서 위치에서 측정된 온도실측값과 실제 컨테이너에 대해 RSM 난류모델을 적용하여 해석한 온도예측치를 비교한 결과를 나타내었다. 실측치와 예측치의 차이는 하류로 갈수록 증가하는 경향을 보이며 이는 위의 속도벡터 검증의 결과와 유사한 양상이다. 또한 컨테이너의 상류, 중류, 하류에 걸쳐 중앙부의 센서 위치에서의 실측과 예측치 차이가 벽면쪽 센서 위치에 비해 약간 더 크게 관찰되었다. 그러나 그 차이는 상류의 1~6번 센서 위치에서 약 0.05°C 이내, 중, 하류의 7~18 센서 위치에서도 약 0.1°C 이내로 비교적 정확하게 예측되었으며 온도분포의 경향성 역시 실측치와 유사하게 나타났다.

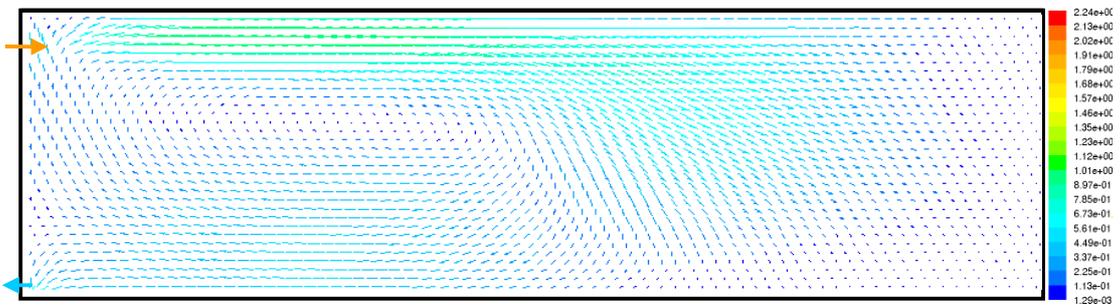
이상의 속도벡터 및 온도분포를 이용한 검증과정을 통해, 본 CFD모델을 적용할 경우 컨테이너 내부의 기류패턴 및 열전달 현상을 비교적 정확하게 예측 가능할 것으로 판단되며, 검증과정에 적용된 이산화 및 계산알고리즘의 종류와 그 정확도 및 RSM 난류모델 등은 이하의 컨테이너 설계변수별 계산 과정에서도 그대로 적용되었다.



(a) PIV measurement



(b) CFD simulation with standard $k-\epsilon$ model



(c) CFD simulation with RSM

Fig. 5-55. Comparison between experimental and numerical velocity vector profiles at symmetric x-y plane of container model.

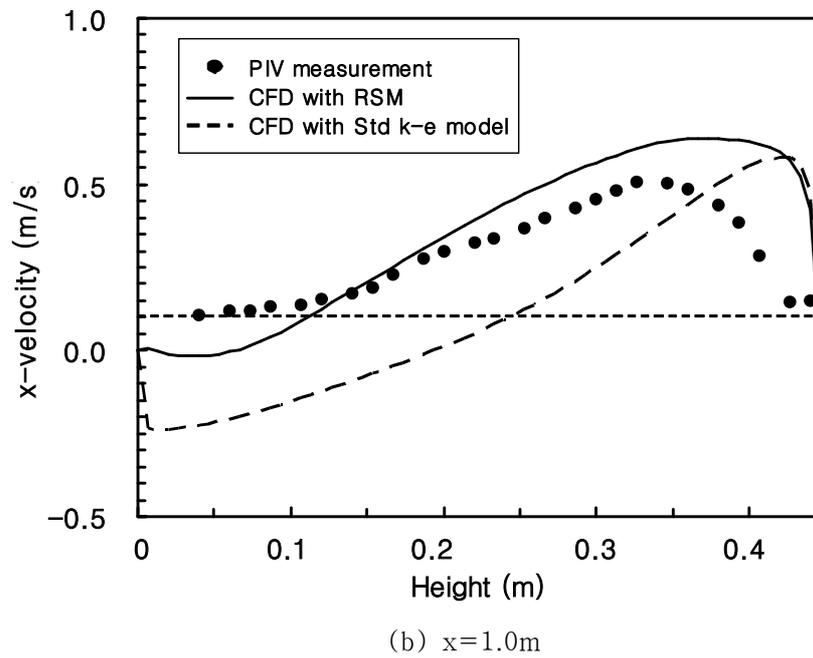
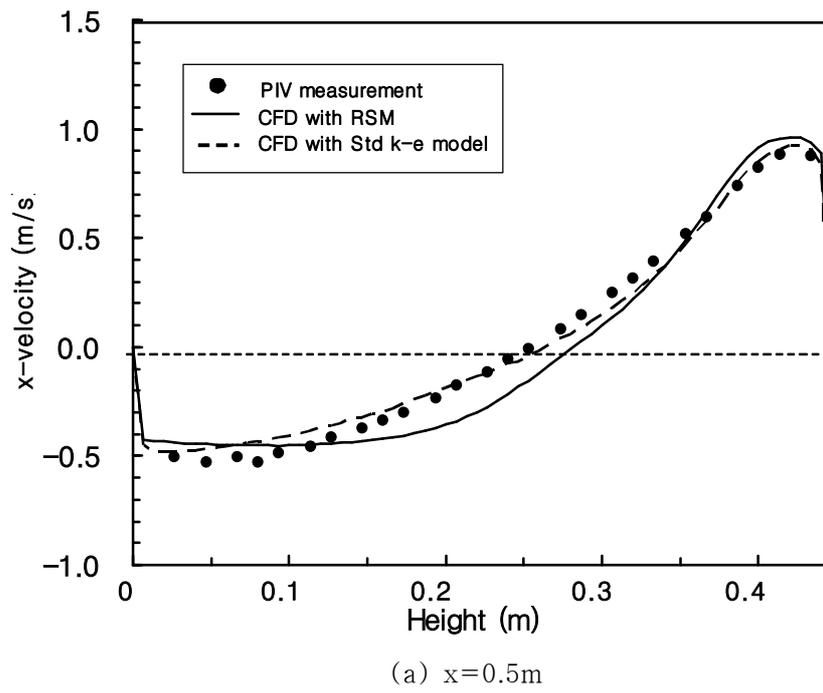
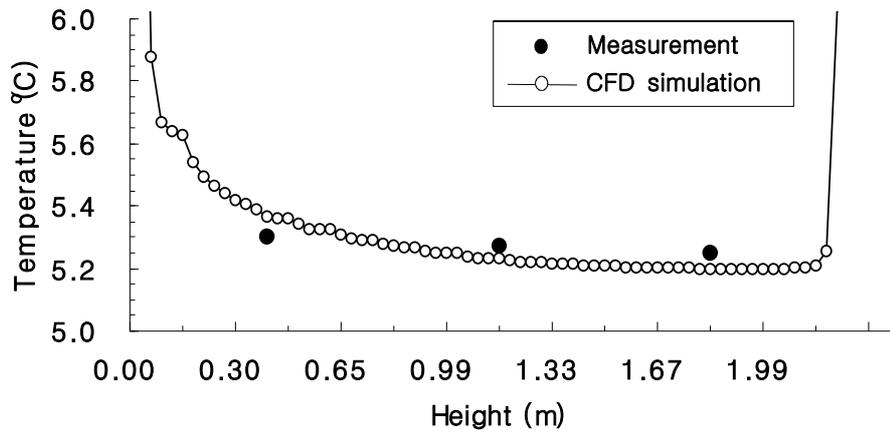
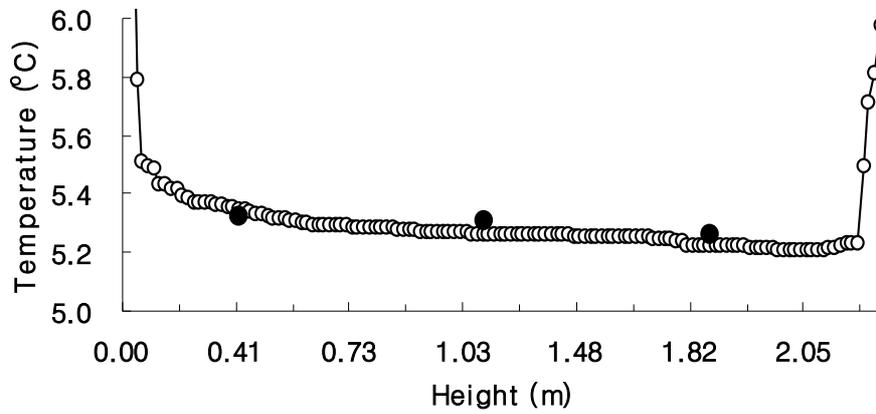


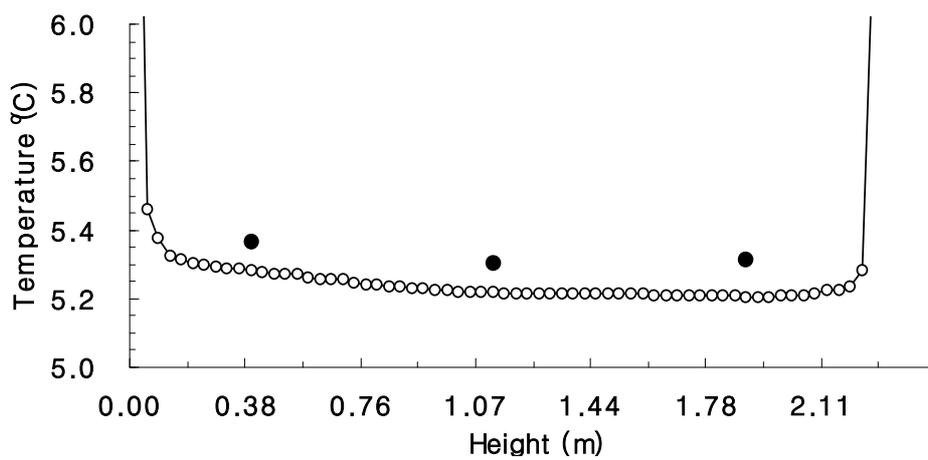
Fig. 5-56. Comparison between experimental and numerical velocity vector profiles at symmetric x - y plane of container model



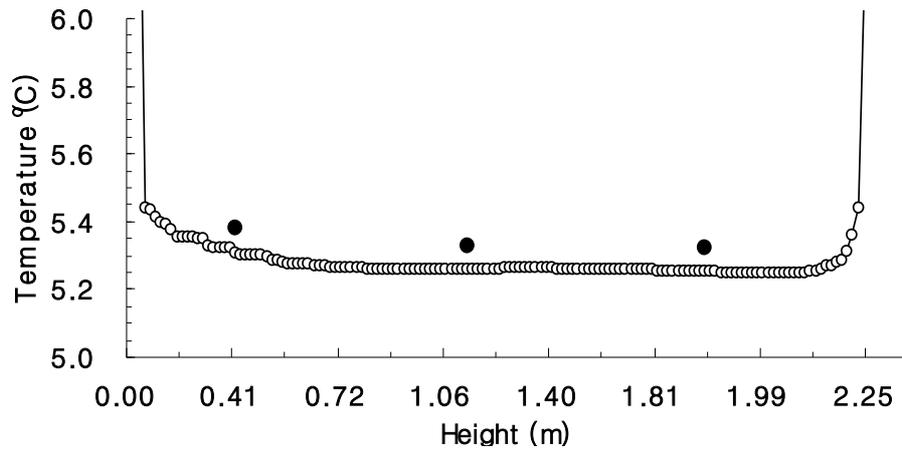
(a) Sensor No. 1, 2, 3



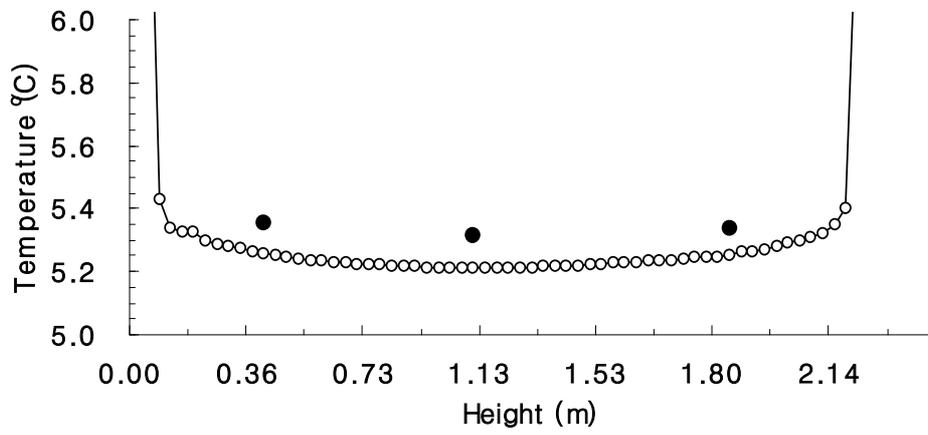
(b) Sensor No. 4, 5, 6



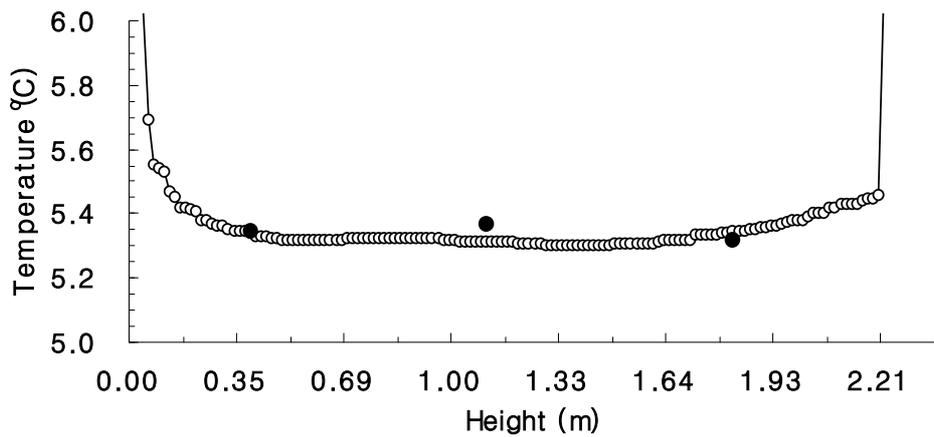
(c) Sensor No. 7, 8, 9



(d) Sensor No. 10, 11 12



(e) Sensor No. 13, 14 15



(f) Sensor No. 16, 17, 18

Fig. 5-57. Comparison between experimental and numerical temperature distributions.

나. 수치해석적 설계

1) 적재물이 없는 경우

먼저 컨테이너 내부에 적재물이 없는 상태에서 순환팬 풍속에 따른 컨테이너 내부의 열유동 패턴 변화에 대해 살펴보았다. 전술한 바와 같이 팬 입구조건으로 온도는 설정온도를 기준으로 한 측정평균치 278.06K (4.9°C)를 주었으며 풍속은 각각 2.0, 4.0, 6.0m/s로 변화시켰다. 나머지 계산에 관계된 열적, 유체역학적 경계조건 및 물성치는 전술한 표5-5와 동일하다.

그림5-58은 팬 토출 유속을 2.0, 4.0, 6.0m/s로 준 경우 각각의 컨테이너 내부의 유적선(pathline)을 보여준다. 계산영역은 대칭경계조건을 적용하여 반만 계산하였으나 그림에는 전체 유동장을 나타내었다. 유적선은 입자의 시간경과에 따른 경로를 추적하는 라그랑지(Lagrangian) 해석 결과이다. 환풍팬에서 토출된 각각의 기류는 코안다효과(Coanda effect)에 의해 벽면에 부착되어 하류로 진행하며 혼합효과에 의해 운동량을 교환하며 하류로 갈수록 모이게 된다. 이러한 효과들에 의해 중앙부의 일부 유동은 운동량이 유지되어 하류의 반대 벽면까지 도달하나 양측면의 유동은 상부벽 및 측벽과의 마찰 등에 의해 운동량 손실을 일으켜 벽면에 도달하지 못한다. 폐공간에서의 토출 유동이므로 하류 측의 압력은 상승하게 되며 이에 따른 유동장내의 역압력구배에 의해 대부분의 유동은 상부 벽면에서 박리하여 하층부로 향한 후 다시 축냉조의 흡기구 쪽인 상류로 향한다. 또한 팬 토출 유동은 축냉조의 흡기구로 다시 흡입되는 순환시스템이므로 컨테이너의 중앙부에는 주류인 순환류가 만들어지며 팬 반대 벽면 근처에는 벽면에 부딪힌 유동에 의해 작은 선회류 형태의 2차 유동들이 만들어 진다. 그림5-58의 유적선 결과에 의하면 서로 다른 팬 풍속에 따라 유동장 내의 유속은 상당한 차이가 남에도 불구하고 전체적인 기류의 패턴은 대동소이하게 나타났다.

보다 자세한 유동장 분석을 위해 그림 5-59, 5-60과 같이 대표단면에 대한 속도벡터를 구하였다. 그림5-59는 팬 중심부와 같은 높이($y=2.02\text{m}$)의 $x-z$ 단면에 대한 속도벡터를 보여준다. 팬 유속에 따라 유동장내 최대풍속은 3.25m/s에서 9.8m/s로 차이가 있으나 유동패턴은 유사하다. 팬 유속이 높을수록 혼합길이가 길어지며 강한 혼합유동이 만들어 지는 경향을 보여준다. $V_{fan}=2.0\text{m/s}$ 의 경우에는 유동이 반대벽면에 부딪힌 후 뚜렷한 2차 유동이 만들어 지지 않으나 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 의 경우는 반대벽면에 부딪힌 유동이 측벽에서 2차 선회류들을 만들고 있음이 관찰된다. 그림5-60은 컨테이너 중심단면, 즉 대칭경계면에서의 속도벡터를 보여준다. 팬 유동은 중류에서 혼합되어 최대속도영역을 만들며 컨테이너 중앙부를 중심으로 큰 선회류가 만들어져 정체영역이 발생함을 볼 수 있다. 선회유동의 형태는 서로 다른 팬

유속에 대해서도 거의 유사하나 팬 유속이 증가할수록 1차 선회류의 중심은 약간 하류로 이동하며 따라서 선회류의 전체 크기도 약간 증가함을 볼 수 있다.

그림5-61에는 하류 x방향으로 2.0, 4.0, 6.0m 위치에서 중앙 대칭면의 높이별 x속도성분 분포를 나타냈다. 전체적으로 속도 0지점을 중심으로 상층부와 하층부의 속도 방향이 반대인 선회류가 만들어지며 상층부의 속도차에 비해 하층부의 속도차는 작게 나타남을 보여준다. 상류에 해당하는 x=2.0m 위치에서 속도 0지점의 높이는 팬 유속이 증가할수록 미세하게 상승하여 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 일 때가 $V_{fan}=2.0\text{m/s}$ 일 때에 비해 약 15cm정도 높다. 이는 팬 유동의 속도증가에 따른 상대적인 압력감소로 선회류가 하층부에서 상층부로 급격히 상승하기 때문으로 판단된다. 중류에 해당하는 x=4.0m에서는 반대의 경향이 나타나는데 이는 선회류의 중심부 크기가 유속의 증가에 따라 증가하기 때문으로 판단된다. 하류인 z=6.0m 지점에서는 일정한 규칙성이 발견되지 않는데 이는 하류의 경우 유속이 매우 느려지며 3차원성에 기인한 유동 복잡성 때문으로 판단된다.

그림 5-62에는 그림5-49의 계산영역에서 대칭면에 가까운 안쪽 팬의 중심에서의 속도크기를 하류방향으로 나타냈다. 팬에서 2m/s의 속도차는 하류로 갈수록 감소하며 반대편 벽면 근처에서는 모두 1.0m/s 이하로 감속된다. 속도감소의 기울기는 팬 유속이 높을수록 크며 세 경우 모두 중류부근에서 유속증가구간을 보여주는데 이는 선회류에 의해 주류에 혼입되는 유량의 증가에 기인한다.

그림5-63은 그림5-62와 동일한 위치에서 각각의 팬 유속 별 정압분포를 보여준다. 세 경우 모두 선회류의 중심 근처까지는 하류로 갈수록 압력이 감소하나 그 이후에는 급격한 역압력 구배를 보여준다. 그림5-62에서 속도가 증가하는 지점인 하류 약 6.0m에서 유속 증가로 인한 압력감소를 보여주나 전체적으로 역압력구배를 보인다.

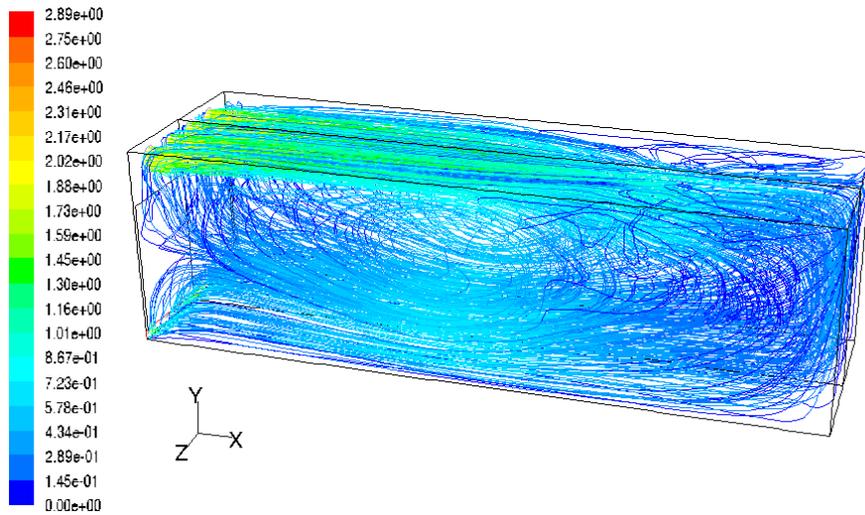
그림5-64는 팬 중심에 해당하는 x-z 평면과 대칭 x-y평면에서 팬 풍속 별 등온선도를 나타낸다. 그림5-64(a)는 $V_{fan}=2.0\text{m/s}$ 의 경우로 벽면을 제외하면 전체적으로 4.9~5.5°C의 온도 범위를 보인다. 하류의 측벽과 바닥, 축냉조의 흡기구 주변에서 상대적으로 높은 온도가 관찰되는 등 그림 60 및 61의 저속 속도벡터의 분포와 유사한 경향을 보인다. 그러나 중앙의 선회류 영역은 주변 유동과 충분한 혼합에 의해 팬 유출유동과 동일한 저온 유동을 유지한다. 그림5-64(b)와 (c)는 $V_{fan}=4.0\text{m/s}$, $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 의 경우에 대한 온도 예측치로 온도분포 범위는 각각 4.9~5.4°C, 4.9~5.3°C이며, $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 의 경우 하류 측벽의 일부 영역을 제외하고는 팬 토출온도가 컨테이너 내부에 유지된다.

그림5-65에는 컨테이너 내부의 평균온도로서 다음 식과 같이 정의되는 질량가중온도평균

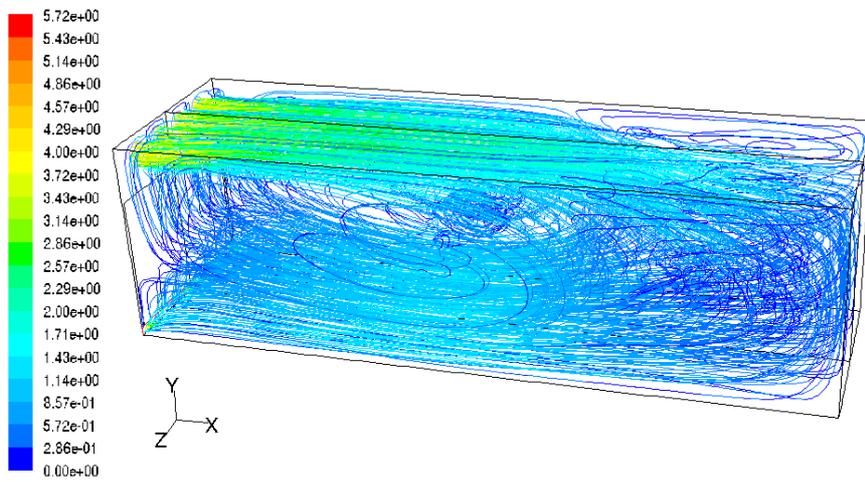
치를 팬 유속별로 나타내었다.

$$T_{avg} = \frac{\int T \rho dV}{\int \rho dV}$$

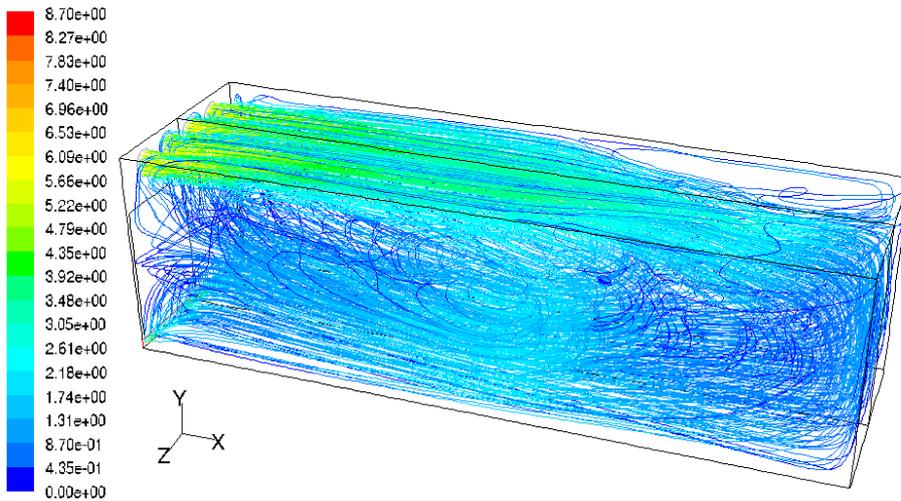
$V_{fan}=2.0\text{m/s}$ 인 경우 평균온도는 5.16°C , $V_{fan}=4.0\text{m/s}$ 인 경우는 5.07°C , $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 인 경우는 4.99°C 로 나타났으며 유속의 증가에 대해 내부 평균온도는 거의 선형적으로 감소하는 결과를 보인다.



(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$

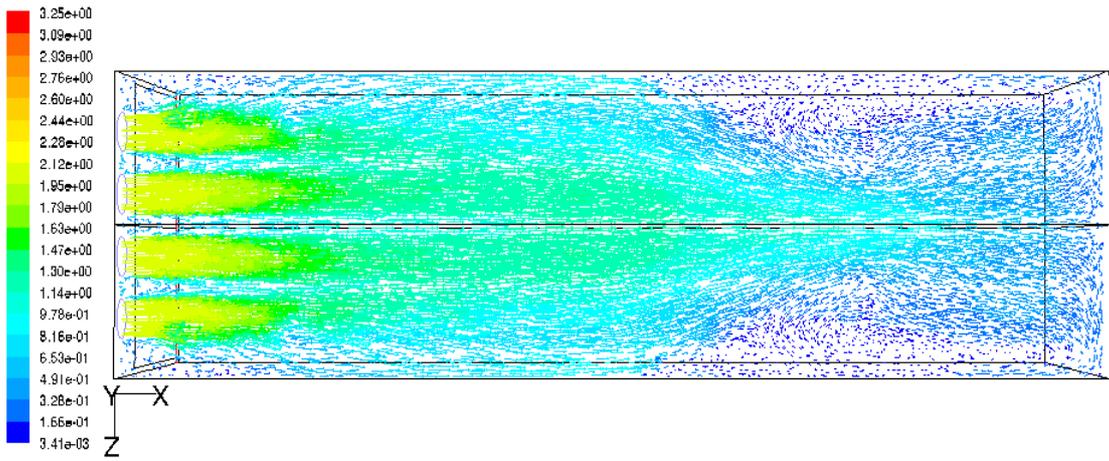


(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

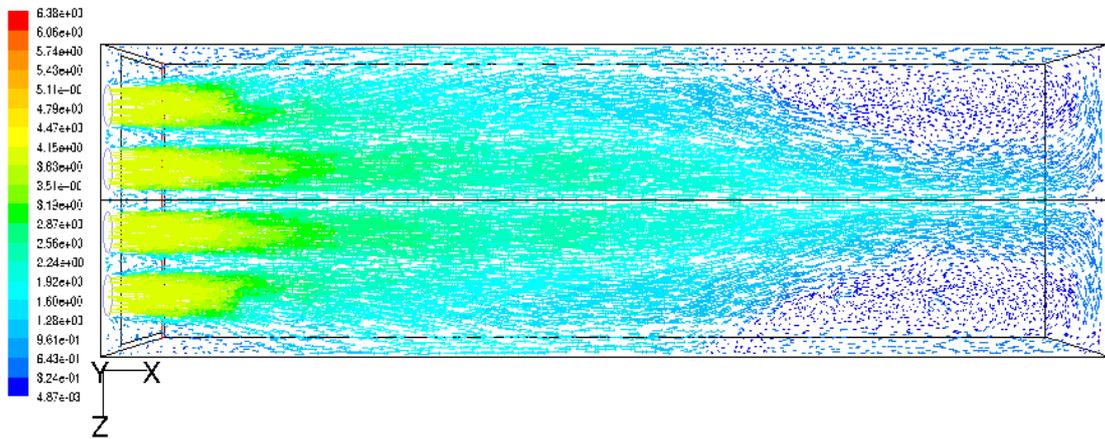


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

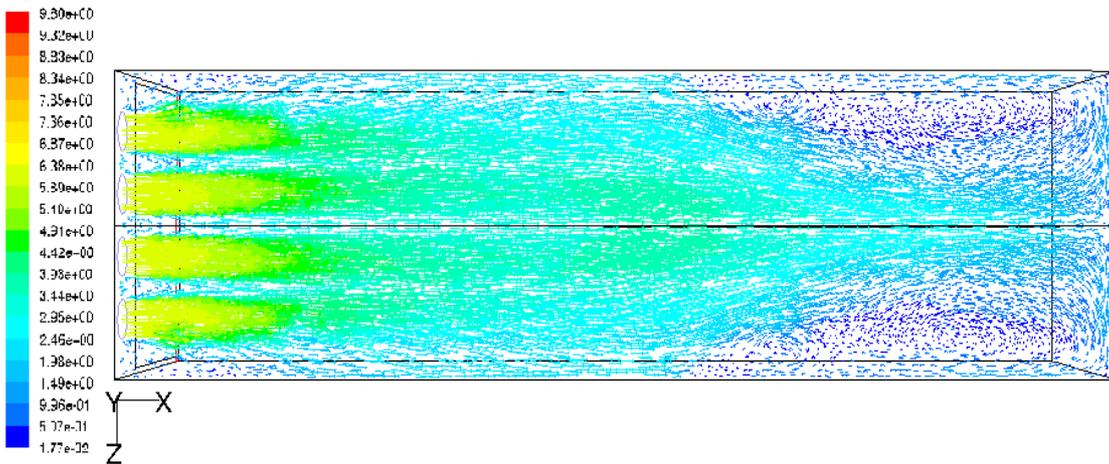
Fig. 5-58 Pathlines in the empty containers with $V_{fan}=2.0, 4.0$ and 6.0m/s .



(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$

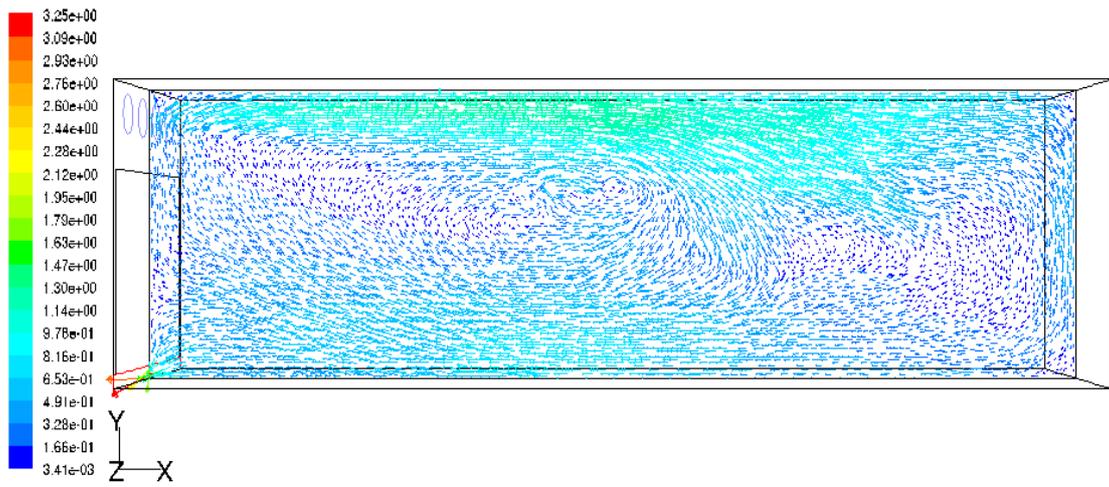


(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

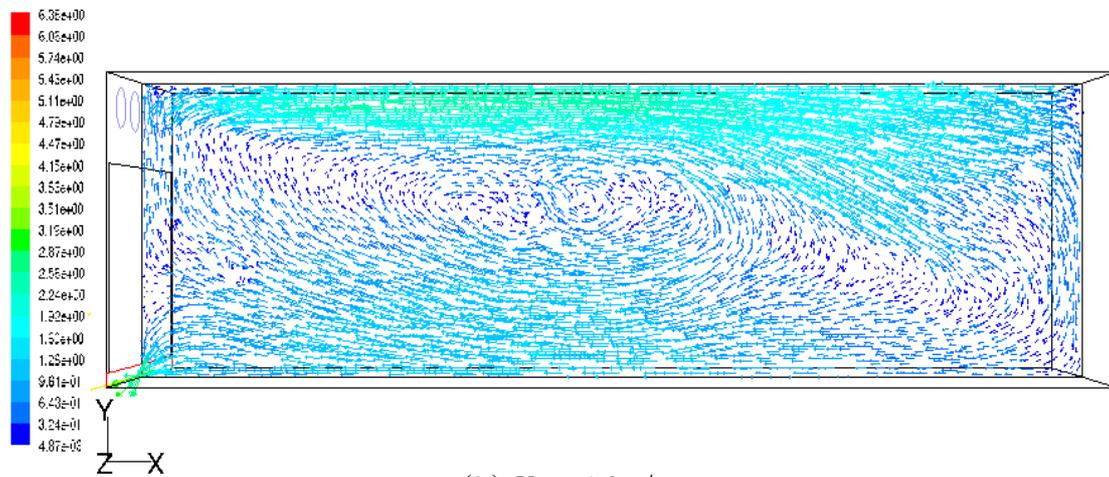


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

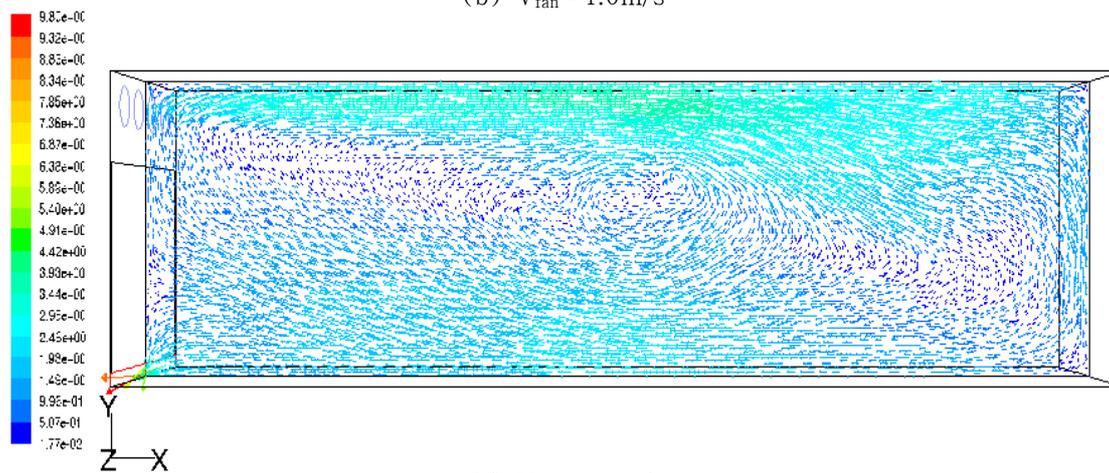
Fig. 5-59. Velocity vector distributions at x-z plane at $y=2.02\text{m}$ in the empty containers.



(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$

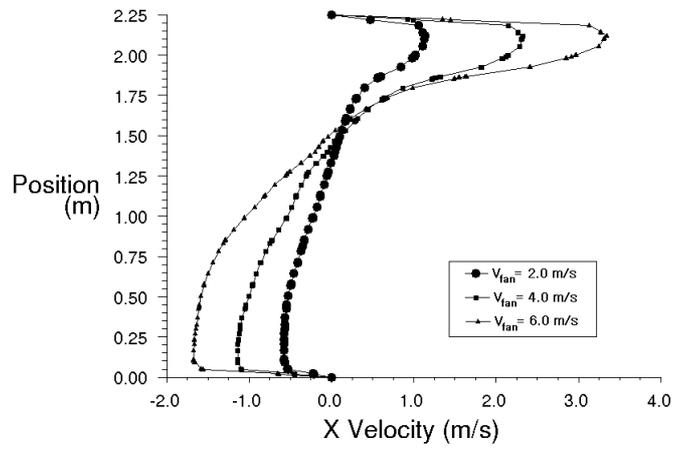


(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

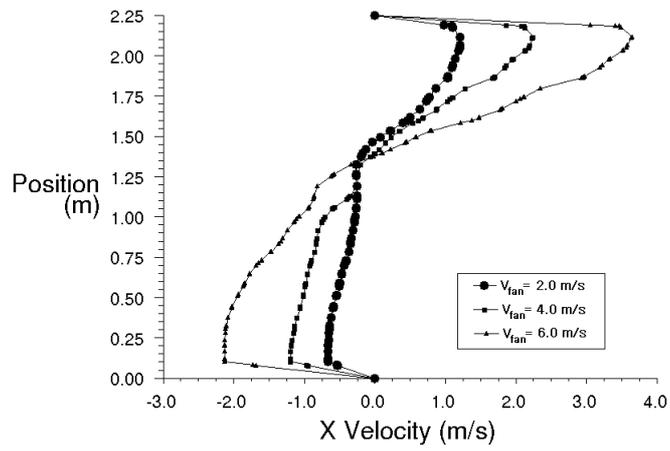


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

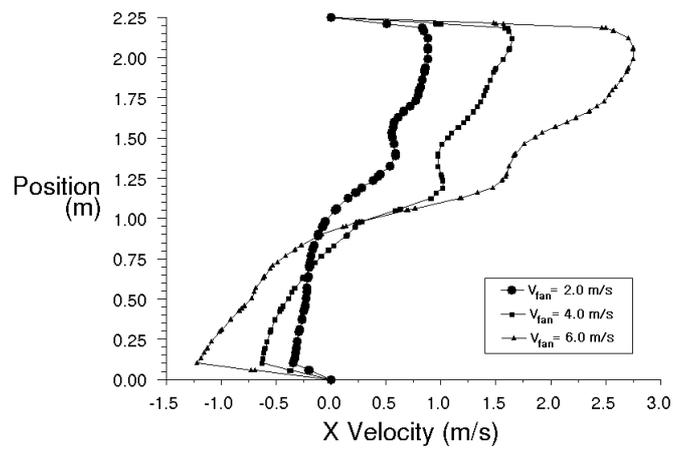
Fig. 5-60. Velocity vector distributions at symmetric x-y plane ($z=1.145\text{m}$) in the empty containers



(a) $x=2.0\text{m}$



(b) $x=4.0\text{m}$



(c) $x=6.0\text{m}$

Fig. 5-61 x-velocity profiles of y-direction of symmetric plane at $x=2.0, 4.0$ and 6.0m .

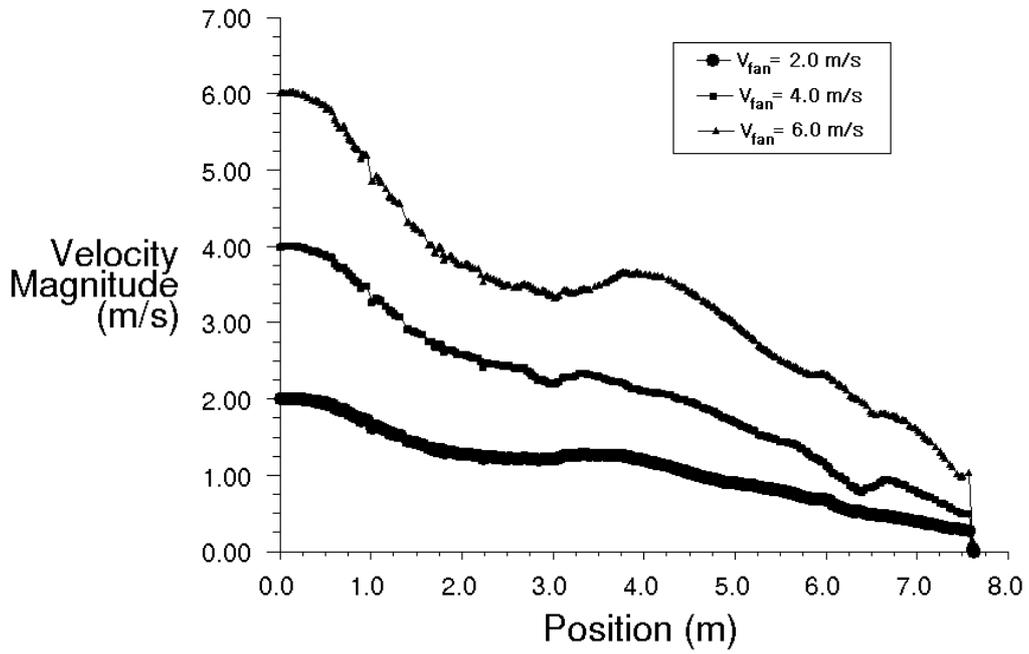


Fig. 5-62 Velocity magnitude along the centerline of inner fan.

