

곡물냉각기의 성능해석을 위한 시뮬레이션

Simulation for Performance Analysis of a Grain Cooler

박진호 정종훈
정희원 정희원
J. H. Park J. H. Chung

SUMMARY

This study was carried out to develop a simulation model with EES(Engineering equation solver) for analyzing the performance of a grain cooler. In order to validate the developed simulation model, several main factors which have affected on the performance of the grain cooler were investigated through experiments. A simulation model was developed in the standard vapor compression cycle, and then this model was modified considering irreversible factors so that the developed alternate model could predict the actual cycle of a grain cooler.

The compressor efficiency in vapor compression cycle considering irreversibility much affected on the coefficient of performance(COP). The COP in the standard vapor compression cycle model was greatly as high as about 6.50, but the COP in an alternative model considering irreversibility was as low as about 3.27. As a result of comparison between the actual cycle and the vapor compression cycle considering irreversibility, the difference of pressure at compressor outlet(inlet) was a little by about 48kPa (8.8kPa), the temperatures of refrigerant at main parts of the grain cooler were similar, and the temperature of chilled air was about 8°C in both. The model considering irreversibility could predict performance of the grain cooler. The theoretical period required to chill grain of 1,383kg from the initial temperature 24°C to below 11°C was about 55 hours 30 minutes, and the actual period required in a grain bin was about 58 hours. The difference between the predicted and an actual period was about 2 hours 30 minutes. The cooling performance predicted by the developed model could well estimate the cooling period required to chill the grain.

Keywords : Vapor compression refrigeration cycle, Simulation model, Grain cooler, Performance

1. 서 론

곡물의 냉각저장이 우리나라에 도입되기 시작하여 일부에서는 곡물 냉각기를 수입해 곡물 저장시설에 설치하고 있으나 본 기관에서는 사일로내에서 곡물을 증저온 상태에서 저장해 곡물 품질을 안전하게 유지시키기 위해 곡물냉각기를 개발한

바 있다. 이는 곡물 사일로내에 냉각된 공기를 직접 공급하여 강제 통풍시켜 사일로내의 곡물을 약 10~15°C, 상대습도 60~70%에서 냉각·저장해 곡물의 품질을 유지할 수 있게 하는 것이다. 미국 종합처리장이나 임도정 공장에서 곡물을 증저온 저장하기 위해 곡물 냉각기를 사용해 가고 있는 추세이다.

This article was submitted for publication in August 2000., reviewed and approved by editorial board of KSAM in June 2001. The authors are Jong-Hoon Chung, Associate Professor and, Jin-Ho Park, Graduate Student, Dept of Bio-System & Agricultural Engineering(Institute of Agricultural Science & Technology), Chonnam National University, kwangju, KOREA. The corresponding author is J H Chung, Associate Professor, Dept. of Bio-System & Agricultural Engineering, Chonnam National University, Yong Bong Dong 300, 500-757 kwangju, KOREA. E-mail:<jhjong@chonnam.ac.kr>.

Sulzer-Escher Wyss(1984)는 외기를 냉각하여 냉각된 공기로 곡물을 냉각하는 곡물 냉각시스템을 구성하였는데 그것은 압축기, 증발기, 응축기, 재열기, 송풍팬 등으로 구성되어 있다. 이러한 곡물 냉각시스템을 이용하여 곡물을 냉각할 때 냉각소요시간에 영향을 미치는 인자로는 송풍량, 냉각된 공기 온도 및 상대습도, 곡물의 초기곡온 및 함수율, 퇴적높이 등을 들 수 있다고 보고하였다.

정 등(1999)은 사일로에서 곡물을 증저온으로 냉각하기 위해 필요한 냉각부하, 열손실, 호흡열 등을 고려하여 최소 25kW 이상의 냉각능력을 가진 냉각기를 개발하며 냉각공기량은 댐퍼에 의해 자동 또는 수동으로 조절하도록 되어있는데 냉각기는 외기온도가 약 32℃인 여름철에 자동 설정시 시동후 약 7분만에 설정온도 13℃와 상대습도 65~75%의 설정범위에 도달한 후 ±1℃ 온도오차와 설정된 상대습도 범위를 유지시켰다.

그런데 최근에 대두되고 있는 환경문제로 인해 R-12을 비롯한 CFC냉매들을 대체하기 위해, R-32를 포함한 혼합 냉매와 R134a 등과 같은 HFC계열의 냉매들에 대한 연구가 진행되고 있으며, 동시에 곡물 냉각기의 성능을 분석하는 데에 시뮬레이션 모델의 개발이 요구되었다. 즉, 냉매가 바뀌어 따라 신속하게 냉동시스템을 분석할 수 있는 시뮬레이션 모델 개발이 필요하였다. 본 연구에서는 EES(Engineering Equation Solver)를 이용하여 곡물 냉각기의 표준 냉동사이클을 분석하고 여기에 비가역적인 요소들을 고려한 냉동사이클을 분석함으로써 곡물 냉각기의 성능을 평가할 수 있는 모델을 개발하고자 하였다.

본 연구의 구체적 목적은 다음과 같다. 1) EES를 이용해 곡물 냉각기의 표준 냉동사이클을 분석할 수 있는 시뮬레이션 모델을 개발하고 2) 개발한 표준 냉동사이클 모델을 기초로 하여 실제 냉각기의 비가역적인 요소들을 고려하여 실제사이클의 냉동사이클을 분석할 수 있는 모델을 개발한다. 3) 실제 냉각기의 주요지점의 냉매 상태를 분석하여 비가역성을 고려한 냉동사이클의 시뮬레이션 모델을 검증하는데 있다.

2. 재료 및 방법

본 연구에서 EES 소프트웨어를 사용해 표준 냉동사이클을 모델화하고, 위 모델을 바탕으로 비가역성으로 인한 효율을 고려하여 냉각기 각 지점의

냉매와 공기의 상태를 예측하여 냉각능력, 성적계수, 압축기의 일량, 응축기에서 제거해야 할 열량을 구함으로써 실제 냉동사이클에 접근할 수 있는 냉동사이클 모델을 개발하였다.

가. 곡물 냉각기의 특징과 냉동사이클

(1) 곡물냉각기의 특징

본 연구에서 분석된 곡물 냉각기의 각 주요장치에 대한 설명은 다음과 같다. 압축기는 Copelaweld사의 저소음 압축기로 동력은 5.6kW이다. 응축기의 응축온도가 43℃이고 증발기의 증발온도가 4℃일 때 냉각능력이 약 28kW 정도이었다. 압축기는 정규 회전속도 3,500rpm에서 1회전당 배출용량은 177.44cm³이다. 응축기로는 직교류형의 핀이 부착되고 총괄열전달계수(U)가 28kcal/m²h²인 코일을 사용하였다. 응축기 코일에 의해 방출할 열량은 압축기에 행해진 일인 약 5.6kW의 열량과 증발기에서 흡수된 약 28kW의 열량의 합으로 약 33.6kW이다. 증발기로는 총괄열전달계수(U)가 28kcal/m²h²인 직교류형 핀이 부착된 코일을 사용하였고 곡물 냉각기의 증발기 냉각능력이 최소 25kW 이상이 되도록 하였다. 팽창밸브로는 증발기에서 증발속도에 비례하여 액체 냉매의 유량을 조절하는 온도 조절형 팽창밸브를 사용하였다. 흡입팬은 대기공기를 흡입하여 이를 증발기로 보내주는 장치로서 적절한 풍량과 풍압이 요구되며 곡물 건조시에는 상온통풍용으로 사용된다. 여기서 사용된 흡입팬으로는 최대송풍량 120cmm, 최대풍압 100mmAq, 구동동력 3.7kW인 원심팬을 사용하였다.

(2) 곡물 냉각기의 냉동사이클

표준 냉동사이클은 크게 압축기에서 등엔트로피과정, 응축기에서 정압 과정, 팽창밸브에서 등엔탈피 과정, 증발기에서 정압 과정으로 4개 과정으로 구성되어 있다(그림 1). 그림 2에서는 표준 냉동사이클과 실제 냉각기에 적용되는 냉동사이클을 P-h 선도로 나타내어 비교하였다. 표준 냉동사이클 1A2B3C4D와 실제 비가역성을 고려한 냉동사이클 1234의 근본적인 차이점을 크게 세 가지로 요약해 보면, 첫째, 압축기에서 가역단열과정과 증발기 와 응축기에서 등온과정이 이루어지지 않으며, 둘째, 응축기 및 증발기에서 각각 과냉각 및 과열 현상을 들 수 있으며, 셋째, 팽창밸브에서 등엔탈피 과정이 일어나지 않는 것이다.

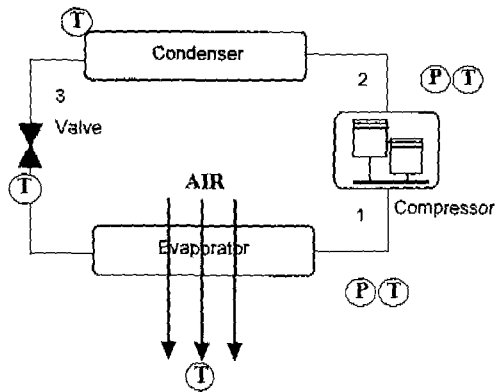


Fig. 1 Main components of a grain cooler.

T_{inlet} : 냉각공기 입구온도,
 T_{outlet} : 곡물층을 통과 후 공기온도

나. 시뮬레이션 모델 개발

(1) 표준 냉동사이클 모델 개발

표준 냉동사이클은 냉동기의 기본이 되는 이론 사이클로서 사이클의 시뮬레이션 모델화를 위해 EES 소프트웨어를 이용하였다. 냉각기 각 주요지점에서 냉매의 상태를 분석하여 냉각기의 냉각능력과 성적계수, 압축기의 일량, 냉각된 공기온도 등을 예측할 수 있는 표준 냉동사이클 모델을 개발하였다.

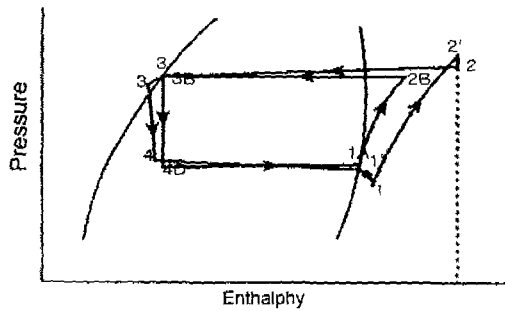


Fig. 2 Comparison of actual cycle and standard vapor compression cycle.

(가) 모델의 변수 및 함수

표준 냉동사이클 모델에서 증발기 출구를 1, 압축기 출구를 2, 응축기 출구를 3, 팽창밸브 출구를 4로 각각 지정하여 냉각시스템의 주요지점에서 냉매의 온도와 압력, 엔탈피, 엔트로피를 변수로 나타내었다. 예를 들어, 증발기 출구인 1지점에서 냉매의 압력을 표현할 때는 약자와 지점을 지시하는 숫자를 이용해 P[1]로 표기하였다. 엔탈피, 엔트로피, 온도 등도 동일한 방법으로 변수명을 표기하였다.

(3) 곡물의 냉각시간

곡물의 냉각시간은 냉각 중에 곡물의 평형함수율을 기준으로 냉각공기를 공급하기 때문에 다음과 같은 식을 사용하여 구할 수 있었다.

$$t = \frac{W_g C_g (\theta_{initial} - \theta_{final})}{G_a \rho_a C_a (T_{outlet} - T_{inlet})} \dots\dots\dots(식 1)$$

여기서,

- t : 냉각시간(hr),
- W_g : 곡물의 질량(kg),
- G_a : 풍량(m^3/hr),
- C_a : 공기의 비열($kJ/kg^\circ C$)
- ρ_a : 공기의 밀도(kg/m^3),
- C_g : 곡물의 비열($kJ/kg^\circ C$),
- $\theta_{initial}, \theta_{final}$: 곡물의 초기 및 최종온도,

표 1은 본 모델에서 최종적으로 제공하는 냉각된 공기온도를 예측하거나 이를 위해 알아야 할 냉각능력과 성적계수를 구하기 위하여 사용된 변수로서 증발능력, 응축능력, 압축기 일량, 공기유동률, 냉매유동률, 냉매의 비체적 등을 나타내었다. 여기서도 변수명은 냉동관련 용어와 각 지점을 지시하는 숫자를 이용하여 표기하였다.