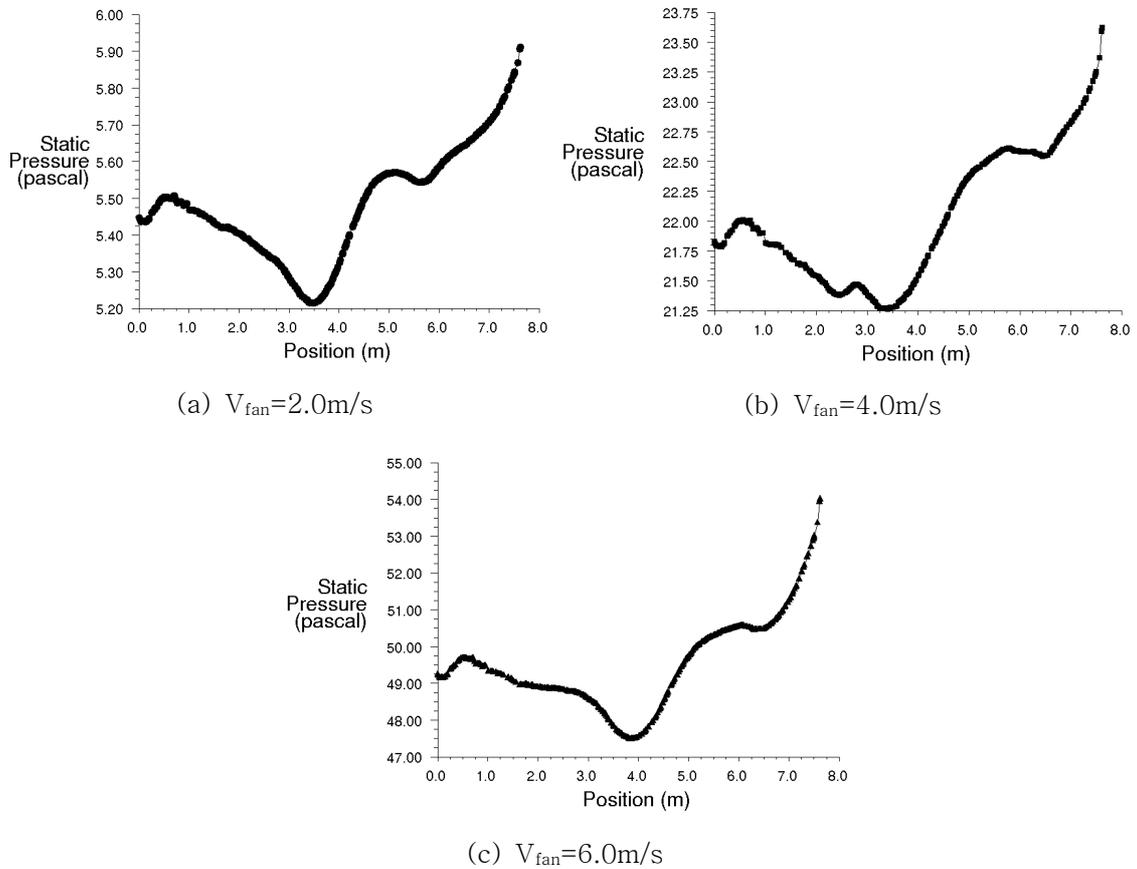
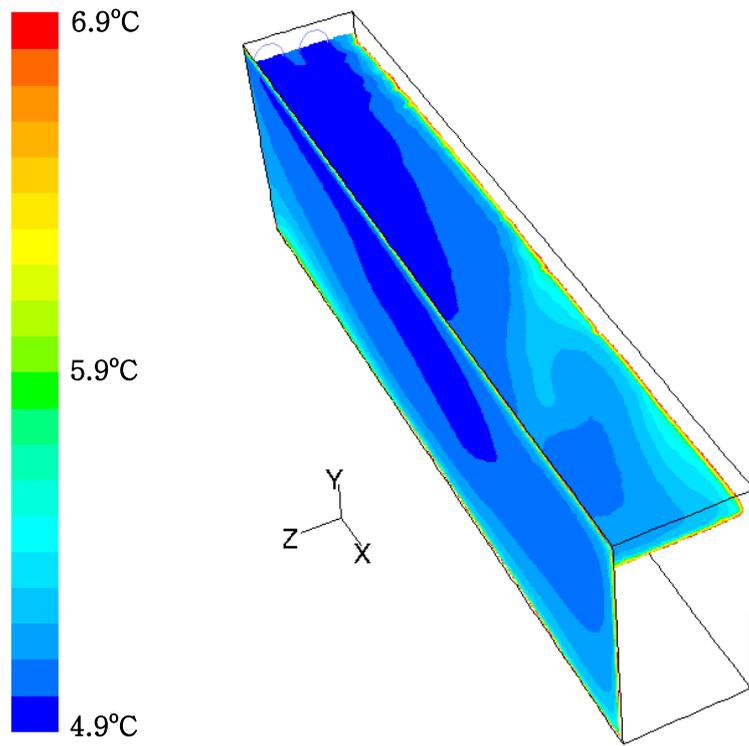
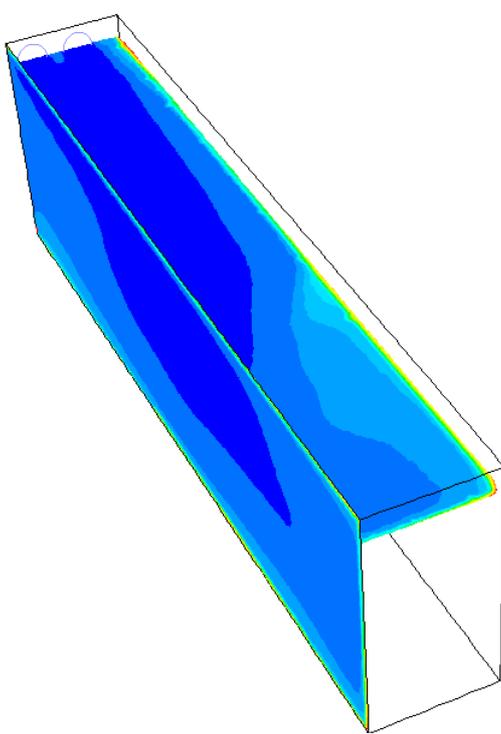


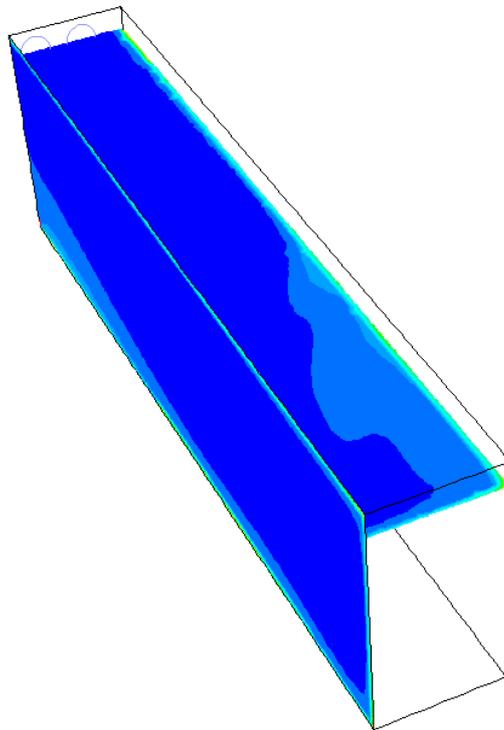
Fig. 5-63. Static pressure along the centerline of inner fan



(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$



(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$



(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

Fig. 5-64. Temperature contours at x-z planes at $y=2.02$ and symmetric x-y plane at $z=1.145\text{m}$.

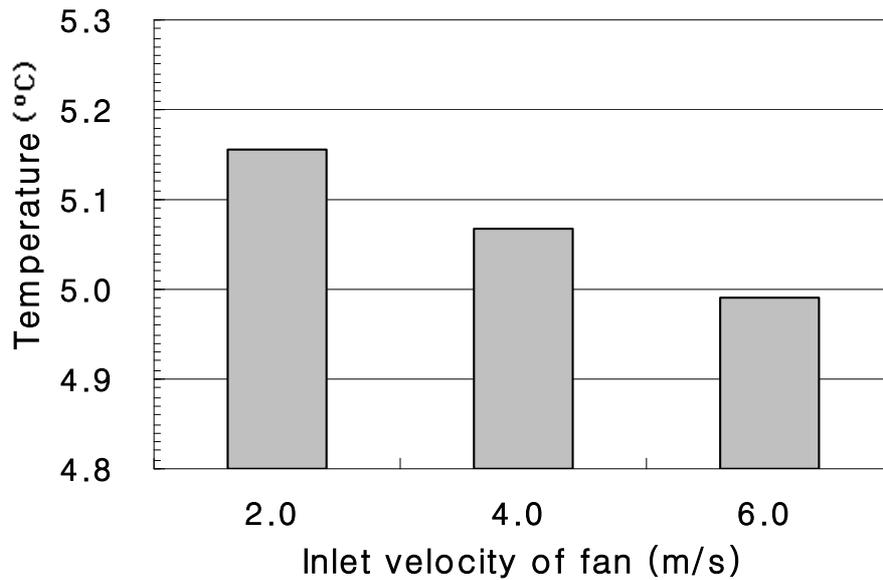


Fig. 5-65 Simulated average temperature of airflow in the empty containers.

1) Bulk 적재

그림5-66은 컨테이너 내부에 복숭아가 bulk 상태로 적재되어 있는 경우에 대한 계산결과로 팬 유속별 유적선을 보여준다. 적재물이 없는 경우와 같은 선회유동은 관찰되지 않으며 bulk 영역이 porous medium 모델로 해석 되므로 유적선은 적재영역을 상부에서 하부방향으로 통과한다. $V_{fan}=2.0\text{m/s}$ 의 경우 적재물의 하류부분에서 유적선의 통과는 관찰되지 않는 반면, 팬 유속이 증가할수록 강한 유량증가와 역압력구배에 의해 적재영역의 하류부분을 통과하는 유적선이 증가한다. 팬에서 토출된 유동의 대부분은 적재물의 앞쪽 상류측 부분을 통과하여 축냉조 흡기구로 유입된다.

그림5-67에는 팬 중심 높이에 해당하는 x-z평면상의 속도벡터 분포를 팬 유속별로 나타내었다. 팬 유속에 따라 유동장내의 최대속도는 각각 3.04, 6.14, 9.28, 12.4m/s로 차이가 있으나 전체적인 유동패턴은 유사하다. 팬 토출유동은 상부벽면과 적재물 표면사이의 좁은 영역을 흐르게 되므로 적재물이 없는 경우에 비해 벽면마찰손실이 크며, 일부 유동은 하부의 적재물 표면을 통해 적재물로 침투하므로 팬 토출 유동은 반대편 벽면까지 충분히 도달하지 못한다. 외측 팬의 토출유동은 코안다효과와 축냉조 흡기구의 부압효과에 의해 안쪽 팬의 토출유동과 혼합되지 못하고 측벽 근처에서 작은 선회류를 생성하며 적재물 내부와 적재물과 측벽사이 공간을 따라 축냉조 흡기구로 향한다. 이로 인해 팬 토출유동끼리의 혼합은 매우 약해지며 하류로 향하는 유동은 대부분 내측 팬의 유동으로만 구성된다.

그림5-68에는 컨테이너의 x-y대칭면에서 속도벡터 분포를 나타내었다. 내측 팬 토출유동의 혼합유동은 코안다효과에 의해 상부벽에 부착하나 이는 약 1.5m 하류에서 다시 박리하며 팬 하부에 작은 선회류를 만든다. 적재물의 상부를 흐르는 유동은 벽면마찰에 의해 유속이 급격히 느려지며 팬 반대쪽 벽까지 도달한 유동은 적재물과 벽면 사이에서 약한 선회류를 만들며 하부로 향한다.

그림5-69와 5-70에는 적재물 내부의 속도벡터를 적재물의 x-z 중심단면과 x-y대칭면에 대해 팬 유속별로 각각 나타내었다. 적재물 내부의 유속은 매우 느리므로 속도벡터를 명확하게 관찰하기 위해 벡터의 스케일을 그림 5-67와 5-68의 스케일보다 5배 크게 나타내었다. 팬 유속별 유동패턴은 거의 유사하며 적재물의 상류측에서 축냉조 흡기구 방향으로의 유속은 상당히 크나 하류로 갈수록 적재물 내부의 유동은 매우 약해진다. 이는 열전달율의 감소로 적재물의 상류측과 하류측간에 불균일한 온도분포를 불러올 수 있다.

그림5-71에 적재물 중심 높이의 x-z 단면에서의 등온선도를 팬 유속별로 나타내었다. $V_{fan}=2.0, 4.0, 6.0, 8.0\text{m/s}$ 에 대한 계산 결과, 컨테이너 내부의 최대온도는 하류의 하부 양쪽 구석 근처에서 각각 22.5, 19.7, 17.0, 13.3°C로 나타났으나 그림에는 4.9~6.9°C범위의 온도만 표시하였다. $V_{fan}=2.0\text{m/s}$ 의 경우, 적재물의 상류 쪽은 5.0~5.1°C범위이나 하류 측벽 쪽의 온도는 약 6.0°C까지 상승하는 등 하류로 갈수록 적재물 내부의 온도구배가 심해지는 경향을 보인다. 팬 유속이 증가할수록 적재물의 내부를 통과하는 유량이 증가하며 열전달율도 증가하여 저온영역이 하류방향으로 확대됨을 볼 수 있다. $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 의 경우 적재물 내부는 하류 측벽 쪽의 일부를 제외하고는 거의 4.9~5.1°C의 균일한 온도분포를 보임을 알 수 있다.

이와 같은 경향은 그림5-72의 x-y대칭면에 대한 등온선도에서도 볼 수 있는데, $V_{fan}=2.0\text{m/s}$ 의 경우 적재물 상류, 상단에 5.0°C이하의 영역이 나타나나 하류, 하단부의 저속 영역에서 온도는 6.5°C이상으로 상승하여 온도분포는 불균일하다. 역시 팬 유속이 증가할수록 저온영역은 하류, 하단부로 확대되며 $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 의 경우 하류, 하단부의 일부를 제외한 전체 적재물 영역은 4.9~5.1°C로 대체적으로 균일한 온도분포를 나타냄을 볼 수 있다.

그림5-73에는 대칭단면에 대해 적재물의 상류, 중류, 하류에 해당하는 $x=1.65, 3.3, 4.95\text{m}$ 에서의 높이별 x속도성분을 팬 유속별로 나타내었다. 그림의 x방향 실선은 적재물의 하부와 상부표면을 의미한다. 그림5-73(a)의 $x=1.65\text{m}$ 에서 적재물 상부공간의 기류는 팬 유속에 따라 약 0.5~2.25m/s의 최대속도를 나타내며 적재물 하부의 파레트 공간에서는 약 -0.7~-2.75m/s의 최대속도를 보이나 적재물 내부에서 팬 유속에 따른 속도차는 매우 작다. 기류는 적재물 상부표면에서 거의 수직방향으로 적재물에 침투하므로 각 팬 유속별 x속도성분

과 팬 유속에 따른 속도차는 하부로 갈수록 커지나 최대 0.25m/s를 넘지는 않는다. 이러한 경향은 $x=3.3\text{m}$ 과 $x=4.95\text{m}$ 위치에서도 나타난다. 그림5-73(b)의 $x=3.3\text{m}$ 에서 적재물 상부 공간의 기류는 팬 유속에 따라 약 1.2m/s의 최대속도차를, 하부 파레트 공간에서는 약 0.6m/s의 최대속도차를 나타내며 적재물 상부표면으로의 침투 기류는 상류방향으로 휘어서 들어옴을 볼 수 있으나 내부의 팬 유속별 속도차는 약 0.1m/s 이내이다. 그림5-73(c)의 $x=4.95\text{m}$ 에서도 팬 유속별 적재물 상부공간의 속도차는 약 0.28m/s, 하부 파레트 공간의 속도차는 0.25m/s로 나타나며 적재물 내부의 속도차는 약 0.05m/s로 나타난다. 위의 결과로부터 팬 유속의 증가는 적재물 내부의 기류 유속에 미치는 영향은 매우 제한적이며 이러한 경향은 적재물 상부의 유속이 급격히 감소하는 적재물의 하류로 갈수록 커짐을 알 수 있다.

팬 유속의 증가에 따른 적재물 내부 온도의 변화를 살펴보기 위해 그림 5-73과 동일한 위치에서의 온도분포를 그림5-74에 나타내었다. 그림에서 보듯 컨테이너 상하부 벽면근처는 단열벽 외부로부터의 침투 열유속에 의해 상대적으로 높은 온도를 보이나 팬 유속의 증가에 따라 감소하고 있음을 볼 수 있다. 적재물 내부의 전체적인 온도는 적재물 상부에서 하부로 갈수록, 상류에서 하류로 갈수록 증가함을 알 수 있다. 그림5-74(a)에서 보듯 팬 유속에 따른 적재물 내부의 온도차는 적재물 상부에서 하부로 갈수록 커지며 상부표면에서 약 0.1°C, 하부 표면에서 약 0.6°C의 온도차를 보인다. 이러한 온도차는 팬 유속의 증가에 따라 선형적으로 증가하지 않음을 볼 수 있으며 따라서 팬 유속의 증가를 통한 적재물 내의 온도감소 효과는 제한적임을 알 수 있다. 위의 경향성은 그림5-74(b)의 $x=3.3\text{m}$ 와 그림5-74(c)의 $x=4.95\text{m}$ 에서의 온도 예측치에서도 동일하게 나타남을 볼 수 있다.

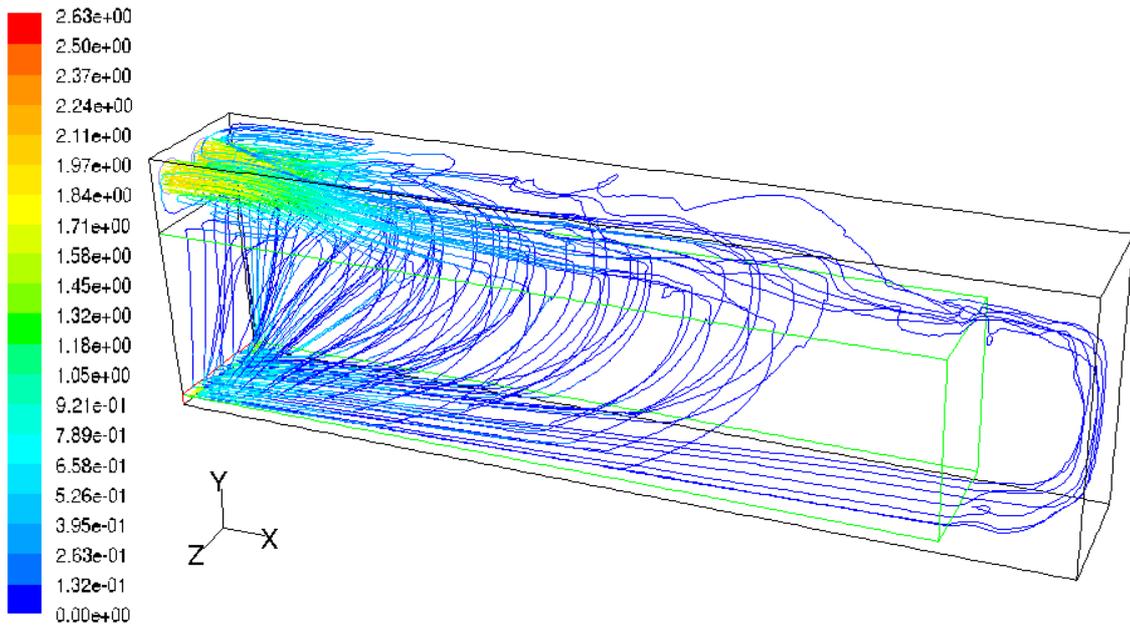
그림5-75에는 bulk 적재물의 중심부의 x축 방향으로의 속도크기와 온도의 분포를 나타내었다. 그림의 실선은 bulk 적재물의 외곽선을 나타낸다. 그림5-75(a)의 속도분포에서는 그림 5-70의 속도벡터 분포에서 확인하였듯이 적재물 내부의 속도는 상류에서 하류로 갈수록 감소하며 적재물 최하류에서 유속은 모든 팬 유속에 대해 0.02m/s이하로 거의 정체상태를 나타내었다. 유속의 감소에 따라 외부 침투 열유속과 적재물의 호흡열에 의해 발생한 열에너지의 열전달율은 감소하게 되어 그림5-75(b)와 같이 팬 유속이 느릴수록, 적재물의 하류로 갈수록 적재물 내부의 온도는 상승하게 된다.

그림5-76에는 적재물의 중심부에서 z방향으로의 온도분포를 팬 유속별로 나타내었다. 온도분포는 그림5-69에서 확인하였듯이 중심부에서 가장 낮으며 외부로 갈수록 벽면 침투 열 유속의 영향으로 증가하는 경향을 보여준다.

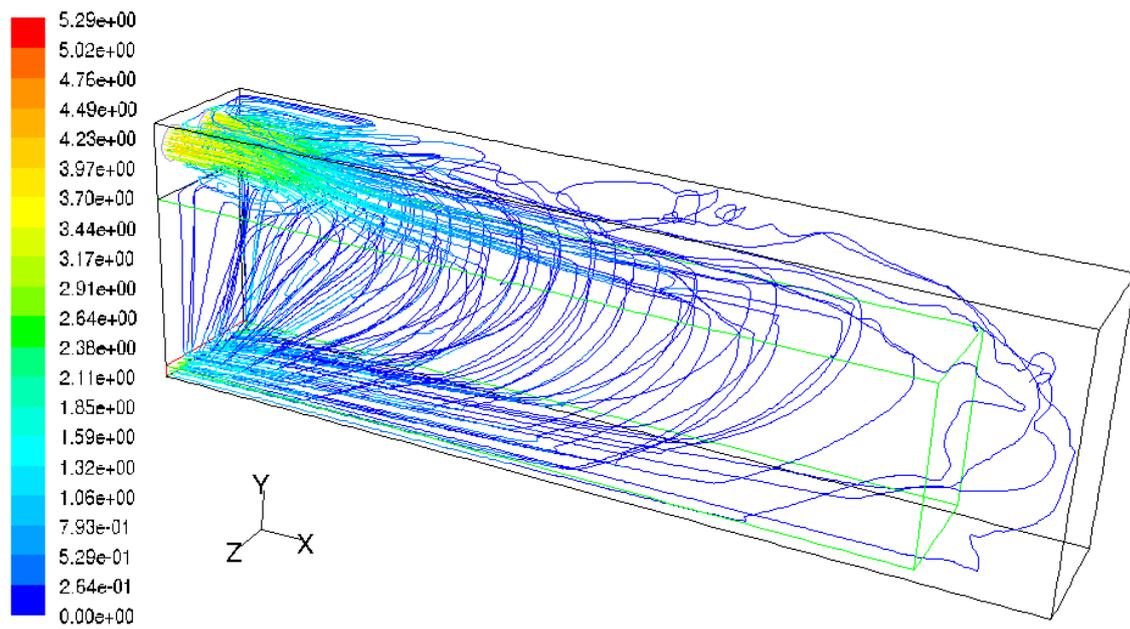
그림5-77에는 내측 팬 중심에서 x방향으로의 정압분포를 나타내었다. 빈 저장고와 같이

내부에 큰 순환류가 존재하지 않으며 팬 토출 유동은 적재물 내부로 순차적으로 침투하므로 그림5-63과 달리 단순한 압력구배를 나타낸다. 그림5-67과 그림5-68에서 관찰되었던 팬 직 하류의 순환류 영역이 끝나는 지점에서부터 급격한 역압력구배가 시작되며 이 후부터 팬 반대편 벽면까지는 매우 완만한 역압력구배가 유지된다. 따라서 하류영역 전체에 걸쳐 저속유동이 분포하며 이 유동은 적재물에 침투하면서 하부로 향한다. 그림으로 나타내지는 않았으나 컨테이너 높이방향의 정압분포의 계산치는 상류에서 하류로 갈수록 압력이 감소하는 경향을 보여주며 이로 인해 컨테이너 내부의 전체 유동은 순환하며 축냉조의 흡기구로 향하게 된다.

그림5-78에는 컨테이너 내부의 전체 적재물 영역의 질량가중평균 온도를 팬 유속별로 나타내었다. 이때 온도는 복숭아의 품온이 아닌 복숭아 사이의 공극에서의 기류 온도를 의미하며 조밀하게 적재된 농산물의 경우 농산물과 주위 유체사이의 온도차는 매우 작다는 Chourasia 등(2005)에 연구결과를 근거로 적재물 영역의 온도를 기류의 온도로 표현하였다. 그림에 의하면 팬 유속의 증가에 따라 적재물 영역의 온도는 감소하나 이는 선형적이지 않으며 팬 유속 6m/s와 8m/s의 온도차는 약 0.06℃로 감소치가 매우 작게 나타났다.



(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$



(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

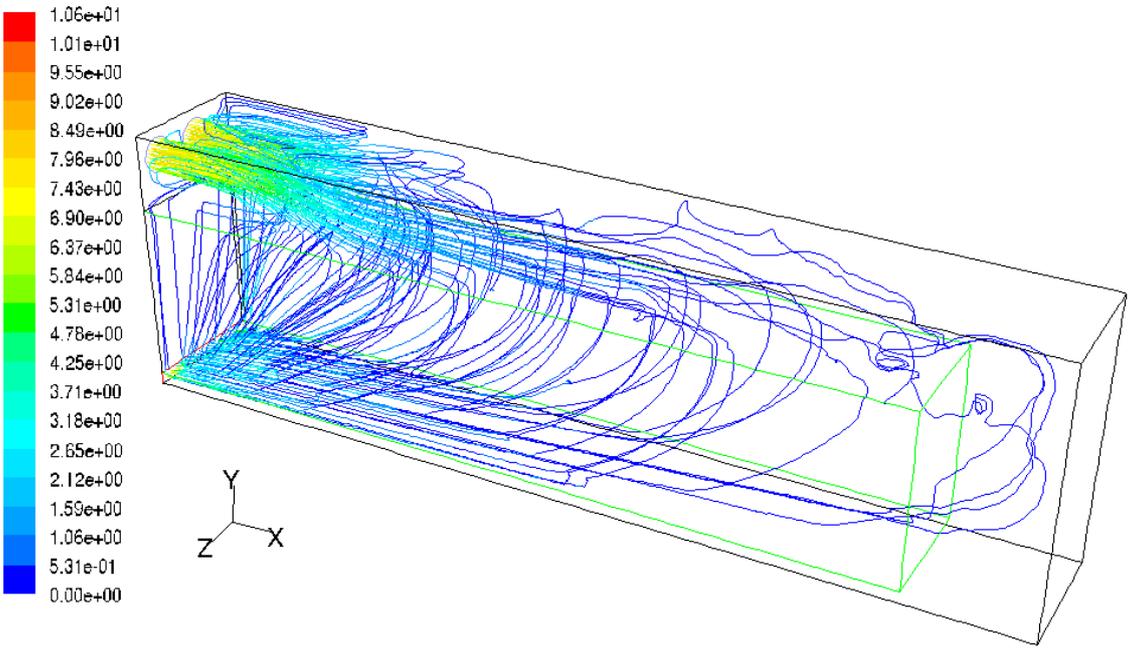
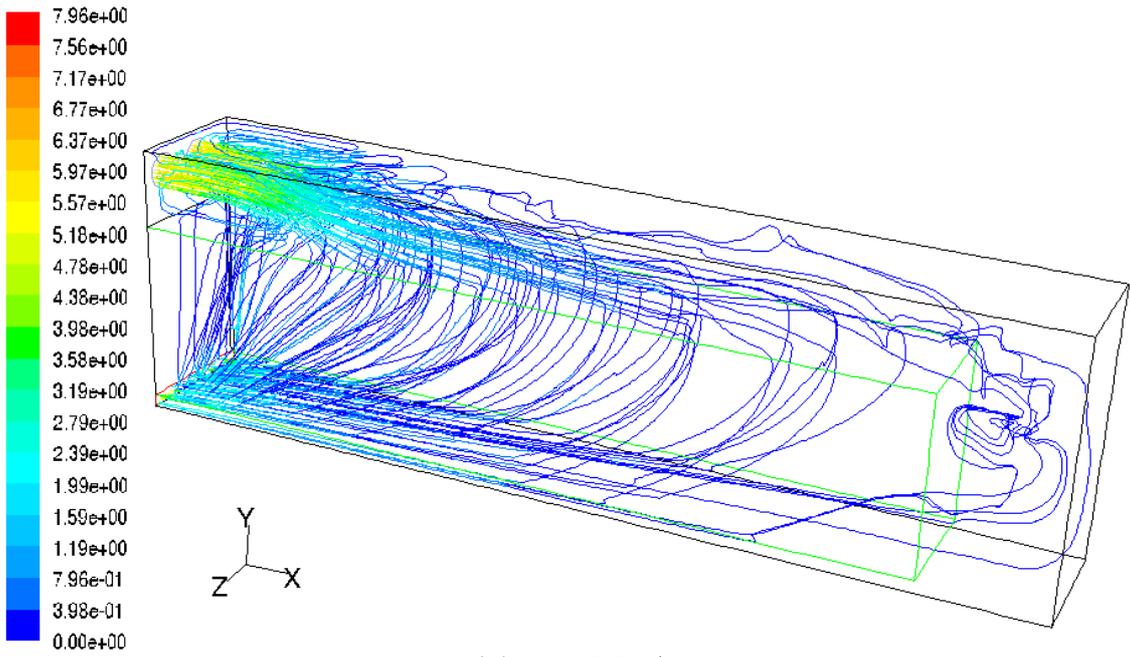
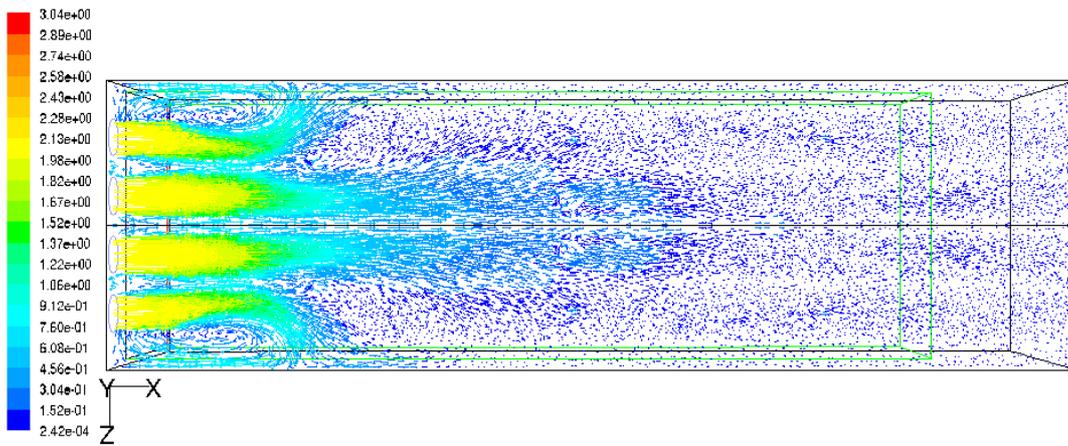
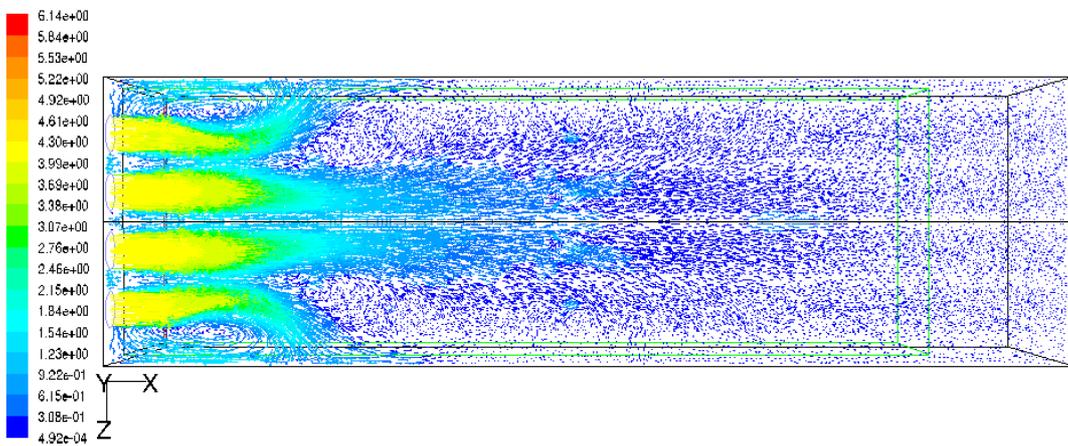


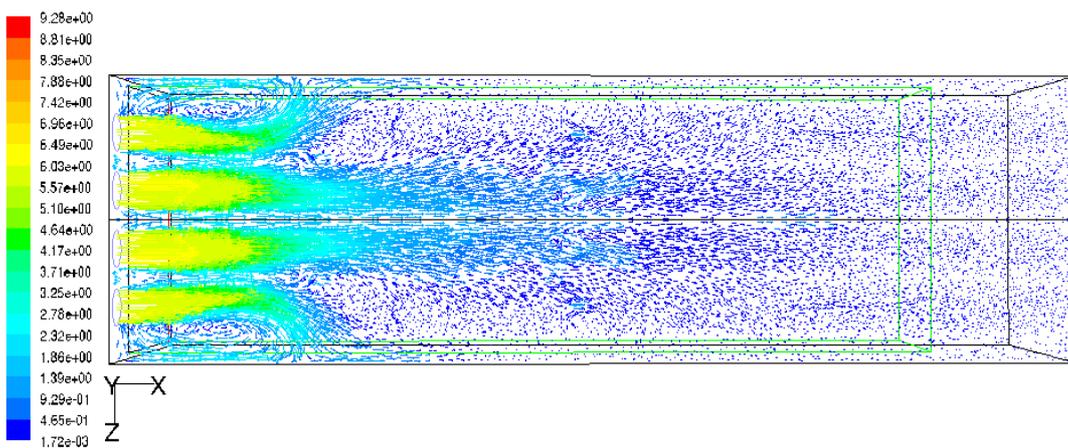
Fig. 5-66. Pathlines in the containers with bulk loading.



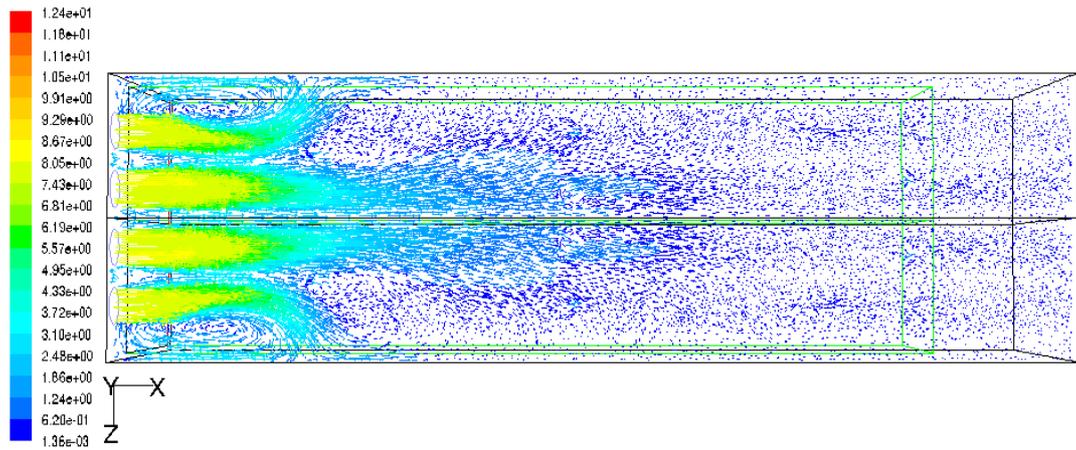
(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$



(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

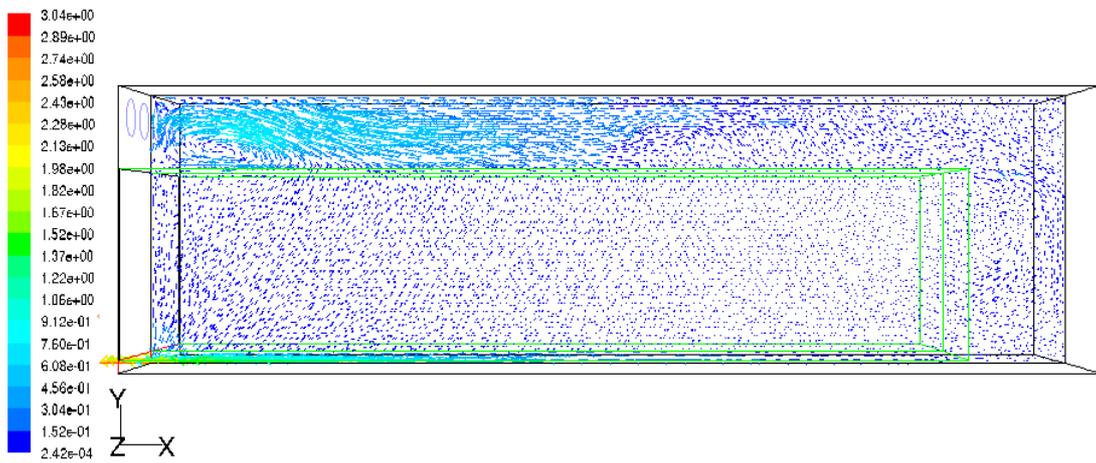


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

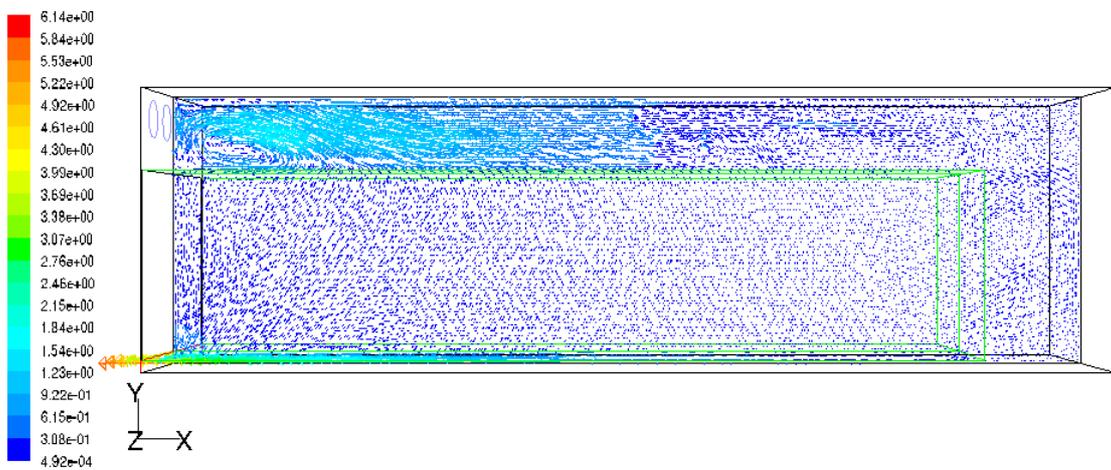


(d) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

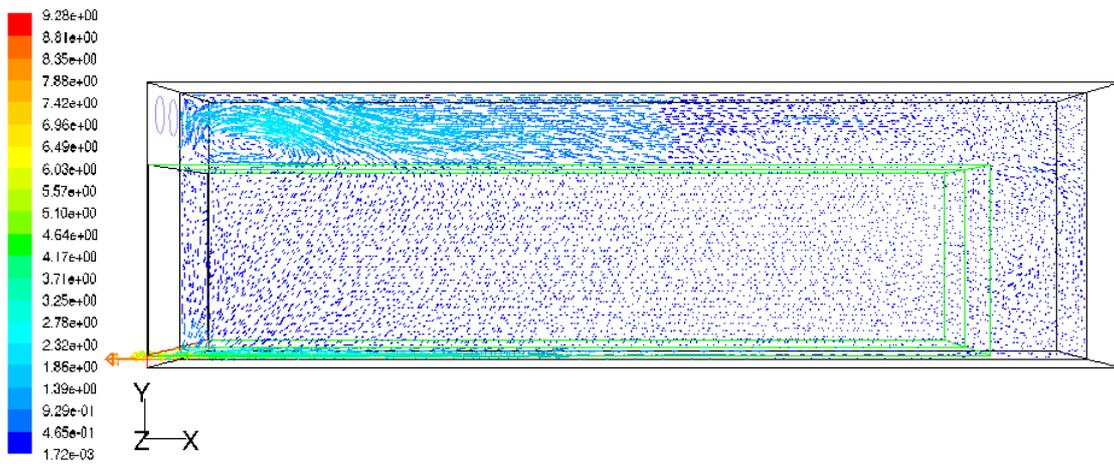
Fig. 5-67 Velocity vector distributions at $x-z$ plane at $y=2.02\text{m}$ in the containers with bulk loading.



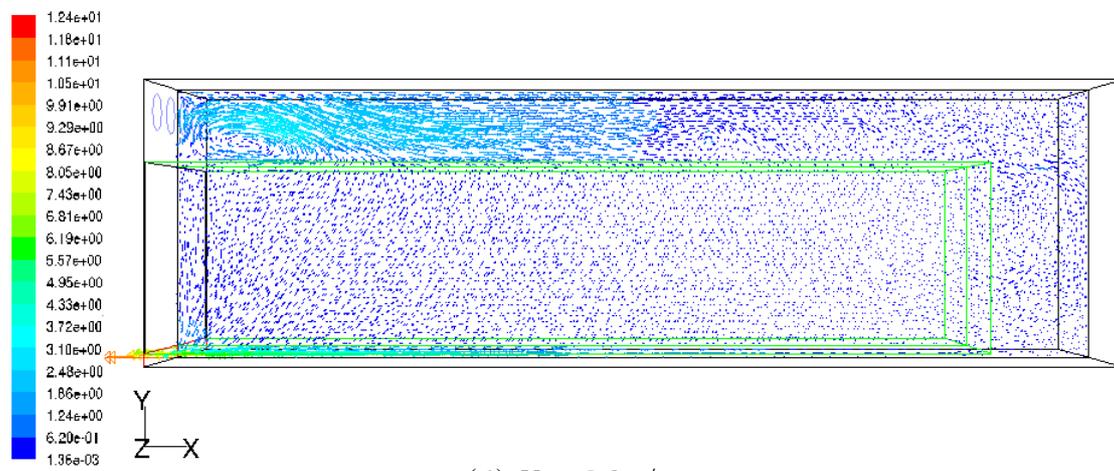
(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$



(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

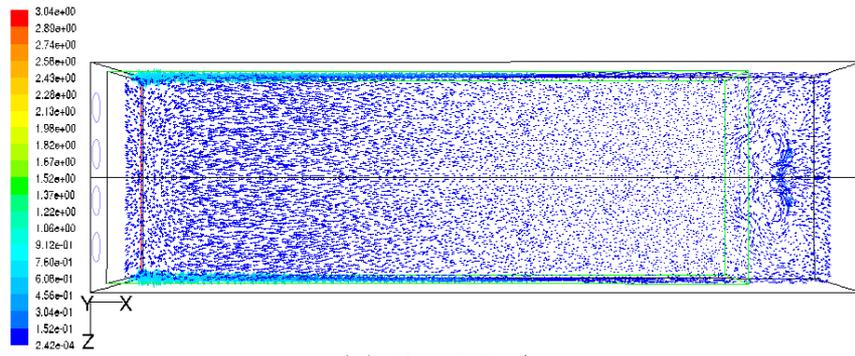


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

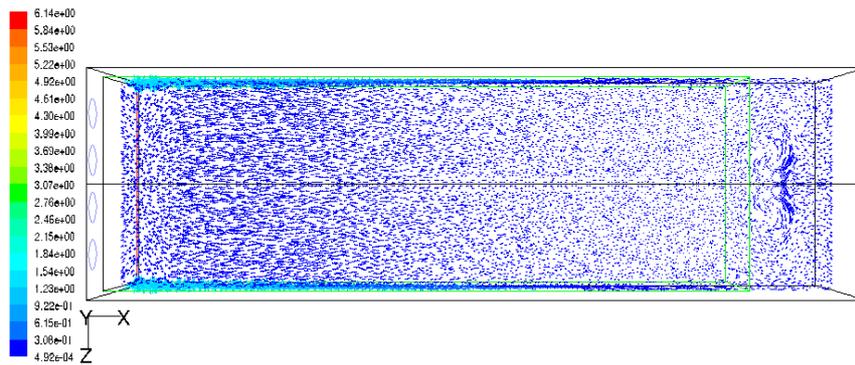


(d) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

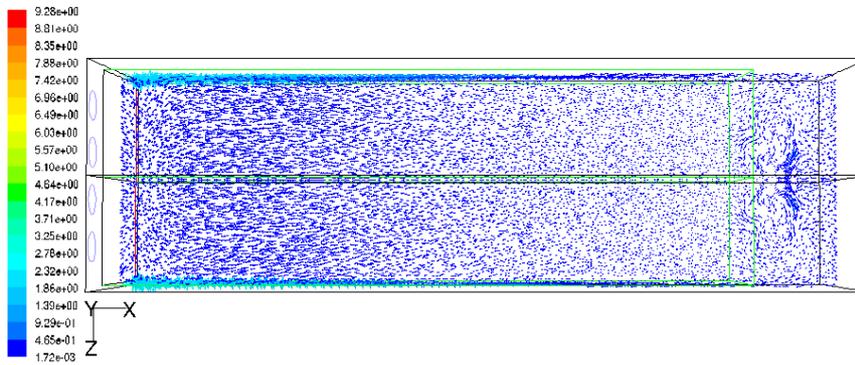
Fig. 5-68. Velocity vector distributions at symmetric x-y plane in the containers with bulk loading.



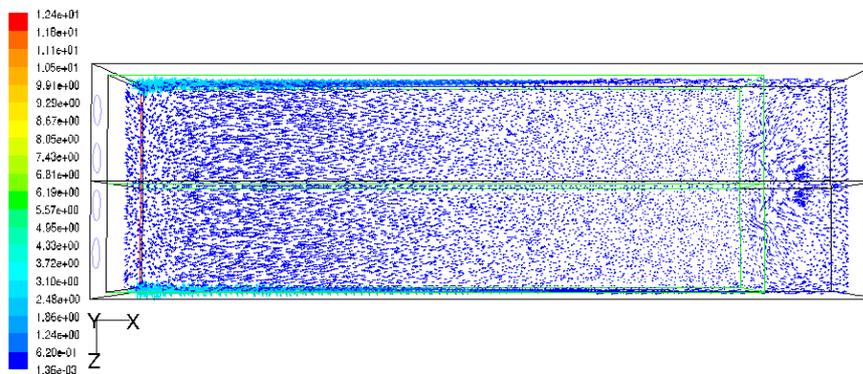
(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$



(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

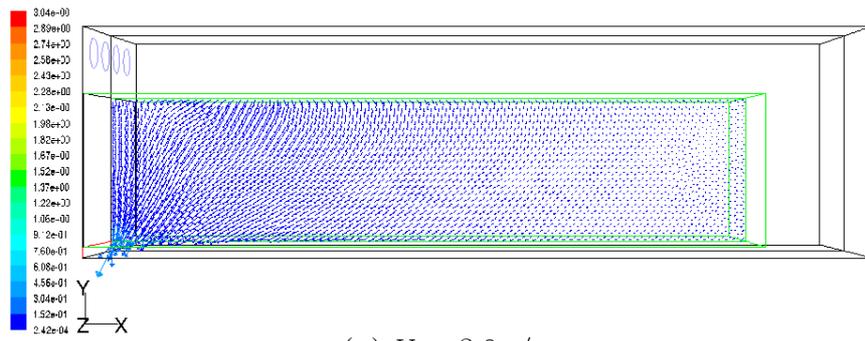


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

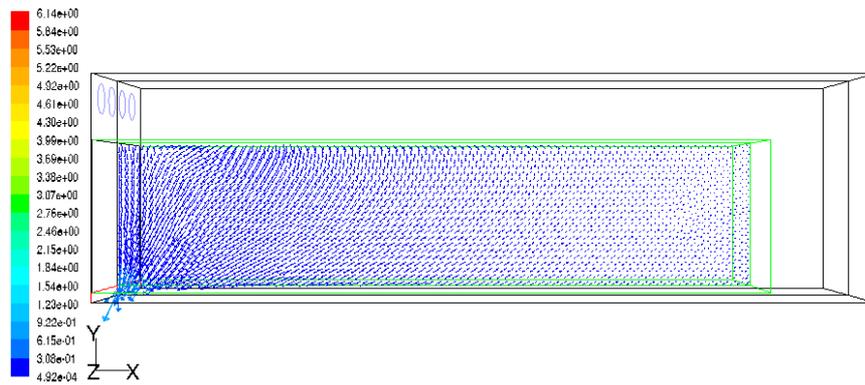


(d) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

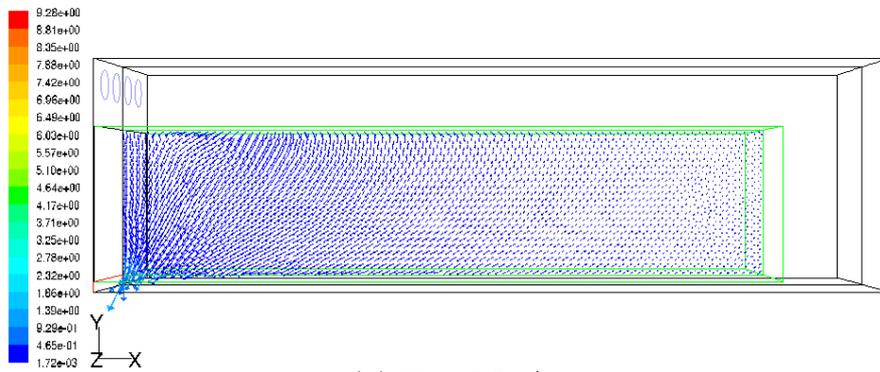
Fig. 5-69. Velocity vector distributions at $x-z$ plane at $y=0.85\text{m}$ in the container with bulk loading.