표 2는 EES 소프트웨어에서 제공하는 함수 중 시뮬레이션 모델에 사용된 함수만을 표시하였다. 예를 들어 압축기 출구 1지점에서 냉매의 온도(T[1])를 알고자 할 때, 이미 알고 있는 냉매의 종류와 압축기 출구 1지점에서 엔탈피(h[1])와 압력(P[1])에 대한 정보를 주면 EES 프로그램에서는 자동적으로 사용자가 원하는 온도(T[1])를 제공하여 준다. 이러한 함수를 이용하여 각 지점에서 온도, 압력, 엔탈피, 엔트로피, 비열 등의 값을 손쉽게 구할 수 있다.

(나) 모델의 초기 입력조건

증발기를 통과하는 대기의 온도, 상대습도와 대기를 흡입하는 팬의 송풍량을 입력한다. 그리고

Table 1 Variables for performance analysis of standard vapor compression cycle

Variable Name	Remarks
Qchill	Capacity of cooling (kW)
Q_evap	Evaporator capacity (kJ/kg)
T_air	Temperature of chilled air (°C)
Q_con	Condenser capacity (kJ/kg)
Wc	Work of compressor (kJ/kg)
COP	Coefficient of performance

Table 2 Functions used in the simulation model

Functions	Remarks
Temperature(R22, H=H[1], P=P[1])	Temperature(Ex: T[1])
Pressure(R22, T=T[2], X1=X[3])	Pressure(Ex: P[2]), Quality(Ex: X[3])
Enthalpy(R22, T=T[3], P=P[3])	Enthalpy(Ex: h[3])
Entropy(R22, T=T[4], P=P[4])	Entropy(Ex: s[4])

응축기에서 냉매의 응축온도와 증발기에서 냉매의 증발온도를 입력한다.

(2) 비가역성을 고려한 모델 개발

EES 소프트웨어를 이용하여 개발한 표준 냉동사이클 모델을 기초로 비가역성을 고려하여 각 주요지점에서 냉매상태를 산출한 후 냉각기의 냉각 능력과 성적계수, 압축기의 일량, 응축기에서 제거해야 할 열량, 냉각 공기온도를 예측할 수 있는 모델을 개발하였다.

(가) 모델의 변수, 함수 및 초기 입력조건

비가역성을 고려한 모델에 사용된 변수 및 함수는 표준 냉동사이클 모델에서 사용된 것과 동일하고 압축기의 압축효율, 증발기와 응축기에서 압력강하, 증발기 출구의 냉매의 과열, 응축기 출구의 냉매의 과냉각 등 비가역적 요소를 변수로 첨가하였다(표 3).

(나) 모델링 방법

표준 냉동사이클 모델에서와는 달리 실제사이클의 경우는 여러가지 비가역적인 요인에 의해 냉동능력의 차가 현저히 나타난다. 표준 냉동사이클 모델을 기본 전제로 하여 비가역적인 요인들을 고려하여 다음과 같이 모델을 개발하였다.

① 증발기 경우 저온·저압의 냉매 습증기가 증

발기에서 정압하에서 열을 흡수하여 증발시키는 과정에서 실제로는 관저항으로 압력이 약간 감소하며 증발된 냉매 포화증기가 증발기 출구로부터 압축기까지의 배관, 압축기 입구를 지나면서 냉동실벽이나 대기로부터 흡열하여 냉매의 과열과 압력강하가 일어난다. 본 모델에서는 비가역적 요소를 나타내는 변수로서 증발기에서 냉매의 압력강하율과 냉매의 과열도를 고려하였다. 최종적인 증발기 출구의 온도(T[1])를 산출하기 위해 이미 알고 있는 증발기 출구의 증발온도(T_ISEN)에 냉매의 과열도를 고려하였다. 다음으로 증발기 출구의 증발온도(T_ISEN)와 냉매는 건포화증기라는 조건으로 구한 증발기 출구의 압력(P_ISEN)에 압력강하율을 고려하여 최종적인 증발기 출구압력(P[1])을 산출하였다. 그리고 이러한 과정을 토대로 얻은 냉매 증발온도(T[2])와 압력(P[2])을 EES 함수에 대입하여 증발기 출구의 엔탈피와 엔트로피를 산출하였다.

② 압축기 경우 흡입된 냉매가 압축되는 과정으로 실제로는 이론적인 등엔트로피 압축이 아닌 폴리트로픽 압축이 된다. 압축 초기의 냉매는 실린더벽의 온도가 훨씬 높아 계속 흡열하므로 온도가 상승하고 엔탈피 및 엔트로피가 증가한다. 그러나 압축이 진행되면 냉매의 온도가 실린더보다 더 높아지므로 열은 실린더벽으로 이동되며 고온·고압의 냉매증기로 된다. 본 모델에서 비가역적요소를 나타내는 변수로서 압축기효율과 압력강하율을 사

Table 3. Variables at main components of vapor compression cycle considering irreversibility

Component	Variable Name	Remarks
Evaporator [1]	EvapTemp	Refrigerant temperature of evaporator outlet
	X1_ISEN	Quality of saturated vapor
	PressDropE	Pressure decrease of evaporator outlet
	PressDropEXP	Pressure decrease across evaporator
	OverHeat_Temp	Temperature increase according to overheating
	T1_ISEN	Temperature of evaporator outlet considering reversibility
	P1_ISEN	Pressure of evaporator outlet considering reversibility
	T[1]	Temperature of evaporator outlet considering irreversibility
	P[1]	Pressure of evaporator outlet considering irreversibility
	s[1]	Entropy of evaporator outlet considering irreversibility
h[1]	Enthalpy of evaporator outlet considering irreversibility	
Compressor [2]	Com_Press	Pressure decrease of compressor outlet
	CompEff	Compression efficiency
	P2_ISEN	Pressure of compressor outlet considering reversibility
	h2_REAL	Enthalpy of compressor outlet considering irreversibility
Condenser [3]	ConTemp	Refrigerant temperature at a condenser
	PressDropE2	Pressure decrease across evaporator
	OverCool_Temp	Temperature decrease according to overcooling
	T3_ISEN	Temperature of condenser outlet considering reversibility
Expansion Valve [4]	Expan_Entaphy	Enthalpy increase considering irreversibility
	Expan_Entropy	Entropy increase considering irreversibility

용하였다. 표준 냉동사이클 모델과 유사하게 압축기 출구의 압력(P2_ISEN)을 구한 후 비가역성을 고려한 변수인 압력강하율을 고려하여 최종적인 압축기 출구의 압력(P[2])을 구한다. 또한 압축기 출구의 엔탈피(H[2])는 압축기 출구의 압력(P[2])과 증발기 출구의 엔트로피를 이용하며, 여기에 비가역성을 고려한 변수인 압축기 효율을 고려하여 산출한다. 그리고 이러한 과정을 토대로 얻은 압축기 출구의 온도, 엔탈피를 EES 함수에 대입하여 압축기 출구의 온도와 엔트로피를 산출한다. 여기서 비가역성을 고려한 압축기 입·출구의 엔탈피를 이용해 압축기에서 일량을 알아낸다.

③ 응축기 경우 압축된 냉매증기가 압축기 출구의 배출밸브를 통과하는데 응축기의 평형압력보다 높은 압력에서 밸브가 열려 고압의 증기가 응축기로 배출된다. 이때 마찰에 의해 압력이 약간 감소한다. 압축된 고온·고압의 냉매증기가 응축기에서 공기에 의하여 열(잠열)을 방출함으로써 온도가 감소하여 포화액이 되는 과정이며 이론적으로는 정압하에 이루어지나 실제로는 관저항으로 압력이 약간 감소한다. 본 모델에서 비가역적 요소를 나타내는 변수로서 응축기의 압력강하율과 냉매의 과냉각을 고려하였다. 먼저 표준 냉동사이클 모델과 유사한 방법으로 이미 알고 있는 응축기 증발온도(T3_ISEN)에 비가역성을 고려한 변수인 냉매의 과열도를 고려하여 응축기 출구의 온도(T[3])를 산출한다. 그 다음 응축기 출구의 압력(P[3])은 앞서 구한 압축기 출구의 압력(P[2])에 비가역성을 고려한 변수인 압력강하율을 첨가하여 산출한 후 여기에 응축기 출구의 온도를 EES 함수에 대입하여 응축기 출구의 엔탈피와 엔트로피를 산출한다. 여기서 응축기 입·출구의 엔탈피를 이용해 응축기에서 냉매의 제거열량을 알아낸다.

④ 팽창밸브 경우 과냉각된 냉매액을 저온·저압의 냉매액으로 팽창시키는 과정으로 이론적으로는 등엔탈피 과정이나 실제로는 엔탈피가 약간 증

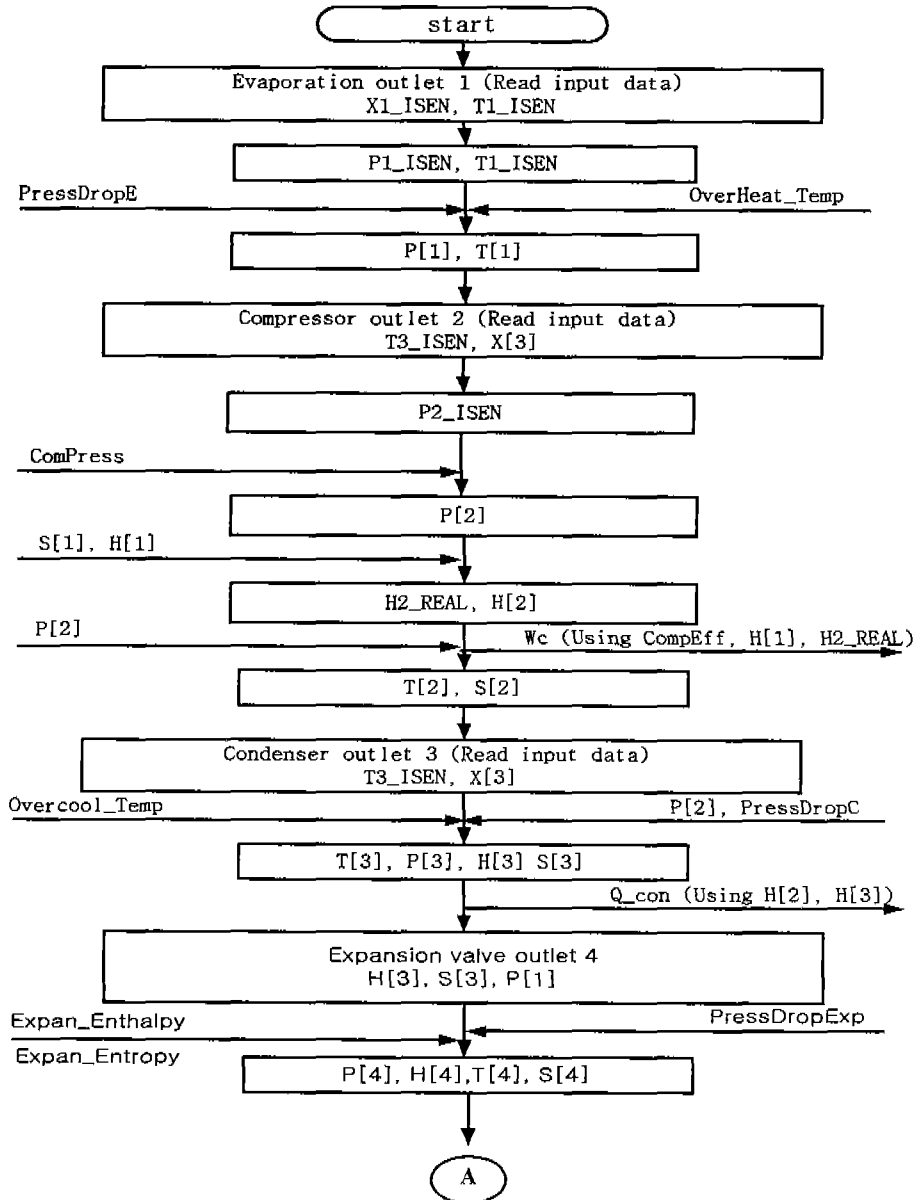
가 감소하여 포화액이 되는 과정이며 이론적으로는 정압하에 이루어지나 실제로는 관저항으로 압력이 약간 감소한다. 본 모델에서 비가역적 요소를 나타내는 변수로서 응축기의 압력강하율과 냉매의 과냉각을 고려하였다. 먼저 표준 냉동사이클 모델과 유사한 방법으로 이미 알고 있는 응축기 증발온도(T3_ISEN)에 비가역성을 고려한 변수인 냉매의 과열도를 고려하여 응축기 출구의 온도(T[3])를 산출한다. 그 다음 응축기 출구의 압력(P[3])은 앞서 구한 압축기 출구의 압력(P[2])에 비가역성을 고려한 변수인 압력강하율을 첨가하여 산출한 후 여기에 응축기 출구의 온도를 EES 함수에 대입하여 응축기 출구의 엔탈피와 엔트로피를 산출한다. 여기서 응축기 입·출구의 엔탈피를 이용해 응축기에서 냉매의 제거열량을 알아낸다.