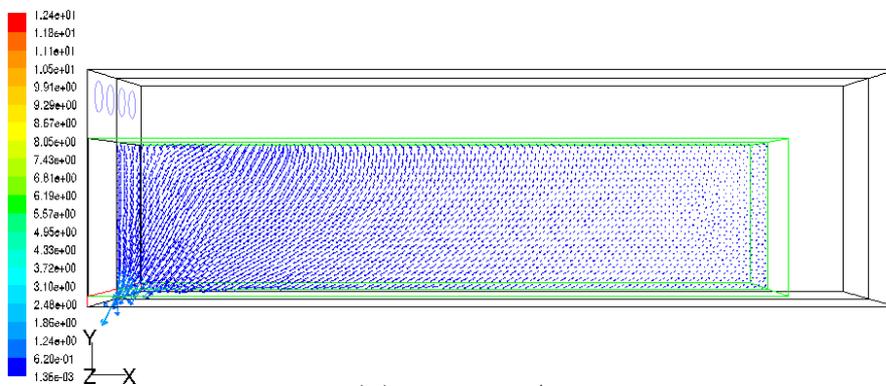
(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$



(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

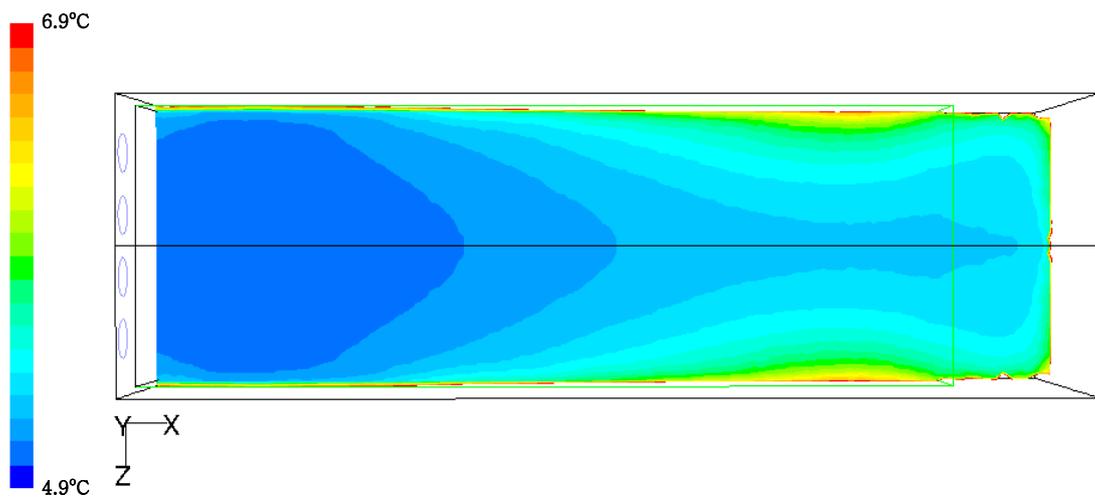


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

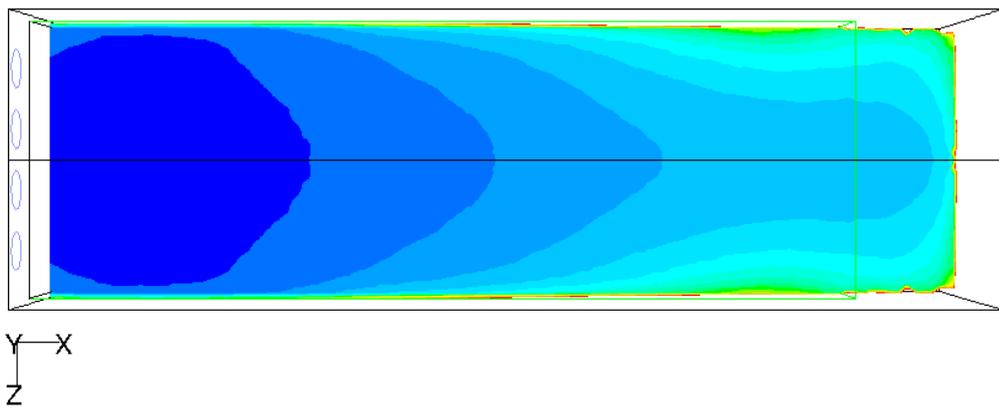


(d) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

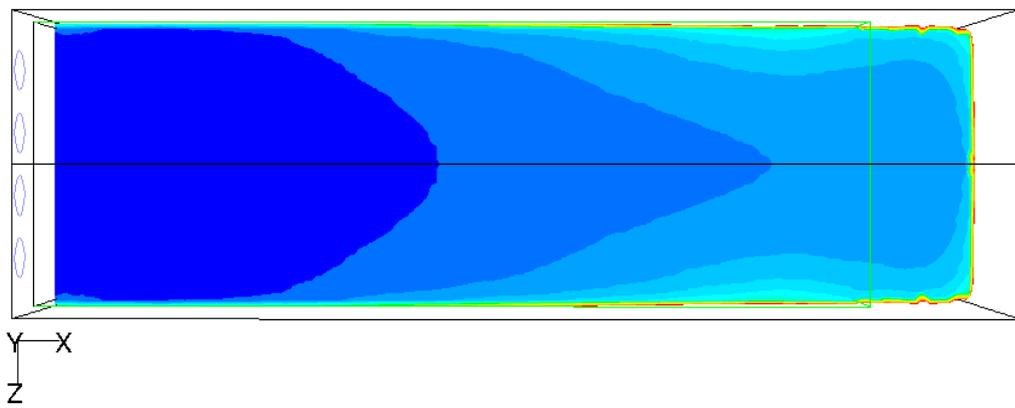
Fig. 5-70. Vector distributions at x-y symmetric plane of bulk load.



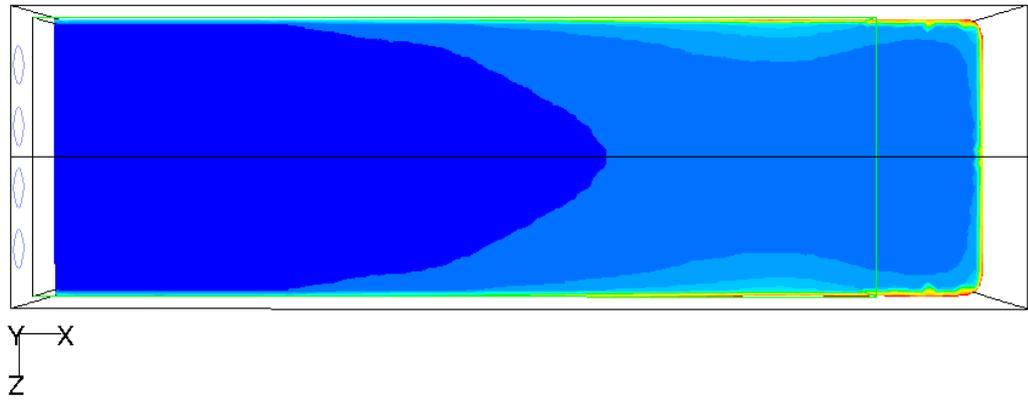
(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$



(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

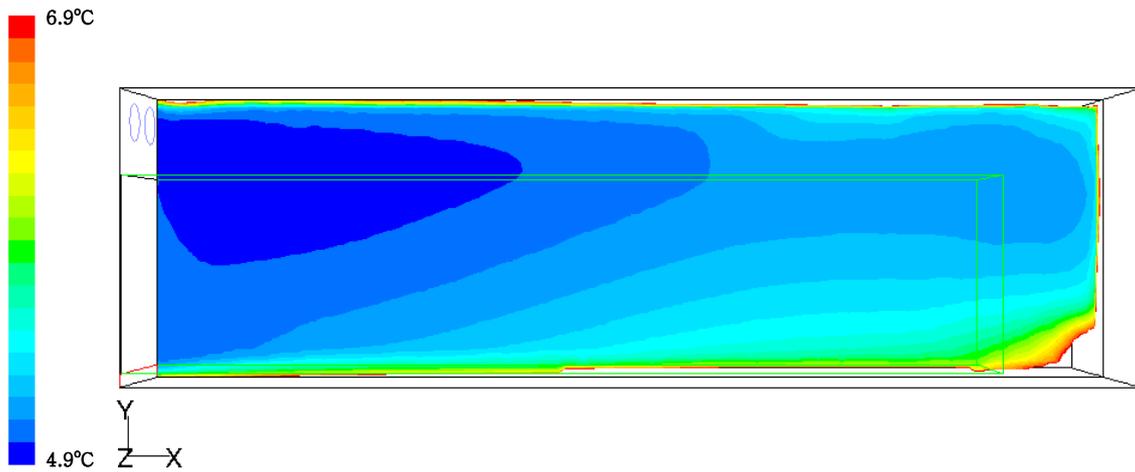


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

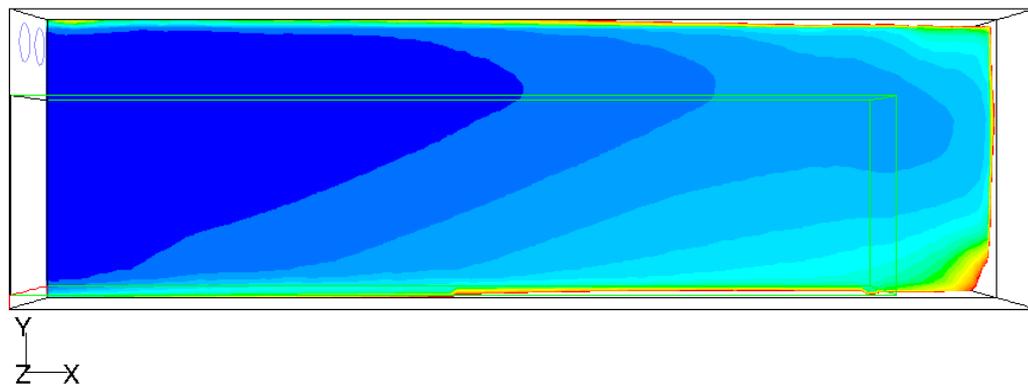


(d) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

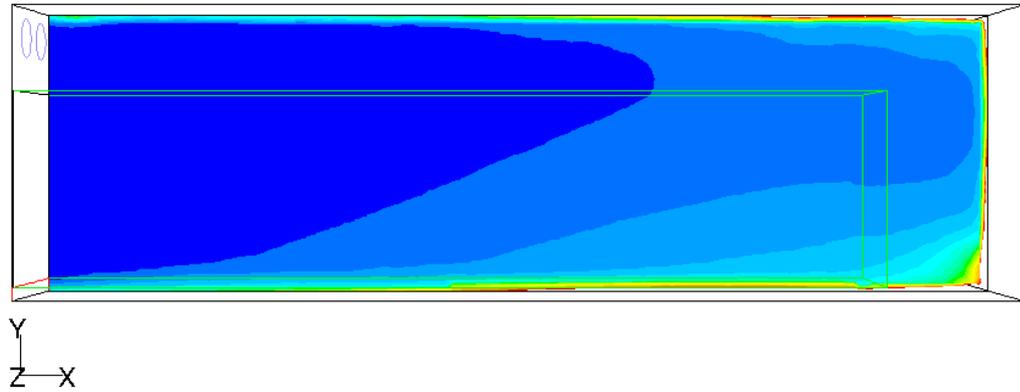
Fig. 5-71. Temperature contours at the x-z plane at $y=0.85\text{m}$ in the containers with bulk loading



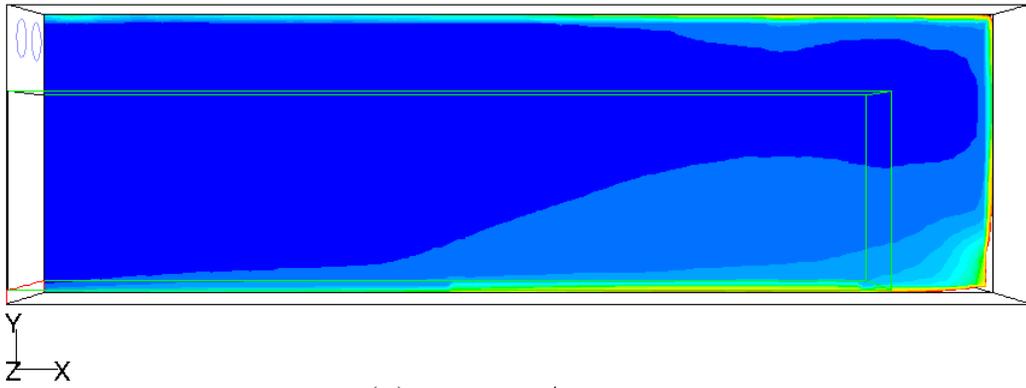
(a) $V_{fan}=2.0\text{m/s}$



(b) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

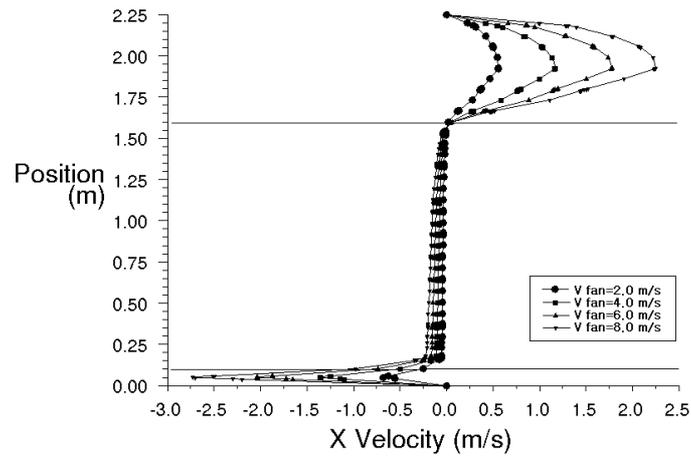


(c) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

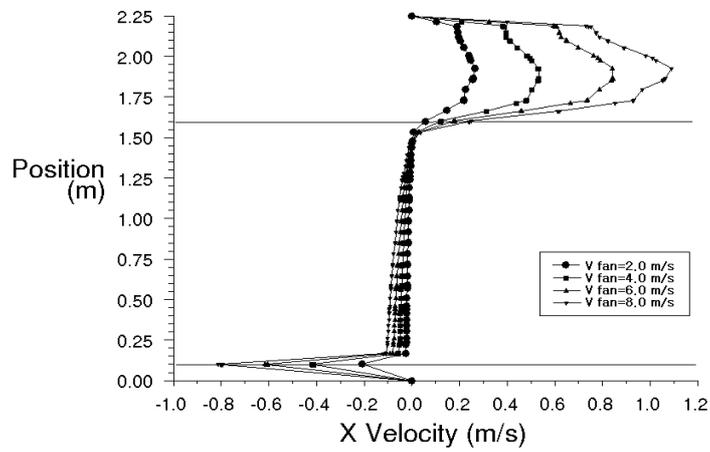


(d) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

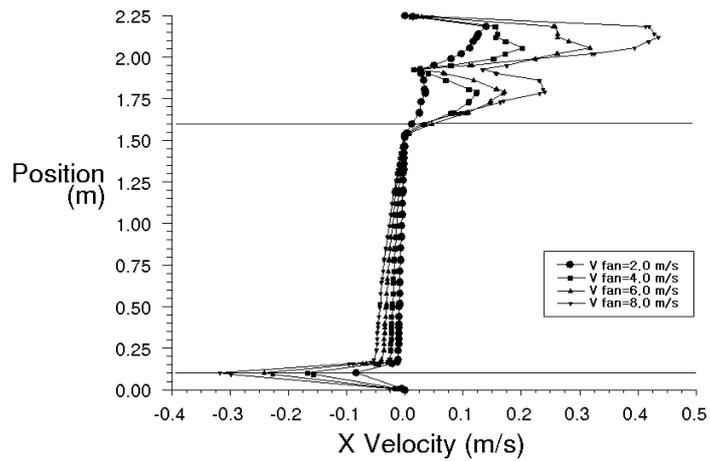
Fig. 5-72. Temperature contours at the symmetric planes in the containers with bulk loading,



(a) $x=1.65\text{m}$

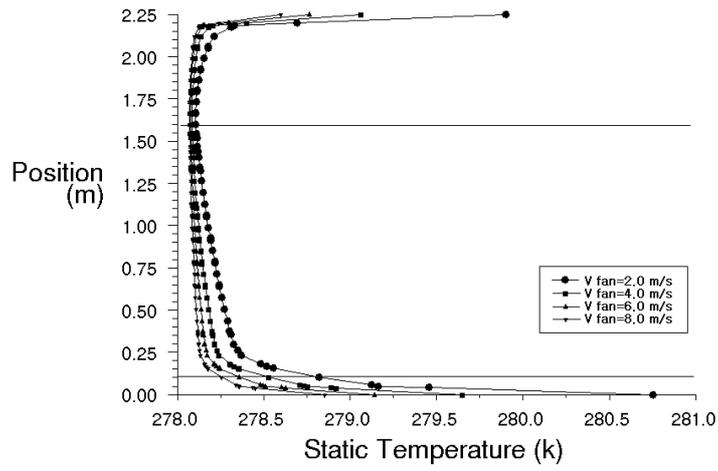


(b) $x=3.3\text{m}$

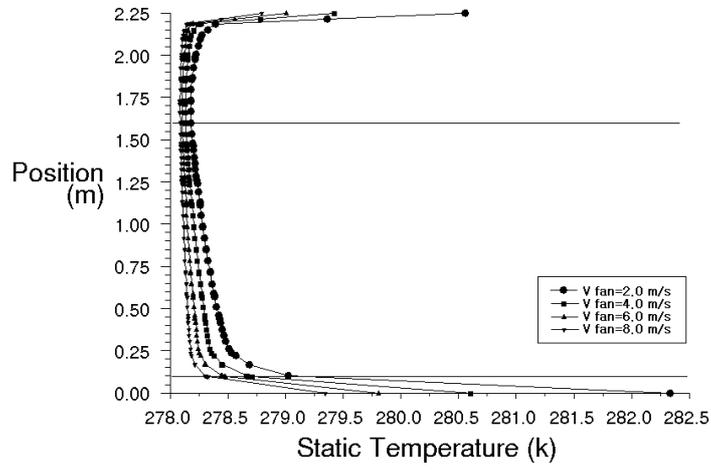


(c) $x=4.95\text{m}$

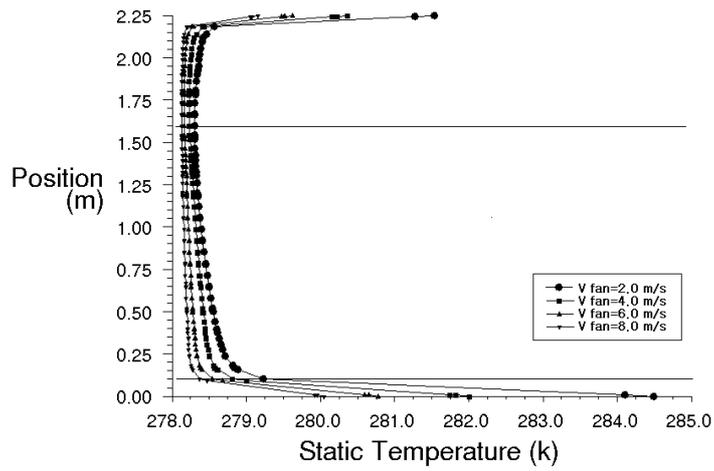
Fig. 5-73. x -velocity profiles of y -direction of symmetric planes at $x=1.65, 3.3$ and 4.95m in the containers with bulk loading.



(a) $x=1.65\text{m}$

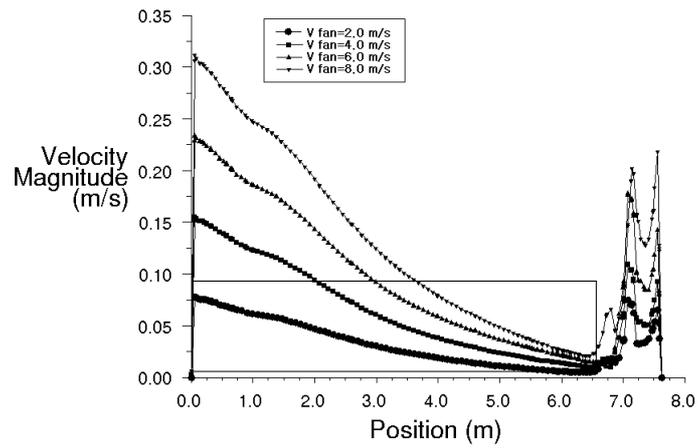


(b) $x=3.3\text{m}$

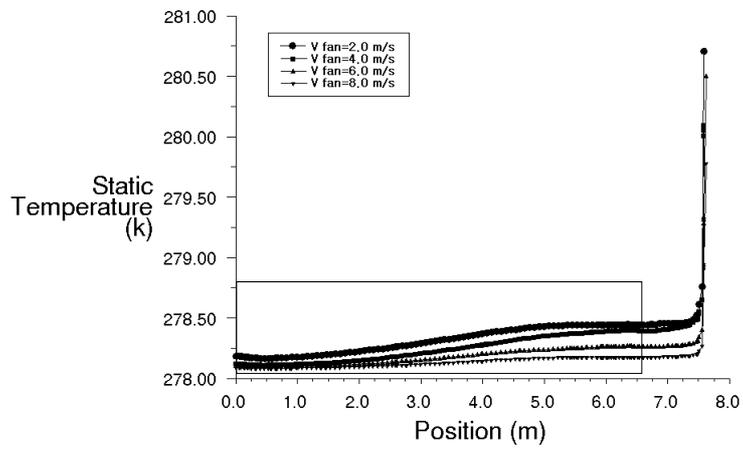


(c) $x=4.95\text{m}$

Fig. 5-74. Temperature profiles of y -direction of symmetric planes at $x=1.65$, 3.3 and 4.95m in the containers with bulk loading.



(a) Velocity magnitude



(b) Temperature

Fig. 5-75, Velocity magnitude and temperature distributions along the x-direction center line of bulk load.

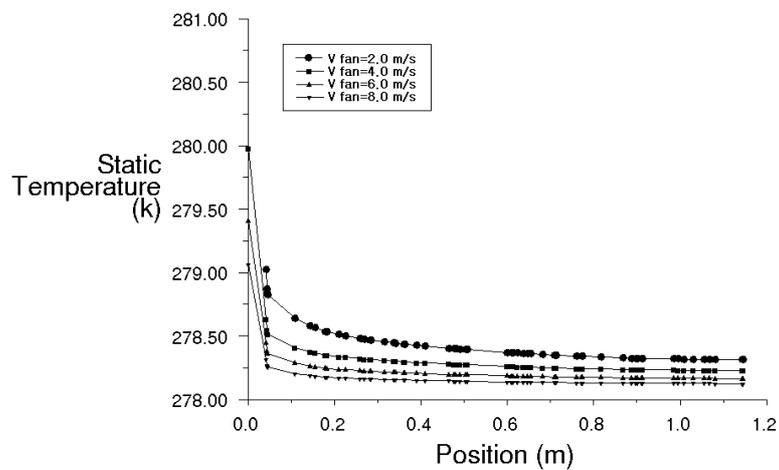


Fig. 5-76. Temperature distributions along the z-direction center line of bulk load.

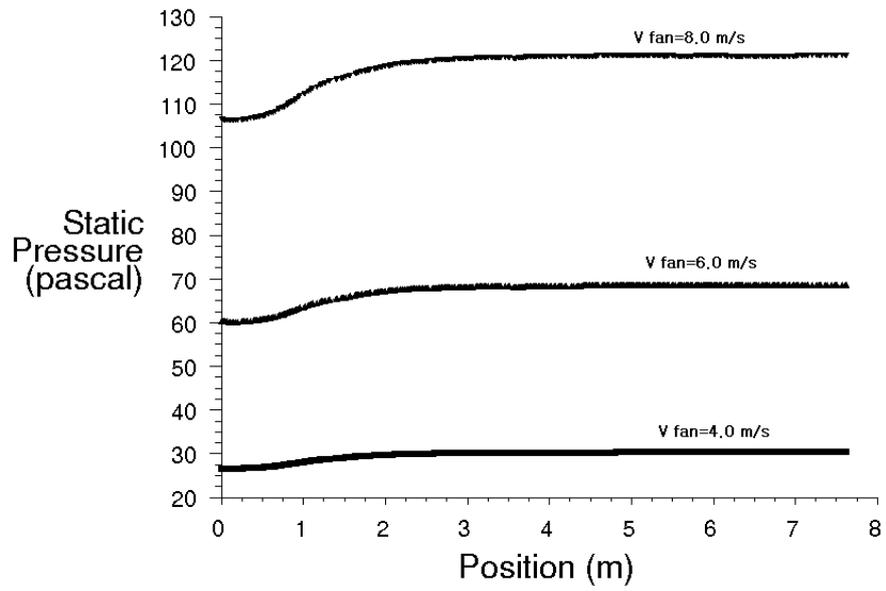


Fig. 5-77. Static pressure along the centerline of inner fan in the containers with bulk loading

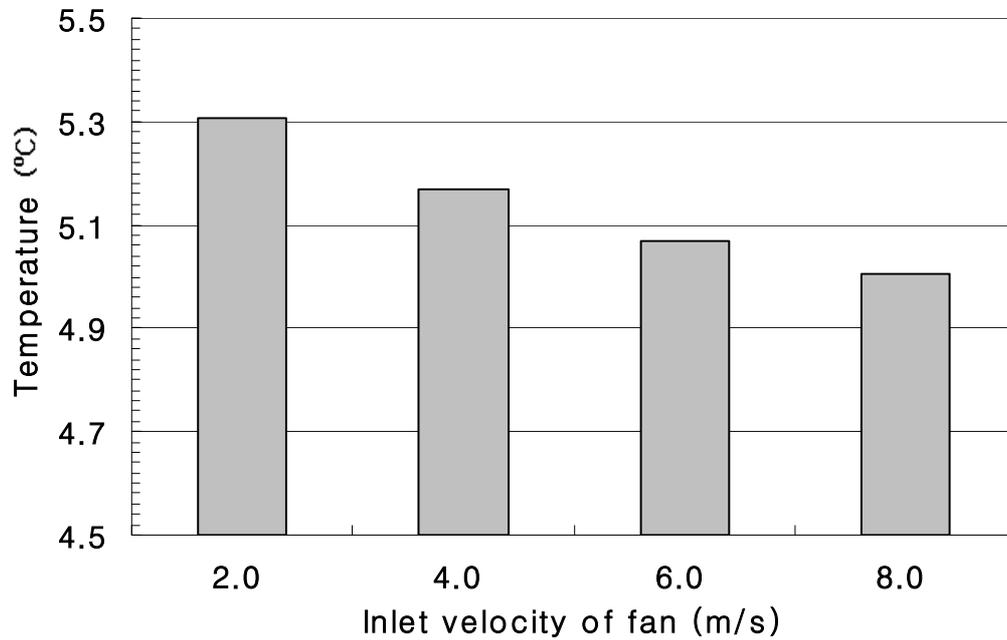


Fig. 5-78. Average temperature of bulk load in the containers.

3) 간격을 둔 적재

적재 방법의 차이가 기류와 적재물의 온도분포에 미치는 영향을 구명하기 위해 적재물 사이에 유로를 두는 경우에 대해 계산을 실시하였다. 컨테이너와 파레트의 크기를 고려하여 파레트 사이에 15cm의 간격을 두고 그 위에 복숭아를 적재하는 경우를 대상으로 하였으며 적재물의 총량은 앞의 bulk 적재의 경우와 동일하다. 팬 유속은 각각 4.0, 6.0 8.0m/s로 두어 팬 토출유량이 미치는 영향도 아울러 고찰하였다.

그림5-79에는 컨테이너 내부의 유적선 결과를 나타내었다. bulk 적재에 비해 하류 쪽에서 적재물 내부로 침투하는 유동이 더 적은 것으로 보이며 이는 상류 쪽에서 적재물 사이의 간격을 통해 흐르는 유량이 상대적으로 많기 때문인 것으로 보인다. 특히 팬 유속 8.0m/s의 경우는 컨테이너 내부의 역압력구배 효과까지 부가되어 팬 토출 유동이 하류까지 충분히 도달하지 못하는 경향은 더욱 뚜렷해진다.

그림5-80은 팬 중심 높이($y=2.02\text{m}$)의 $x-z$ 단면에서의 속도벡터를 보여준다. 팬 유속별로 유동장내의 최대 유속은 각각 6.59, 9.91, 13.2m/s로 차이가 있으나 벡터 분포의 경향은 유사하다. bulk 적재와 유사하게 외측 팬의 유동은 코안다효과와 축냉조 흡기구의 영향으로 측벽 쪽에서 작은 선회류를 만들며 내측 팬의 토출유동과 거의 혼합되지 못한다. 또한 내측 팬의 토출유동은 상류 쪽의 적재물 사이의 간격으로 유입되는 유량으로 인해 bulk 적재에 비해 하류로 충분히 전파하지 못하며 혼합 길이 역시 짧음을 볼 수 있다. 그림5-81에는 $x-y$ 대칭면에서의 속도벡터 분포를 나타내었다. 역시 팬 유속별로 속도의 크기는 차이가 있으나 유동패턴은 거의 유사하다. 상류의 상부벽에 부착한 유동은 다시 박리하며 작은 선회류를 만들며, 적재물 상부의 팬 토출 유동은 하류로 전파할수록 감소된다. 이러한 감소의 정도는 bulk 적재에 비해 더 뚜렷하며 이는 그림5-80,5-81에서 보듯이 적재물 사이의 간격을 통해 축냉조의 흡기구 쪽으로 흐르는 유동이 존재하기 때문이다. 적재물 간격을 통해 흐르는 유량은 하류로 갈수록 감소함을 볼 수 있으며 적재물 내부의 유속 역시 하류로 갈수록 감소한다. 적재물 사이의 간격을 통과하는 유량으로 인해 적재물 내부의 평균 유속은 bulk 적재에 비해 약 20% 감소하는 것으로 나타나며 이는 적재물 내부의 열전달계수를 감소시킬 것으로 추측된다. 그러나 이러한 적재물 내부의 열전달의 감소는 적재물 사이의 간격을 통과하는 유동에 의한 대류 열전달의 향상으로 상쇄 될 것으로 판단된다.

그림5-82와 5-83에는 적재물 내부의 속도벡터 분포를 $x-z$ 중심단면과 $x-y$ 대칭면에 대해 나타내었다. 자세한 관찰을 위해 속도벡터의 스케일은 그림5-80, 5-81에 비해 5배 크게 나타내었다. 팬 유속별 속도벡터 분포의 경향은 유사하며 상류에서 4번째 적재물부터 내부

유속이 급격히 감소함을 볼 수 있다. 각각의 적재물 내부의 유동은 bulk 적재물의 내부 유동과 유사하며 전체적으로 축냉조의 흡기구를 향하고 있다.

그림5-84에는 적재물 중심 높이의 x-z 단면에서의 등온선도를 팬 유속별로 나타내었다. $V_{fan}=4.0, 6.0, 8.0\text{m/s}$ 에 대한 계산 결과, 컨테이너 내부의 최대온도는 컨테이너 하류의 하단 구석 쪽에서 팬 유속별로 각각 22.4, 17.6, 14.1°C로 나타났으며 이는 bulk 적재의 경우보다 팬 유속별로 0.6~2.7°C 높은 값이다. 이는 상류에서 적재물 사이의 간격으로 유입되는 유량 때문에 하류까지 충분히 기류가 도달하지 못한 결과로 판단된다. 그림의 등온선도에는 4.9~6.9°C 범위의 온도만 표시하였다. $V_{fan}=4.0\text{m/s}$ 인 경우, 세 번째 적재물까지는 측벽 쪽을 제외하면 거의 4.9~5.1°C의 온도가 유지되나 네 번째 적재물부터 하류로 갈수록 적재물 내의 온도 불균일성이 심해지며 마지막 적재물은 중심부 온도 5.1~5.2°C에서 가장자리의 약 6.0°C까지 내부의 온도구배가 매우 크다. 동일한 팬 유속의 bulk 적재 상태를 나타내는 그림 5-75(b)와 비교하면 적재물 내부의 저온영역은 bulk 적재에 비해 넓게 나타나지만 하류로 갈수록 유속의 감소로 인한 온도상승으로 적재물 내부의 온도구배는 bulk 적재에 비해 심해짐을 볼 수 있다. 또한 적재물 간격으로의 기류 유입에 의해 간격의 하류에서 저온영역이 급격히 축소되는 현상이 하류방향으로 반복되고 있음을 볼 수 있다. 팬 유속이 증가함에 따라 적재물의 전체적인 열전달계수는 상승하며 적재물 내부의 저온영역은 하류방향으로 확대된다. $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 의 경우, 다섯 번째 적재물에서도 팬 토출온도인 4.9~5.0°C가 관찰되나 하류의 적재물 내부의 온도구배는 여전히 동일한 팬 유속의 bulk 적재 상태보다 크다. $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 의 경우의 계산결과는 내부의 저온영역이 약간 확대되었을 뿐, $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 의 결과와 큰 차이가 없음을 보여준다. 이는 컨테이너 내부의 강한 역압력구배로 상류의 적재물 사이의 간격으로 유입되는 유량이 증가하여 하류의 열전달율이 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 의 경우와 큰 차이를 나타내지 못한 결과로 판단된다. 동일한 팬 유속의 bulk 적재를 나타내는 그림5-75(b)와 비교하면 적재물 내부의 온도 불균일성이 매우 큼을 알 수 있다.

그림5-85에는 x-y 대칭면에서의 온도분포를 팬 유속별로 나타내었다. $V_{fan}=4.0\text{m/s}$ 의 경우, 적재물의 상류, 상단부는 팬 토출온도와 동일한 온도를 나타내지만 하류, 하단으로 갈수록 온도 구배가 심해짐을 보여준다. 동일한 풍속의 bulk 적재 상태에 비해 적재물 내부에는 더 넓은 범위의 저온 영역이 존재하며 상류와 중류에서의 온도구배는 크지 않으나 하류의 적재물의 온도구배는 큼을 볼 수 있다. 팬 유속이 증가함에 따라 저온 영역은 하류, 하단부로 확대되며 동일한 팬 유속의 bulk 적재에 비해 적재물 내부의 저온영역이 더 큼을 볼 수 있다. 앞의 결과와 마찬가지로 $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 의 온도분포는 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 에 비해 저온영역이 약

간 확대된 것 외에는 큰 변화가 없음을 확인할 수 있으며, 모든 경우에서 적재물 간격으로 유입되는 유동에 의해 간격의 위치에서 저온영역이 약간 확대됨을 확인할 수 있다.

그림5-86에는 대칭단면 위치에서 두 번째, 네 번째, 여섯 번째 적재물의 중심부의 높이별 속도크기를 팬 유속별로 나타내었다. 적재물 상부와 하부 공간에서의 유속은 팬 유속에 따라 큰 차이를 보이거나 적재물 내부 유속의 차이는 매우 작다. 적재물 내, 외부의 속도는 하류로 갈수록 급격히 감소하며 적재물 내부의 경우 두 번째 적재물의 내부 유속은 약 0.25m/s 이하, 네 번째 적재물의 내부유속은 0.05m/s 이하, 여섯 번째 적재물의 내부유속은 0.01m/s 이하로 거의 정지 유동에 가깝다.

그림5-87에는 그림5-86과 동일한 위치에서의 온도분포는 팬 유속별로 나타내었다. 컨테이너 상, 하부 벽면의 온도와 적재물 내외부의 온도는 팬 유속이 증가함에 따라 감소하는 경향을 보이거나 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 와 $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 의 경우 적재물 내부에서의 온도는 거의 동일한 분포를 보임을 알 수 있다.

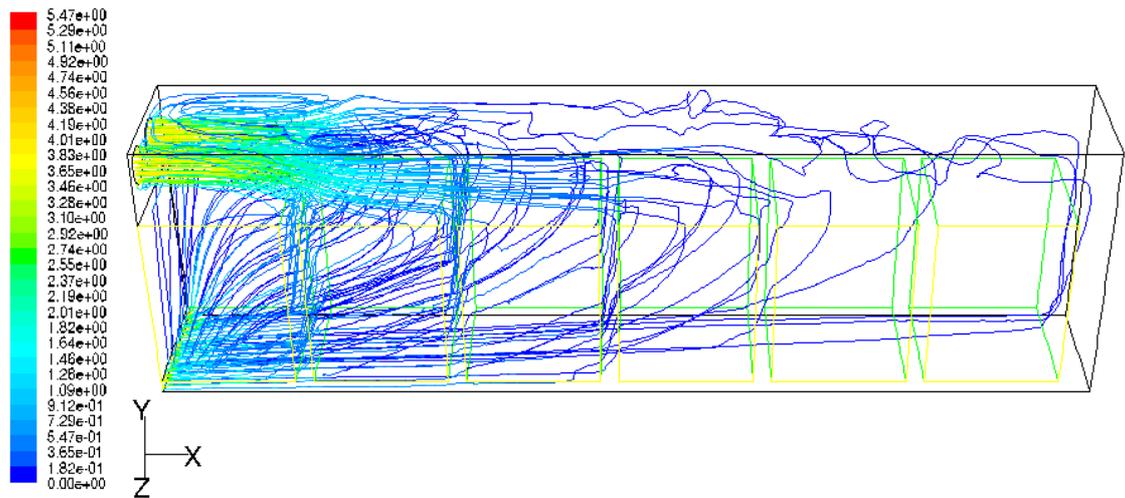
그림5-88에는 적재물의 x축 방향 중심선에서의 속도크기와 온도를 팬 유속별로 각각 나타내었다. 그림5-86(a)의 속도분포를 통해 적재물 간격으로 유입되는 유속은 적재물 내부의 유속에 비해 매우 큼을 알 수 있으며 하류로 갈수록 감소하여 마지막 다섯 번째 적재물과 여섯 번째 적재물 사이의 간격에서는 적재물 내부의 유속과 거의 같아짐을 볼 수 있다. 그림5-79(a)의 bulk 적재 상태의 속도분포와 비교해 보면 팬 반대편 벽면 근처에서의 유속이 매우 느림을 알 수 있으며 이로 인해 그림5-84, 5-85에서 보았던 컨테이너 하류, 하부에서의 열적체 현상이 발생하였음을 확인할 수 있다. 그림5-86(b)의 온도분포를 통해 적재물 온도는 하류로 갈수록 증가하며 적재물 사이의 간격에서 유속의 증가에 따른 온도감소가 규칙적으로 발생함을 알 수 있다. 또한 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 와 $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 간의 적재물 내부 온도분포는 거의 동일함을 볼 수 있다.

그림5-89는 내측 팬 중심에서 x방향으로의 정압분포를 팬 유속별로 보여준다. 그림5-80, 5-81에서 관찰된 상류의 순환류 영역이 끝나는 지점에서부터 역압력구배의 기울기가 커지며 하류로 갈수록 완만한 구배를 유지한다. 전체적인 역압력구배의 기울기나 정압의 크기는 bulk 적재상태와 거의 동일하며 이는 적재물 간격에서 유동이 존재함에도 불구하고 컨테이너 내부에는 bulk 유동과 유사한 형태의 순환유동이 발생하기 때문으로 판단된다.

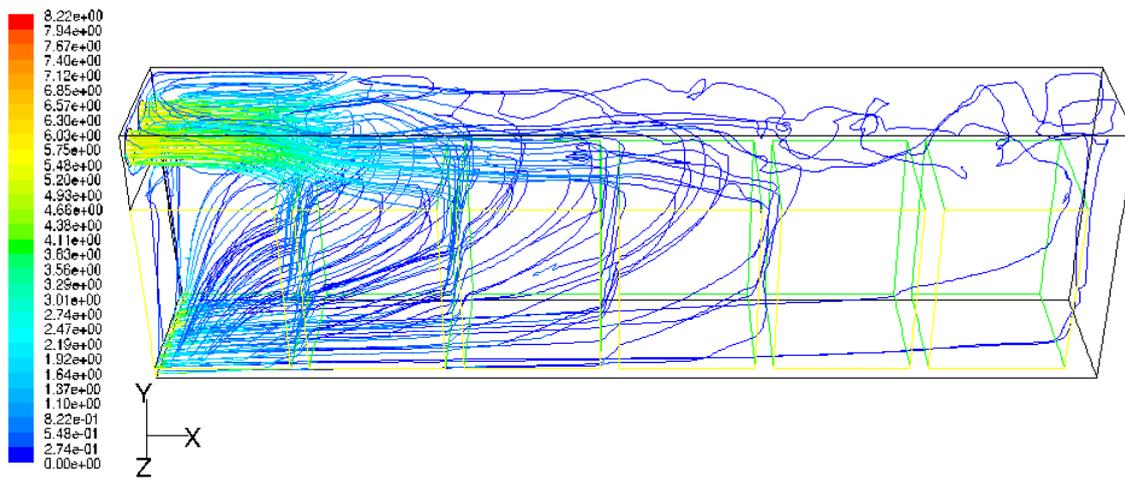
마지막으로 그림5-90에는 적재물 영역의 질량가중평균 온도를 풍속별로 나타내었다. 계산 결과에 의하면 팬 유속의 증가에 따라 적재물 영역의 온도는 감소하는 경향을 보이거나 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 와 $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 이 차이는 약 0.02°C 이하로 거의 온도감소 효과가 없는 것으로

나타났다. 또한 동일한 팬 유속의 bulk 적재상태와 비교하면 $V_{fan}=4.0\text{m/s}$ 와 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 의 경우 약 0.01°C 정도의 온도감소 효과가 있으나 $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 의 경우 오히려 bulk 적재상태의 경우가 0.035°C 정도 더 낮은 온도평균치를 보인다.

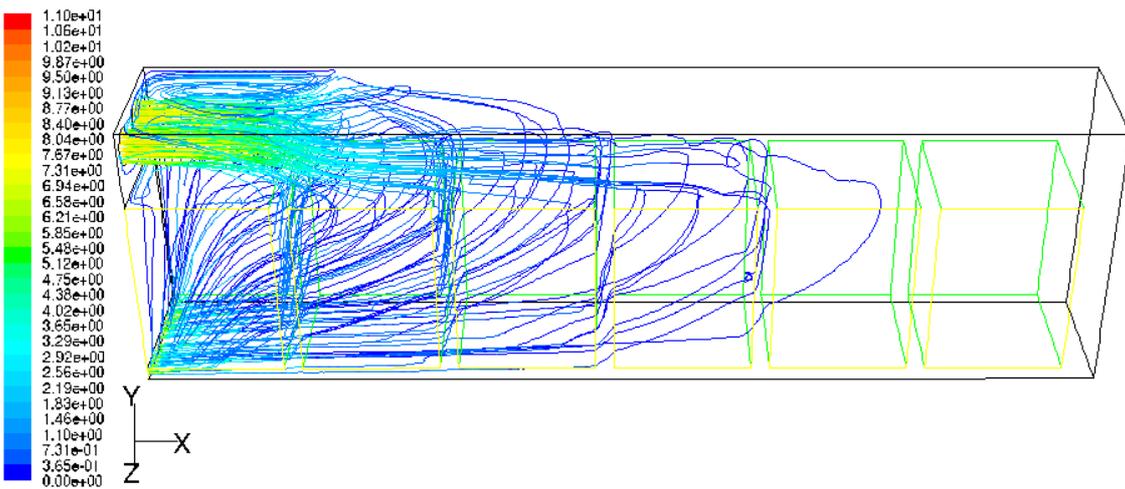
이상과 같이 15cm의 간격을 가지는 적재방법에 대해 수치계산을 수행한 결과, bulk 적재에 비해 적재물의 평균온도 감소효과는 미미한 반면 적재물 내부의 온도 불균일성은 더 크게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 본 수치 시뮬레이션에 적용된 컨테이너의 경우, 적재작업의 편의성과 수송안정성을 고려할 때 간격을 가지는 적재보다는 bulk 적재가 수송 농산물의 온도균일도 측면에서 더 유리할 것으로 판단된다.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

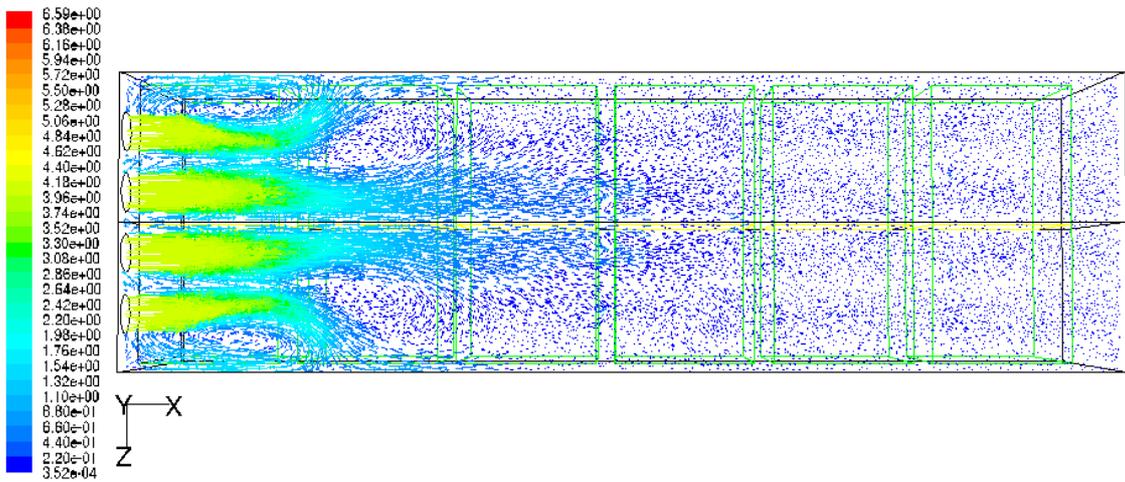


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

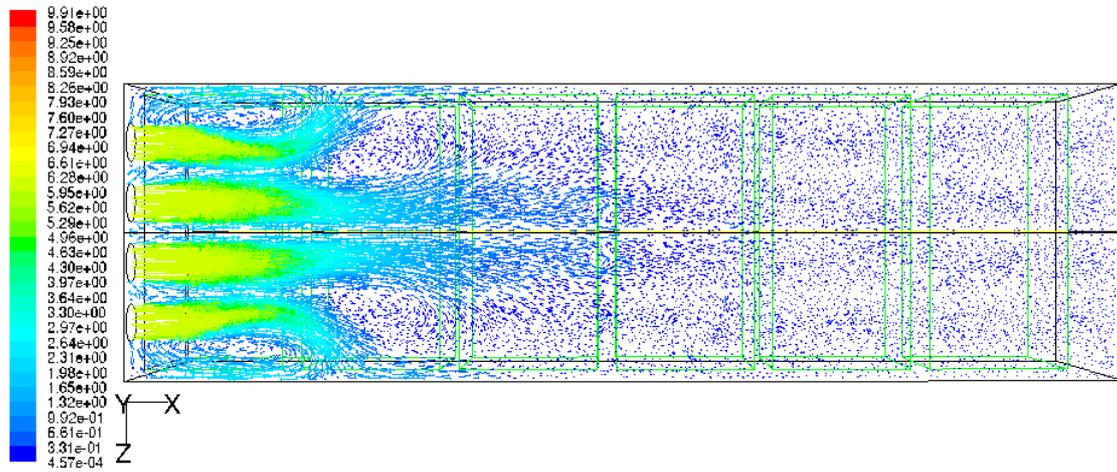


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

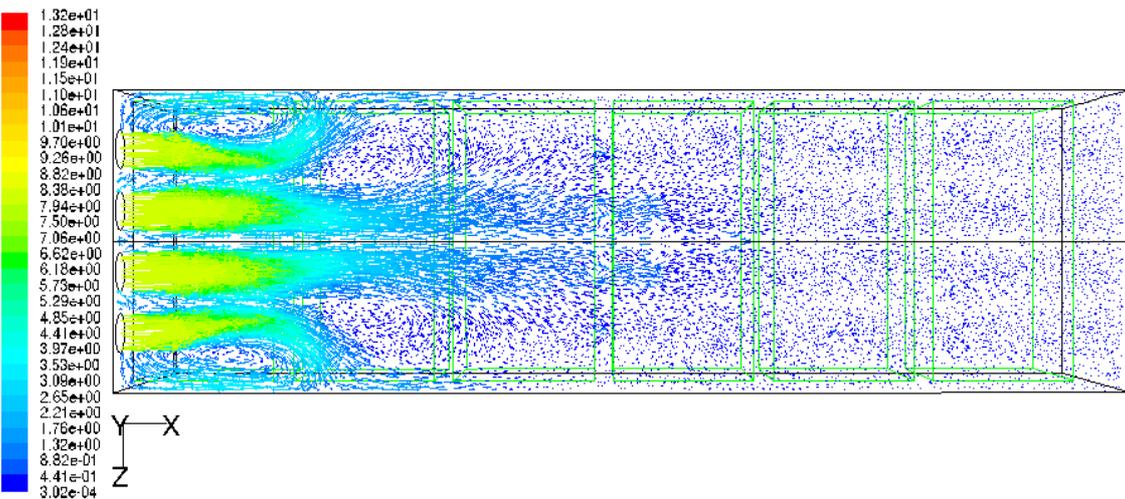
Fig. 5-79. Pathlines in the containers with loading of 15cm distance between pallets.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

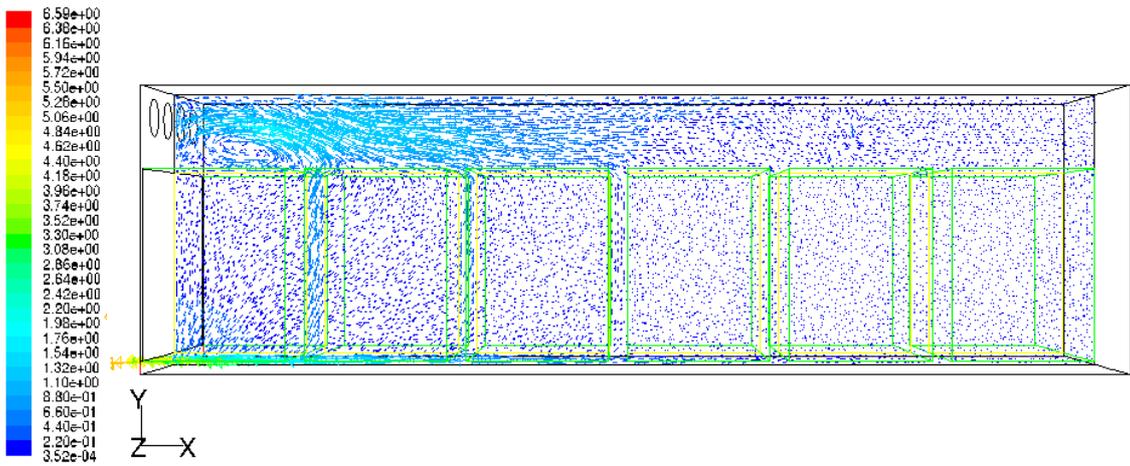


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

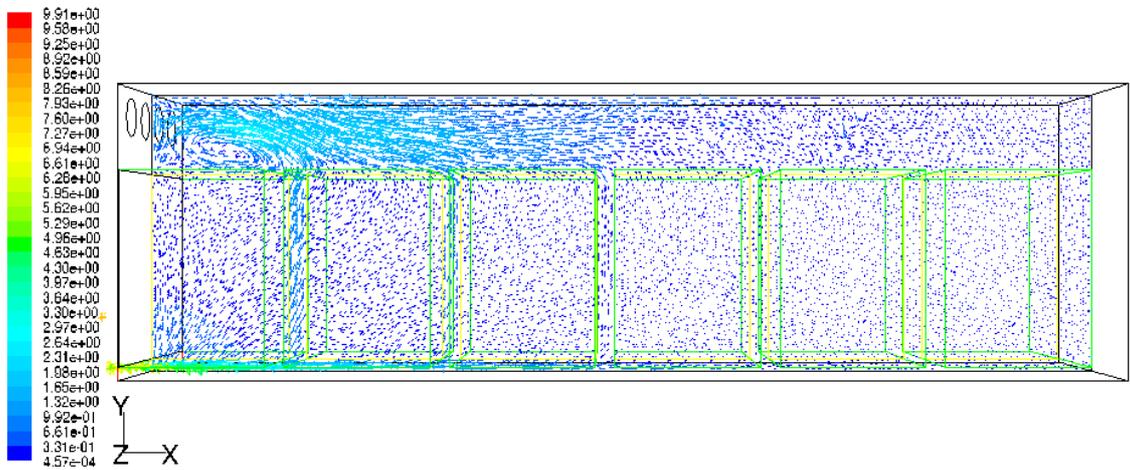


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

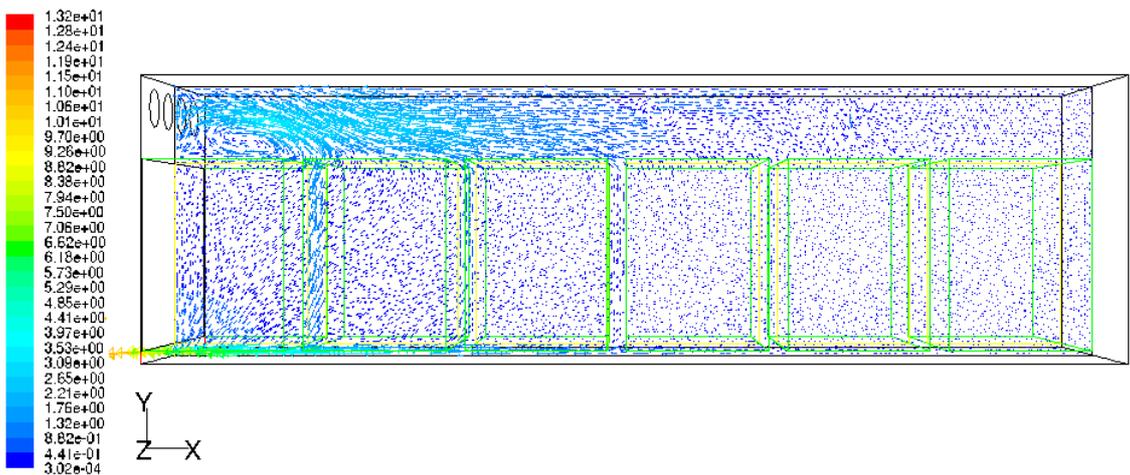
Fig. 5-80. Velocity vector profiles at x-z plane at $y=2.02\text{m}$ in the containers with loading of 15cm distance between pallets.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

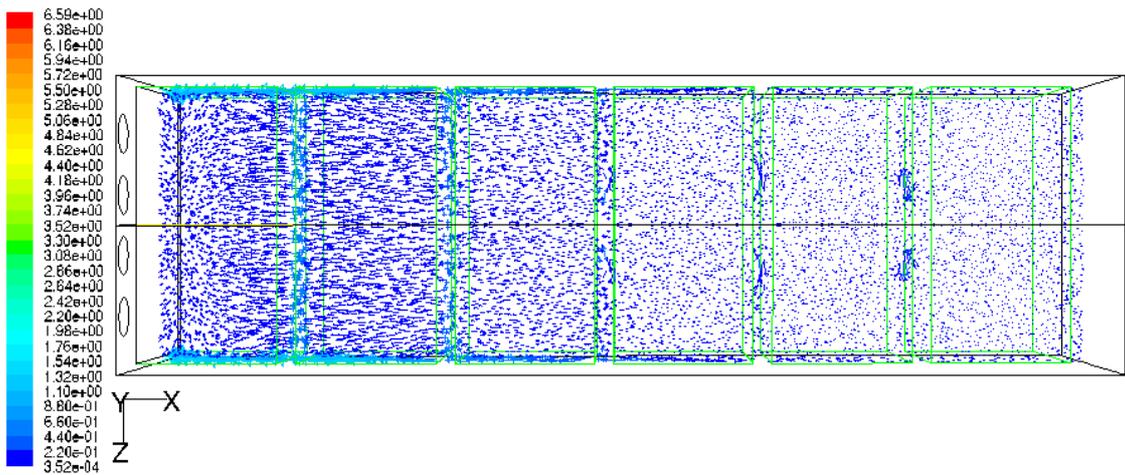


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

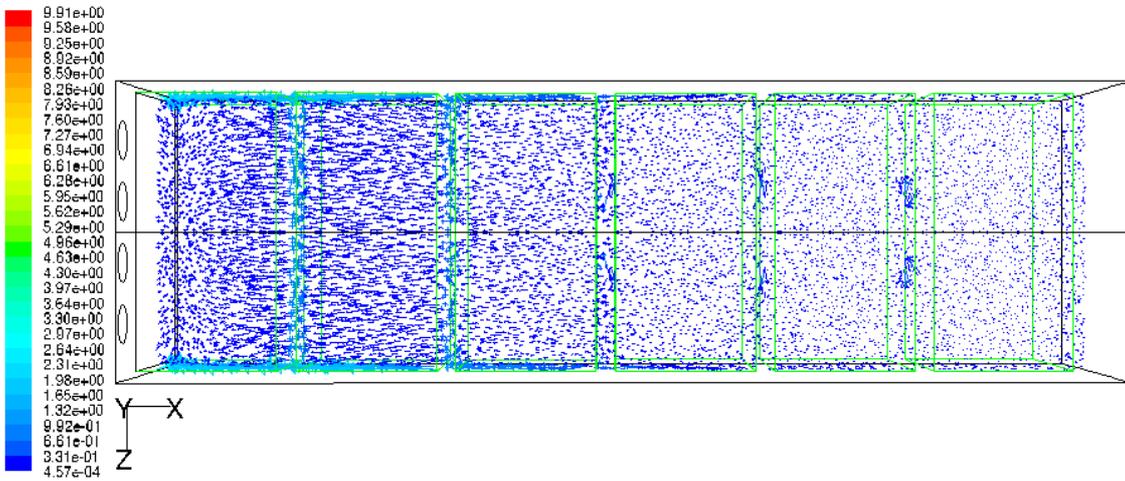


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

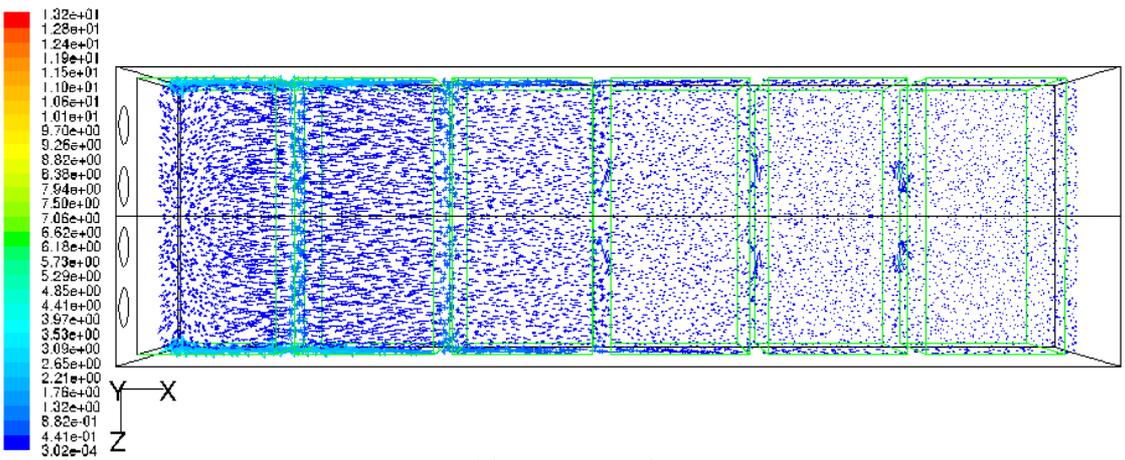
Fig. 5-81. Velocity vector profiles at symmetric x-y plane ($z=1.145\text{m}$) in the containers with loading of 15cm distance between pallets.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

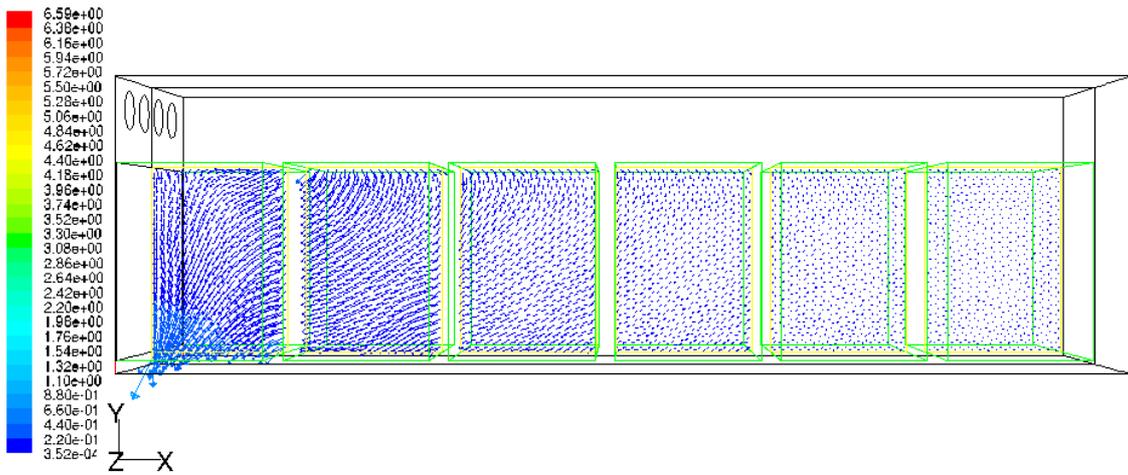


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

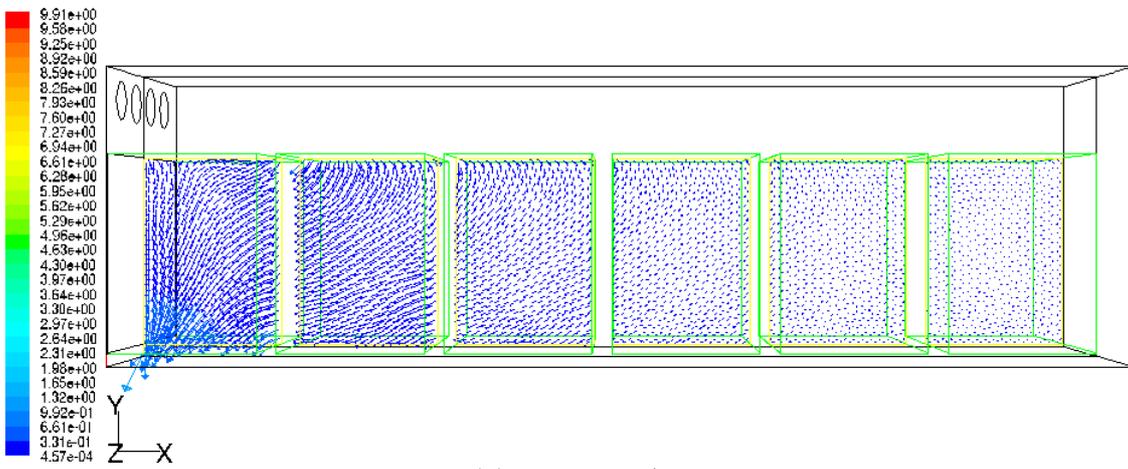


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

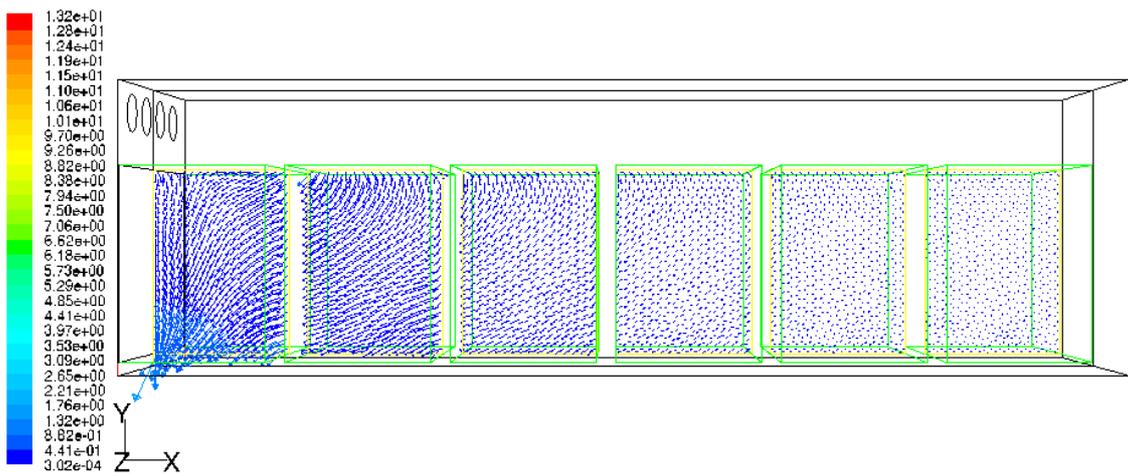
Fig. 5-82. Velocity vector profiles at x-z plane of load at $y=0.85\text{m}$ in the containers with loading of 15cm distance between pallets.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

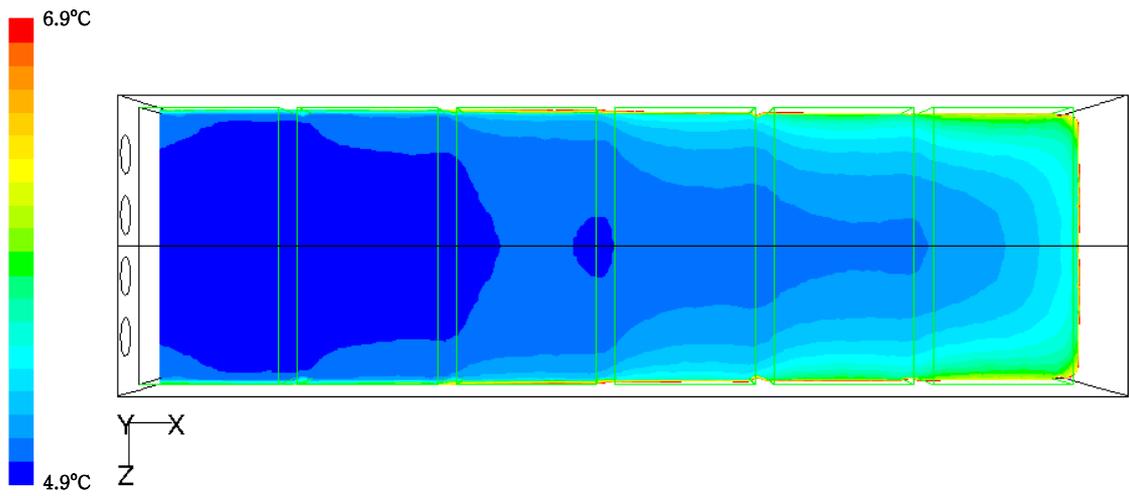


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

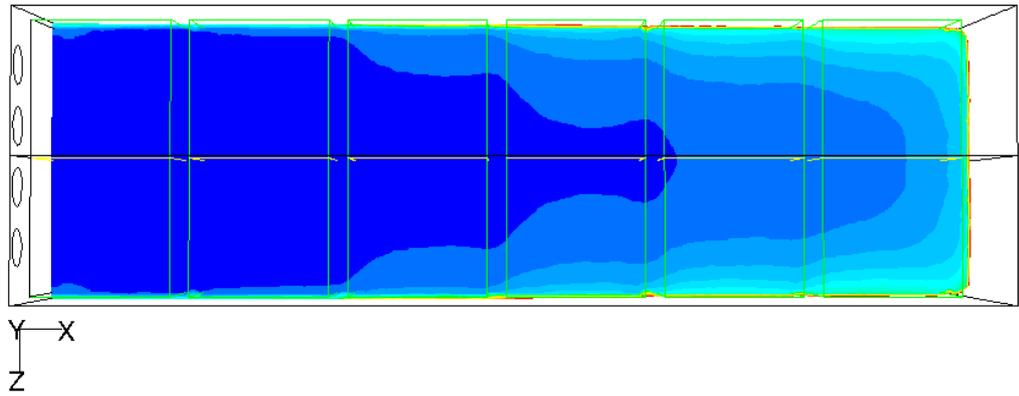


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

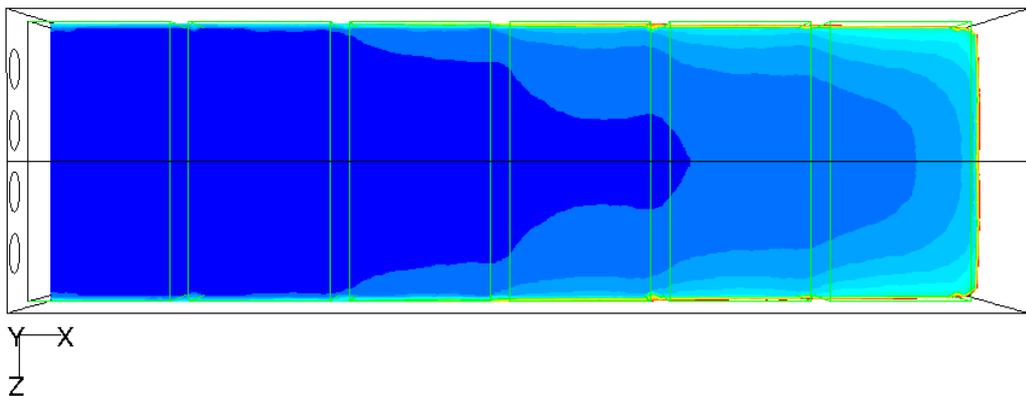
Fig. 5-83. Velocity vector profiles at symmetric x-y plane of load ($z=1.145\text{m}$) in the containers with loading of 15cm distance between pallets



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

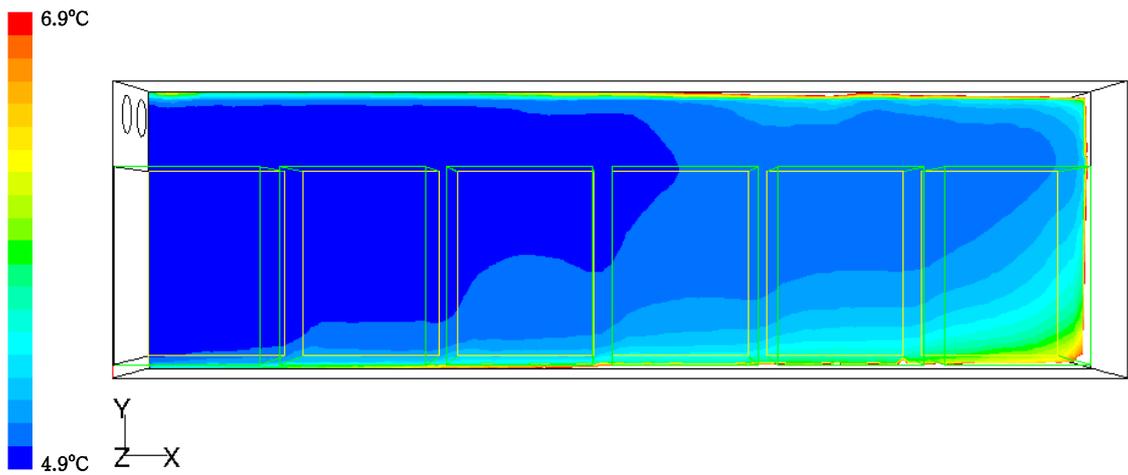


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

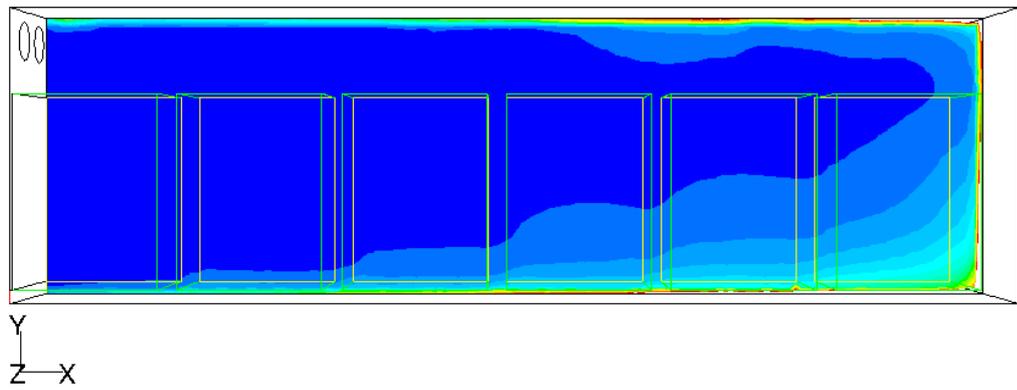


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

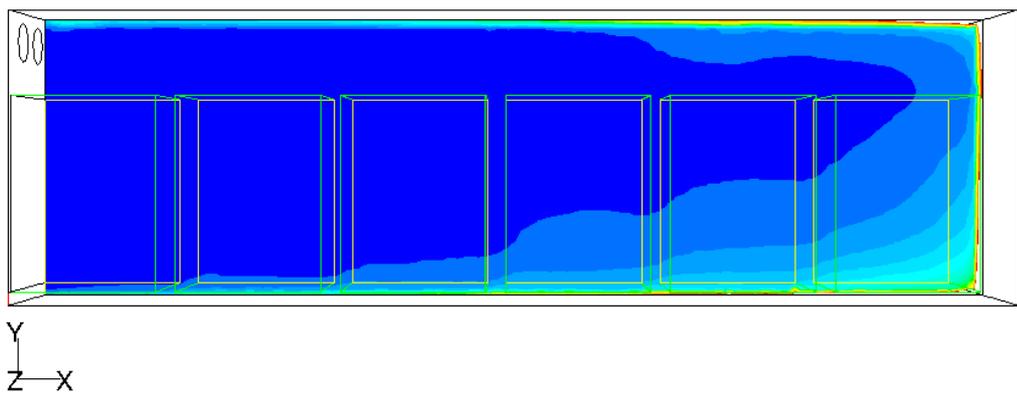
Fig. 5-84. Temperature contours at the x-z plane at $y=0.85\text{m}$ in the containers with loading of 15cm distance between pallets.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

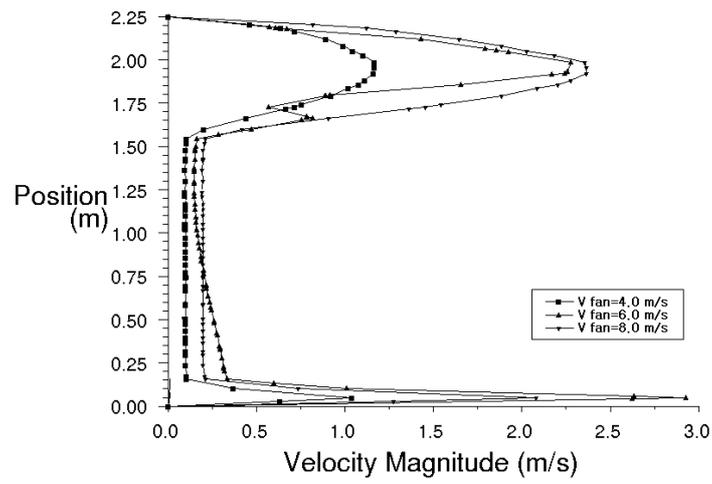


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

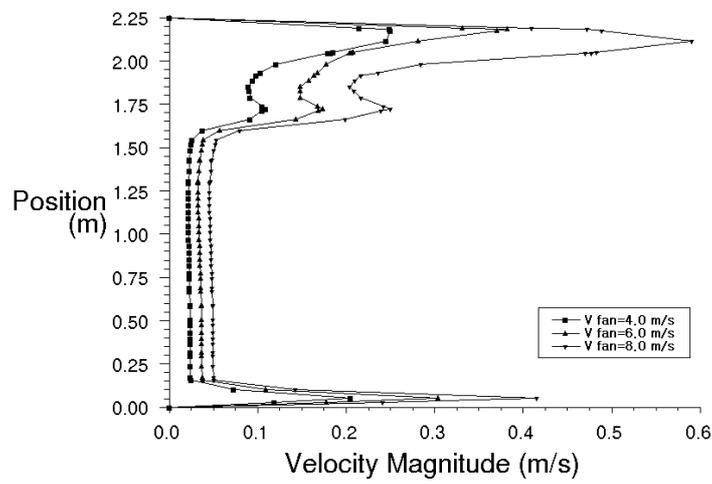


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

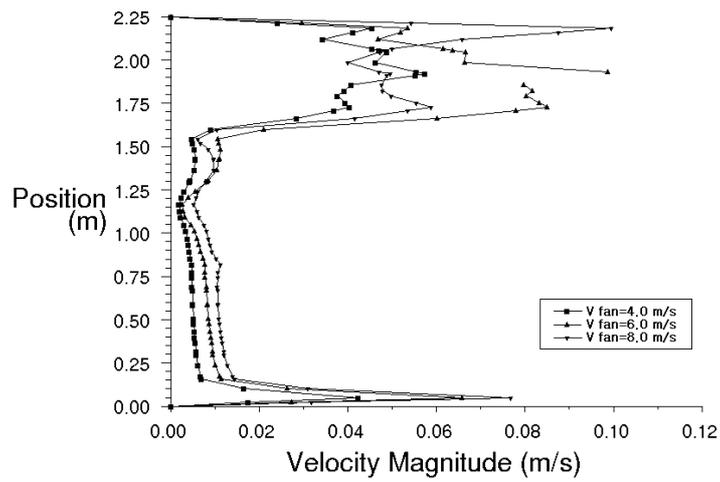
Fig. 5-85. Temperature contours at the symmetric x-y plane ($z=1.145\text{m}$) in the containers with loading of 15cm distance between pallets.



(a) Second load

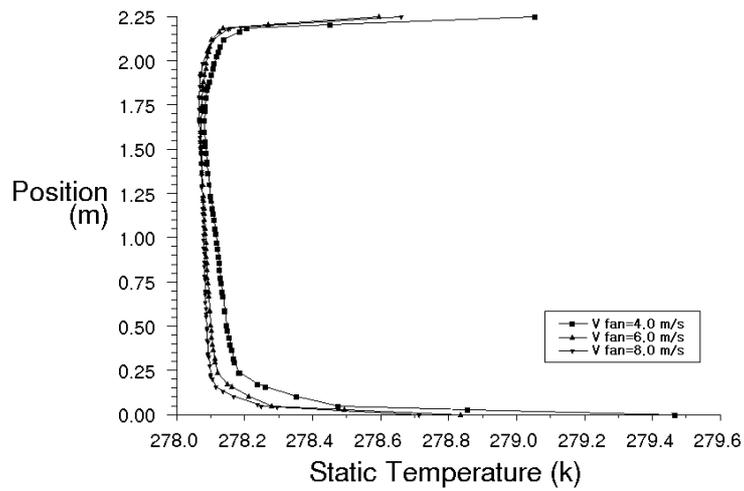


(b) Fourth load

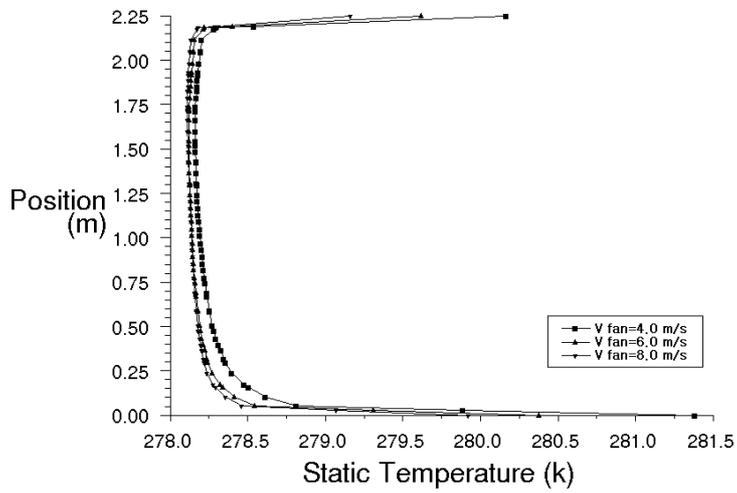


(c) Sixth load

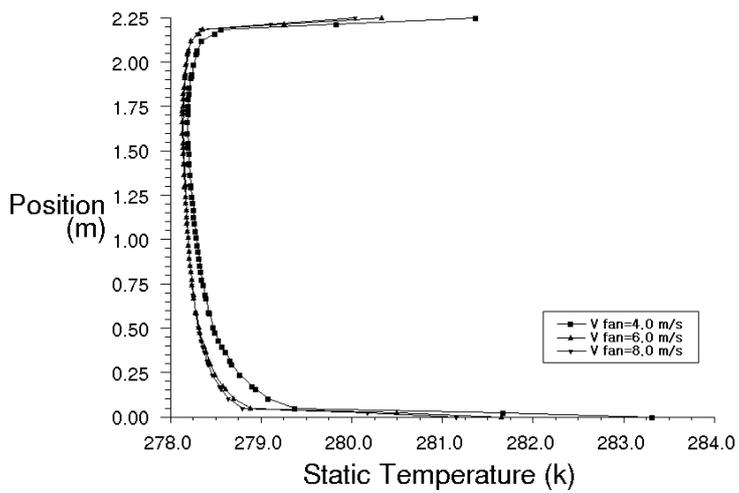
Fig. 5-86. Temperature profile of y-direction at the center of each load in the containers with loading of 15cm distance between pallets.



(a) Second load

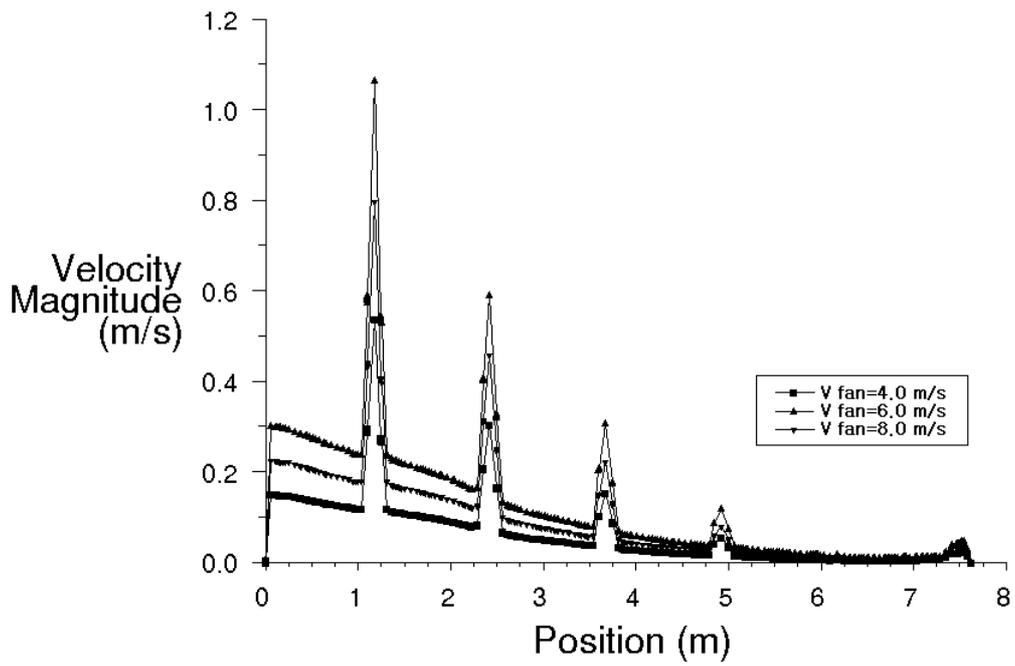


(b) Fourth load

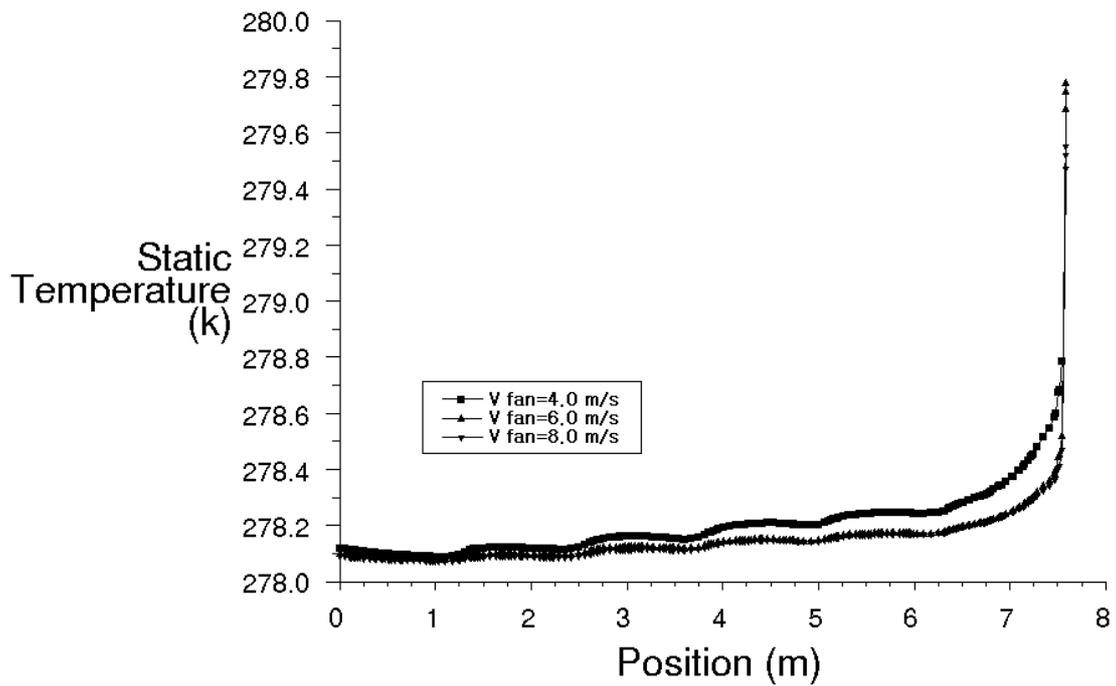


(c) Sixth load

Fig. 5-87. Temperature profile of y-direction at the center of each load in the containers with loading of 15cm distance between pallets.



(a) Velocity magnitude



(b) Temperature

Fig. 5-88. Velocity magnitude and temperature distribution along the x-direction centerline of loads.

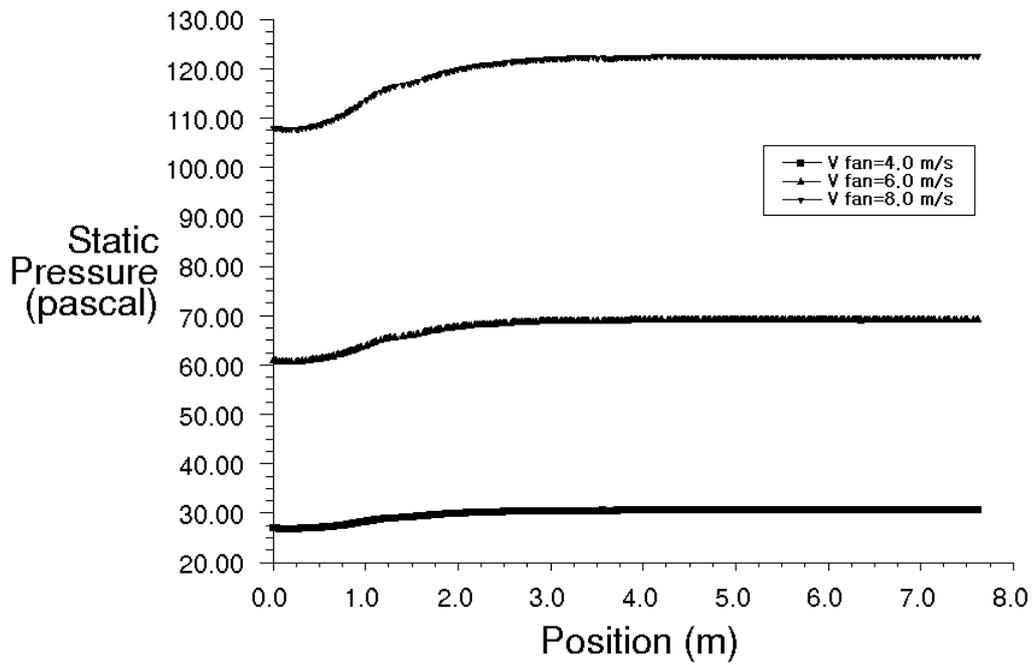


Fig. 5-89. Static pressure along the centerline of inner fan in the containers with loading of 15cm distance between pallets.

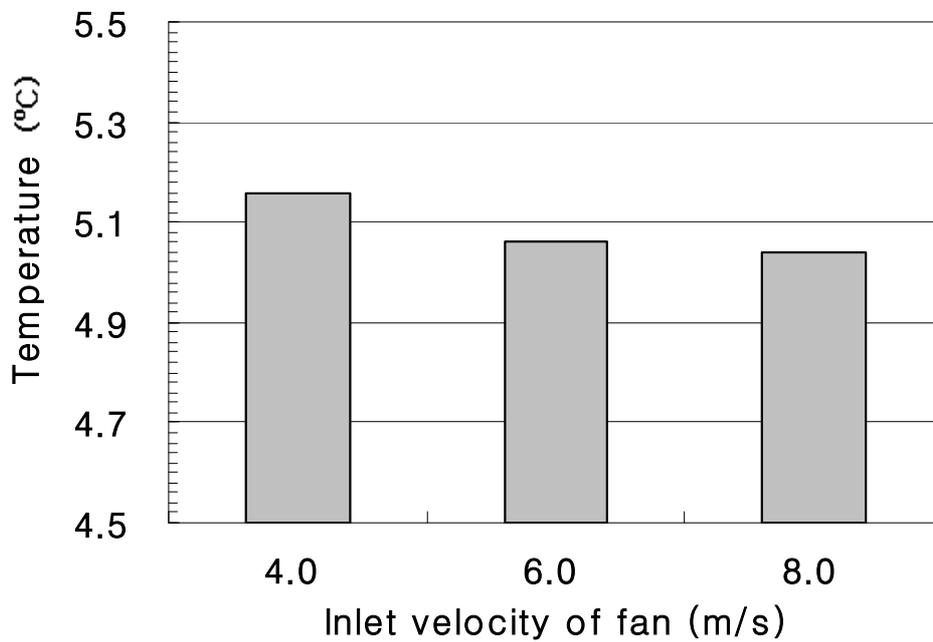


Fig. 5-90. Average temperature of load in the containers with loading of 15cm distance between pallets.