가한다. 본 모델에서 비가역적인 요소를 나타내는 변수로서 엔탈피의 증가율과 엔트로피 증가율을 고려하였다. 팽창밸브 출구의 엔탈피와 엔트로피는 응축기 출구의 엔탈피와 엔트로피에 각각 엔탈피 증가율과 엔트로피 증가율을 고려하여 산출하였으며, 팽창밸브 출구의 온도는 앞서 산출한 팽창밸브 출구의 엔탈피와 엔트로피를 EES 함수에 대입하여 산출하였다. 여기서 증발기 입·출구의 엔탈피를 이용해 냉매의 냉동능력을 알아내었다.

⑤ 냉매의 유동율과 냉동능력을 이용해 알 수 있는 냉각능력을 산출하는 과정이나 대기온도와 공기유동율을 이용해 최종적인 냉각된 공기온도를 구하는 과정은 표준 냉동사이클 모델과 같다.

(다) 비가역성을 고려한 모델

EES 소프트웨어를 이용하여 앞에서 언급한 비가역적 요인을 고려하여 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 그림 3은 모델의 순서도를 나타낸다.



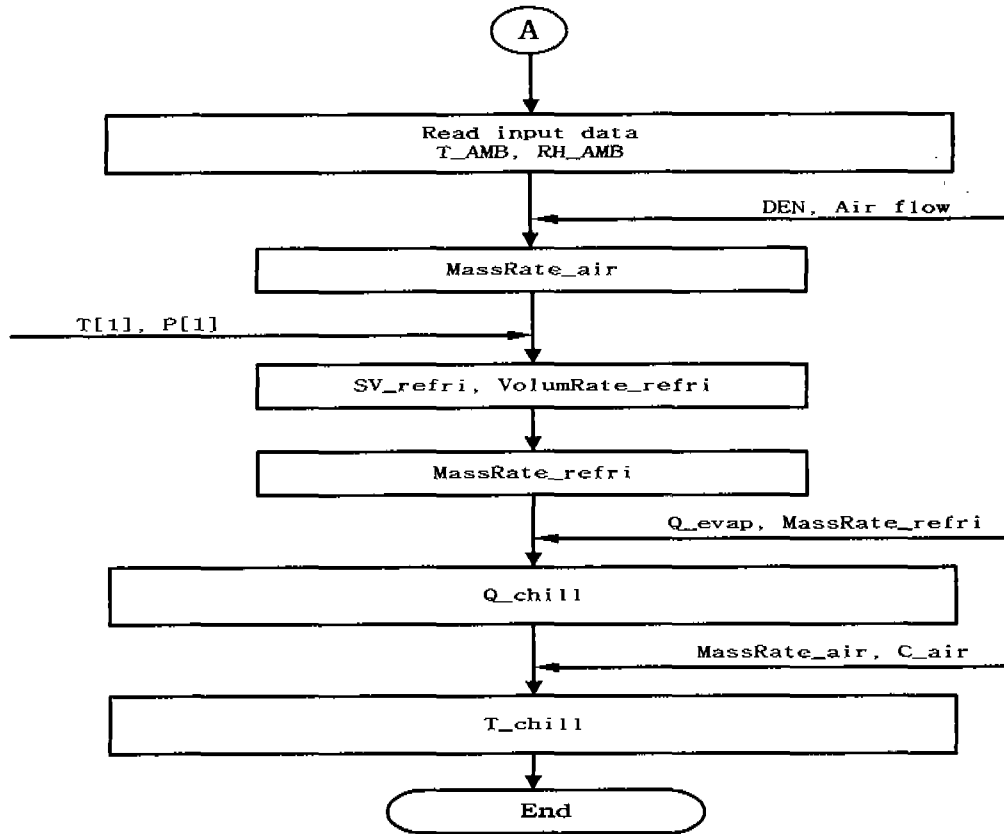


Fig. 3 The flow chart of performance analysis program about vapor compression cycle considering irreversibility.

(라) 모델의 비교 및 검증

표준 냉동사이클 모델과 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델의 성능분석을 위해 각각 시뮬레이션 모델에서 사용된 변수의 값들을 선정된 후 대입하여 곡물 냉각기의 성능을 분석하고자 하였다. 이를 위해 실제 곡물 냉각기 주요부에서 냉매의 온도 및 압력을 측정해 시뮬레이션 모델의 냉매의 예측 상태량과 비교하여 적당한 변수값을 자료로 입력하여 실행한 후 곡물 냉각기 성적계수, 냉각능력, 응축기의 제거 열량, 압축기 일량, 최대유량, 각 지점에서 냉매의 특성치 등을 비교·분석하였고, 그 결과를 P_h선도와 T_s선도로 나타내었다.

그림 1에 곡물 냉각기의 각 주요지점에서 측정되는 온도 및 압력과 그 측정 위치를 간략하게 나타내었다. 그림에서 보듯이 PT100 Ω 온도센서를 사용해서 증발기, 압축기, 응축기, 팽창밸브의 출구와 냉각된 공기가 최종적으로 배출되는 덕트 출

구에서 온도를 측정했으며, 압축기는 최고압력과 최저압력을 각각 표시하도록 압력계지를 별도로 설치하여 측정하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 시뮬레이션 모델의 비가역 인자

냉동기의 주요장치(압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브)의 능력변화가 냉동능력이나 성적계수에 미치는 영향에 대해 조사한 결과, 냉각기의 성능에 지배적인 영향을 주는 주요인자로 압축기의 압축효율, 증발기의 압력강하, 응축기의 과냉각 및 증발기의 과열도 등으로 조사되었다. 이들 인자들이 모델에서 냉각기 성능에 미치는 영향을 분석한 결과는 다음과 같았다.