3) 덕트의 설치

적재물 사이에 간격을 둔 적재 방법에서 적재물 내부의 온도 불균일이 컨테이너의 하부, 하류영역에서의 열적체 현상에 기인한 것으로 판단되어 하류로의 충분한 냉기류 수송을 위해 팬에 덕트를 부착한 경우를 고려하였다. 덕트는 원통형으로서 직경은 팬의 직경과 동일하며 길이는 컨테이너 길이의 1/3에 해당하는 $L_{duct}=2.54m$ 와 2/3에 해당하는 $L_{duct}=5.08m$ 에 대해 팬 유속을 변화시켜가며 수치계산을 수행하였다.

그림5-91에 컨테이너 내부의 유적선을 각 덕트 길이에 대해 풍속별로 나타내었다. 유동의 유사성을 고려하여 $V_{fan}=6.0m$ 의 결과는 생략하였다. 그림5-91(a),5-91(b)의 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우, 덕트가 없는 경우에 비해 컨테이너 하류까지 상대적으로 많은 유량이 도달함을 볼 수 있다. 덕트 출구를 통과한 유동은 코안다효과에 의해 상부벽에 부착한 후 곧 박리하며 박리한 유동은 대부분 컨테이너 하류 방향으로 향하나 일부는 적재물의 상부와 측벽영역에서 순환유동을 만들며 상류로 향한다. 적재물 간격으로 유입되는 유량도 덕트가 없는 경우에는 상류 측 간격들에 집중되는 반면, $L_{duct}=2.54m$ 의 경우는 축냉조 부압효과에 의해 상류의 첫 번째 간격에 집중되는 현상은 보이나 다른 간격들에도 비교적 균일하게 유입됨을 볼 수 있다. 그림5-91(c),5-91(d)의 $L_{duct}=5.08m$ 의 경우, 긴 덕트를 통과한 유동은 상부벽면에 부착 후 바로 박리하여 팬 반대편 벽면에 충돌하며 하부로 향한 유동은 적재물 하부의 파레트 공간을 통과해 축냉조의 흡기구로 향한다. 덕트 통과 유동의 일부는 적재물의 상부와 측벽영역에서 순환유동을 만들며 상류로 향한다. 짧은 덕트의 경우 하류의 적재물을 통과하는 유량이 상대적으로 적으며, 긴 덕트의 경우 중류의 적재물을 통과하는 유량이 상대적으로 적음을 볼 수 있다.

그림5-92는 팬 중심높이에 해당하는 $y=2.02m$ 에서 $x-z$ 단면의 속도벡터 분포를 덕트 길이와 팬 유속별로 보여준다. 그림5-92(a), 5-92(b)의 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우, 외측 덕트를 통과한 유동은 코안다 효과에 의해 측벽 쪽으로 향하나 축냉조 흡기구의 부압효과를 적게 받으므로 덕트가 없는 경우에 비해 측벽 쪽에서의 약한 선회유동을 만들게 되며, 상류 쪽과 하류 쪽을 향하는 유동으로 분리된다. 그러나 내측 덕트를 통과한 유동과의 혼합은 여전히 약하며 하류로 향하는 유동은 대부분 내측 덕트를 통과한 유동으로 구성된다. 하류로 향하는 유동은 순환유동과 적재물 및 적재물 간격을 통과하는 유동으로 다시 분산되어 팬 반대편 벽면에 도달하는 유동은 약하게 나타난다. 그림5-92(b), (c)의 $L_{duct}=5.08m$ 의 경우 역시 외측 덕트를 통과한 유동은 측벽에 부착하게 되며 약한 선회유동을 만든 후 상류와 하류로 향하는 유동으로 분리된다. 내측 덕트를 통과한 유동은 팬 반대편 벽면에 강하게 충돌하며 하부로

향한다. 그림5-93에는 내측 덕트의 x-y 중심단면($z=0.91\text{m}$)에서의 속도벡터 분포를 덕트 길이와 팬 유속별로 나타내었다. 그림5-93(a),5-93(b)의 $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ 의 경우, 내측 덕트를 통과한 유동의 일부는 순환유동을 만들며 상류로 향하며 대부분의 유동은 하류로 향함을 볼 수 있다. 분산된 유동에 의해 적재물간의 간격을 통과하는 유량은 첫 번째 간격을 제외하고는 비교적 균일하며 팬 반대편 벽면 근처에서도 덕트가 없는 경우와 달리 유속이 관찰된다. 그림5-93(c),5-93(d)의 $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ 의 경우에서도 덕트 토출유동은 상류와 하류로 향하는 유동으로 분리가 됨을 볼 수 있으나 팬 반대편 벽면과 적재물 사이의 공간으로 유량이 집중됨을 볼 수 있다. 이 유동은 벽면을 따라 적재물 하부의 파레트 공간을 통해 축냉조의 흡기구로 향하므로 적재물로 침투하는 유량은 덕트가 짧은 경우에 비해 상대적으로 적게 나타나며 이로 인해 적재물 내부의 열전달계수는 감소할 것으로 예상된다.

그림5-94에는 적재물 중심 높이의 x-z 단면에 대해 적재물 내부의 속도벡터 분포를 나타내었다. $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ 의 경우, 덕트 출구의 바로 하류인 중류의 적재물에서 비교적 빠른 속도가 관찰되며 하류로 갈수록 유속은 느려진다. 반면 $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ 의 경우는 덕트의 출구가 위치하는 하류의 적재물에서 비교적 빠른 속도가 관찰되며 중류의 적재물 내부의 유속은 느리게 나타난다. 이러한 경향의 원인은 그림5-95에 나타난 x-y 대칭단면에서의 적재물 내부의 속도벡터 분포를 통해 알 수 있는데 그림5-93에서 본 바와 같이 덕트 토출유동은 적재물의 상부에서 강한 순환유동을 만들게 되므로 적재물 내부에서의 유동도 순환유동의 영향을 받게 된다. 그림5-95(a),5-95(b)의 $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ 의 경우, 덕트 출구의 하부에서 만들어지는 순환유동의 영향을 받아 중류의 적재물 내부에서 강한 유속이 형성되며 세 번째 적재물과 두 번째 간격에서는 상승기류가 만들어짐을 볼 수 있다. 그림5-95(c),5-95(d)의 $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ 의 경우에는 덕트 출구의 하부인 하류의 적재물 내부에서 순환류의 영향을 받아 강한 유속이 형성됨을 볼 수 있다. 네 번째와 다섯 번째 적재물에서 상승기류가 만들어지며 이로 인해 세 번째와 네 번째 간격에서도 상승기류가 만들어 짐을 볼 수 있다. 이와 같이 상승, 하강하는 기류의 중간영역인 중류의 적재물 내부에서는 유속이 느리게 나타난다.

그림5-96에는 $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ 인 경우, 적재물 중심 높이의 x-z 단면에서의 등온선도를 팬 유속별로 나타내었다. $V_{\text{fan}}=4.0, 6.0, 8.0\text{m/s}$ 에 대해 계산한 결과, 컨테이너 내부의 최대온도는 하류의 상부의 구석과 하부의 모서리뿐 아니라 덕트가 위치한 상류의 상부벽 쪽에서도 나타났으며 그 값은 팬 유속별로 각각 16.3, 14.5, 13.5°C이었다. 이는 덕트가 없는 간격을 둔 적재의 경우보다 팬 풍속별로 0.6~6.1°C, bulk 적재의 경우보다 팬 풍속별로 -0.2~3.4 낮은 온도으로써 냉기류가 덕트를 통해 하류까지 수송됨으로써 컨테이너의 하류, 하부 영역에 존재

하는 열적체가 어느 정도 해소되었음을 의미한다. 적재물 내부의 온도분포는 그림5-94의 적재물 내부의 속도벡터 분포와 유사한 경향성을 보여준다. 온도가 가장 낮은 영역은 덕트 출구의 하류에 해당하는 적재물의 중류영역이며 온도가 가장 높은 영역은 하류영역의 적재물이다. 그림5-96(a)의 $V_{fan}=4.0\text{m/s}$ 의 경우, 중류영역에 $5.0\sim 5.1\text{℃}$ 의 저온영역이 존재하며 상류의 축냉조 흡기구 영역에도 동일한 저온영역이 관찰된다. 그러나 덕트가 없는 동일 조건에 대한 계산결과인 그림5-84(a)와 비교하면 상류와 하류 영역의 온도가 높게 나타나는 등 적재물 전체 영역의 온도는 높아진 것을 볼 수 있다. 이는 덕트 출구의 유동이 선회류를 만들면서 적재물 상, 하류의 유속을 감소시킨 효과와 덕트의 설치로 컨테이너의 하류, 하부에 존재하던 열적체가 해소되면서 이 열에너지가 적재물 영역의 온도분포에 영향을 미친 효과가 중첩되어 나타난 결과로 판단된다. 덕트의 설치에도 불구하고 하류영역에서는 양쪽 구석에서 높은 온도가 관찰되는 등 온도의 불균일성이 존재함을 볼 수 있으나 그 정도는 덕트가 없는 경우에 비해 약함을 알 수 있다. 그림5-96(b)의 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 의 경우, 중류 영역에 팬 토출온도와 동일한 온도 분포가 나타나며 상류와 중류영역에 걸쳐 전체적으로 $4.9\sim 5.1\text{℃}$ 의 비교적 균일한 온도분포가 존재함이 확인된다. 그러나 그림5-84(b)의 덕트가 없는 경우와 비교해 상류와 하류의 온도는 높게 나타나는 등 전체적인 적재물 내부의 온도는 약간 높게 나타난다. 그림5-96(c)의 $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 의 경우에도 마지막 적재물을 제외하면 적재물 전체 영역에서 비교적 균일한 온도분포를 보이지만 전체 온도분포는 위의 경우들과 동일한 경향을 보인다.

덕트가 없는 경우에 비해 덕트를 설치한 경우에서 적재물의 전체적인 온도 상승이 발생하는 현상은 컨테이너의 x-y 대칭단면에서의 팬 유속별 온도분포를 보여주는 그림5-97에서 더 뚜렷이 관찰된다. $V_{fan}=4.0\text{m/s}$ 인 경우, 덕트 출구 유동이 만든 선회류의 영향에 의해 팬 토출온도와 동일한 온도는 적재물 중류, 상부의 일부영역에서만 관찰되며 상류와 하류의 하부영역에서는 유속의 감소로 인한 높은 온도분포가 나타난다. 이는 bulk 적재나 덕트가 없는 간격 적재의 경우에 비해 적재물의 전체적인 온도상승뿐 아니라 내부에 상당한 온도 불균일성을 유발한다. 이러한 경향성은 $V_{fan}=6.0\text{m/s}$ 인 경우와 $V_{fan}=8.0\text{m/s}$ 인 경우에서도 동일하게 관찰되는데 팬 유속의 증가에 의해 상류 영역의 온도 불균일성은 어느 정도 해소되나 bulk 적재나 덕트가 없는 간격적재의 경우에 비해 적재물 전체 영역에서의 온도는 여전히 높게 나타나며 상, 하류의 하부 영역에서의 온도 불균일성도 여전히 존재함을 볼 수 있다.

그림5-98은 $L_{duct}=5.08\text{m}$ 의 경우, 적재물 중심 높이의 x-z 단면에서의 등온선도를 팬 유속별로 나타낸 결과를 보여준다. $V_{fan}=4.0, 6.0, 8.0\text{m/s}$ 의 경우 컨테이너 내부의 최대온도는

$L_{duct}=2.54m$ 의 경우와 마찬가지로 상류의 상부벽 쪽과 하류의 상부 구석과 하부의 모서리 등에서 나타났으며 그 값은 팬 풍속별로 각각 10.79, 8.97, 7.88°C이었다. 이는 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우에 비해서도 팬 유속별로 5.5~5.6°C 낮은 값으로 수치계산의 대상이 된 모든 경우 중 가장 낮은 최고온도를 나타내었으며 긴 덕트를 통해 하류까지 냉기류가 충분히 수송됨으로써 컨테이너 하류, 하부의 열적체가 거의 해소되었음을 의미한다. 그러나 그림5-98(a)의 $V_{fan}=4.0m/s$ 의 경우에서 보듯 컨테이너 중상류 영역의 측벽 쪽에서 유속 감소로 인한 약한 열적체 현상이 새롭게 발생하였음을 볼 수 있다. 덕트 출구가 위치하는 하류영역에는 낮은 온도분포가 나타나지만 상류와 특히 중류 영역의 온도는 bulk 적재의 경우, 덕트가 없는 적재의 경우, $L_{duct}=2.54m$ 의 경우들에 비해 상당히 높게 나타나며 온도의 불균일성도 높음을 알 수 있다. 온도 분포는 그림5-94의 속도벡터의 분포와 유사한 경향을 보이는데 이는 유속 감소에 의한 열전달계수의 감소와 관련이 있다. 팬 유속의 증가에 따라 상류에서의 저온영역은 확대되며 하류의 저온영역이 중류쪽으로 확대됨을 볼 수 있으나 전체적으로 다른 수치계산의 대상들에 비해 높은 온도분포와 중상류 영역에서 큰 온도 불균일성을 보인다.

그림5-99에는 $L_{duct}=5.08m$ 의 경우, x-y 대칭평면에서의 팬 풍속별 온도분포를 나타내었다. 하류, 하부의 열적체 현상은 해소된 반면 상류의 상부벽 영역의 열적체현상은 $L_{duct}=2.05m$ 의 경우보다 더 확대되었음을 볼 수 있다. 온도분포는 그림5-95의 속도벡터 분포와 유사한 경향성을 보여주는데 덕트 출구가 위치하는 하류의 적재물 내부에는 덕트 토출유동에 의해 만들어진 순환유동의 영향을 받아 저온영역이 존재하나, 네 번째와 다섯 번째 적재물 내부의 상승기류와 첫 번째와 두 번째 적재물 내부의 하강기류에 의해 중류영역의 적재물 내부에서는 저속 영역이 나타남으로 인해 중류영역의 적재물 온도는 상대적으로 높게 나타났다. 컨테이너 상류의 열적체현상이 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우에 비해 확대된 것은 이 영역이 더 길어진 덕트에 의해 전체적인 순환유동의 영향을 거의 받지 않는데다가 상류로 향하는 외측 덕트 토출유동의 일부는 이 영역까지 충분히 도달하지 못하고 축냉조 흡기구로 향하기 때문인 것으로 판단된다. 팬 유속이 증가함에 따라 적재물 내부의 상승, 하강기류가 강해짐으로 인해 상류의 저온영역은 확대되며 중류의 고온영역이 축소되는 경향을 보이거나 적재물 전체의 온도는 다른 계산 경우들에 비해 높게 나타나며 온도 불균일성 역시 상대적으로 높게 나타났다.

그림5-100에는 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우, 적재물 중심부의 x축 방향으로의 속도크기와 온도의 분포를 나타내었다. 그림5-100(a)의 속도분포를 보면 첫 번째 간격과 적재물에서 축냉조 흡기구의 영향으로 인한 높은 속도가 관찰되나 나머지 간격에서는 비교적 균일하다. 덕트 토

출유동의 영향을 받는 중류에서 비교적 높은 속도가 관찰되며 덕트가 없는 경우와 달리 다섯 번째 간격에서도 팬 유속별로 0.1~0.2m/s의 유동이 존재함을 볼 수 있다. 그림5-100(b)의 온도분포에서는 팬 유속이 증가함에 따라 적재물 내부의 전체적인 온도가 감소하는 경향을 볼 수 있다. 팬이 없는 경우의 계산결과와 비교하면 유속이 비교적 높은 중류영역에서는 더 낮은 온도분포를 보이거나 상류와 하류 영역에서의 온도는 더 높게 나타남을 확인할 수 있다.

그림5-101에는 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우, 내측 팬 중심에서 x방향으로의 속도크기와 정압의 분포를 나타내었다. 덕트 내부를 흐르는 유동에서는 하류로 갈수록 경계층의 성장과 더불어 중심부 속도는 증가하며 압력은 감소하게 된다. 덕트 출구 영역의 순환유동과 관련한 급격한 역압력구배가 나타나며 구배는 하류로 갈수록 기울기가 감소한다. 덕트 출구를 통과한 유동은 역압력구배로 인해 급격한 속도감소를 보이며 팬 반대편 벽면 근처에서는 팬 유속에 관계없이 매우 약한 유속이 관찰된다.

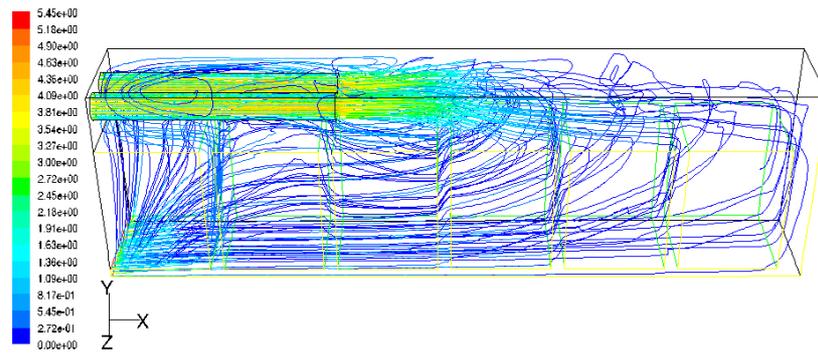
그림5-102는 $L_{duct}=5.08m$ 의 경우, 적재물 중심부의 x축 방향 속도크기와 온도의 분포를 보여준다. 속도분포를 보면 첫 번째 간격과 하류의 적재물과 벽면사이 공간에서의 속도는 매우 높은 반면 다른 간격에서의 속도 상대적으로 낮다. $L_{duct}=2.54m$ 의 경우와 달리 중류에서의 유속은 그림5-95의 속도벡터에서 본 기류분포로 인해 느리게 나타나며 상류와 하류영역의 유속은 각각 축냉조 흡기구와 덕트의 영향으로 인해 높게 나타났다. 온도분포는 속도분포와 반대의 경향을 보이는데 하류영역의 온도는 매우 낮는데 반해 중류와 상류영역의 온도는 덕트가 없는 경우나 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우에 비해 상당히 높으며 온도분포의 불균일성은 다른 계산 대상의 경우들에 비해 심하게 나타났다.

그림5-103에는 $L_{duct}=5.08m$ 의 경우, 내측 팬 중심에서 x방향으로의 속도크기와 정압의 분포를 나타내었다. $L_{duct}=2.54m$ 의 경우와 마찬가지로 덕트 내부의 중심부 유속은 하류로 갈수록 증가하며 압력은 감소하는 경향을 보인다. 덕트의 길이가 더 깊으므로 인해 유속증가와 정압감소의 기울기는 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우에 비해 작으나 덕트의 출구가 팬 반대편 벽면에 더 접근해 있으므로 정압의 크기는 $L_{duct}=2.54m$ 보다 높게 나타났다.

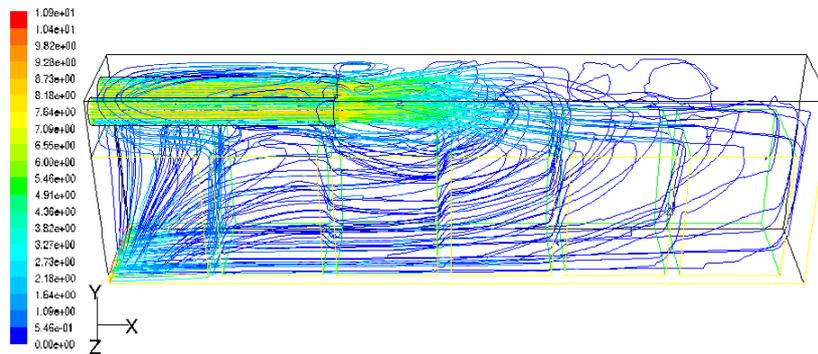
그림5-104에는 각 덕트 길이에 대해 적재물 내부의 질량가중 평균온도를 팬 풍속별로 나타내었다. 전체적으로 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우가 $L_{duct}=5.08m$ 의 경우보다 각 풍속별로 미세하게나마 낮은 평균온도를 보이며 팬 풍속의 증가가 평균온도에 미치는 영향은 풍속이 높을수록 제한적임을 확인할 수 있다.

마지막으로 본 연구에서 저온 컨테이너의 설계변수로 고려하였던 풍속, 적재방법, 덕트길

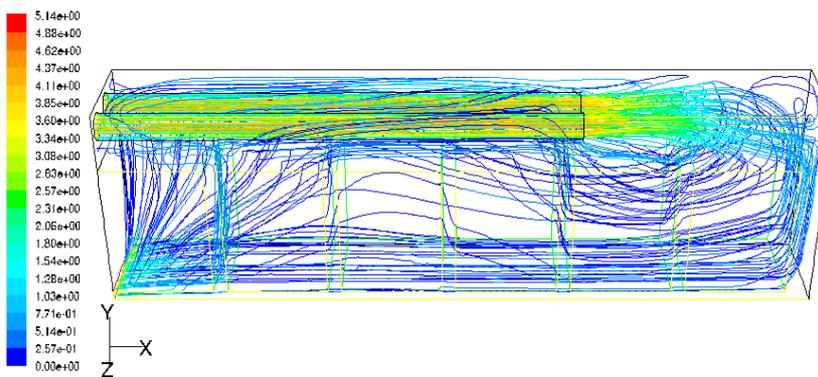
이 등이 수송 적재물의 저온유지 및 온도분포의 균일성에 미치는 영향을 종합적으로 판단하기 위해 각 계산 대상별 적재물의 평균온도를 그림 60에 나타내었다. 팬 유속별로 적재물의 평균온도는 15cm 간격 적재, bulk 적재, 2.54m 덕트 설치, 5.08m 덕트 설치의 순서로 낮아지는 경향을 보였다. 먼저 덕트의 설치는 하류 영역의 열적체 해소에는 어느 정도 도움을 주나 $L_{duct}=2.54m$ 의 경우는 상류와 하류 영역에, $L_{duct}=5.08m$ 의 경우에는 상류와 중류 영역에 상대적으로 높은 온도분포를 발생시킨다. 적재물 사이에 15cm의 간격을 좁으로써 bulk 적재에 비해 전체적인 평균온도는 약간 감소하나 상류 측에서 간격을 통과하는 유량이 증가함으로 인해 하류 영역에서의 온도 불균일성이 커지는 결과를 보였다.



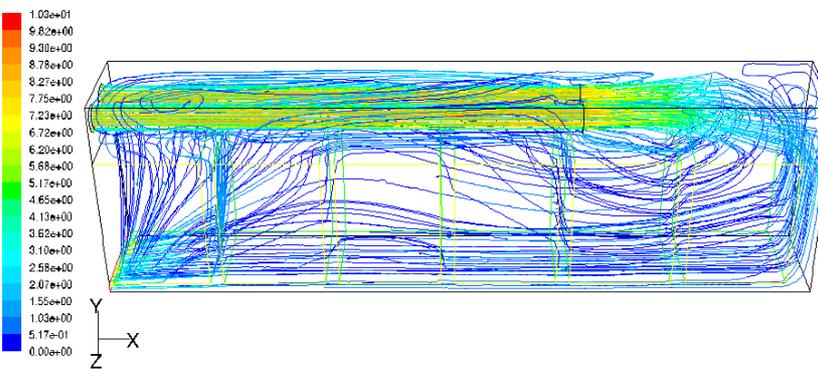
(a) $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$



(b) $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

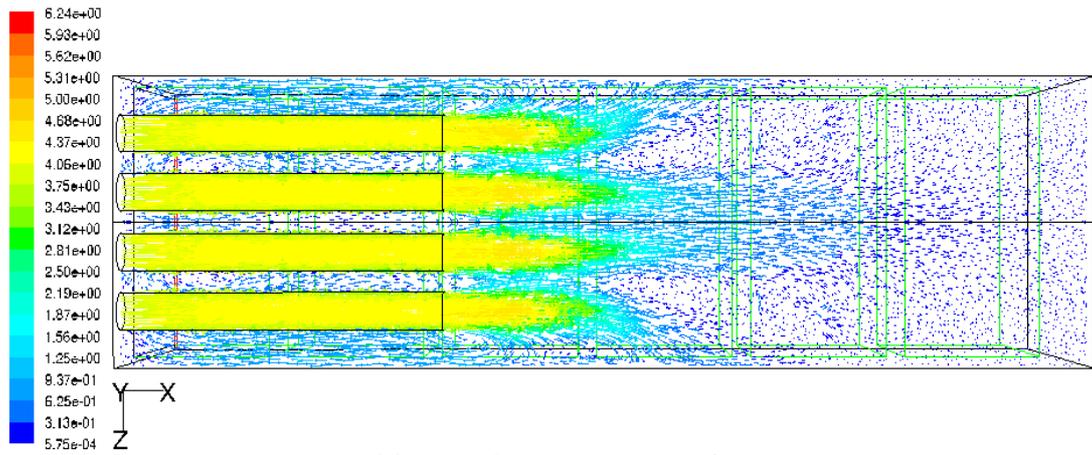


(c) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$

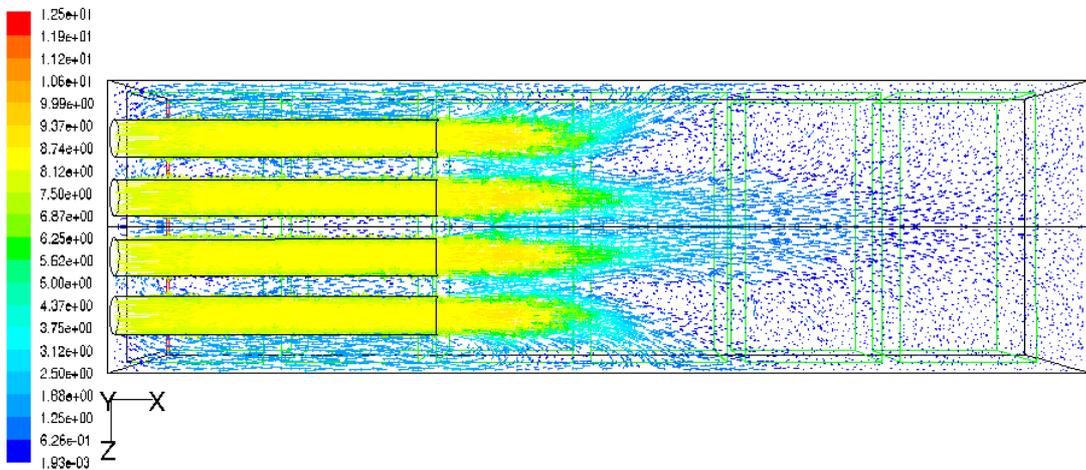


(d) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

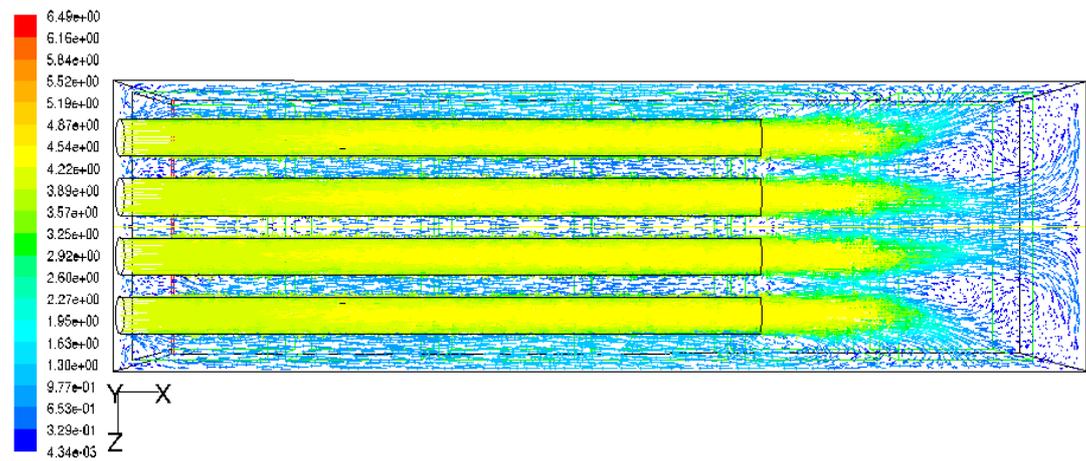
Fig. 5-91. Pathlines in the containers with ducts and loading of 15cm distance between pallets.



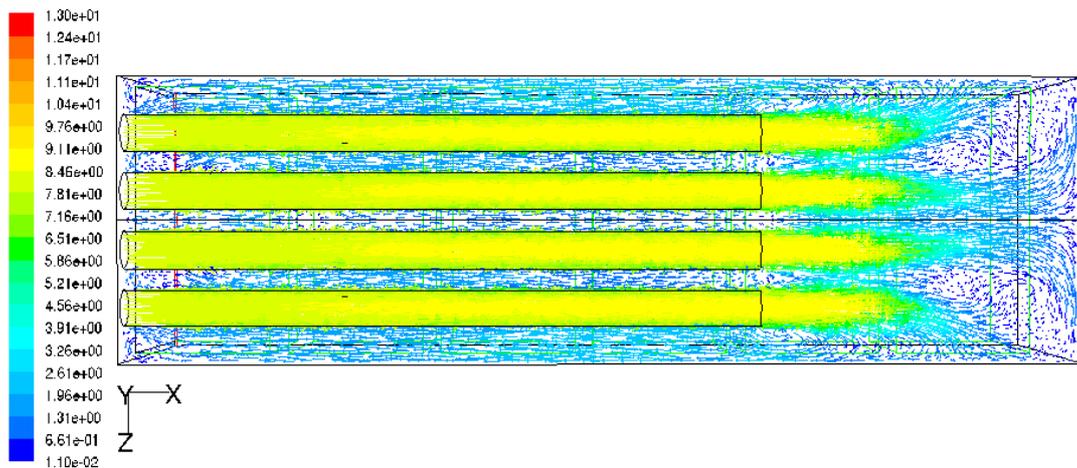
(a) $L_{\text{duct}} = 2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}} = 4.0\text{m/s}$



(b) $L_{\text{duct}} = 2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}} = 8.0\text{m/s}$

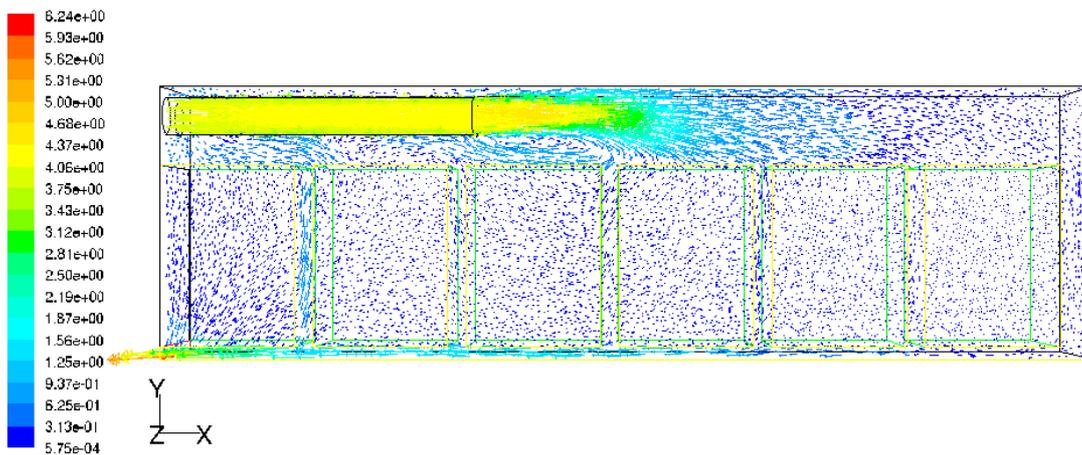


(c) $L_{\text{duct}} = 5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}} = 4.0\text{m/s}$

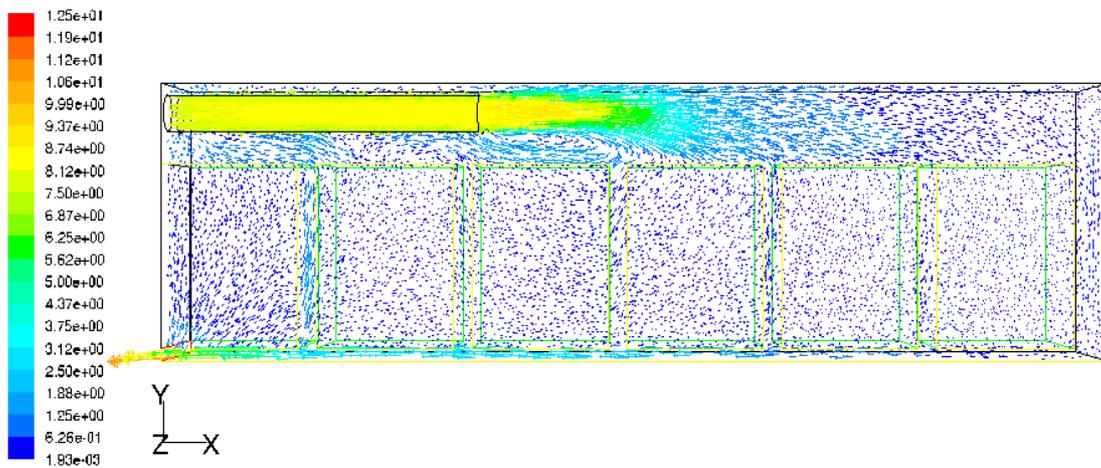


(d) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

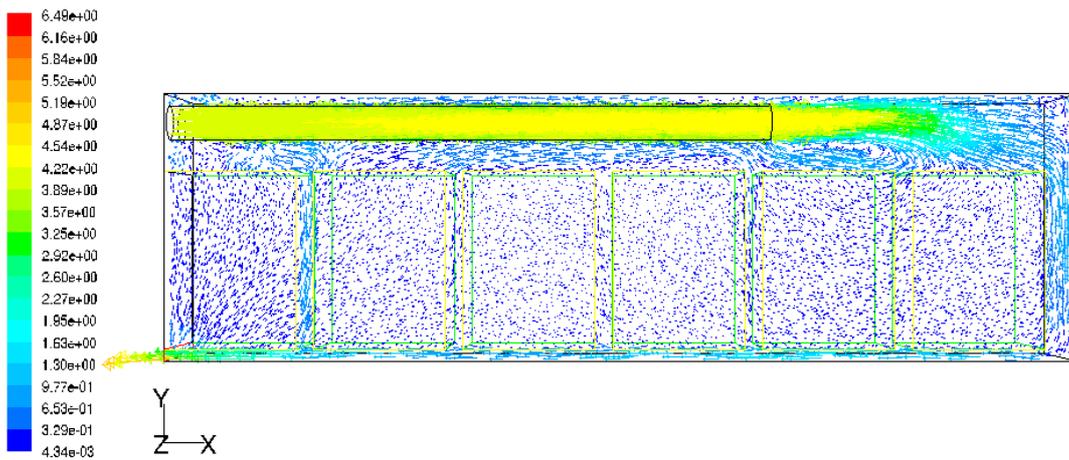
Fig. 5-92. Velocity vector distributions at the x-z plane at $y=2.02\text{m}$ in the containers with ducts and loading of 15cm distance between pallets.



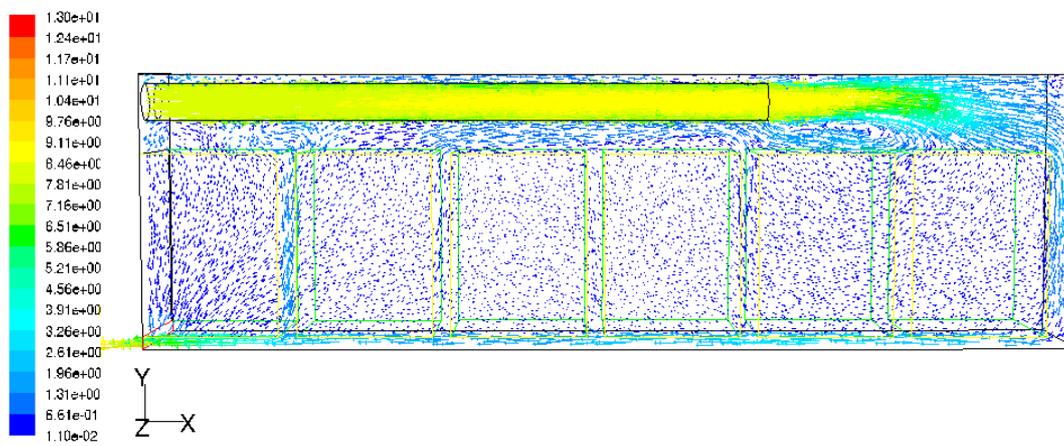
(a) $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$



(b) $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

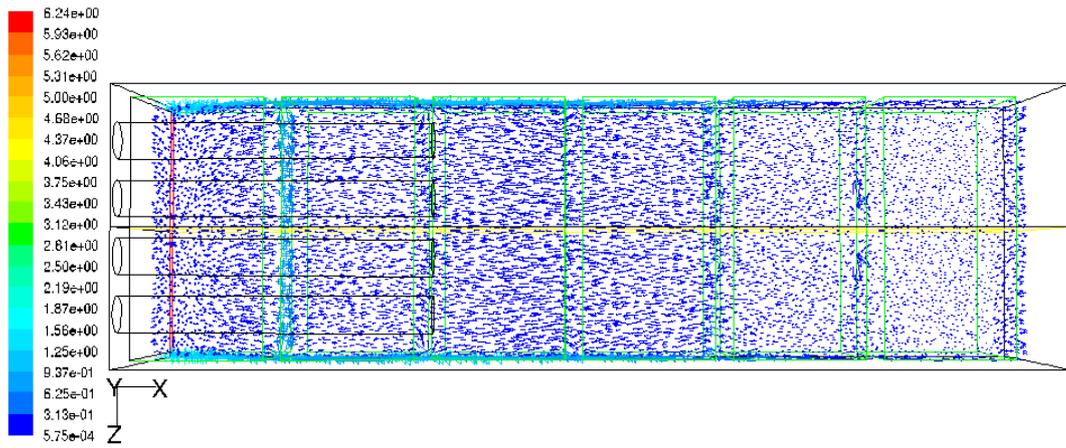


(c) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$

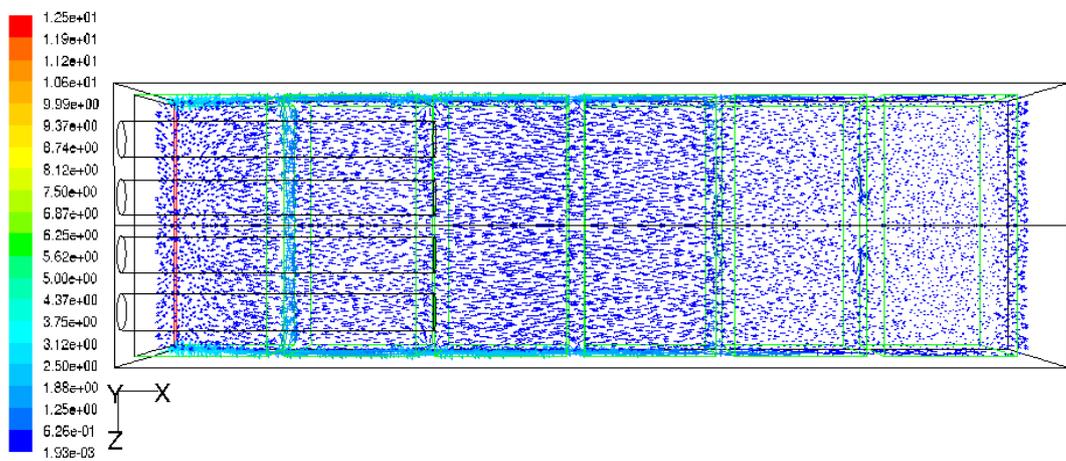


(d) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

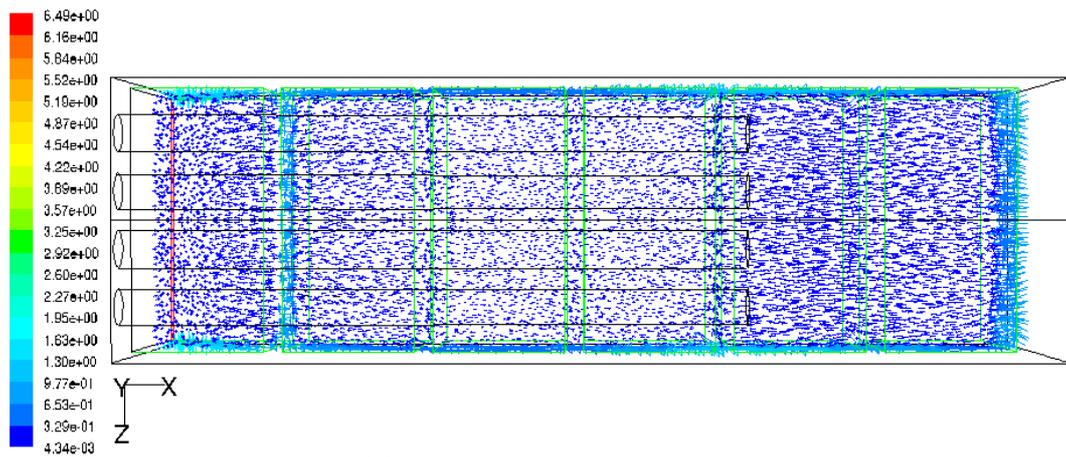
Fig. 5-93. Velocity vector distributions at the x-y plane at $z=0.91\text{m}$ in the containers with ducts and loading of 15cm distance between pallets.



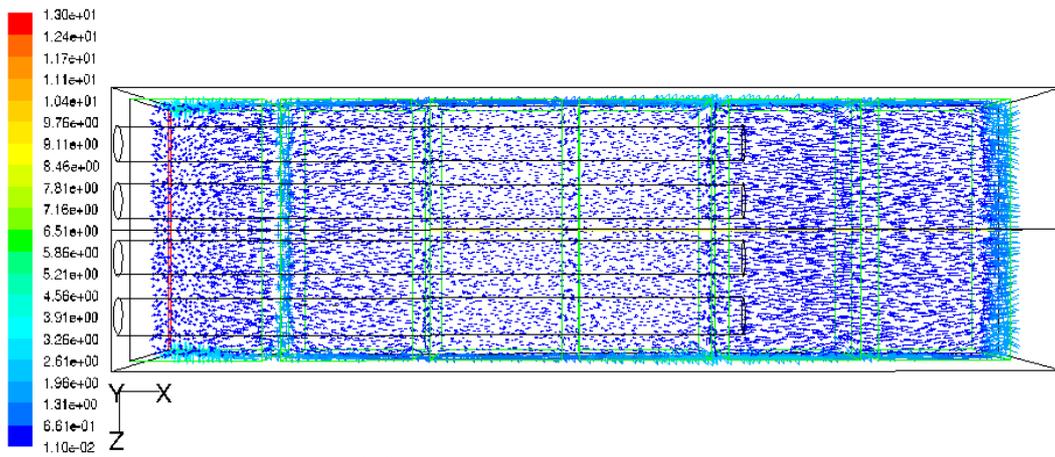
(a) $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$



(b) $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

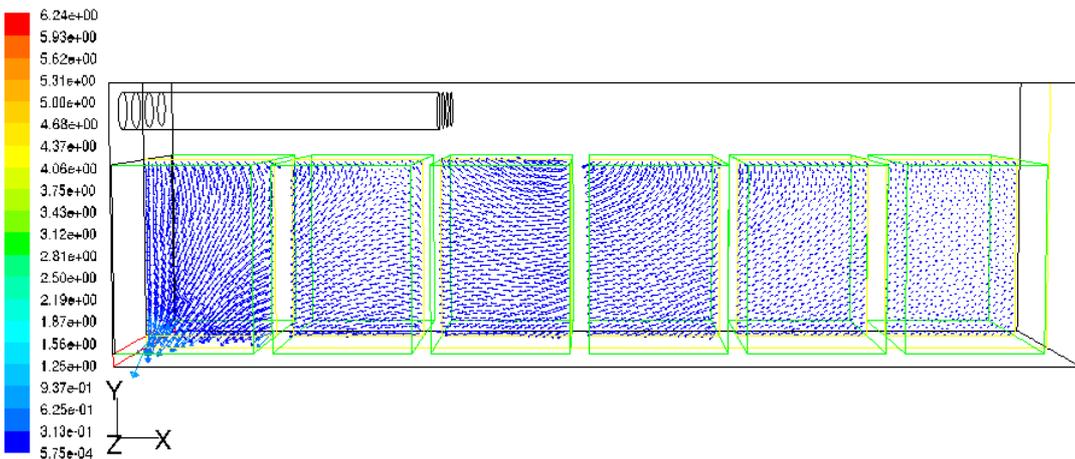


(c) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$

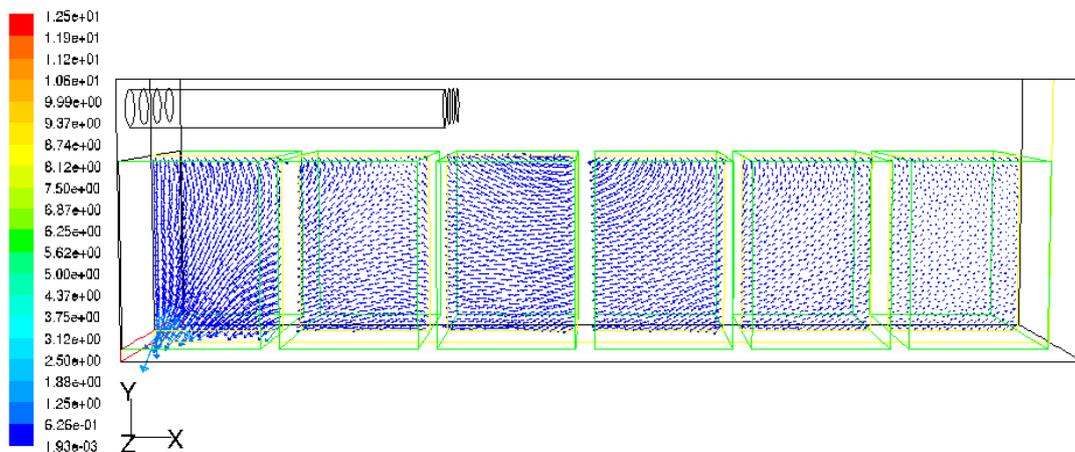


(d) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

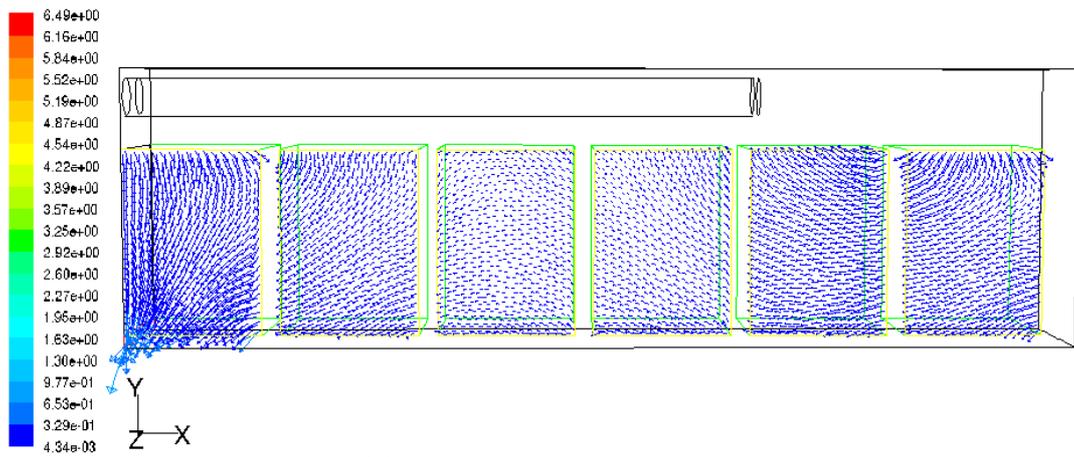
Fig. 5-94. Velocity vector distributions at x-z plane at $y=0.85\text{m}$ in the container with ducts and loading of 15cm distance between pallets.



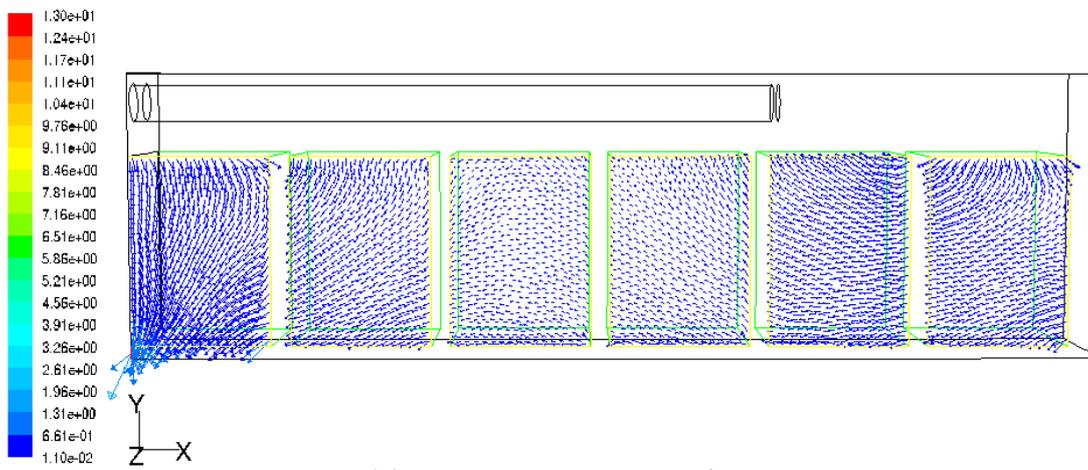
(a) $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$



(b) $L_{\text{duct}}=2.54\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

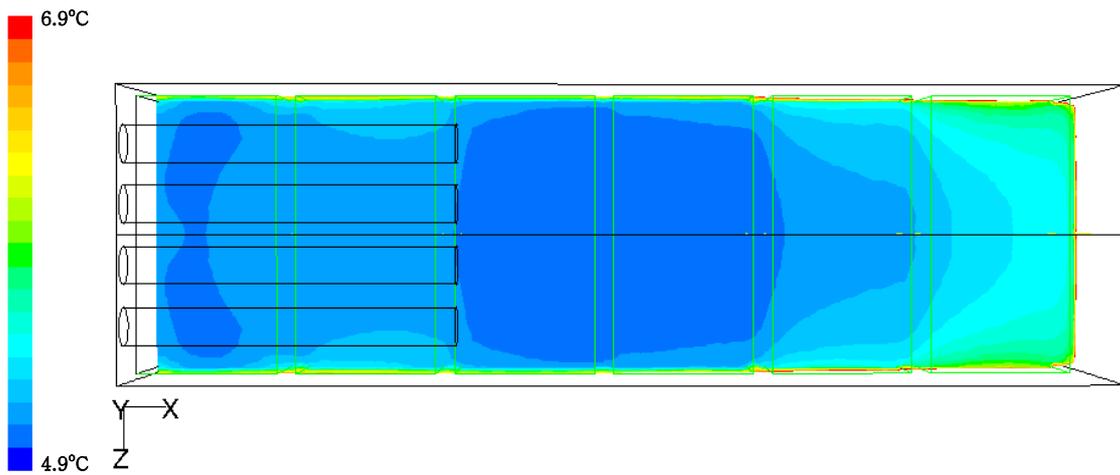


(c) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$

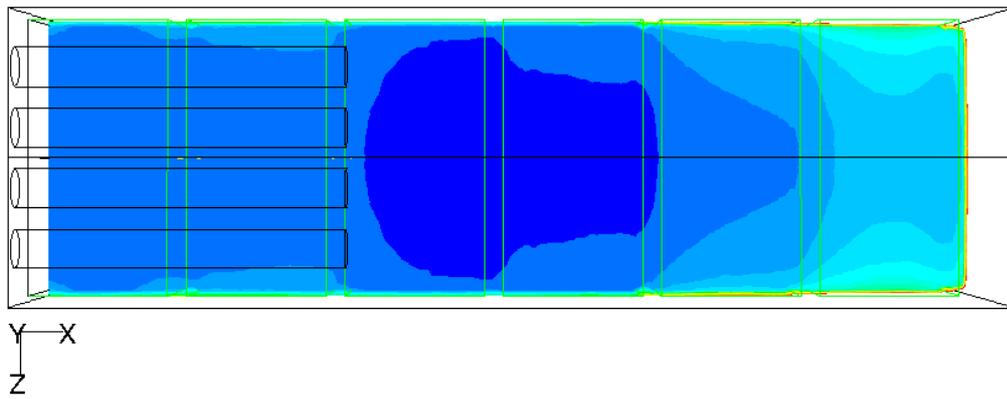


(d) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

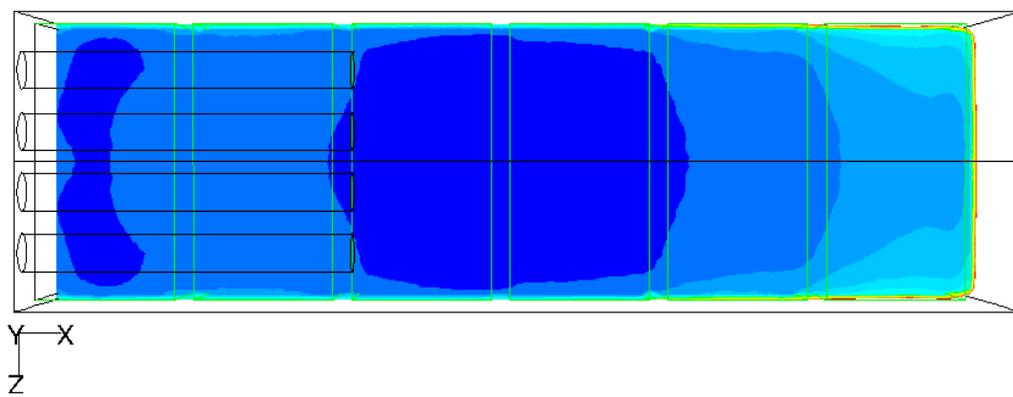
Fig. 5-95. Velocity vector distributions at symmetric x-y plane of load in the container with ducts and loading of 15cm distance between pallets.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

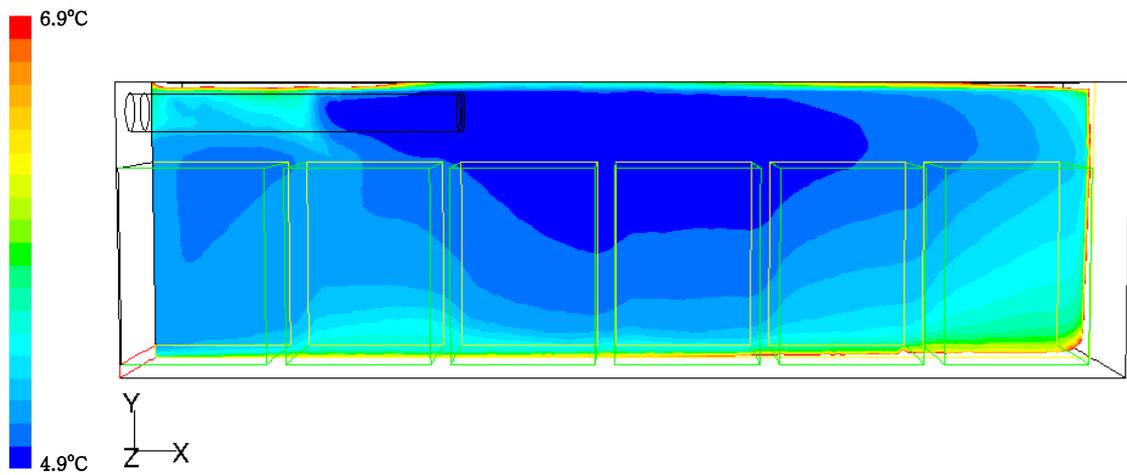


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

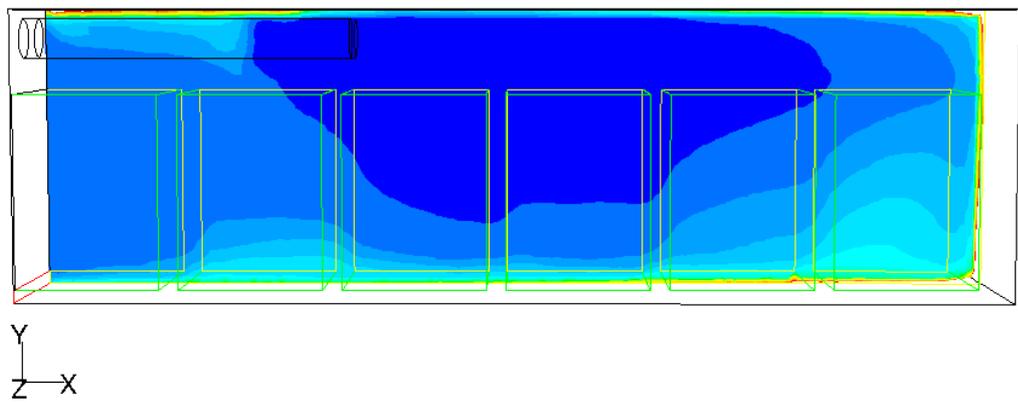


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

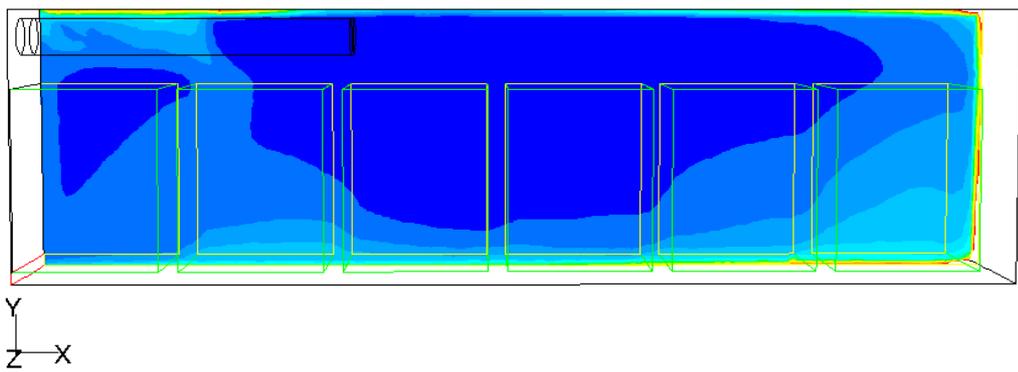
Fig. 5-96. Temperature contours at the x-z plane at $y=0.85\text{m}$ in the containers with 2.54m ducts and loading of 15cm distance between pallets.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

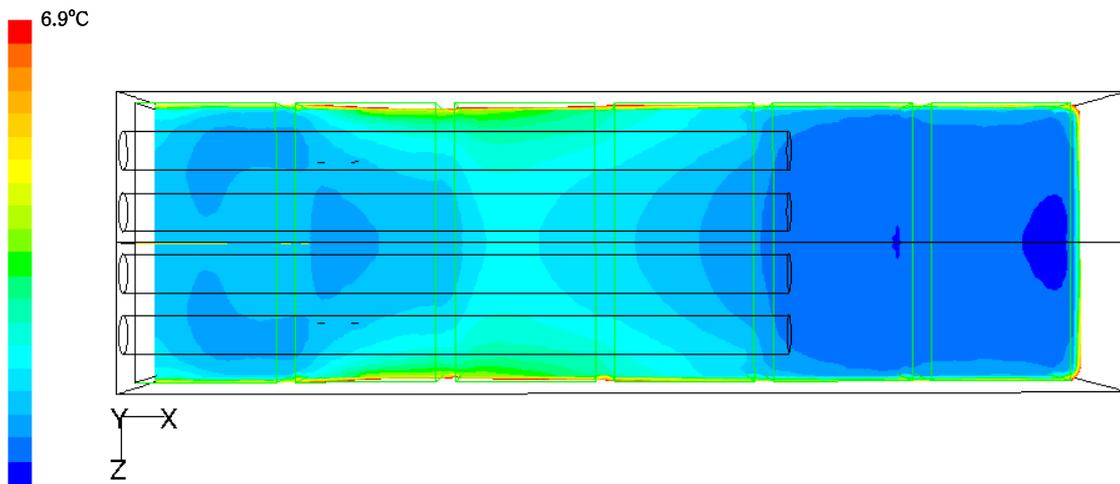


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

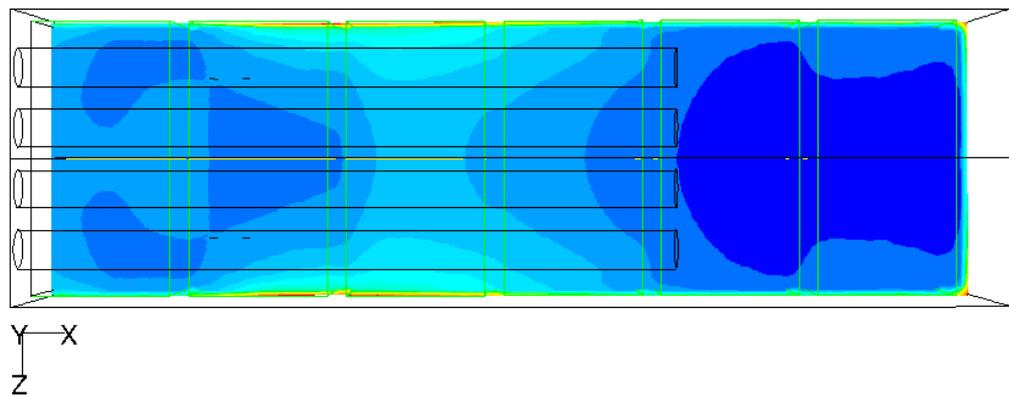


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

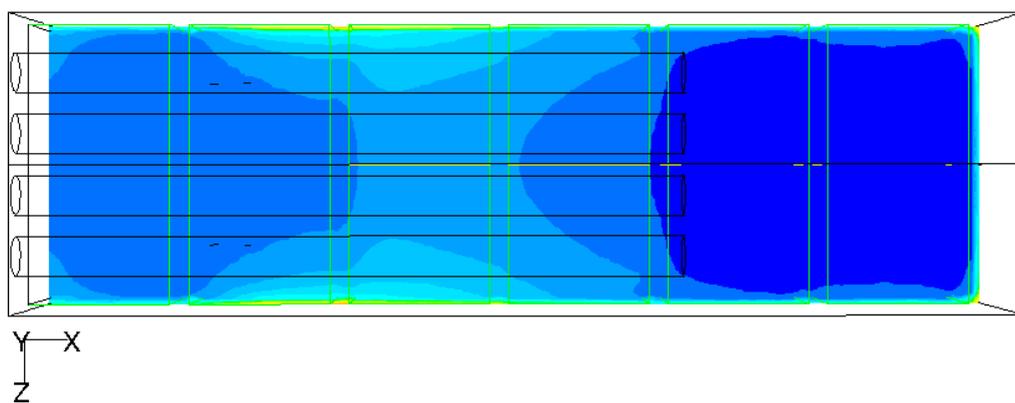
Fig. 5-97. Temperature contours at the symmetric x-y plane in the containers with 2.54m ducts and loading of 15cm distance between pallets.



(a) $V_{fan}=4.0\text{m/s}$

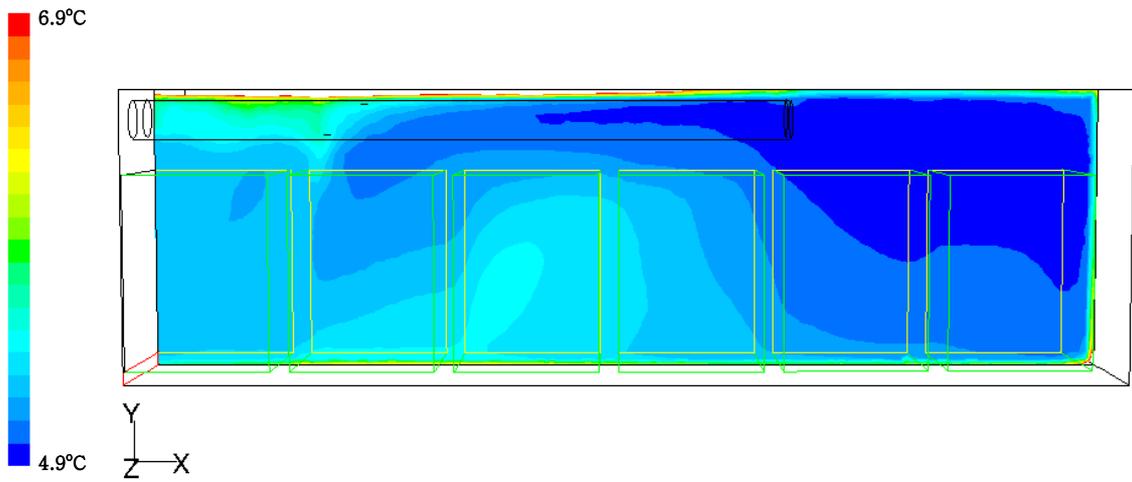


(b) $V_{fan}=6.0\text{m/s}$

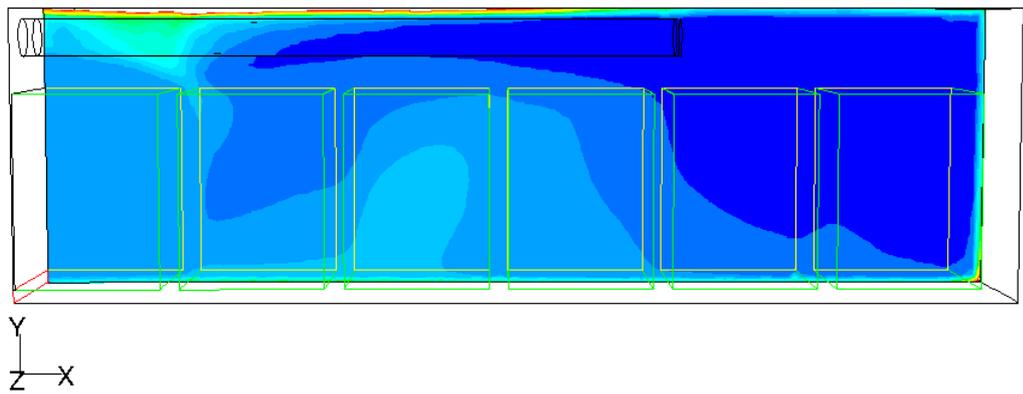


(c) $V_{fan}=8.0\text{m/s}$

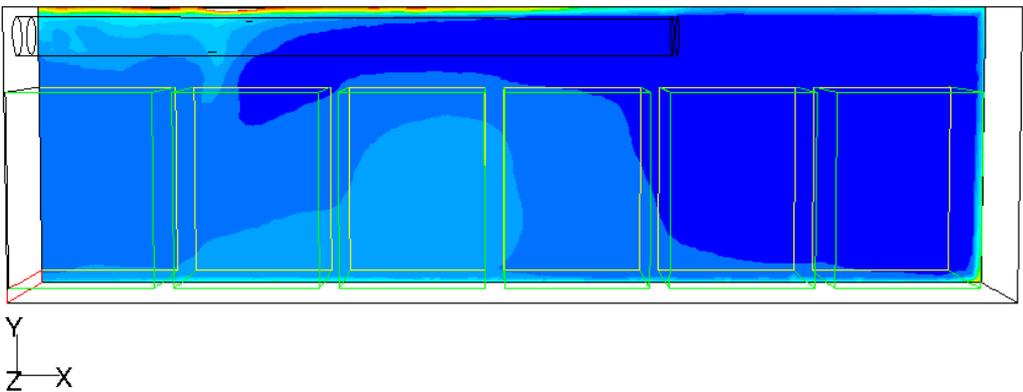
Fig. 5-98. Temperature contours at the x-z plane at $y=0.85\text{m}$ in the containers with 5.08m ducts and loading of 15cm distance between pallets



(a) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=4.0\text{m/s}$

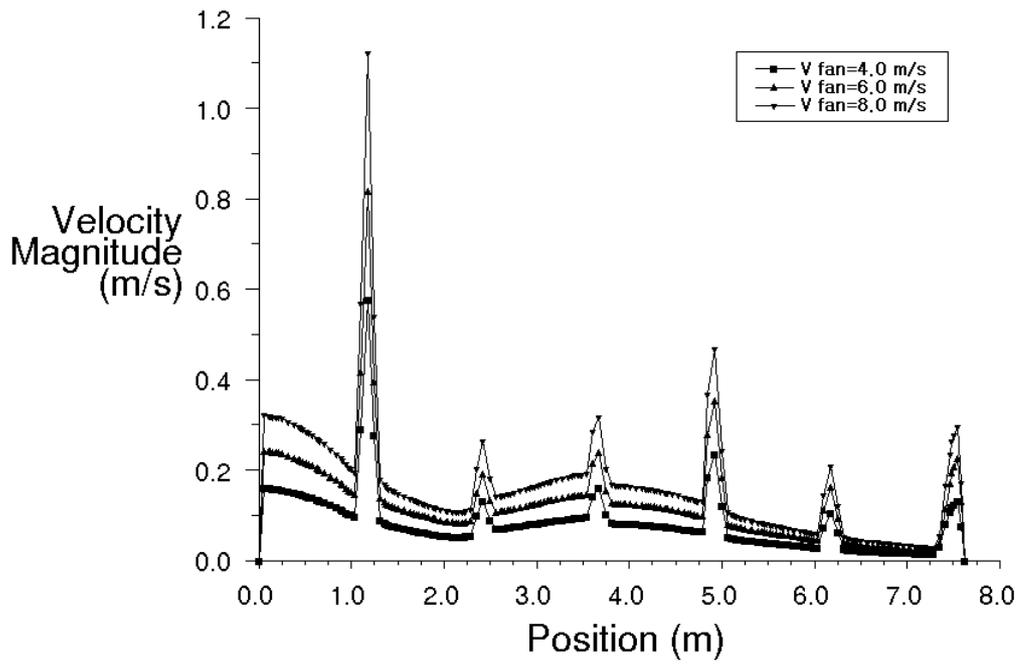


(b) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=6.0\text{m/s}$

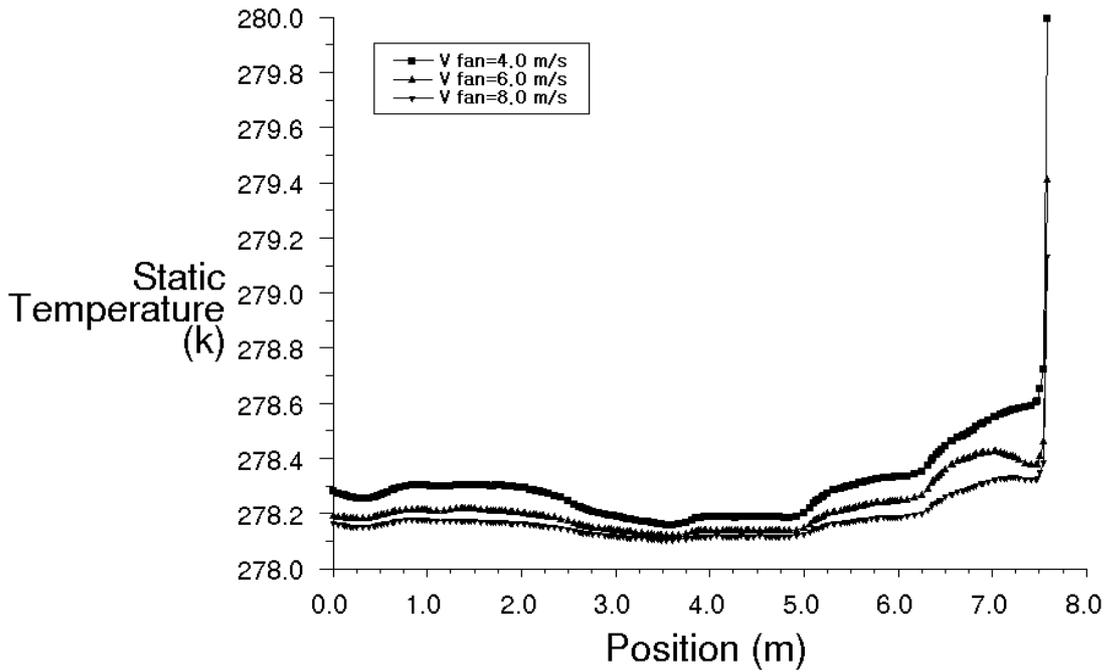


(c) $L_{\text{duct}}=5.08\text{m}$ $V_{\text{fan}}=8.0\text{m/s}$

Fig. 5-99. Temperature contours at the symmetric x-y plane in the containers with 5.08m ducts and loading of 15cm distance between pallets

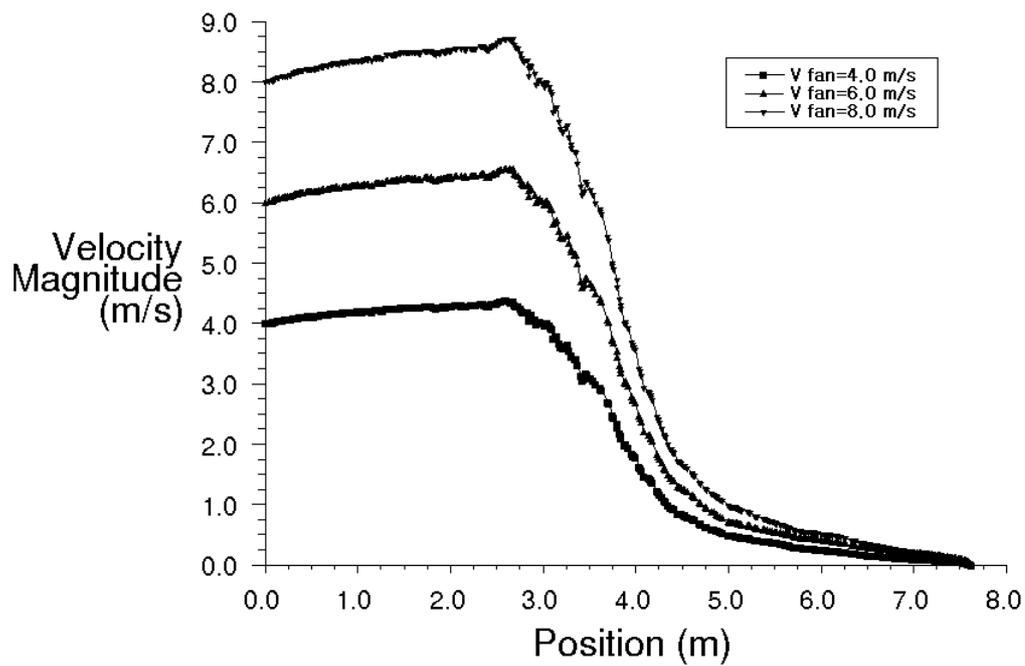


(a) Velocity magnitude

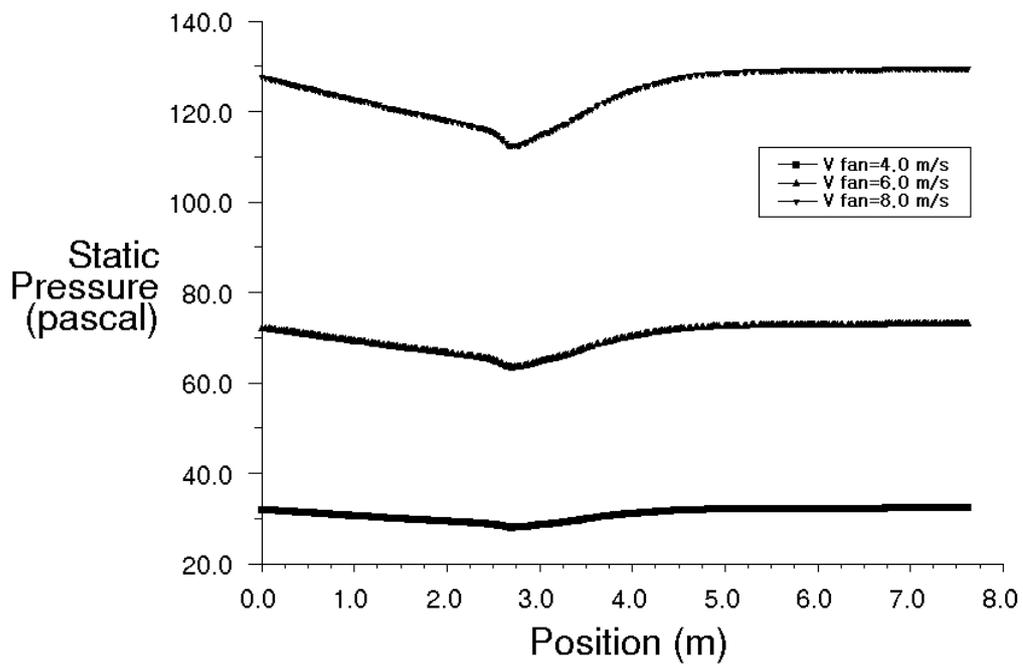


(b) Temperature

Fig. 5-100. Velocity magnitude and temperature profiles along the x-direction center line of loads in the containers with 2.54m ducts and loading of 15cm distance between pallets.

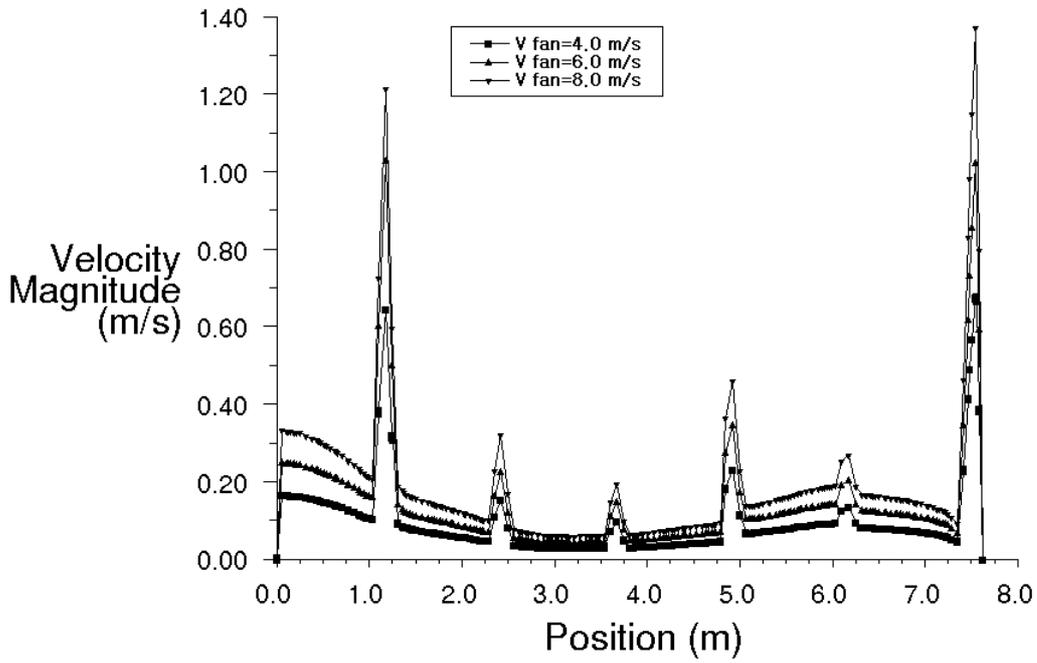


(a) Velocity magnitude

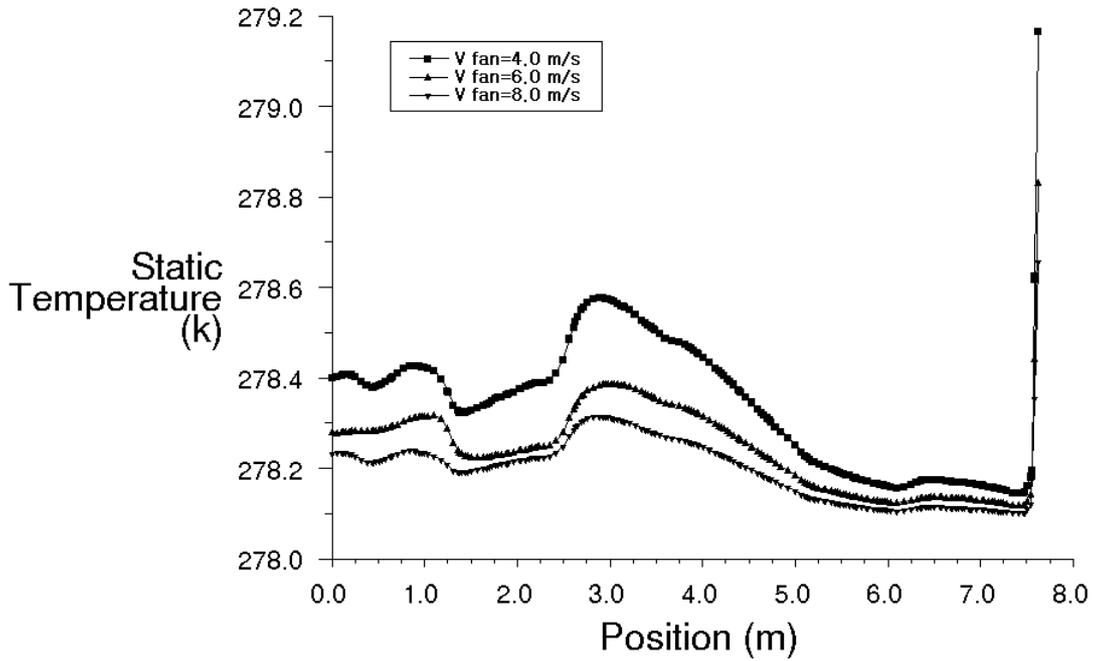


(b) static pressure

Fig. 5-101. Velocity magnitude and static pressure profiles along the centerline of inner fan in the containers with 2.54m ducts and loading of 15cm distance between pallets.

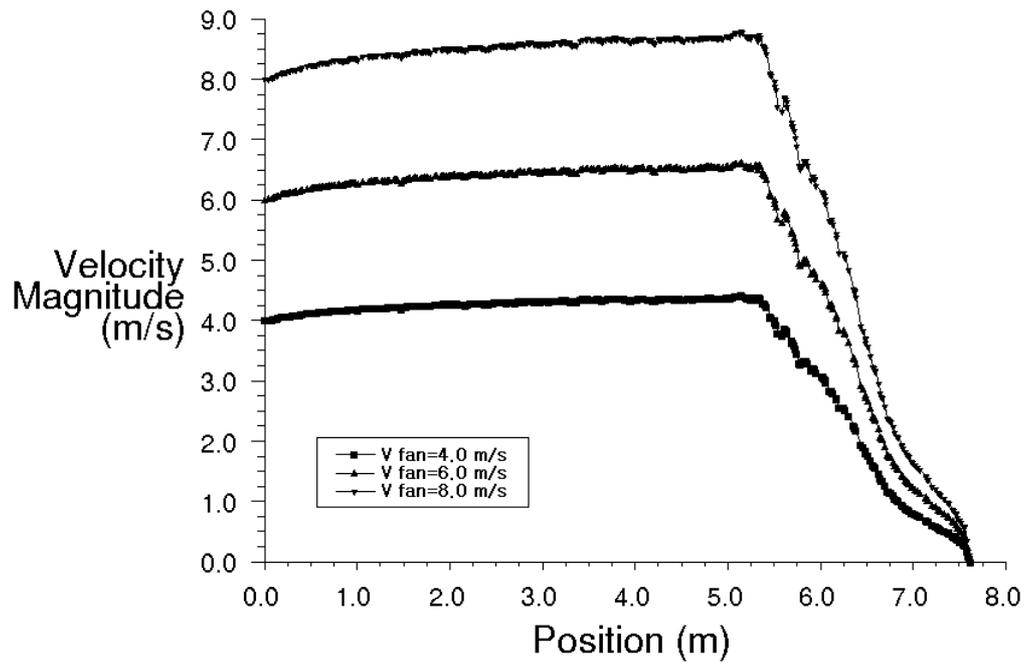


(a) Velocity magnitude

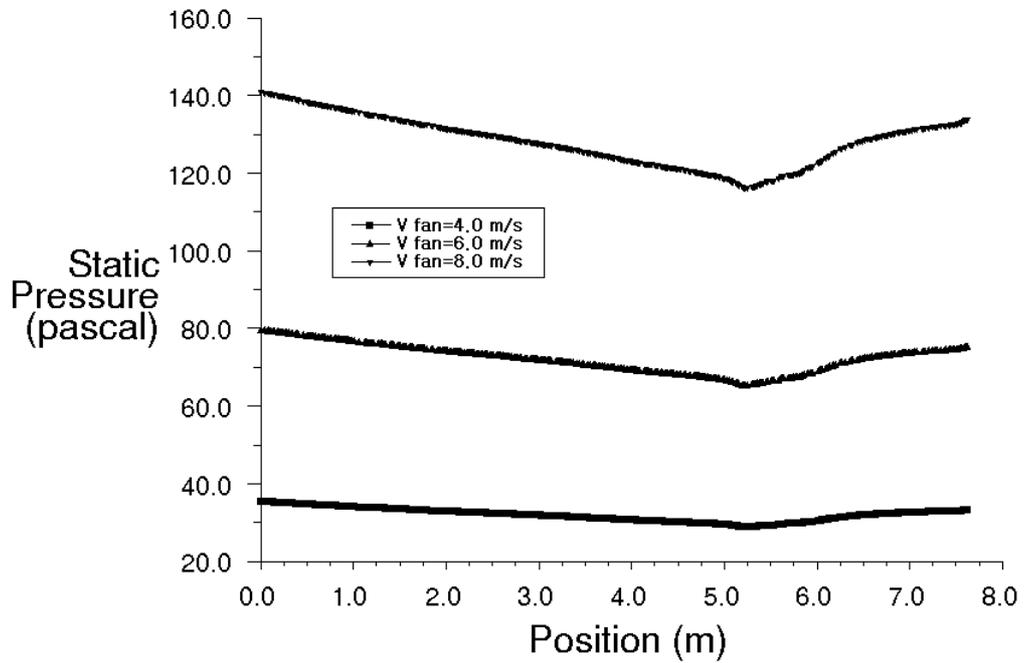


(b) Temperature

Fig. 5-102. Velocity magnitude and static pressure profiles along the centerline of inner fan in the containers with 5.08m ducts and loading of 15cm distance between pallets.



(a) Velocity magnitude



(b) static pressure

Fig. 5-103. Velocity magnitude and static pressure profiles along the centerline of inner fan in the containers with 5.08m ducts and loading of 15cm distance between pallets.

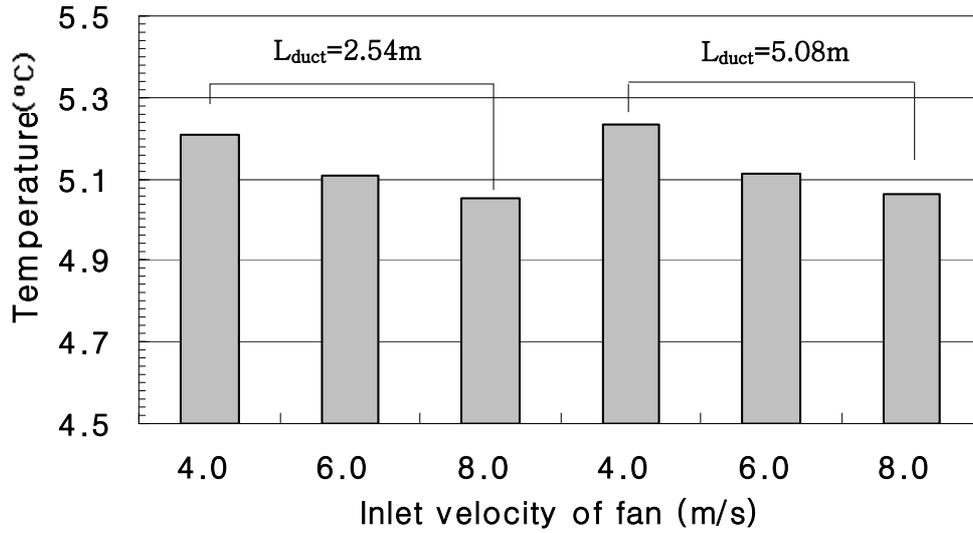


Fig. 5-104. Average temperatures of loads in the containers with ducts and loading of 15cm distance between pallets.

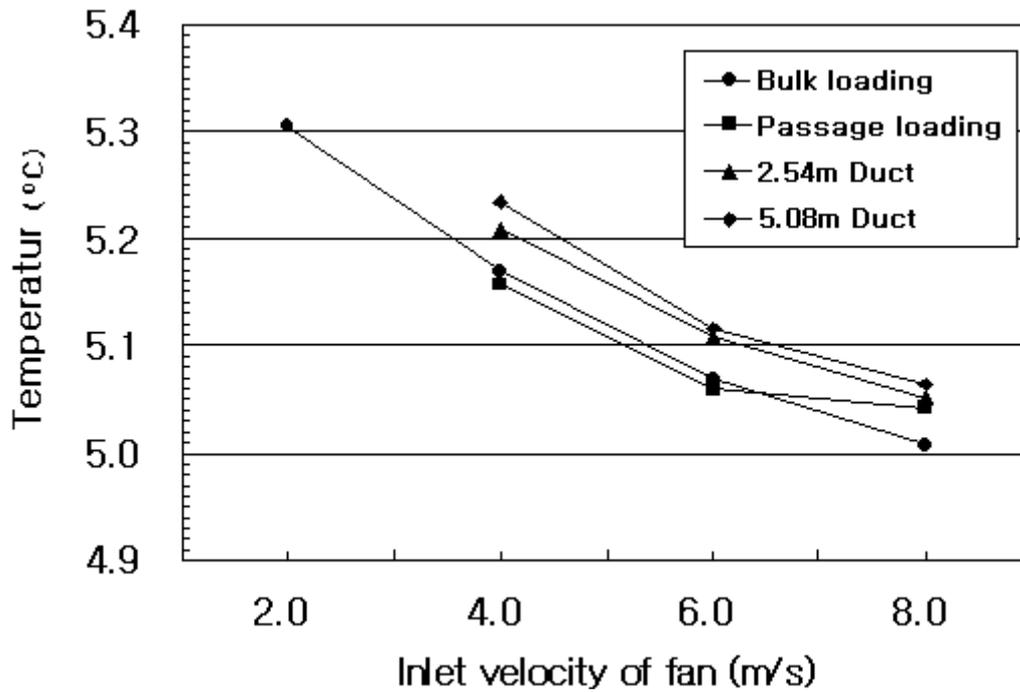


Fig. 5-105. Comparison of average temperatures of loads in the container with various loading method.