(1) 압축기의 압축효율 (ComEff)

냉각기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 비가역적 인자로는 압축효율을 들 수 있다. 실제 곡물 냉각기의 압축기 출구에서 측정된 냉매의 온도와 비가역성을 고려한 시뮬레이션 모델의 압축 후 냉매의 예측온도를 비교·분석하였다. 시뮬레이션 결과 표 4에서 처럼 압축기의 효율이 증가할수록 성적계수(COP)가 증가하는 경향을 알 수 있었다. 압축기 효율에 여러 가지 변수값을 대입하여 예측 온도를 살펴본 바, 압축 후 실제 냉매의 온도 89℃에 근접하는 예측온도는 88.9℃로 차이가 약 0.1℃로 매우 정확하였으며, 이때 압축효율 0.48임을 알 수 있었다. 곡물 냉각기의 성능분석을 위해 압축효율은 0.48로 결정하였다.

(2) 증발기의 압력강하 (PressDrop_E와 Press-Drop_EXP)

냉각기의 성능에 영향을 미치는 요소 중 하나인 증발기의 압력강하는 일반적인 냉동기에서 입구와 출구간 압력의 차는 약 15~30kPa 범위 내에서 변화하며, 비가역성을 고려한 모델에서 압력강하율을 5%, 6%, 7%로 입력하여 실행한 결과 냉각기의 성적계수에는 거의 영향을 주지 못했다. 시뮬레이션 모델에서 압력강하는 약 24.6kPa로서, 압력강하율은 6%로 가정해 결정하였다.

(3) 과냉각(OverCool_Temp)과 과열도(Over-Heat_Temp)

응축기 출구에서 냉매의 과냉각(OverCool_Temp) 온도는 실제 곡물 냉각기의 응축기 출구에서 측정된 냉매의 실제 온도와 여러 변수값을 대입함에 따라 변화하는 비가역성을 고려한 모델의 결과인 응축 후 예측 온도를 비교하여 선택하였다. 그 결과 표 5를 보면 냉매의 과냉각이 증가할수록 압축기의 일량에는 변화가 없으나 증발기의 흡입열량의 상승으로 인해 성적계수가 증가한다는 걸 알 수 있었다. 하지만 성적계수를 향상시키기 위해 과냉각온도를 크게 할 경우 응축기의 크기를 크게 하여야 하며 초기 비용이 증가되므로 적절한 과냉각을 갖도록 하기 위해 실제 측정온도 31℃에 근접하게 시뮬레이션 모델의 과냉각온도는 4℃로 결정하였다.

증발기 출구에서의 비가역적 요소인 과열도(OverHeat_Temp)는 응축기 출구에서 냉매의 과냉각을 결정하는 방법과 유사하며 표 6을 보면 냉매의 과열온도가 상승할수록 압축기의 일량이 증가한다. 이는 증발기 출구에서 건조화증기의 온도 상승에 의해 압축기가 과열 운전된다는 것을 의미하며 압축 후 냉매의 온도에 큰 영향을 준다. 또한 압축기의 일량의 상승보다는 증발기의 흡입열량의 상승이 더 크게 나타나 전체적으로 성적계수가 감소함을 알 수 있다. 실제 곡물 냉각기의 증

Table 4 Effects of COP and compressor exit temperature according to compression efficiency

Compression efficiency	COP	Estimated temperature after compression(℃)	Real temperature after compression(℃)
0.45	3.15	93.2	89
0.48	3.27	88.9	
0.50	3.30	85.4	

Table 5 Change of cooler performance according to overcooling of refrigerant at a condenser outlet(compressed efficiency 0.48, overheating 3℃)

Overcooling (℃)	Evaporator capacity(kJ/kg)	Work of compressor(kJ/kg)	COP	Estimated temperature of a condenser outlet(℃)	Temperature of chilled air(℃)
3	165.8	51.1	3.24	32	7.8
4	167.1	51.1	3.27	31	7.6
5	168.4	51.1	3.29	30	7.5
6	169.7	51.1	3.32	29	7.3

Table 6 Change of cooler performance according to overheating of refrigerant at an evaporator outlet (compressed efficiency 0.48, overcooling 4℃)

Overheating (℃)	Evaporator capacity(kJ/kg)	Work of compressor(kJ/kg)	COP	Estimated temperature after evaporator(℃)	Temperature of chilled air(℃)
1	165.7	50.4	3.29	1.0	7.5
2	166.4	50.7	3.28	2.0	7.6
3	167.1	51.1	3.27	3.0	7.6
4	167.8	51.2	3.28	4.0	7.6

Table 7 Physical characteristics of refrigerant at main components of a grain cooler

	Pressure(kPa)		Temperature(℃)		Enthalpy(kJ/kg)		Entropy(kJ/K·kg)	
	Standard	Irreversibility	Standard	Irreversibility	Standard	Irreversibility	Standard	Irreversibility
Evaporator outlet (1)	497.4	492.5	0	3	250.0	252.2	0.9269	0.936
Compressor outlet (2)	1,354	1,352	51.45	88.8	274.8	303.3	0.9269	1.01
Condenser outlet (3)	1,354	1,345	35	31	87.7	79.9	0.321	0.3004
Expansion valve (4)	497.4	517.1	0	1.194	87.7	85.0	0.3329	0.3094

발후 냉매 측정온도는 3℃에 근접하여 모델에서의 과열도는 3℃로 결정하였다.

증가율과 엔탈피 증가율은 약 3%로 한다.

나. 시뮬레이션 결과 비교분석

표준 냉동사이클 모델과 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델에 실제 곡물 냉각기의 실측치를 비교하여 선정된 최적의 변수값으로 압축 효율 0.48, 증발기의 압력강하율 6%, 증발기 출구에서 냉매의 과열도 3℃, 응축기 출구에서 냉매의 과냉각 4℃ 등을 입력하여 프로그램을 실행한 후 냉각기 주요지점에서 냉매의 특성치와 성능을 실제 냉각기와 비교·분석하고 이를 T_s 선도와 P_h 선도로 나타내었다. 이때 표준 냉동사이클 모델과 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델의 성능분석을 할 때 주어진 입력조건은 다음과 같았다. ① 본 연구에 사용된 곡물 냉각기의 증발기를 통과하는 대기는 온도 30℃, 상대습도 80%이며 대기를 흡입하는 팬의 송풍량 40cm³이었다. ② 곡물 냉각기의 응축기에서 냉매의 응축온도는 35℃, 증발기에서 냉매의 증발온도는 0℃로 한다. ③ 곡물 냉각기의 응축기 및 증발기 입·출구의 압력강하는 일반적으로 냉동시스템에서 알려진 15~30kPa로 한다. ④ 곡물 냉각기의 팽창밸브 입·출구의 엔트로피