4. 요약 및 결론

수송 농산물의 저온유지와 온도균일성에 관련한 최적의 축냉식 컨테이너 운용조건을 얻기 위해 복송아가 통기성 용기에 담긴 채 컨테이너 내부에 적재된 상태에 대해 내부의 순환팬 유속과 덕트의 길이, 적재물 사이의 간격 유무의 설계조건들을 변화시켜가며 CFD 시뮬레이션을 실시하였다. 시뮬레이션 결과 얻어진 적재물 영역을 포함하는 컨테이너 내부의 순환기류 및 온도의 분포를 통해 다음의 결론을 얻었다.

- 적재물 내부의 질량가중평균온도는 15cm 간격 적재, bulk 적재, 2.54m 덕트 설치, 5.08m 덕트 설치의 순서로 낮아지는 경향을 보였다.
- 적재물 사이의 간격은 적재물 내부에서 저온영역을 확대시키는 효과는 있으나 하류영역에서의 온도불균일성을 커지는 결과를 가져왔다.
- 덕트의 설치는 하류의 열적체 현상의 해소에는 도움을 주나 적재물 전체의 온도감소와 온도의 균일성에는 부정적인 영향을 미쳤다.
- 이상의 결과와 적재작업의 편의성과 수송안정성을 등을 종합적으로 고려해볼 때 가장 효율적인 적재방법은 bulk 적재로 판단되며 팬 풍속은 6.0~8.0m/s를 유지하는 것이 적재물 온도나 온도균일성을 고려할 때 적합할 것으로 판단된다.

제 6 장 목표달성도 및 관련분야에의 기여도

제 1 절 목표 달성도

본 연구에서는 한국의 실정에 적합한 통합형 저온유통시스템의 구축을 위하여 이동형 예냉·수송·저장컨테이너와 저비용형 축냉시스템을 결합하여 한국형의 통합형 축냉식 저온유통시스템을 개발하기 위하여 수행하였다.

본 연구의 목적을 달성하기 위하여 국내의 농산물 저온유통시스템의 현황을 분석하여 개선방안을 제시하였고, 축냉식 저온유통시스템을 위한 축냉재(PCM)를 개발하고 그 물성을 분석하였다. 개발된 축냉재를 이용한 축냉캡슐을 개발하여 축열 및 방열 특성을 조사하였고, 축냉재를 이용한 열교환 모듈을 개발하여 그 특성을 조사하였다. 또한 축냉식 열교환 모듈을 이용하여 예냉·저온저장·저온수송이 가능한 축냉식 저온유통 컨테이너를 개발하여 단열성능과 예냉 및 저온수송시의 온도조절 성능을 조사하였고 이를 일반적인 저온수송 컨테이너와 비교하였다. 개발된 저온유통 컨테이너를 딸기, 파프리카, 복숭아의 산지 유통현장에 투입하여 각 농산물의 온도조절 및 품질유지 효과를 비교하였다. 또한 에너지 소모량, 매연 발생량 등을 비교분석하여 경제성을 평가하였으며, CFD시뮬레이션 기법을 사용하여 저온유통 컨테이너의 최적설계를 위한 각종 인자들의 영향에 대해 검토하였다.

한국의 실정에 적합한 저온유통시스템의 구축을 위하여 이동형 예냉·수송·저장컨테이너와 저비용형 축냉시스템을 결합한 한국형의 통합형 축냉식 저온유통시스템을 개발하였으며, 본 연구로부터 도출된 결과를 요약하면 다음과 같다.

-통합형 저온유통 컨테이너에 사용할 축냉재(PCM)를 개발하기 위하여 $0^{\circ}\text{C} \sim -10^{\circ}\text{C}$ 사이의 PCM 후보물질을 선정하고, 선정된 축냉재의 잠열량, 열전도도, 과냉각도등의 열물성특성치를 측정·분석하여 최종적으로 상변화 온도가 $-4 \sim -4.5^{\circ}\text{C}$, 잠열량이 287.53 J/g 이면서 인체에 무해하고 인화성과 금속반응성이 없는 축냉재를 개발하였다.

-개발된 축냉재를 이용하여 간접식 열교환 모듈을 개발하여 축냉 및 방냉 특성을 분석하였고, 예냉, 저장, 수송에 적용할 수 있도록 열교환 모듈의 작동을 최적상태로 조절하기 위한 제어알고리즘을 개발하였다.

-개발된 축냉재를 이용하여 축냉 캡슐을 개발하고 이를 이용한 공기식 열교환 모듈을 개발하여 축열 및 방열 특성을 분석하였으며 이용효율을 최적화하기 위한 조건을 제시하였다.

-개발된 축냉재, 축냉 캡슐 및 공기식 열교환모듈을 사용하여 예냉·저장·수송 겸용의 축냉식 컨테이너를 개발하였고, 개발된 저온유통 컨테이너의 열전달계수와 예냉·저장·수송시의 온도조절 성능을 일반 냉장수송 컨테이너와 비교하여 분석하였다.

·개발된 축냉식 저온유통 컨테이너의 열전달계수는 $0.38\text{kcal/h.m}^2\text{C}$ 로서 KS규격에서 정한 1급 보냉 컨테이너의 기준 열전달계수인 $0.4\text{kcal/h.m}^2\text{C}$ 보다 우수하였다.

·예냉 공기온도를 5°C 로 설정하였을 때 축냉식 저온유통 컨테이너의 내부온도는 $4\sim 8^{\circ}\text{C}$ 의 범위로 유지되어 예냉이 가능하였으나, 일반 저온수송 컨테이너에서는 $-2\sim 27^{\circ}\text{C}$ 까지 변화되어 예냉작업이 불가능하였다.

·저온수송을 하기위해 설정온도를 5°C 로 하였을 때 축냉식 저온유통 컨테이너의 내부온도는 $4.7\sim 6.8^{\circ}\text{C}$ 의 범위로 정밀하게 조절되었으나, 일반 저온수송 컨테이너에서는 $-1\sim 14^{\circ}\text{C}$ 까지 변화되어 효율적인 저온수송이 곤란한 것으로 나타났다.

-개발된 저온유통 컨테이너를 딸기, 파프리카, 복숭아 산지유통센터에 투입하여 품질유지 효과를 분석하였다.

·딸기를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일 후의 중량감모율이 2.2%, 부패율이 15.3%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 2일 후에 중량감모율이 2.5%, 부패율이 91%에 달하였다.

·파프리카를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일후의 중량감모율이 4.3%, 부패율이 2.0%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 6일후에 중량감모율이 7.0%, 부패율이 23.9%에 달하였다.

·복숭아를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 수집·예냉·저온저장 했을 때 수확 6일후의 중량감모율이 2.9%, 부패율이 14.6%를 나타내었으나 관행의 상온처리에서는 수확 6일후에 중량감모율이 7.8%, 부패율이 54.2%에 달하였다.

-본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너를 하루에 10시간 씩 사용할 경우에 일반 저온수송 컨테이너를 사용할 때에 비하여 년 1,760만원의 유통비를 절감시킬 수 있었고 년 210,000 L의 매연발생을 절감시킬 수 있었다.

-일반의 저온수송 컨테이너를 본 연구에서 개발한 축냉식 컨테이너로 개조하는데 3,000만원의 비용이 추가로 소요되지만 별도의 예냉시설을 설치하지 않아도 되므로 추가비용을 상각시킬수 있어 운영비용이 저렴한 한국형 저온유통체계 구축이 가능한 것으로 판단되었다.

제 2 절 과제별 연구개발 목표 달성도

1. 통합형 축냉식 저온유통 컨테이너 개발

연도	내용	달성도
1차년도(2004)	○ 농산물 저온유통시스템 현황 분석 및 개선방안 도출	100
2차년도(2005)	○ 통합형 축냉식 저온유통 컨테이너 개발	100
3차년도(2006)	○ 통합형 저온유통시스템 현장적용 및 성능검증	100

2. 통합형 축냉식 저온유통시스템을 위한 PCM 및 PCM 열교환 모듈시스템 개발

연도	내용	달성도
1차년도(2004)	○ 축냉식 저온유통시스템을 위한 축냉재(PCM) 개발 ○ 축냉재(PCM) 열교환기 모듈 개발	100
2차년도(2005)	○ 축냉식 저온유통 요소기술 개발 ○ 축냉식 PCM 열교환 모듈시스템 개발	100
3차년도(2006)	○ 축냉식 저온유통시스템 설계기술 표준화 ○ 사업화를 위한 제품의 설계 표준화	100

3. 통합형 축냉식 저온유통컨테이너 이용에 따른 유통품질 분석

연도	내용	달성도
3차년도(2006)	○ PCM을 이용 통합형 축냉시스템의 유통 품질 유지 효과	100

제 3 절 관련분야에의 기여도

본 연구에서 개발된 기술은 다음과 같은 장점을 바탕으로 실제 다양한 응용분야에 적용 확대를 도모하는데 기여할 수 있을 것으로 사료된다.

- 시간대별, 유형별 불규칙한 부하형태에 관계없이 운전 및 설정온도가 일정하게 유지
 - 제품의 성능향상은 물론 장치의 소형화 및 peak 부하대의 효과적인 대처 가능
- 부하예측에 의한 효과적인 운전
 - 응용분야에 따라 부하의 예측이 가능한 경우 축열을 분배에 의한 경제적 운전가능
- 고습도 유지 (냉동, 냉장, 쇼케이스, 냉동차 등)
 - 고내의 습도가 일반식에 비하여 높게 유지되어 제품의 신선도 유지가 용이
- 경상운영비 및 운송비 절감
 - 야간에 축적된 냉열을 주간에 방열하므로 운전시 연료비가 절감됨.
- 심야전력이용가능
 - 심야전력사용계약이 이루어질 경우 저렴한 가격의 심야전력을 이용하여 야간에 축열할 수 있음.
- 설비비 절감
 - 각각의 냉동탑차에 냉동기계장치가 설치되지 않고 물류센터 한곳에 기계장치를 설치하여 운용, 특히 농수산물 저장창고의 경우 조립식 축냉관 판넬을 저장고 벽면으로 구성, 냉동장치 한 개로 여러 개의 저장고 운용이 가능

본 연구에서 개발된 기술을 이용하여 응용확대를 도모할 수 있는 관련분야에 대해 간단히 살펴보면 다음과 같다.

1. 냉동탑차

일반적으로 냉동차는 탑재된 냉동기의 동력원을 2.5톤급 용량을 기준으로 소형인 경우 주 엔진으로부터 취득하고 있으며, 대형인 경우에는 별도의 보조엔진을 사용하고 있다. 이와는 별도로 운송품목 또는 운영시스템에 따라 유럽, 미국, 일본등에서는 냉동탑차에 고내온도유지를 위해 적절한 잠열재를 축냉관 또는 특정형태의 용기에 봉입한 축냉시스템을 장착하여, 야간전기로 냉열을 축적하고 주간에는 별도의 구동원없이 저온상태로 고내 온도를 유지시키는 축냉식 냉동탑차 시스템을 채택하고 있다.

축냉식 냉동탑차의 가장 큰 특징이자 장점은 엔진구동식 냉동탑차에 비교하여 환경 친화적이라는 점이다. 엔진구동식의 경우 운행외에 소모되어야할 연료만큼 배기가스에 의한 환경오염이 심각한 정도에 이르고 있어 배기가스 규제에 영향을 받고 있기 때문이다.

2 냉동고/냉동박스

보냉상태의 유지가 필요한 물품을 수송하는 방식으로는 냉동탑차를 이용하는 방식과, 개별 냉동/냉장고를 활용하는 방식이 있다. 냉동탑차를 이용하는 방식은 동일한 보냉조건의 제품만은 수송할 수밖에 없기 때문에, 보냉 조건이 상이한 물품을 한 대의 냉동트럭으로 운송하지 못하고 동일한 배송처에 3 대의 운송차량(상온용 트럭, 냉장용 트럭, 냉동용 트럭)을 독립적으로 운행해야 하므로 화물의 적재효율 저하와 높은 운송비의 부담은 물론이고, 나아가 에너지 낭비 및 교통혼잡의 요인으로까지 확대되는 문제점이 있을 수 있다.

이에 반하여, 개별 냉동/냉장고를 이용한 수송방식의 경우에는, 냉동/냉장/상온의 상품을 각 개별 냉동/냉장고에 적재할 수 있기 때문에, 보냉기능이 없는 한 대의 보통트럭으로도 보냉조건이 상이한 물품을 동시에 수송할 수 있을 뿐만 아니라, 물류 배송의 효율성을 극대화할 수 있으며, 적재 및 하역과정에서 상품의 외기 노출을 차단할 수 있어 신선도 유지 및 이생적 운송이 가능하게 된다.

3. 저온/냉동창고

저온 잠열재의 또 다른 장점은 일정한 온도유지를 위한 냉동기제어방식을 간편하게 할 수 있으며, 정확한 온도유지를 구현할 수 있다는 장점이다. 특히 냉매 또는 브라인 냉각방식에서 유닛쿨러를 제어하여 온도조절을 수행하는 것과 비교하여 냉동기의 on/off 횟수를 줄여 시스템의 안정성 및 내구성을 확보할 수 있고 보다 정확한 온도유지가 매우 용이하며, 고내공기와 열교환기의 온도차를 줄임으로써 제품의 건조현상도 줄일 수 있다.

이 밖에도 심야전기 또는 경부하 시간대의 저렴한 전력을 이용하여 주간시간대의 부하를 감당할 경우, 운영비의 대폭적인 절감도 기대할 수 있다. 하지만, 냉동기의 효율 및 PCM의 장점을 살리기 위해서는 기존 만액식 방식의 천정형 헤어-핀-코일 형태의 시스템으로 적용해야 하는 한계점도 가지고 있다.

제 7 장 연구개발결과의 활용계획

농업과 농촌의 발전, 국민 식생활 수준의 향상, 우리 농산물의 품질 경쟁력 향상 등을 위하여 신선 농산물의 저온유통은 반드시 필요하나 국내의 농산물 생산·유통현황을 고려할 때 현재 국내에 도입되고 있는 저온유통체계는 초기투자비와 운영비가 높고 가동률이 떨어지는 등의 문제를 내포하고 있어 이의 해결을 통한 경제적이고 효율적인 농산물 저온유통체계를 재정립할 필요성이 높아지고 있다. 본 연구에서 개발된 시스템은 국내는 물론 국외에서도 본격적으로 시도되지 않았던 유통체계로서 기존 시스템의 단점을 극복함으로써 국내 저온유통시장에 큰 변화를 가져올 수 있을 것으로 예상되는 바, 본 기술을 근간으로 다양한 유통과정에 접목시킬 수 있을 것으로 사료되는 바이다.

본 연구를 통해 개발된 기술에 대한 활용계획을 현장보급 방안, 산업화 계획 방안, 기술이전 방안 그리고 논문발표 등으로 나누면 다음과 같다.

제 1 절 현장보급 방안

본 연구를 통해 개발된 기술을 보급할 수 있는 현장으로는 농산물 산지유통센터, 식품가공 업체, 농산물 수송업체 등이 있다. 이들을 대상으로 본 연구에서 개발한 축냉식 통합형 저온유통시스템을 보급하기 위하여 우선적으로 농림부에 시책건의를 하여 본 연구에서 개발된 시스템이 농정시책에 반영되도록 한다. 다음은 농촌진흥청, 각 도농업기술원, 지방자치단체, 농협 등에 영농활용 자료로 홍보하여 보급될 수 있도록 한다. 아울러 개발된 시스템을 다양한 현장에 대해서 현장접목 연구를 확대하여 적극적으로 홍보하여 보급토록 한다.

제 2 절 산업화 및 기술이전 계획 방안

본 연구를 통해 개발된 기술의 산업화를 위하여 우선적으로 특허를 출원할 것이며, 본 연구에 참여한 (주)이앤이시스템과 (주)골드벤에 유상으로 기술이전하고 제품생산 단계까지 지속적으로 기술지도를 함으로써 최단시간 내에 제품생산 및 판매가 가능하도록 추진한다.

제 3 절 논문발표, 홍보, 교육 등

본 연구성과에 대해 2007년도에 KBS TV와 YTN TV를 통하여 홍보를 실시하였으며, 한국농업기계학회에 논문을 게재하였다. 향후에도 한국농업기계학회, 한국식품저장유통학회,

한국산업식품공학회, 한국냉동공조학회, 일본 농업기계학회, 미국농업기계학회 등에 논문을 발표할 계획이며, 본 연구에서 개발된 결과를 활용할 수 있는 다양한 현장에서 적용시험을 통하여 홍보하고, 농업인, 율통종사자 등에 대한 교육을 통하여 널리 알리도록 한다.

제 8 장 연구개발과정에서 수집한 해외과학기술정보

제 1절 International Congress of Refrigeration

다음 표 6.1은 2007년에 베이징에서 개최된 International Congress of Refrigeration에서 저온유통 및 저장의 내용을 포함하는 연구정보를 수집하였다.

1. 수집 논문 목록

NO.	제목	저자
1	DEVELOPMENT OF A NOVEL COOLING SYSTEM FOR REFRIGERATED TRUCKS INCORPORATING PHASE CHANGE MATERIALS	Ming LIU, WASIM SAMAN, FRANK BRUNO
2	STATIC COOLING CONTAINERS ALTERNATIVE SOLUTION FOR COLD CHAIN	G. LABRANQUE, A. KACIMI
3	REDUCING TEMPERATURE VARIABILITY THROUGH VERTICALLY VENTILATED PALLET SYSTEMS: KIWIFRUIT AS A CASE STUDY	Tanner.D.J., Smale. N.J., Amos. N.D.
4	MODELLING MEAT TEMPERATURES DURING OFF-POWER EVENTS IN REFRIGERATED SHIPPING CONTAINERS	N. SMALE, A. EAST, A. EDDY, S.P. KANG
5	NUMERICAL SIMULATION OF AIR HUMIDITY DISTRIBUTION IN A REFRIGERATED TRUCK ENCLOSURE	S. BENAMARA, M. YOUBI-IDRISSI, J. MOUREH, J. GUIPART
6	HEAT TRANSFER SYSTEMS FOR STORED SOLID CO ₂ IN REFRIGERATED TRANSPORT	G. Panozzo, G. Minotto, A. Dragano, R. Martini, E. Giordana
7	ENERGY EFFICIENCY IN TRANSPORT REFRIGERATION	C. REPICE, A. STUMPF
8	ATP TEST STATION, INTERNATIONAL REFRIGERATED TRANSPORT ATP AGREEMENT, CONSEQUENCES ON THE ENVIRONMENT	K. CHATZIDAKIS, S. CHATZIDAKIS
9	PERFORMANCE EVALUATION OF SECONDARY LOOP SYSTEMS FOR MULTI-TEMPERATURE TRANSPORT REFRIGERATION	S. SMYTH, B. BROPHY, D.P. FINN and D.J. TIMONEY
10	CONTROLLED ATMOSPHERE TECHNOLOGY FOR REEFER CONTAINER TRANSPORT & STORAGE AN OPPORTUNITY FOR CHINESE EXPORTERS OF FRESH	S.DOHRING, S.BANAITIS

	PRODUCE	
11	DESIGN AND TEST ON SIMULATING TEST-BED OF REFRIGERATED TRANSPORTATION CONDITION	Ruhe XIE, Guanghai LIU
12	NEURAL-NETWORK CLIMATIC PARAMETERS STRUCTURE FOR REFRIGERATED TRANSPORTATION	Ruigui QU
13	A NEW CONCEPT TO DETERMINE THE OPTIMAL CONDITION FOR COLD TRANSPORTATION CONSIDERING ENVIRONMENTAL LOAD	M. WATANABE, T. SUZUKI
14	INFLUENCE OF AIR DUCTS ON AIRFLOW CHARACTERISTICS IN A TYPICAL REFRIGERATED TRUCK CONFIGURATION LOADED WITH VENTED PALLETS	Jean MOUREH, Serge TAPSOBA, Denis FLICK
15	FEASIBILITY OF THE USE OF SOLAR ENERGY FOR FOOD TRANSPORT REFRIGERATION	S. A. Tassou, G. Delille, J. Shilliday
16	WASTE HEAT FIRED SHIPBOARD CHILLING SYSTEMA WIN-WIN PROPOSITION	Milind V RANE,
17	MATHEMATICAL MODELLING OF MULTI-TEMPERATURE INDIRECT REFRIGERATION SYSTEMS	B. Gaffney, B. Brophy, D. P. Finn and D.J. Timoney
18	STUDY ON OPTIMUM PARAMETERS OF CONTROLLED ATMOSPHERE STORAGE CONTAINING YELLOW PEACHES	Ying LIU, Z. M. WU, D. W. SUN, Y. F. LI
19	OPTIMAL DESIGN AND OPERATION OF COLD STORES USING SUSTAINABLE COOLING	L. LUKASSE, J. BROEZE, S. VAN DER SLUIS
20	INVESTIGATION ON PRE-COOLING TIME AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS IN THE PRE-COOLING PROCESS OF POTATO	Yong SUN, C.M. QU, Z.H.CHEN, W.X.JI
21	COLD STORE AND LOADING DOCK DESIGN TO MINIMIZE CONDENSATION AND COIL FROSTING PROBLEMS	D. J. CLELAND
22	EXPERIMENTAL STUDIES OF WATER LOSS OF VEGETABLES DURING STORAGE	Bin LIU, Zhao YANG, Xihong LI
23	ASSESSMENT OF HUMIDIFICATION USING PRESSURIZED WATER ATOMIZERS FOR ULO STORAGE OF CONFERENCE PEARS	M.A. Delele, P. Verboven, A. Schenk, H. Ramon, B.M Nicolai
24	THE INFLUENCE OF DIFFERENT FROZEN STORAGE TEMPERATURE AND TIME ON NUTRITION QUALITY OF QUICK FROZEN GREEN PEAS	Sheng LIU, Hongli ZHANG , Wanhong CAO, Ping WU
25	EXPERIMENTAL STUDY ON INFLUENCING FACTORS OF C.A. STORAGE OF SNAP BEAN	Amin JI, Jie LI, Gang YIN , Qinggang ZHANG, Qixiao WANG

26	REFRIGERATION SYSTEM DESIGN OF QUASI-LOW TEMPERATURE STORAGE	Yin LIU, Chao ZHANG, Jing MA
27	REDUCING THE ENERGY CONSUMPTION IN COLD STORES	Judith Evans and Andrew Gigiel
28	TWO AND THREE DIMENSIONAL CFD MODELS OF THE EFFECTIVENESS OF AN AIR CURTAIN USED TO RESTRICT COLD ROOM INFILTRATION	A.M. Foster, M.J. Swain, S.J. James
29	USE OF VACUUM INSULATED PANELS TO IMPROVE PERFORMANCE OF REFRIGERATORS AND INSULATED SHIPPING CONTAINERS	T. Brown, J. A. Evans and M. V. L. SWAIN
30	INVESTIGATION ON AIR INFILTRATION THROUGH OPENINGS OF BLASTING QUICK-FREEZERS	Z. Huan
31	AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION INTO THE EFFECT OF PRE-COOLER ON OPEN-TYPE DISPLAY CABINETS	Y.LU, Wenhui ZHANG, Y. GONG , W.TAO
32	NUMERICAL SIMULATION OF AIR CURTAIN FOR REFRIGERATED DISPLAY CASES	YaFeng HE, Y. GONG, W. ZHANG
33	PREDICTION OF TIME-TEMPERATURE HISTORY OF SELECTED FOOD INPUT INTO THE REFRIGERATED DISPLAY CABINET	Karel Hoke, Jirina Pruchova, Karel Kyhos, Ales Landfeld, Rudolf Zitny, Milan Houska
34	INFLUENCE OF DOOR OPENINGS ON TEMPERATURE FLUCTUATION AND ENERGY CONSUMPTION OF REFRIGERATED DISPLAY CABINET	Xuebo LI, D.S. ZHU, N. WANG, X.C. ZENG

2. 수집 논문 초록

DEVELOPMENT OF A NOVEL COOLING SYSTEM FOR REFRIGERATED TRUCKS INCORPORATING PHASE CHANGE MATERIALS

Ming LIU, WASIM SAMAN, FRANK BRUNO

Sustainable Energy Centre, Institute for Sustainable Systems and Technologies

University of South Australia, Mawson Lakes, 5095, Adelaide, AUSTRALIA

ABSTRACT

An innovative cooling system incorporating phase change material (PCM) is proposed to maintain refrigerated trucks at the desired conditions. The advantage of using PCM to maintain low temperatures is that the conventional refrigeration system does not have to be located on-board the vehicle. In addition, the system uses less energy and produces less greenhouse gases. The phase change storage system can be charged by a

refrigeration system located off the vehicle when it is stationary. The PCM is discharged and provides cooling when in service, normally during the day. In the present study, a new PCM has been developed in order to maintain the refrigerated truck at a temperature of $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$. This PCM is an inorganic salt-based aqueous solution, which has a melting temperature of approximately $-26.7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Its melting and freezing characteristics have been studied experimentally in an Environmental Test Chamber. The PCM showed good thermal stability through a number of freezing and melting cycles.

STATIC COOLING CONTAINERS ALTERNATIVE SOLUTION FOR COLD CHAIN

G. LABRANQUE, A. KACIMI

SOFRIGAM, 22 Rue Lavoisier, Nanterre, 92022 Cedex, France

Fax: +33 (0)1 47 25 98 44, e-mail: gilles.labranque@sofrigam.com

SOFRIGAM, 22 Rue Lavoisier, Nanterre, 92022 Cedex, France

Fax: +33 (0)1 47 25 98 44, e-mail: abbes.kacimi@sofrigam.com

ABSTRACT

The regulation requires that transportation temperature of heat-sensitive and perishable products must be similar to the storage temperature. In order to guarantee the cold chain throughout the logistic circuit, from production to consumption, demand is up for static cooling containers. The containers in this study are refrigerated by phase change material (PCM), as the only cold source, without any external energy source. The study presents the optimisation of the concept, sized as a cold room and validated via performance tests. The principle is based on the combination of an insulated box that limits heat exchanges, and cooling packs that compensate the exchanged heat. The wall thickness and the related cooling load are defined on the basis of heat balance, according to the quality of insulation and eutectic packs. Heat balance takes into consideration of product requirements (temperature range, dimensions) and logistical constraints (duration, temperature profile). The melting point of the PCM is as close as possible to the product temperature. Eutectic packs are usually initially frozen to maintain product temperature, by the fusion latent heat. Heat is transferred only by

conduction and natural convection, inside the container. Static refrigeration is a flexible alternative for controlled temperature shipping, lasting 1 to 120 hours, with various temperature profiles, and is practical for logistic management. It is compatible with all transportation means, adaptable to small as well as large volumes (from 1 litre up to more than 1000 litres), and can be reusable. The optimization of the concept allows safety with a reduced cost of the cold chain.

REDUCING TEMPERATURE VARIABILITY THROUGH VERTICALLY VENTILATED
PALLET SYSTEMS: KIWIFRUIT AS A CASE STUDY

Tanner.D.J.¹, Smale. N.J.¹, Amos. N.D.²

¹Food Science Australia, PO Box 52, North Ryde, NSW 1670, Australia.

Email: David.Tanner@csiro.au, Nick.Smale@csiro.au

²ZESPRI International Limited, P.O. Box 4043, Mt Maunganui South, New Zealand.

Email: Nevin.Amos@zepri.com

ABSTRACT

Packaging design plays an important role in regulating the rates of cooling and preventing weight loss during storage and transport of horticultural produce. Respiratory heat can create problems in these systems, causing the cartons in the centre of a pallet to be significantly warmer than those on the outside of the pallet. This temperature variability can cause variable quality at out-turn and can lead to difficulties in the market. A traditional approach to this problem has been the design of cartons with direct ventilation through cartons, but unfortunately these vents can contribute to loss of package strength, and the high airflow rates used in marine transport systems can contribute to product dehydration and quality issues such as shrivel. Packaging systems integrating vertical channels offer an alternative method of increasing cooling rates (through more rapid respiratory heat removal) and reducing temperature variability during transport without dehydrating the produce. This concept relies on forming vertical channels between packages in a pallet; thereby allowing refrigerated air better access to the central regions of the pallet. Testing of three packaging systems

integrating the vertical channel concept will be presented in this investigation: both single pallet assessments and full-scale simulated shipments with 20 pallets of kiwifruit loaded in a 40' refrigerated container.

Keywords: Packaging; Cooling; Temperature Variability;

MODELLING MEAT TEMPERATURES DURING OFF-POWER EVENTS IN
REFRIGERATED SHIPPING CONTAINERS

N. SMALE, A. EAST, A. EDDY, S.P. KANG

Food Science Australia

PO Box 52, North Ryde, NSW 1670, Australia

Ph +61 2 9490 8333, Fax +61 2 9490 8530, Nick.Smale@csiro.au

ABSTRACT

Off-power events during transport in refrigerated containers are unavoidable during processes such as trans-shipment. For products such as frozen meat, where small fluctuations in temperature are not seen as critical and the heat capacity of the cargo is considerable, off-power events may endure for substantial periods without adversely affecting the cargo quality. As a result, containers of frozen meat are often transported from the abattoir to the port without active refrigeration to avoid the additional costs of generator hire. To assess the impact of unplanned off-power events and provide a tool for decision making regarding planned events, a mathematical model of a 12 m (40') integral refrigerated container loaded with frozen manufacturing beef was developed. Heat transfer was modelled using a zone based methodology, and validated through comparison with experimental data collected in a full scale environmental chamber.

NUMERICAL SIMULATION OF AIR HUMIDITY DISTRIBUTION IN A
REFRIGERATED TRUCK ENCLOSURE

S. BENAMARA ⁽¹⁾, M. YUBI-IDRISSI ⁽¹⁾, J. MOUREH ⁽¹⁾, J. GUIPART ^(1,2)

⁽¹⁾ Refrigeration Processes Engineering Research Unit.

Cemagref, Parc de Tourvoie, BP 44. F92163 Antony Cedex

⁽²⁾ French delegate to the IIR, member of IIR B2 commission

Corresponding author: sami.benamara@cemagref.fr. Tel: + 33 1 40 96 62 96

ABSTRACT

This work was carried out in order to study the humidity treatment heterogeneity in a large closed cavity such as a refrigerated truck. Two configurations were investigated: an empty refrigerated truck with (i) a local and (ii) an average introduction of humidity source. The refrigerated truck was equipped with a membrane contactor device (desiccant device) placed at the evaporator inlet. Air temperature, velocity and humidity fields were obtained numerically using CFD Fluent software assuming a constant evaporator outlet temperature, air humidity and airflow. It was found that the warm zone is located near the refrigerated truck door where the velocity is weak and the air humidity is less treated by the desiccant device. It was observed a difference of 7% in the humidity average between the two studied cases: global and local introduction on humidity sources inside the refrigerated truck.

Keywords: Humidity control, desiccant device, modeling, CFD, refrigerated truck.

HEAT TRANSFER SYSTEMS FOR STORED SOLID CO₂ IN REFRIGERATED TRANSPORT

G. Panozzo^(a), G. Minotto^(a), A. Dragano^(a), R. Martini^(b), E. Giordana^(b)

^(a)National Research Council, Construction Technologies Institute

Corso Stati Uniti, 4, Padova, I-35127, Italy

fax + 39 049 8295728, e-mail: girolamo.panozzo@itc.cnr.it

^(b) Monetti S.p.A.,

Corso Principi di Piemonte 61,12035 Racconigi (CN), Italy,

+39017285991, info @monetti.it

ABSTRACT

Some experiments about the efficiency of a container of solid CO₂ in an insulated little container have been carried out at ITC CNR in Padova, in the test program related to the refrigerated transport systems. The heat exchange mechanism was demonstrated very poor. Some new containers for the storage of the solid CO₂ was designed and tested. The aim was to increase the heat transfer coefficient of the system, using, in the

meantime, some tight containers in order to reduce the water condensation rate, and using a different design of the bottom of the container in order to increase the conductive - convective mechanism of the heat transfer.

ENERGY EFFICIENCY IN TRANSPORT REFRIGERATION

C. REPICE^(a), A. STUMPF^(b)

Carrier Transicold Division

^(a) Syracuse, NY 13221 USA (315) 432-6260

(860) 998-1140, chris.repice@carrier.utc.com

^(b) Franqueville, France, 331 34 43 4835

331 34 43 4846, andre.stumpf@carrier.utc.com

ABSTRACT

The transport refrigeration industry needs standards to rate fuel consumption. In this article, a model is presented to assess fuel consumption in a manner consistent with the varied customer uses of the equipment. In addition, energy reduction concepts will be discussed. The results of this study will also be used to propose a labeling scheme in Europe.

ATP TEST STATION, INTERNATIONAL REFRIGERATED TRANSPORT ATP AGREEMENT, CONSEQUENCES ON THE ENVIRONMENT

K. CHATZIDAKIS^(*), S. CHATZIDAKIS

^(*)National Technical University of Athens

Faculty of Mechanical Engineering - Thermal Section - ATP Laboratory

9 Heron Polytechniou Av., Athens, GR-157 73

Tel. (+30210) - 772 3675, Fax (+30210) - 7723676

e-mail : kschatz@central.ntua.gr

ABSTRACT

In the last years the internationalization of commerce contributed to the important growth of the transport of the perishable foodstuffs both in national and international level. Worldwide there are about 1 million refrigerated road vehicles and 0.4 million

refrigerated containers in use. The detailed specifications for the special equipment used for the transport of perishable foodstuffs is very important for the quality of transported perishable foodstuffs, energy saving and to avoid environment pollution. These regulations and criterions are prescribed in the international ATP Agreement. This special equipment is subject to ATP qualification tests for conformity with the standards prescribed by the ATP Agreement, at officially designated ATP test stations and have direct impact in the final quality of the transported goods and the safety of public and consumer health. This ATP Test Station has to be able to provide specific steady state conditions during ATP tests. In Greece two innovative isothermal chambers were recently (2001) constructed at Zografou Campus of the National Technical University of Athens and at Lavrion Technological Park. Both test stations have been certified according to the ISO 17025. Some of the alternatively proposed ATP testing procedures for checking of the in-service and second hand refrigerated transport equipment have failed in their conception and it is possible according to the choice of testing methods to come to incorrect results, concerning the actual effectiveness of the thermal insulation and the efficiency of the cooling appliances of the tested specimen. The consequences are, apart from the attestation of inefficient equipment with a quality deficit, endangering public health, an increase of the fuel consumption needed for the mechanically driven compressor of the cooling unit of the refrigerated transport equipment and also an increase of the CO₂ emissions and the environmental pollution. This study analyses ATP testing procedures, investigates the impact on the environment and gives some proposals for improvement. Also a simulation model is introduced using a transient finite difference algorithm, developed for a modern ATP Test chamber and a typical specimen vehicle to be tested. Simulation results are compared to experimental measurements taken under real conditions by a data acquisition system.

Keywords: Refrigerated transport, ATP Agreement, Insulation efficiency, Insulation ageing, Environmental pollution, CO₂ emissions, Pull-Down Test

PERFORMANCE EVALUATION OF SECONDARY LOOP SYSTEMS FOR
MULTI-TEMPERATURE TRANSPORT REFRIGERATION

S. SMYTH, B. BROPHY, D.P. FINN and D.J. TIMONEY

School of Electrical, Electronic and Mechanical Engineering,

University College Dublin, Belfield, Dublin 4, Ireland

Tel: +353 1 716 1947 Fax: +353 1 283 0534 Email: donal.finn@ucd.ie

ABSTRACT

This paper examines the performance of a prototype indirect (secondary loop) refrigeration system developed as an alternative design to existing direct expansion multi-temperature systems in transport refrigeration applications. In order to evaluate both systems, a multi-temperature experimental test facility has been designed and built, with the capability to test both systems at standard ATP test conditions. Evaluation is based on side by side testing of the direct and indirect systems for a range of cold room temperature set-point combinations between -20°C and 0°C . The secondary refrigeration system was found to perform satisfactorily over the range of test conditions, with good pull-down characteristics, adequate refrigeration capacity but with lower COP than the direct expansion system. The indirect system exhibited some superior operational characteristics. These included better temperature control, decreased compressor cycling and the elimination of the refrigerant circuit flow mal-distribution often associated with direct expansion systems. Due to presence of an intermediate heat exchanger between the primary and secondary loops, a penalty in capacity is incurred. This can be minimised by careful selection of the secondary refrigerant and by adoption of good operational practices.

CONTROLLED ATMOSPHERE TECHNOLOGY FOR REEFER CONTAINER
TRANSPORT & STORAGE AN OPPORTUNITY FOR CHINESE EXPORTERS OF
FRESH PRODUCE

S.DOHRING ^(a), S.BANAITIS ^(b)

^(a) Trealship Services Inc., 360 Rue St-Jacques, Suite 1000,
Montréal, H2Y 1R2, Canada

Fax 514-227-5316, shawn.dohring@trealship.com

^(b) Prolong Systems Inc., 23939 SW Gage Rd.

Wilsonville, Oregon, 97070, USA

Fax 503-638-1414, prolongsys@aol.com

ABSTRACT

The People's Republic of China (PRC) produces large volumes of fresh fruit and vegetables each year, much of which could be successfully sold and shipped to foreign markets via ocean transportation if the right technology is used. This review describes the various commercially available controlled atmosphere (CA) systems utilised in conjunction with refrigerated containers (reefers) to maintain the quality of fresh products during transport by sea and land. In order to maximize profits, fruits and vegetables must be harvested at the optimum maturity, chilled without delay to remove field heat and stored in refrigerated containers with active CA systems for transport. Scientific research and practical knowledge gained over the last 25 years shows that atmospheres rich in nitrogen with low oxygen and elevated carbon dioxide levels, in conjunction with proper temperature control, can be used to maintain the quality of fruits and vegetables, making ocean transport to distant markets possible. Containers with CA are also used for temporary storage in order to preserve product qualities; firmness, texture, taste and colour. While all CA systems used today will be reviewed, particular attention will be given to a nitrogen flushing system in which fresh streams of nitrogen are injected into reefers while in transit. This proven design is capable of actively controlling oxygen, nitrogen, and carbon dioxide levels from the field to the overseas distributor. Both the commercial and technical aspects of applying controlled atmosphere technology to PRC's produce business will be explored

DESIGN AND TEST ON SIMULATING TEST-BED OF REFRIGERATED TRANSPORTATION CONDITION

Ruhe XIE, Guanghai LIU

Research Center for Logistics & Transportation, Guangzhou University,

Guangzhou, 510006, China, +862039366822, rhxie@gzhu.edu.cn

ABSTRACT

A simulating test-bed of refrigerated transportation condition has been set up. It

consists of two parts. The first part is exterior environment unit. The exterior temperature can be adjusted from -20 to 50°C , humidity from $0\sim 100\%$, and velocity from $0\sim 30\text{m/s}$ by control system. At the same time, these parameters can be adjusted and assembled discretionarily. Most climate conditions can be simulated by this part. The second part is a standard refrigerated container. It can adjust the location and size of the entrance and exit of cold air tunnel, change the direction and volume of air discretionarily. The interior temperature can be adjusted from -25 to 20°C , humidity from $0\sim 100\%$ and atmosphere components (including O_2 , CO_2 , N_2 , C_2H_4). It can analyze different conditions such as multi compartments and multi temperature systems, different goods and different loading methods, etc. Furthermore, precise apparatus and instruments are equipped for detecting and controlling parameters such as temperature, humidity, and velocity and atmosphere component. Biologic and chemical instruments are outfitted for analyzing and detecting the quality of food. The test-bed has been running for one year after debugged. The performance is good and all parameters accord with standards related.

NEURAL-NETWORK CLIMATIC PARAMETERS STRUCTURE FOR REFRIGERATED TRANSPORTATION

Ruigui QU

School of Civil Engineering and Architecture, East China Jiaotong University,

Nanchang 330013, China, +086-791-7046028, gui_apple@126.com

ABSTRACT

Many problems arise in the designing and controlling process of refrigerated transport because vehicles are viewed as immobile objects and the static climatic parameters are adopted. Considering that traditional mathematic method cannot meet the requirements of dynamic design climatic parameters, this paper analyzes several major parameters which intensely affect the climate, finds and develops the best BP (Back propagation) model by taking advantages of neural network such as the non-linear character and superior study ability, etc. Then, summer's and winter's outdoor dry-temperature as an example is calculated. After experimenting and proofreading work according to national standards,

it shows that the error of the output in this model is very small as a whole in spite of some minor flaws in efficiency and partial accuracy. Therefore, the model can simulate the change of the outdoor climatic parameters better and is well worth applying.

A NEW CONCEPT TO DETERMINE THE OPTIMAL CONDITION FOR COLD
TRANSPORTATION CONSIDERING ENVIRONMENTAL LOAD

M. WATANABE, T. SUZUKI

Department of Food Science and Technology, Tokyo University of Marine Science and
Technology,

4-5-7 Konan, Minato-ku, 108-8477, Tokyo, Japan

+81-3-5463-0617, mwat@kaiyodai.ac.jp

ABSTRACT

Cold chain is indispensable to distribute perishable food materials such as raw fish. However, it is closely connected with environmental load, though it is rarely focused until now. It is worthwhile to propose a new concept to determine the optimal condition of cold transportation that attains not only high food quality but also low environmental load. Since the cold transportation process comprises of two functions, i.e., to make vehicles run and to keep low temperature, the environmental load is also separated to two kinds. By employing extended TTT concept, the two kinds of environmental load are found to have a trade-off relation, which indicates the optimal transport velocity will be determined for provided transport distance and acceptable food quality deterioration. Through a model calculation based on statistical data in Japan and the latest research data about fish freshness, the proposed concept will be confirmed to be reasonable.

INFLUENCE OF AIR DUCTS ON AIRFLOW CHARACTERISTICS IN A TYPICAL
REFRIGERATED TRUCK CONFIGURATION LOADED WITH VENTED PALLETS

Jean MOUREH¹, Serge TAPSOBA¹, Denis FLICK²

UMR Génie Industriel Alimentaire AgroParisTech-Cemagref-INRA

¹Refrigerating Process Engineering Research Unit

Cemagref - BP 44 - 92163 Antony cedex, France

jean.moureh@cemagref.fr

²AgroParisTech 16, rue Claude Bernard, 75231 Paris cedex 05, France

ABSTRACT

This work is part of a research activity aiming to improve and to optimise air-distribution systems in refrigerated vehicles in order to decrease the temperature differences throughout the palletised cargos. In this paper, a reduced-scale model and CFD predictions were used to investigate experimentally and numerically the airflow patterns within a typical refrigerated truck configuration loaded with vented pallets filled with spherical objects. The experiments were carried out using a laser Doppler velocimeter and thermal sphere-shaped probes located inside the pallets. The aim was to investigate air velocity characteristics above and within pallets. The performance of ventilation was characterized with and without supply air duct systems. The numerical modelling of airflow was performed using the Computational Fluid Dynamics (CFD) Fluent code and the Reynolds Stress Model (RSM) turbulence model. Numerical and experimental data confirm the benefits of air ducts in reducing the heterogeneity of air ventilation levels above and within the pallets.

FEASIBILITY OF THE USE OF SOLAR ENERGY FOR FOOD TRANSPORT REFRIGERATION

S. A. Tassou*, G. Delille, J. Shilliday

*School of Engineering and Design,

Brunel University, Uxbridge, Middlesex, UB8 3PH, UK

Fax No: +44 (0)1895 269803, E-mail:savvas.tassou@brunel.ac.uk

ABSTRACT

To protect perishable products during land transportation, vapour compression refrigeration units are usually installed on vans and heavy goods vehicles. Most of these units are driven by a diesel engine, resulting in greenhouse gas emissions and noise. A recent project in the UK funded by the Department of Environment, Food and Rural Affairs (DEFRA) has looked at the feasibility of using solar energy to reduce fuel consumption and CO₂ emissions in refrigerated food transportation. The results indicate

that in the UK climate PV panels can power electrically driven refrigeration units for food transport refrigeration but in most instances an auxiliary power source will be required. A PV-powered system can currently compete with diesel powered vapour compression systems for only certain journeys and climatic conditions but such systems will become more attractive as the capital costs of solar technologies decrease and diesel prices increase.

WASTE HEAT FIRED SHIPBOARD CHILLING SYSTEMA WIN-WIN PROPOSITION

Milind V RANE, Sadhikh MOHAMMED, Solomon Tesfamariam TEFERI

Heat Pump Laboratory

Mechanical Engineering Department

IITB, Powai, Mumbai 400 076 INDIA

Phone (91 22) 2576 7514, 4527, 4593, 8514

Fax (91 22) 2572 4544, 6875 Email ranemv@iitb.ac.in

ABSTRACT

Natural refrigerant based waste heat activated refrigeration systems can serve as an important means of catering to various cooling needs. CO₂ emission reduction and the potential to reduce Life Cycle Cost are some of their added benefits. Marine engine exhaust driven adsorption based shipboard chilling system (SCS) offers excellent opportunity for replacing conventional shipboard fish preservation means. Fishing trawlers in India traditionally use crushed ice for preservation. Trawlers carry 1 to 25 tons ice depending on fish-hold capacity which varies between 2 to 30 tons and while the typical voyage duration is between 3 to 12 days. Limitations of existing adsorption systems are larger size and high initial cost. This paper will present simulated system characteristics along with some experimental data for a 1 TR Activated Carbon/Ammonia (AC/NH₃) based engine exhaust fired SCS, which was developed and tested in the Heat Pump Laboratory at IIT Bombay. Techno-economic viability of the novel rugged and reliable SCS will also be presented. Water was chilled from 10°C to below 3°C while operating the SCS using hot air at 400 to 450°C. Overall weight and size is 360 kg and 0.75 m³ respectively. COP and specific cooling power ranged between

0.25 to 0.3 and 65 to 95 W/kg AC respectively. Use of SCS would save about 1.63 l/h diesel due to reduced ice payload and eliminated ice cost up to 1.66 Lakh/yr (US\$ 3757/yr). Reduction in CO₂ emission, due to reduced ice payload and saved electricity in the ice factory, works out to be 30 ton CO₂/yr and 13.4 ton CO₂/yr respectively.

MATHEMATICAL MODELLING OF MULTI-TEMPERATURE INDIRECT
REFRIGERATION SYSTEMS

B. Gaffney, B. Brophy, D. P. Finn and D.J. Timoney

School of Electrical, Electronic and Mechanical Engineering,

University College Dublin, Belfield, Dublin 4, Ireland.

Email: brendan.gaffney@ucd.ie & donal.finn@ucd.ie

ABSTRACT

This paper describes a mathematical model to predict the steady state performance of indirect secondary loop multi-temperature refrigeration systems. The research has been motivated by an increased interest within the transport refrigeration sector in the potential of indirect systems as an alternative to conventional multi-temperature direct expansion systems. The simulation model developed in this work predicts the heat transfer, pressure changes and energy consumption within a generalised indirect refrigeration system. Steady state operating conditions are determined using an iterative solution to a system of equations describing processes in both the primary and secondary fluid circuits. The overall model output includes the refrigerant mass flow rate, the refrigeration effect, condenser heat rejection, COP, energy utilisation by the compressor and the states of the primary and secondary refrigerants at the different points in the cycle.

STUDY ON OPTIMUM PARAMETERS OF CONTROLLED ATMOSPHERE STORAGE
CONTAINING YELLOW PEACHES

Ying LIU^(a), Z. M. WU^(a), D. W. SUN^(b), Y. F. LI^(c)

^(a) Institute of Refrigeration Technology, School of Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology

^(b) FRCFT Group, Biosystems Engineering Department, University College Dublin,
National University of Ireland

^(c) Department of Food Science and Engineering, School of Agriculture and Biology
Engineering, ShanghaiJiao Tong University

ABSTRACT

The theoretical and experimental studies had been done to predict the optimum storage condition for “Jinxiu” yellow peaches (*Prunus persica* L. Batsch.) during controlled atmosphere (CA) storage. The equations of entropy production rates for CA system were derived based on entropy control method of nonequilibrium thermodynamics, while the effects of different storage conditions on entropy production rates caused by aerobic and anaerobic respiration were analyzed according to the calculation results. The estimation range of optimum parameters for yellow peaches, by which the minimum senescence degree could be achieved, was given as 2% ~5% O₂, 3%~10% CO₂ at 0°C~2°C. The theoretical analysis was verified by storing yellow peaches in a lab-scale CA system for 6 weeks under 4 recommended gas concentrations at 2°C±0.5°C. It is shown that CA storage using predicting parameters may keep the postharvest quality of yellow peaches effectively.

OPTIMAL DESIGN AND OPERATION OF COLD STORES USING SUSTAINABLE COOLING

L. LUKASSE*, J. BROEZE*, S. VAN DER SLUIS**

* Wageningen UR, P.O Box 17, Wageningen, 6700AA, The Netherlands

fax. +31 317 475 347, www.afsg.wur.nl, leo.lukasse@wur.nl

** TNO, P.O. Box 342, Apeldoorn, 7300 AH, The Netherlands

ABSTRACT

Designing a cold store utilizing sustainable cooling is, in mathematical terms, a combined Optimal Control and Design Problem (OCDP). This paper outlines a new algorithm for efficiently solving large OCDPs. The algorithm is successfully applied to the combined control and design problem of a simple cold store with three possible cold sources: mechanical refrigeration, ventilation and evaporative cooling. It is concluded that

for this cold store in The Netherlands evaporative cooling is too expensive. Ambient ventilation is economically viable if the cold store is to be used in January only. In case the cold store is to be operated all-year then it is cheapest to rely on mechanical refrigeration only.

INVESTIGATION ON PRE-COOLING TIME AND HEAT TRANSFER
CHARACTERISTICS IN THE PRE-COOLING PROCESS OF POTATO SEEDS

Yong SUN, C.M. QU, Z.H.CHEN, W.X.JI

Hebei Institute of Architecture & Civil Engineering, City Construction Department

Zhang Jia Kou, 075024, China

+86-0313-2050823, xsunyong@126.com

ABSTRACT

Heat transfer characteristics of the pre-cooling process of potato seeds is investigated experimentally. A simulations approach is carried out in which irregularity of the seed shape is taken into account. By introducing a shape factor, the $j - f$ model was established to predict the required time period after which the seeds center temperature would reach the ambient temperature. Comparison between the models and experimental data shows good agreement, with a relative error of 5.6%. A relative error of 10.5% is found in comparison with the lumped parameter model which neglects the effect of seeds shape.

COLD STORE AND LOADING DOCK DESIGN TO MINIMIZE CONDENSATION AND
COIL FROSTING PROBLEMS

D. J. CLELAND

Institute of Technology & Engineering, Massey University,

Private Bag 11-222, Palmerston North, New Zealand,

Ph: +64-6-3505240, Fax: +64-6-3605604, Email: d.cleland@massey.ac.nz

ABSTRACT

Two frequent problems for refrigerated storage facilities are condensation/icing in loading docks and very rapid decline of cooling coil performance due to formation of

“unfavourable” frost if the air becomes super-saturated as it is cooled. Models of the main moisture transport processes that enable air RH and the potential for condensation/icing and unfavourable frosting to be predicted are summarised. Use of the models for a typical facility with a cold store and loading dock showed that condensation and unfavourable frost formation are likely even if ambient conditions are not that extreme and moisture entry is reduced by doorway protection. Condensation/icing and unfavourable frosting can be best avoided by a combination of improved coil design (e.g. appropriate TD) and enhanced door protection (especially doors opening to the ambient) but occasionally active dehumidification or special coil designs (e.g. staggered fin spacing) must be used.

EXPERIMENTAL STUDIES OF WATER LOSS OF VEGETABLES DURING
STORAGE

Bin LIU^(a), Zhao YANG^(b), Xihong LI^(b)

^(a) Dept. of Refrigeration and HVAC, Tianjin University of Commerce Tianjin, 300134, P.R.C

lbtjcu@tjcu.edu.cn

^(b) Institute of Thermal Energy, Tianjin University, 300072

ABSTRACT

The water loss of vegetables during the process of cold storage is affected by two factors including the storage environment and the structure of vegetables. Based on the analysis of effect of the environment and the structure on the mass transfer coefficient on the surface of vegetables, the experimental studies were carried out under two different storage conditions. The storage environments were the one with two-storage and the jacket-storage, the vegetables were Chinese cabbage and spinach and the storage time was five days. The experimental results shows that under the same storage condition, the water loss of spinach is higher than that of Chinese cabbage about 7%; but as for the same vegetable, the water loss of spinach in one with two-storage is higher than that of the jacket-storage about 2.3%, and the water loss of Chinese cabbage in one with two-storage is higher than that of the jacket-storage about 1.3%. This indicates that the structure of vegetable is the main factor influencing

the water loss during the process of cold storage.

ASSESSMENT OF HUMIDIFICATION USING PRESSURIZED WATER ATOMIZERS
FOR ULO STORAGE OF CONFERENCE PEARS

M.A. Delele, P. Verboven, A. Schenk, H. Ramon, B.M Nicolaï

BIOSYST–MeBioS, Catholic University of Leuven, Willem de Croylaan 42, 3001 Leuven,
Belgium, fax: +3216322955, e–mail: MulugetaAdmasu.Delele@biw.kuleuven.be

Flanders Centre of Postharvest Technology, Willem de Croylaan 42, 3001 Leuven,
Belgium

ABSTRACT

Recently, there has been an interest in active humidity control of conference pear storage rooms to prevent excessive moisture loss from fruits. Humidification systems must be able operational in ultra low oxygen (ULO) and provide high relative humidity at sub–zero temperatures, without causing excessive water deposits on the product. The droplet diameter distribution of high pressure nozzles at different pressures was measured. The droplet diameter ranged from 9 to 80 μm , with median values of 20 and 22 μm for 80 and 40 bar, respectively. During experiments, the refrigerant and room air temperature, the air humidity and the amount of water deposited at different positions in the room was monitored as a function of time for single pulse as well as interval humidification. The effects of nozzle characteristics and the cooling system status at humidification (system on, defrosting and system off) were analysed. In the single pulse experiments, the humidity level was different for different combinations of factors. A CFD model based on an Eulerian–Lagrangian multiphase flow model was developed to simulate and explain the observed behaviour. There was a good agreement between measured and predicted results.

THE INFLUENCE OF DIFFERENT FROZEN STORAGE TEMPERATURE AND TIME
ON NUTRITION QUALITY OF QUICK FROZEN GREEN PEAS

Sheng LIU, Hongli ZHANG , Wanhong CAO, Ping WU

Beijing Vegetable Research Center Beijing Academy of Agriculture and Forestry

Sciences,

National Engineering Research Center for Vegetables, P. O. Box 2443, Beijing, 100097, P.

R. China Fax:+86 10 88446286, E-mail: liusheng@nercv.com

ABSTRACT

The changes of four nutrients including Vitamin C, chlorophyll, reducing sugar and protein, and one enzyme (catalase) activity of quick frozen green peas during the frozen storage at -6°C , -12°C and -18°C for 13days, 23days, 33days, 43days were determined respectively. The results showed that the contents of Vitamin C and reducing sugar in quick frozen green peas decreased gradually at three frozen storage temperature during frozen storage. The higher the temperature and the longer the time kept, the more the Vitamin C and reducing sugar lost. The chlorophyll content of quick frozen green peas almost unchanged at -12°C and -18°C . The chlorophyll content decreased in the earlier stage and then accumulated at -6°C . The protein content of quick frozen green peas increased in the earlier stage and then decreased during frozen storage. The catalase activity of green peas lost about 90% after the blanching treatment and then did not change obviously during the whole frozen storage.

EXPERIMENTAL STUDY ON INFLUENCING FACTORS OF C.A. STORAGE OF SNAP BEAN

Amin JI, Jie LI, Gang YIN , Qinggang ZHANG, Qixiao WANG

Harbin University of Commerce, 1Xueyuan Road, Songbei District, Harbin Harbin 150028,
China

Fax: +86 451 84865269, E-mail: jiamin771@163.com

ABSTRACT

The influence effects of storage temperature, maturity and varieties of snap bean in the C.A (O_2 : 2~5%, CO_2 : 2~3%) were introduced in this paper. The experimental results verified that 10°C was the appropriate storage temperature of snap bean in the Controlled atmosphere (C.A), and snap bean which maturity was middling had preferable storage effect, the varieties of snap bean had different storage effect, in which "Zihua" snap bean had longer storage time than the others. Controlled atmosphere (C.A)

storage is a store method under the premise of controlling the temperature, lengthening food life through the regulative environment gaseous component to store the life and the goods time, which is at present one of the most advanced methods of storing and maintaining freshness internationally. The snap bean is one kind of unique high quality kidney bean which grows in the northeast area in China, its thicker tender pod pulp, lesser crude fiber, the lubricate feeling in the mouth, the even quality of material, the tasty of flavor, are characteristic of green vegetables which the consumer recognizes. Its deficiency is that its ability of storage is worse. Therefore the edible time is restricted by season. This article carries on the influence factors which affect C.A. storage in the view of maintaining freshness in the experimental process to the store ambient temperature, the maturity and the varieties.

REFRIGERATION SYSTEM DESIGN OF QUASI-LOW TEMPERATURE STORAGE

Yin LIU (a), Chao ZHANG (a), Jing MA (b)

(a) Zhongyuan University of Technology, No.41 Zhongyuan Middle Road,

Zhengzhou, 450007, P.R. China

Email: hvacr@126.com

(b) Henan University of Technology, Zhengzhou High-tech Industry Development Zone

Lily Street,

Zhengzhou, 450001, P.R. China

ABSTRACT

Quasi-low temperature storage of grains is a scientific method, which has wide application prospect and practical value. This paper has discussed the advantages of quasi-low temperature grains storage and the basic parameters. Combined with a design example, the calculation of refrigeration load, refrigeration equipment configuration and ventilation system design of the quasi-low temperature storage system of bulk brown rices have been described.

REDUCING THE ENERGY CONSUMPTION IN COLD STORES

Judith Evans¹ and Andrew Gigiel²

¹Food Refrigeration & Process Engineering Research Centre (FRPERC), University of
Bristol,

Churchill Building, Langford, North Somerset, BS40 5DU, UK.

²CCC Consultants

Fax: +44 (0)117 9289314, Email: j.a.evans@bris.ac.uk

ABSTRACT

The provision and operation of cold stores is energy intensive and the cost of energy is a large proportion of the turnover of any cold store. Recently the cost of energy has increased, substantially raising operational costs. There is also an ever increasing awareness of the environmental damage caused by the combustion of fossil fuels and desire to reduce energy consumption. Therefore good business and environmental responsibility are united in the aim of reducing energy. This paper presents information from chilled and frozen cold stores and reports data on energy usage and procedures for detecting, and helping diagnose, wasteful use of energy. Survey data on cold store usage, temperatures and refrigeration system performance are used to identify the heat loads on the cold storage rooms and to highlight areas where energy could be saved over both short and long term timescales.

TWO AND THREE DIMENSIONAL CFD MODELS OF THE EFFECTIVENESS OF AN AIR CURTAIN USED TO RESTRICT COLD ROOM INFILTRATION

A.M. Foster*, M.J. Swain, S.J. James

FRPERC, University of Bristol, Churchill Building, Langford, N. Somerset BS40 5DU,

UK. Fax: +44 (0)117 9289314 Email: a.m.foster@bristol.ac.uk

ABSTRACT

The aim of this study was to compare the measured effectiveness of an air curtain device at different jet velocities against predictions from 2D and 3D computational fluid dynamics (CFD) models. The predicted maximum effectiveness of the air curtain was 0.13 higher than measured for the 2D model and 0.05 lower than measured for the 2D model. The 2D model under predicted the optimum jet velocity by 7.5 m.s⁻¹, the 3D model over predicted it by 4 m.s⁻¹. CFD has shown that the flow from this air curtain

cannot be considered as 2D. The central part of the jet is deflected away from the cold store by the Coanda effect caused by the air curtain device's fan body. The edges of the jet are deflected into the cold store by the stack pressures and turn into the void caused by the deflected central jet.

USE OF VACUUM INSULATED PANELS TO IMPROVE PERFORMANCE OF
REFRIGERATORS AND INSULATED SHIPPING CONTAINERS

T. Brown, J. A. Evans and M. V. L. SWAIN

FRPERC, University of Bristol, Churchill Building, Langford, N. Somerset BS40 5DU,
UK. Fax: +44 (0)117 9289314 Email: tim.brown@bristol.ac.uk

ABSTRACT

Improving thermal insulation can increase the performance of refrigerated containers and spaces. With claimed thermal conductivities up to 5 times lower than typical polyurethane panels, vacuum insulation panels (VIPs) offer enhanced thermal resistance for the same or even reduced thicknesses. Therefore, using VIPs can increase useable volume, improve temperature control and reduce energy consumption of refrigeration equipment. The use of VIPs in refrigerators and shipping containers for food and pharmaceuticals was studied experimentally and via mathematical modelling to determine the benefits and optimum ways of using the panels. Model results showed heat gains into the refrigerators being reduced by a factor of between 2 and 3, and similarly an extension in preservation times of chilled and frozen temperatures in the shipping containers. The difference was found to be due to 'edge effects' where heat is conducted around the edges of the VIPs through the metallised films.

INVESTIGATION ON AIR INFILTRATION THROUGH OPENINGS OF BLASTING
QUICK-FREEZERS

Z. Huan

School of Mechanical Engineering & Applied mathematics, Central University of
Technology, Free State, Private Bag X20539, Bloemfontein 9300, South Africa

Fax: +27 51 507 3254, Email: zhuan@cut.ac.za

ABSTRACT

Air infiltration through entrance and exit openings of continuous quick-freezers obviously has negative influences on energy consumption, performance of the processing equipment, manufacturing environment, and quality of frozen foods. In order to explore the fundamental principles and hence to instruct practical designs, a mathematical mechanism model verified by its conformity to experimental results was established to describe the nature of air infiltration phenomena of quick-freezers. The results showed that air infiltration through openings of quickfreezers is influenced by temperature difference, internal airflow pattern, sizes of the openings, as well as the relative position of openings, etc. Based on the investigation, the improving approach, airflow blockage technology -by applying the rectangular blockage tunnel to the higher opening, which was proved to be simple, economic and effective, was supposed and applied to minimize the amount of air infiltration for the studied freezing equipment. The results showed that the applied technology made the infiltration velocities and temperatures, and the total heat load of the equipment to the expected level of making the tempering of the freezing air much slower by decreasing the heat load of the air infiltration through the openings to 18~20% of the original design.

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION INTO THE EFFECT OF PRE-COOLER ON OPEN-TYPE DISPLAY CABINETS

Y.LU ^(a), Wenhui ZHANG ^(b), Y. GONG ^(b), W.TAO ^(a)

^(a)School of Energy and Power Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China,

+86-0371-63556921, lvyanlism@sina.com.

^(b)School of Electromechanical Science and Engineering,

Zheng Zhou University of Light Industry, Zhengzhou, 450002, China,

ABSTRACT

In order to improve the performance of the open-type refrigerated display cabinets, a super heater was designed as the pre-cooler of the return air. This paper presents the impacts of the pre-cooler on the performance of the refrigerated display cabinets. In this

study, the temperature distribution were tested with an open vertical refrigerated display cabinet in a climatic room in accordance with the British standards EN-441. The experimental results showed that the average product temperature was lowered about 1.3°C and most of the packs were maintained at a temperature below 5°C even though during defrosting time. Furthermore, the investigation of the frost accumulation revealed that the frost was reduced by 2.9% and this new desing could lead to significant decrease in the cooling load by 19.2% as well as improvements in food quality, nevertheless it also lead to little increase in energy consumption by 5.76%.

NUMERICAL SIMULATION OF AIR CURTAIN FOR REFRIGERATED
DISPLAY CASES

YaFeng HE, Y. GONG, W. ZHANG

Zheng zhou University of Light Industry, No.5 Dongfeng Rd,
Zhengzhou, 450002, China

Fax : 0371-63932669 e-mail : fengya007@sohu.com

ABSTRCT

It is a real challenge for manufacturers and users of refrigerated display cases to provide the products with minimal power-consumed but without fluctuation of airflow temperature on operating condition. This paper presents a CFD model that is based on the fundamental equations of conservation of mass and energy to describe the flow patterns of airflow and the process of its heat and mass transfer for a horizontal turbulent buoyant jet, and uses the CFD method to evaluate the energy performance of the air curtain for horizontal refrigerated display cases .The CFD method is also validated by comparing the CFD calculation results with experimental results. The conclusion of this paper will provide some guidance for the optimization design and experiments on display cases.

PREDICTION OF TIME-TEMPERATURE HISTORY OF SELECTED FOOD INPUT
INTO THE REFRIGERATED DISPLAY CABINET

Karel Hoke, Jirina Pruchova, Karel Kyhos, Ales Landfeld, Rudolf Zitny, Milan

Houska

Food Research Institute Prague,

Radiova 7, 102 31 Prague 10, www.vupp.cz, tel.+420296792306

email to corresponding author: m.houska@vupp.cz

1Faculty of Mechanical Engineering, Czech Technical University Prague

Czech Republic

ABSTRACT

Recently the surface heat transfer coefficient (SHTC) versus temperature difference ΔT correlations have been extracted from experiments with plastic cups filled with metal models of foods input into the refrigerated display cabinet, Hoke et al. (2007). These correlations have been applied for numerical prediction of time–temperature histories of model food – fresh cheese known as a quark. Experimental verification of calculated predictions was made. The cups filled with quark have been input into refrigerated display cabinets. The cups, geometry and arrangement of experiment used were identical as that used for prediction of correlations of heat transfer coefficients. Three sizes of cups and three arrangements of layers of cups have been studied (cup standing alone on the floor of display cabinet, one layer of cups, three layers of cups eventually two layers of cups). Surrounding cups are tempered on the room temperature or on the temperature of the air in the display cabinet. The calculated and measured time–temperature histories of quark in cups were compared. Good agreement was found in cases that cups with quark are standing alone or in layers between surrounding cups having the temperature of air in the display cabinet. The agreement between calculated and measured quark temperatures was found unsatisfactory for the arrangement in which the surrounding cups have the initial temperature of quark and this temperature is equal to the room's temperature. In these cases, the maximum temperature differences between experiment and calculation have been found about 3°C at the end of the observed time scale near time of temperature equilibrium.

INFLUENCE OF DOOR OPENINGS ON TEMPERATURE FLUCTUATION AND
ENERGY CONSUMPTION OF REFRIGERATED DISPLAY CABINET

Xuebo LI, D.S. ZHU, N. WANG, X.C. ZENG

Key Lab. of Enhanced Heat Transfer & Energy Conservation, Ministry of Education,
Research Institute of Chemical Engineering, South China University of Technology,
Guangzhou, 510640, P. R. China

Fax: +86-20-87114185-607, e-mail: lxb01e@tom.com

ABSTRACT

According to ANSI/ASHRAE STD 117-1192, the 8-hour door opening experiment was carried out on the on-load refrigerated display cabinet with vacuum-glazing doors. Initially, temperature fluctuation was little, while there was an apparent temperature rise 5 hours later. Energy consumption increased by 28%, compared with stable condition. The results strongly suggest that temperature fluctuation and energy consumption be greatly affected by cold jet, followed by infiltration. Furthermore, the outlet air temperature is vital to temperature fluctuation and energy consumption. Temperature fluctuation attributes much to its turning point, and its initial drop-off amplitude is of significance to energy consumption.

제 2 절 동경 국제물류전

1. 일자 및 장소 : '2004. 9. 14~9. 16(3일간), 일본 동경시
2. 참석자 : 윤홍선, 오성식
3. 주요내용

2년에 한번씩 개최되는 아시아 지역에서 최대 규모의 물류기기·시스템의 종합전시회 '國際物流總合展 2004 : LOGIS-TECH TOKYO 2004'가 9월 14일(화)부터 17일(금)까지 4일간에 걸쳐 동경의 빅사이트에서 개최되었다. 이번 전시회의 키워드는 '창조에서 실현으로 변혁하는 로지스틱스-테크놀로지와 에콜로지'를 테마로 수산업의 물류·로지스틱스 관계자를 대상으로 경영 전략상의 중요 과제로서 자리매김하고 있는 로지스틱스·물류에 관한 신제품·신기술·서비스 등이 한 자리에 전시되었다.

주최는 일본산업기계공업회, 일본산업차량협회, 일본파렛트협회, 일본운반차량기기협회, 일본로지스틱스시스템협회, 일본능률협회의 6개 단체이다. 332개사가 1,444개 부스 규모로 참가하여 그 중 해외에서는 11개국 23개사가 27개 부스에 출전하였고 이 기간 중 방문객수는

전회(2002년도)에는 14만 6,000명이었으나 금년에는 12만 6,600명이 입장하였다.

이번 전시회의 특징으로는 RFID나 Web의 대응과 ASP를 활용한 정보시스템 등 최신의 기기와 소프트·하드가 어우러지는 한편에서 중국을 포함한 아시아권역 물류와 정맥물류(靜脈物流)를 고려해 넣은 로지스틱스 기기 등 내외의 최신물류기기·시스템이 한곳에 전시되었다. 전시기간 중에는 같은 도쿄빅사이트에서 ‘자동인식총합전(自動認識總合展)’(9월15일~9월17일)도 개최되었다. 여기에서는 ‘HUMAN & AUTO-ID-생활과 산업을 유지하는 자동인식기술’을 테마에 트레이사빌리티(Traceability)나 유비쿼터스컴퓨팅(Ubiquitous Computing)·물류·유통·SCM·의료지원에 필요불가결한 자동인식기술·기기·제품·서플라이용품과 응용시스템 등이 한 곳에 집합했다. 476개 부스에서 개최하게 되어 바코드, 2차원심볼, RFID, 카드바이오메트릭스 및 시스템 등 최신의 자동인식장치가 어울려졌다.

가. 국제물류 총합전

1) 특징

6회를 맞는 이번 전시장을 마쿠하리메세(지바시)에서 도쿄 빅사이트로 변경했다. 전시장의 통로가 좁기 때문에 시스템 기기, 산업차량분야 등의 대규모 부스는 밖에 전시하고 안쪽에는 각 분야의 부스를 배치하는 등 국제물류전으로서의 일체감을 내는 레이아웃이 되어 있었다.

전시회장에는 물류기기·시스템 등의 하드웨어를 시작으로 소프트웨어 정보, 엔지니어링 서비스 등을 구역별로 구성해서 전시하고 있기 때문에 내장객의 편리성을 배려하고 있었다.

전시회의 구성은 보관기기시스템, 분류시스템, 피킹시스템, 반송시스템 산업차량, 운반차량, 팍렛트·컨테이너, 포장시스템, 3PL 정보기기, 소프트웨어, 엔지니어링, 보관·수송서비스, 물류기기부품, 물류관련 환경시스템, 물류시설개발·투자, 기업유치PR, 기타(물류관련설비시스템 등)등 17개 구역이나 회장안내도는 구역별로 색깔을 구별해서 쉽게 찾을 수 있게 하였다.

국제물류총합전은 보관이나 하역기기, 산업차량 등 하드기기의 전시에 정평이 나 있지만 근년에는 정보시스템이나 로지스틱스 소프트웨어 등 소프트분야의 충실함이 눈에 띄었다. 하드웨어에 비해서 소프트웨어에서는 기술진전이 역력했고 이번에 역시 그 경향이 현저했다.

2) 특별 로지스틱스 플라자의 운영

매회 전시장에 로지스틱스·물류에 관한 정보제공과 정보교환을 실시할 ‘로지스틱스 플라자(Logistics Plaza)’를 설치하고 있지만 금년에는 특별기획코너에 관심이 집중되고 있었다. 30

개 부스 정도를 사용해서 ‘식품의 안전과 물류’를 테마로 전시하여 소비자 및 식품업계에 있어서 식품의 안전에 대한 니즈가 높아지는 것에 대응한다는 취지였던 것 같다. 관계성청과 단체, 기업 등 식품의 안전에 대한 현 상황을 중심으로 소개하여 물류의 관점에서 먹는 것에 대한 안전을 지원하는 기기·시스템, 정보기술, 서비스 등의 관계 정보를 제공하고 있었다.

특히 최근 관심이 높은 트레이사빌리티(Traceability : 생산이력의 추적)에 착안하고 있었다. 식품에 대한 안전확보는 어떤 재료, 원료, 농약 등의 사용으로 가공방법이나 장소, 유통 경로나 매장환경 등 식품물류 전체의 품질·위생·안전관리의 파악이 요구되고 있어 트레이사빌리티의 중요성이 점점 높아져 가고 있다. 시류에 맞추어서 특별기획으로서 주목을 받고 있었다.

또 동 플라자에서는 국내외의 로지스틱스와 물류에 관한 서적에 잡지를 한 데 모아 서적 코너나 물류기기시스템, 신기술의 도입사례를 비디오로 소개하는 비디오 코너 등도 설치되었다. 서적코너에서는 국내외 로지스틱스·물류에 관한 각종서적이나 잡지를 전시하여 즉석 판매도 하고 있다. 물류시스템기기 생산출하통계나 물류코스트 실태조사결과 등을 패널로 전시하고 있어 효과적인 플라자를 운영하고 있었다. 카탈로그 코너에서는 참가 각사의 카탈로그가 집중 전시되고 있어서 대단히 편리하다.

3) 해외의 최신정보와 Technical visit

매해 해외로부터의 참여도 많다. 미국을 시작으로 영국, 독일, 네덜란드, 벨기에, 슬로베니아 등에서 최신 기기·시스템이 출전되기 때문에 구미의 최신기술 정보를 접하는 귀중한 기회가 되기도 한다.

또 한국이나 중국, 대만, 태국, 싱가포르, 말레이시아 등 아시아계의 적극적인 출전도 눈에 띄었다.

해외에서의 내장객을 대상으로 한 ‘Technical visit’도 동시에 개최되었다. 전시회장만이 아니고 일본의 물류시설을 견학하는 것으로서 유통현장에서 직접, 물류관계의 정보를 수집할 수 있는 기회를 제공하고 있는 것이다. 해외출전자와 국내물류관계자와의 비즈니스교류회가 9월 15일(수) 17시 30분부터 19시까지 실시되어 해외출전 기업의 상담촉진을 지원하고 있었다.

나. 자동인식총합전의 개요

1) 자동인식 총합전의 전모와 특징

제 6회째 개최하는 ‘自動認識總合展 : AUTO-ID EXPO 2004’는 9월 15일부터 17일까지 3일

간 동경 국제전시장인 빅사이트의 西 3, 4홀에서 개최되었다.

주최는 일본자동인식시스템협회(JAISA)이고 후원이 외부성, 문부과학성, 경제산업성, 미국대사관 등이다.

물류·유통은 물론 생활과 산업을 유지하는 기술로서 주목되고 있는 자동인식기술의 기초 지식에서 최신 동향까지 알게 할 수 있는 절호의 기회였다.

2) 전시회 취지와 규모

자동인식종합전의 이번 개최 테마는 ‘HUMAN & AUTO-ID : 생활과 산업을 유지하는 자동인식기술’이다. 과거 최대 규모가 되는 전시는 작년부터 참가 기업이 40개사가 증가하여 174개 회사와 2개 단체로 476부스가 되었다고 한다. 전시 내용은 바코드·2차원심볼 RFID(無線自動識別), 카드(ID·磁氣·光), OCR(光學式讀取裝置), 바이오메트릭스, 화상인식, 네트워크 어플리케이션이라는 7가지의 카테고리로 나누어져 있었다.

식품의 安心과 安全에 관련되는 트레이사빌리티(생산이력의 추적)이나 유비쿼터스 네트워크를 유지케하는セキュ어리티 인증을 시작으로 물류·유통·SCM, 의료지원, 전자티켓·승차권 시스템 등에 필요한 자동인식기술에서 관련기기, 응용시스템까지 폭넓게 소개되고 있었다.

개최기간 약 34,000명이 다녀간 것으로 집계되었다고 한다.

전시회 주체자인 ‘JAISA코너’에서는 JAISA의 활동소개와 기술도서 판매도 하고 있었다. 주목되는 것은 이미 발표된 ‘제6회 자동인식시스템 대상’을 수상한 기업의 시스템을 소개하는 판넬 전시도 있었다,

‘RFID를 활용한 주차장의 오토게이트 시스템’‘입퇴원관리시스템’,‘RFID를 활용한 장식·안경 관리’등이 소개되고 있었다. 또 관련 기업의 팜플렛 코너도 있었다. 인접한 프리젠테이션 코너에서는 JAISA에 의한 ‘자동인식기술이나 시장 동향과 조사결과보고나 제6회 자동인식시스템 대상 수상기업의 프리젠테이션 발표도 현황리에 하고 있었다.

3) RFID 관련 세미나

전시회 기간 중에 개최되는 세미나 가운데 주목되는 것은 물류나 생산공정의 효율화, 고객 서비스의 향상 등 RF택을 활용한 RFID 기술에 관한 최신정보를 모은 ‘RFID 특별강연’이 16일에 실시되어 ‘전자택의 고도한 이용 활용을 위한 시스템 구축’(총무성 정보통신 정책국 기술정책과 연구추진실)나 경제산업성이 목표로 하는 ‘전자택 보급을 위한 전략’(경제산업성 정보정책국 정보경제과)등의 강연을 듣게되었다.

15일과 17일에는 ‘바코드 심볼의 최신 동향’을 시작으로 하는 6가지의 세션이 실시되고 자동인식에 관한 기초지에서 최신 동향까지를 배울 수가 있었다.

또 16일에는 금년 10월에 실시되는 '제1회 초급자동인식 기술자 자격시험'을 목표로 하는 사람을 대상으로 자동인식기술의 기초를 토탈적으로 배울수 있는 '자동인식 기초트럭'도 실시한다. 또 15일에는 실감나는 IC카드 사회의 도래와 장래 전망을 테마로 '제3회 IC카드 첨단 세미나'도 실시했다.

여러가지 사회지원 중심에 있는 자동인식기술에 관한 다양한 세미나는 관계자에 있어서 귀중한 스킬업 및 정보수집의 장이 되고 있었다.

4) 일본의 자동인식시스템 시장

JAISA는 금년 1월 회원기업을 중심으로 바코드리더, 바코드프린터, 바코드 서플라이 소프트웨어, RFID, 바이오 매트릭스에 대해서 2003년의 출하금액 및 2004년의 예상 출하금액의 양케이트 조사를 실시했다.

자동인식 시스템 시장 전체의 2003년 출하금액은 2002년 대비 6.7% 증가의 1,857억엔이었다. 시장이 확대한 요인으로서는

- ① 자동차관련, 의료관련, 식품관련 업계 호조
- ② 반도체나 가전업계에 있어서 대망의 설비투자 움직임
- ③セキュ어리티 관련 등의 생활 산업 분야에서의 적극적인 시장 개척 등을 들 수 있다.

한편 2004년 예상 출하금액은 2003년 대비 8.6% 증가의 2,016억엔으로 예상하고 있다. 새로운 잡지용 표준바코드 시행과 총액표시 의무화, BSE 문제 등에 얽힌 식품의 트레이사빌리티, 의료과오방지 등의 요인으로 계속 순조롭게 신장될 것으로 예상된다.

(1) 바코드 관련

제품별로 보면 우선 바코드리더는 2002년 대비 5.6% 증가한 437억엔이었다. 핸드터미널이 로지스틱분야의 효율화로 수요가 크게 신장한 반면, 기대되었던 Imager는 2자리 감소된 결과였다. 2004년은 계속 무선 타입의 수요가 신장할 것이고, 또 기존시스템의 Replace나 Imager등의 신장에서 출하 금액은 9.9% 증가의 481억엔으로 예상하고 있다.

바코드 프린터는 가격저하 영향도 있고 2002년 대비 3.8% 감소한 426억엔이었다. 2004년은 식품분야, 의료분야, 물류분야에서의 설비투자확대에 의해서 10.2% 증가한 469억엔으로 예상하고 있다.

용지, 잉크리본, 택 등의 바코드서플라이는 자동인식시스템 시장의 매출액의 40%를 점유하는 제품으로 2003년은 2002년 대비 12.5% 증가한 762억엔이다. 이 가운데 특히 현저한 신장을 가리키는 것이 식품분야에 있어서 다이렉트 서멀(Direct thermal)지이다. 2004년은 총출하금액을 4.9% 증가한 800억엔으로 예상하고 있다.

(2) 소프트웨어 관련

소프트웨어의 2003년 출하금액은 바코드 소프트웨어의 감소에 의해서 2002년 대비 7.0% 감소된 39억엔이었다. 바코드소프트웨어에서 염가인 패키지제품이 증가한 결과와 수탁개발 및 카스타마이스가 감소되었기 때문에 소프트웨어의 출하수는 증가하고 있다. 또 규모는 적지만 RFID 소프트웨어가 대폭 증가된 4억엔이 되고 있어 실증실험 등 실용화를 향한 시스템이 추진되고 있는 것을 뒷받침한 결과가 되었다. 2003년의 출하금액은 약간 증가된 40억엔 정도로 예측하고 있다.

내역은 바코드 소프트웨어가 30억엔 RFID 소프트웨어가 8억엔, 바이오 매트릭스 소프트웨어가 2억5000만엔으로 하고 있다.

RFID는 2002년 대비 11% 증가인 173억엔으로 RF택의 출하금액이 대폭적으로 증가하고 있다. RFID는 자동인식시스템 시장의 견인역으로서 크게 기대되고 있어 2004년은 8.9% 증가한 189억엔이 되고 있다.

또 바이오매트릭스는 지문인증을 중심으로 신장하고 있어 2002년 대비 146% 증가인 18억7000만엔으로 2004년도 91%증가인 36억엔으로 대폭적인 증가를 예상하고 있다.

제 9 장 참고문헌

1. 백종현 외, 축냉식 냉동탑차 기술 소개, 설비저널, Vol.30 No.6(2002), pp. 38 ~ 42
2. 백종현 외, 저온 PCM을 이용한 열저장, 설비저널, Vol.30 No.12(2001), pp. 22~25
3. 백종현 외, 저온 PCM 이용기술, 2001 축냉기술세미나, pp. 1 ~ 22
4. 백종현 외, 밀폐캡슐 내 저온 PCM의 잠열측정법, 대한설비공학회 2001 동계학술발표회 논문집, pp. 298 ~ 303
6. 백종현 외, 일반 냉동차와 축냉식 냉동차의 성능특성비교 시험사례, 대한설비공학회 2002 하계학술발표대회 논문집, pp. 339 ~ 344
8. 백종현, 신선 원예산물 저온설비에서의 PCM(잠열축열재) 응용기술, 원예산물의 고품질 저장을 위한 신기술,신소재, 한일 심포지엄 발표자료(2003), pp.133-154
9. 백종현 외, 콜드체인 시스템에서의 저온 PCM(잠열재) 적용사례 및 이용가능성, 대한설비공학회 설비저널, Vol.32 No.7(2003), pp. 22~26
10. 백종현 외, 냉동식품의 저장 및 유통분야에서의 PCM 이용기술, 2003 냉동냉장설비전문 학술강연회(대한설비공학회), pp. 17~28
11. PECK, J.H, Improvement of T-history Method to Measure Heat of Fusion for Phase Change Materials, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol 11, No.1(2003) , pp. 32~39
12. Nielsen, P.V., A. Restivo and J. H Whitelaw, 1978, "The velocity characteristics of ventilated room", Trans. ASME. J. Fluid Engr. 100, pp. 291-298
13. Choi, H. L., L. D. Albright and M. B. Timmons, 1990, "An application of the k-ε turbulent model to predict how a rectangular obstacle in a slot-ventilated enclosure affects air flow", Trnas. ASAE, 33(1), pp. 271-281
14. 최홍림, 1993, 환기중인 축사의 열부력이 공기유동 및 온도분포에 미치는 영향, 한국농업기계학회지, 18(2): 144-157
15. Lee, I.B and Ted H. Short, 1999, "Analysis of the efficiency of natural ventilation in a multi-span green house using CFD simulation", J. Bio-Env Con (8): 9-18 (in Korea)
16. H. Wang and S. Touber, 1990, "Distributed dynamics modelling of a refrigerated room", International Journal of Refrigeration 13: 214-222
17. R.J.M. Van Gerwen, H. Van Oort, 1990, "Optimization of cold store using fluid dynamics models", Proceedings of IIF/IIR Commissions B2, C2, D1, D2/3, vol. 4,

Dresden, Germany, pp. 473–480.

18. M. L. Hoang, P. Verboven, J. De Baermaeker, B. M. Nicolai, 2000, "Analysis of air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics", *International Journal of Refrigeration*, pp. 127–140.

19. P. Verboven, M.-L. Hoang, B. Nicolai, 2001, "Numerical computation of air moisture and heat transfer in chicory root cool stores", *Aérodynamique et Industries alimentaires*, ENSIA, France

20. M. K. Chourasia and T. K. Goswami, 2007, "Simulation of effect of stack dimensions and stacking arrangement on cool down characteristics of potato in a cold store by computational fluid dynamics", *Biosystems Engineering*, 96 (4), pp 503–515

21. M. K. Chourasia and T. K. Goswami, 2007, "Steady state CFD modeling of airflow, heat transfer and moisture loss in a commercial potato cold store", *International Journal of Refrigeration*, 30, pp. 672–689

22. J. Moureh, N. Menia, D. Flick, 2002, "Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets", *Computer and Electronics in Agriculture* 34, pp. 25–42

23. J. Moureh, D. Flick, 2004, "Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets", *International Journal of Refrigeration* 27, pp. 464–474.

24. M. Tapsoba, J. Moureh, D. Flick, 2005, "Airflow pattern in an enclosure loaded with pallets: the use of air ducts", *Eurotherm seminar 77, Heat and Mass transfer in Food Processing*, June 20–22, Parma, Italy, 2005.

25. J. Moureh, D. Flick, 2005, "Airflow characteristics within a slot ventilated enclosure", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26, 12–24.

26. Q. Chen, 1995, "Comparison of different $k-\epsilon$ models for indoor air flow computations", *Numerical Heat Transfer Part B*, 353–369.

27. B. E. Launder and D. B. Spalding, 1974, "The numerical computation of turbulent flows", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, pp. 269–289

28. B. J. Daly and F. H. Harlow. *Transport Equations in Turbulence*. *Phys. Fluids*, 13:2634–2649, 1970.

29. F. S. Lien and M. A. Leschziner., 1994, "Assessment of Turbulent Transport Models Including Non-Linear RNG Eddy-Viscosity Formulation and Second-Moment Closure", *Computers and Fluids*, 23(8), pp. 983-1004
30. M. M. Gibson and B. E. Launder, 1978, "Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer", *J. Fluid Mech.*, 86, pp. 491-511
31. B. E. Launder, 1989, "Second-Moment Closure and Its Use in Modeling Turbulent Industrial Flows", *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 9 pp. 963-985
32. M. K. Chourasia, P. Maji, A. Baskey, and T. K. Goswami, 2005, "Estimation of moisture loss from cooling data of potatoes", *J Food Process Eng.*, 28, pp.397-416
33. Nielsen, P.V., A. Restivo and J. H Whitelaw, 1978, "The velocity characteristics of ventilated room", *Trans. ASME. J. Fluid Engr.* 100, pp. 291-298
34. Choi, H. L., L. D. Albright and M. B. Timmons, 1990, "An application of the $k-\epsilon$ turbulent model to predict how a rectangular obstacle in a slot-ventilated enclosure affects air flow", *Trnas. ASAE*, 33(1), pp. 271-281
35. Lee, I.B and Ted H. Short, 1999, "Analysis of the efficiency of natural ventilation in a multi-span green house using CFD simulation", *J. Bio-Env Con* (8): 9-18 (in Korea)
36. H. Wang and S. Touber, 1990, "Distributed dynamics modelling of a refrigerated room", *International Journal of Refrigeration* 13: 214-222
37. R.J.M. Van Gerwen, H. Van Oort, 1990, "Optimization of cold store using fluid dynamics models", *Proceedings of IIF/IIR Commissions B2, C2, D1, D2/3*, vol. 4, Dresden, Germany, pp. 473-480.
38. M. L. Hoang, P. Verboven, J. De Baermaeker, B. M. Nicolai, 2000, "Analysis of air flow in a cold store by means of computational fluid dynamics", *International Journal of Refrigeration*, pp. 127-140.
39. P. Verboven, M.-L. Hoang, B. Nicolai, 2001, "Numerical computation of air moisture and heat transfer in chicory root cool stores", *Aeraulique et Industries alimentaires*, ENSIA, France
40. M. K. Chourasia and T. K. Goswami, 2007, "Simulation of effect of stack dimensions and stacking arrangement on cool down characteristics of potato in a cold store by computational fluid dynamics", *Biosystems Engineering*, 96 (4), pp 503-515

41. M. K. Chourasia and T. K. Goswami, 2007, "Steady state CFD modeling of airflow, heat transfer and moisture loss in a commercial potato cold store", *International Journal of Refrigeration*, 30, pp. 672–689
42. J. Moureh, N. Menia, D. Flick, 2002, "Numerical and experimental study of airflow in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets", *Computer and Electronics in Agriculture* 34, pp. 25–42
43. J. Moureh, D. Flick, 2004, "Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets", *International Journal of Refrigeration* 27, pp. 464–474.
44. M. Tapsoba, J. Moureh, D. Flick, 2005, "Airflow pattern in an enclosure loaded with pallets: the use of air ducts", *Eurotherm seminar 77, Heat and Mass transfer in Food Processing*, June 20–22, Parma, Italy, 2005.
45. J. Moureh, D. Flick, 2005, "Airflow characteristics within a slot ventilated enclosure", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26, 12–24.
46. Q. Chen, 1995, "Comparison of different $k-\varepsilon$ models for indoor air flow computations", *Numerical Heat Transfer Part B*, 353–369.
47. B. E. Launder and D. B. Spalding, 1974, "The numerical computation of turbulent flows", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, pp. 269–289
48. B. J. Daly and F. H. Harlow. *Transport Equations in Turbulence*. *Phys. Fluids*, 13, 2634–2649, 1970.
49. F. S. Lien and M. A. Leschziner., 1994, "Assessment of Turbulent Transport Models Including Non-Linear RNG Eddy-Viscosity Formulation and Second-Moment Closure", *Computers and Fluids*, 23(8), pp. 983–1004
50. M. M. Gibson and B. E. Launder, 1978, "Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer", *J. Fluid Mech.*, 86, pp. 491–511
51. B. E. Launder, 1989, "Second-Moment Closure and Its Use in Modeling Turbulent Industrial Flows", *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 9 pp. 963–985
52. M. K. Chourasia, P. Maji, A. Baskey, and T. K. Goswami, 2005, "Estimation of moisture loss from cooling data of potatoes", *J Food Process Eng.*, 28, pp.397–416

주 의

1. 이 보고서는 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.