(1) 냉각기 성능과 모델의 예측치 비교

냉각기 주요부의 냉매의 실제 온도와 압력을 이용하여 모델의 입력조건에 의해 결정된 변수값을 시뮬레이션 모델에 입력하여 프로그램을 실행하였다. 표 7, 8은 표준 냉동사이클 모델과 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델의 각 주요지점에서 냉매의 특성치와 성적계수, 냉동능력, 응축기의 발열량, 압축기의 일량, 냉각된 공기의 온도를 비교하였다. 냉매의 압력강하로 인해 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델의 증발기에서 압력이 약 24.9kPa 감소하였고, 팽창밸브에서 엔탈피가 약 5.1kJ/kg 상승하였으며, 압축기에서 엔트로피가 약 0.074 kJ/K·kg 상승하였다. 특히 압축기 효율로 인해 압축 후 냉매의 온도는 약 37℃ 정도 차이가 있었다(표 7).

표 8에서 보는 바와 같이 냉각기의 최대냉각능력에 있어 두 시뮬레이션 모델의 결과가 각각 24.5kW, 24.7kW로서, 오차가 약 1% 이내로 잘 일치하였으며, 표준 냉동사이클의 압축기의 일량이 약 24.8kJ/kg 인 것에 반해 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델의 압축기의 일량이 약 51.1kJ/kg 으로 두 배 이상의 일을 하였다. 이는 곧 성적계수

Table 8 Estimates of cooling performance and temperature of chilled air

Item	Standard Vapor compression cycle	Vapor compression cycle considering irreversibility
COP	6.50	3.27
Q _{con}	187.1 kJ/kg	223.4 kJ/kg
Q _{Evap}	162.3 kJ/kg	167.2 kJ/kg
W _c	24.8 kJ/kg	51.1 kJ/kg
Q _{chill}	24.5 kW	24.7 kW
T _{air}	7.2 °C	7.8 °C

Table 9 Comparison of pressure and temperature at main components between a refrigeration cycle with irreversibility and an actual cycle

	Variables	Vapor compression cycle considering irreversibility	Actual cycle
Pressure (kPa)	Compressor outlet(inlet)	1352(492.5)	1400(500)
Temperature (°C)	Evaporator outlet	3	3
	Compressor outlet	88.8	89
	Condenser outlet	31	31
	Expansion valve outlet	1.2	0
	Chilled air	7.8	8

에 영향을 미쳐 표준 냉동사이클 모델에서 약 6.50인 성적계수가 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델에서 약 3.27으로 크게 감소하였다. 두 시뮬레이션 모델에서 냉각된 공기의 예측 온도는 각각 7.2°C, 7.8°C로 거의 차이가 없었다.

또, 냉각기의 각 주요지점에서 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델과 실제 곡물 냉각기의 각 주요지점에서 냉매 온도와 압축기 입·출구의 압력, 최종적으로 냉동사이클을 통과한 냉각된 공기온도를 비교해 본 결과, 두 사이클의 압축기 출·입구 압력은 각각 약 48kPa, 8.75kPa 정도로 미소한 차이를 보였고, 응축기 출구와 증발기 출구의 냉매 온도는 각각 약 31°C, 3°C로 거의 동일하였으며, 팽창밸브 출구의 냉매온도차는 약 1.2°C, 냉각된 공기온도차는 약 0.2°C로 거의 같았다(표 9).

(2) 모델의 P_h 선도 및 T_s 선도

개발된 시뮬레이션 모델을 실행한 후 냉각기 주요부의 온도와 압력, 엔탈피, 엔트로피 등을 기초로 한 시뮬레이션의 결과로서 모델의 P_h 선도와 T_s 선도를 나타내었다.

그림 4는 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델의 T_s 선도, P_h 선도이다. 그림 4의 T_s 선도를 살펴 보면 응축기 출구부분에서 냉매의 과냉각과 증발기 출구부분에서 냉매의 과열 현상이 일어났고, 압축기에서 폴리트로픽 과정이 나타남을 알 수 있었다. 또한 그림 4의 P_h 선도에서는 응축기와 증발기에서 압력강하와 팽창밸브에서 엔탈피의 상승이 일어났다는 걸 알 수 있으며, 이는 비가역적 요소를 고려함으로 나타났다.

다. 실제 곡물 냉각기의 저장 실험

지금까지 성능을 분석한 곡물 냉각기를 이용하여 곡물 저장실험을 실시하였으며, 이때 시료는 1999년에 수확된 동진벼를 사용하여 사일로내의 곡물 온도와 대기온도를 연속적으로 측정하였다.

그림 5는 사일로내 각 지점의 온도변화와 외기의 온도변화를 나타내는 벡 저온저장실험의 결과로서 2000년 6월 22일 10시부터 2000년 6월 26일 22시까지 약 108시간동안 사일로내 공기의 온도를 나타낸 것이다. 사일로 바닥으로부터 15cm지점에

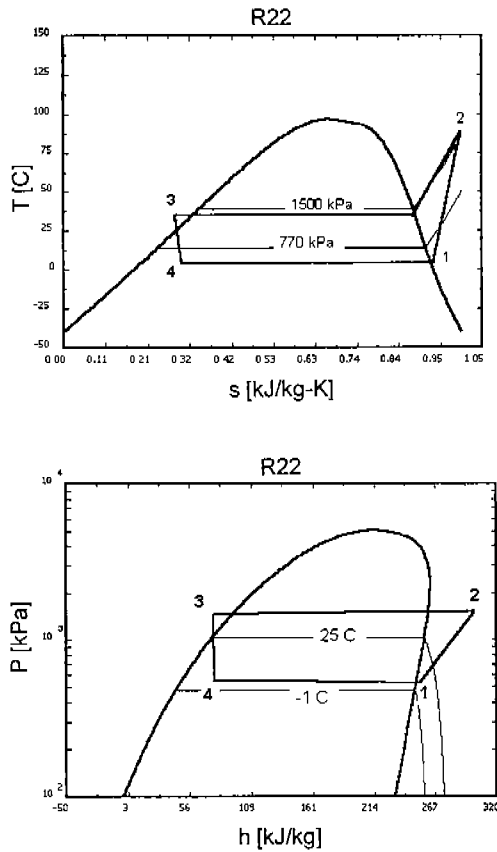


Fig. 4 T_s line and P_h line of refrigerant in the vapor compression cycle considering irreversibility.

서 온도(GT1)는 벽지점에 있는 곡물의 온도를 나타내고 GT2는 센서에 곡물이 접촉하지 않게 하여 주위의 공기온도를 측정하게 한 것이다. 곡물 냉각기를 통과하는 냉각된 공기의 온도를 8°C로 설정하여 저장실험을 한 결과, 벽지점의 곡물의 온도는 대기의 온도와 사일로내 주위의 온도 영향을 받아 심하게 변화하였다. 곡물 저온저장실험 전에 GT1은 약 24°C, GT2는 약 22°C로 측정되었고, 곡물 냉각기를 가동한지 24시간 이후 GT1은 약 13.4°C ~ 14.4°C 범위 내에서 변화하였으며, GT2는 약 10.2°C ~ 11.4°C 범위 내에서 변화하였다.

여기서 GT2는 GT1 보다 대기의 영향을 적게 받아서 약 3°C 정도 낮은 온도에서 저장됨을 알 수 있었다.

사일로 바닥으로부터 센서 15cm 지점까지 퇴적

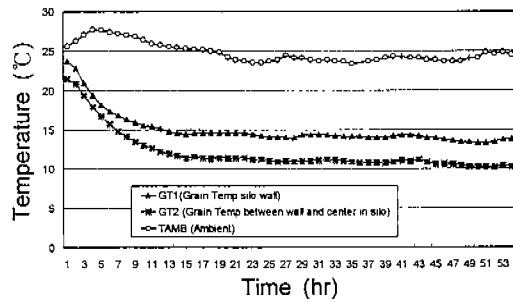


Fig. 5 Change of grain temperature in silo according to time.

된 양인 1,386kg에 대한 곡물 냉각시간(t)은 7°C의 냉각공기 33.93cm의 공기량으로 초기곡온 약 24°C의 곡물을 11°C 이하로 냉각하기 위해서는 약 55시간 30분 정도 소요될 것으로 추정되었다. 이는 실제 사일로 중심과 벽 사이의 곡물의 온도(GT2)와 비교를 해 볼 때 곡물 1,386kg을 11°C로 냉각시키는 소요되는 실제시간은 약 58시간이 걸렸다(그림 5). 사일로내 공기실과 곡물의 상층에서 열 손실에 의해 이론상의 소요시간보다 실제 소요시간이 약 2시간 30분 정도 차이가 있음을 알 수 있었다.

4. 요약 및 결론

EES 소프트웨어를 사용해 곡물 냉각기의 성능을 예측할 수 있는 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 곡물 냉각기 주요부의 냉매의 측정 자료와 시뮬레이션의 예측 결과를 비교·분석하여 모델의 적합성을 검증하였다. 그리고 냉각기의 성능분석을 할 수 있는 모델을 제시하였다. 이에 본 연구의 결론은 다음과 같았다.

- 1) 냉각기의 표준 냉동사이클 모델에 기초하여 압축기의 압축효율, 응축기의 압력강하와 과냉각, 증발기의 압력강하와 과열도 등의 각 주요지점에서의 비가역적 요소를 고려하여 실제 냉동사이클을 분석할 수 있는 시뮬레이션 모델을 개발하였다.
- 2) 두 시뮬레이션 모델 중 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델에서 압축기의 압축 효율이 냉동사이클의 성적계수에 큰 영향을 주는 바, 표준 냉동사이클모델에서 성적계수가 약 6.50인데 반해 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델에서는 약 3.27로 크게 감소하였다.

3) 비가역성을 고려하여 개발된 시뮬레이션 모델의 증발기에서 압력이 약 24.9kPa 감소하였고, 팽창밸브에서 엔탈피가 약 5.1kJ/kg 상승하였으며, 압축기에서 엔트로피가 약 0.074kJ/K·kg 상승하였다. 이는 예측 시뮬레이션 모델에서 비가역적인 요소를 충분히 고려되었음을 보여주며, 성적계수는 약 3.27, 압축 후 냉매의 예측온도 약 88.9℃, 냉각된 공기온도 약 7.8℃로 실제 냉각기의 성능 값에 근접함을 보여주었다.

4) 개발된 비가역성을 고려한 냉동사이클 모델과 실제 곡물 냉각기의 주요부 냉매의 압력과 온도를 비교·분석한 결과, 압축기 출·입구의 압력차가 각각 약 48kPa(8.75kPa), 응축기 출구의 냉매온도와 증발기 출구의 냉매온도는 각각 약 31℃, 약 3℃로 거의 동일하였으며, 팽창밸브 출구의 냉매온도차는 약 1.2℃, 냉각된 공기온도차는 약 0.1℃의 오차로 매우 근사하였다. 이상의 검증항목에서 상호결과간에 차이가 미소해 개발한 시뮬레이션 모델로써 냉각기의 실제 냉동사이클을 잘 분석할 수 있었다.

5) 초기곡은 약 24℃의 곡물 1,383kg을 11℃ 이하로 냉각하기 위한 이론적인 소요시간은 약 55시간 30분 정도였으며, 실제 사일로내 저장실험 결과 소요시간은 약 58시간으로 약 2시간 30분 정도의 차이가 있었으나, 여기에서 열손실을 고려하면 이론 소요시간과 실제 소요시간은 거의 유사하게 나타남을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Akira, Hosokawa. 1995. Rice Post-harvest technology. the food agency, ministry of agriculture, forestry and fisheries. Japan.
2. Donald, B. Brooker, Fred W. Bakker-Arkema and Carl W. Hall. 1992. Drying and Storage of Grains and Oilseeds. An AVI Book.
3. Maier, D. E. and R. A. Rulon. 1996. Evaluation and Optimization of a New Commercial Grain Chiller. American Society of Agricultural Engineers. 0883-8542 12(6):725-730.
4. Klein, S. A. and F. L. Alvarado. 1995. Engineering Equation Solver for the Microsoft Windows Operating System. F-chart Software.
5. Chung, J. H. and K. I. Jang. 1999. Development of a Grain Chiller for Drying and Storage of Grain. Journal of the Korean society for agricultural machinery Vol. 4 No. 1(In Korean).