

현장성능시험에 의한 터보냉동기의 정상상태모델 개발

장영수* · 신영기** · 김영일* · 백영진*

Steady-state Modelling of Centrifugal Chiller through On-Site Test

Young-Soo Chang, Younggy Shin, Youngil Kim and Young-Jin Baik

Key Words: Centrifugal chiller(터보냉동기), On-site test(현장시험), Part-load(부분부하), Heat exchanger(열교환기), COP(성능계수), Performance simulation(성능모사)

Abstract

This paper presents modelling and analyzing method of centrifugal chiller which has a rated capacity of 200 RT(703 kW) through on-site performance test. Field data of chiller installed in the clean-room building of KIST have been collected. Simple models were developed for predicting the heat exchangers and system performances by regression of chiller operation data during 5 days in August. The models proposed here account for the effect of variations of cooling capacity, temperatures and flow rates of secondary fluids. The models are consistent with real performance data from June to September within $\pm 5\%$ error. The COP of centrifugal chiller are estimated under the standard rating conditions and reduced mass flow rate of chilled and cooling water.

	기호설명
C	비열 [kJ/kgK]
COP	성능계수
E	열교환기 유용도
E'	변형된 열교환기 유용도
h	엔탈피 [kJ/kg]
m	질량유량 [kg/s]
Q_c	응축기 방열량 [kW]
Q_e	냉동용량 [kW]
ΔS_{irr}	생성엔트로피 발생율[kW/K]
T_{cwi}	응축기 2차유체(냉각수) 입구온도 [°C, K]

T_{cr}	:	응축온도 [K]
T_{ewo}	:	증발기 2차유체(냉수) 출구온도 [°C, K]
T_{er}	:	증발온도 [K]
UA	:	총합열전달계수 [kW/K]
W	:	압축기 소비전력 [kW]

하첨자

c	:	응축기, 냉각수
e	:	증발기, 냉수
exp	:	실험값
$norm$:	정격
$pred$:	예측값
w	:	물

* 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

** 세종대학교 기계공학과

* 책임저자, 회원, 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터

E-mail : yikim@kist.re.kr

TEL : (02)958-5675 FAX : (02)958-5689

1. 서론

실내의 열환경을 쾌적하게 유지하면서 에너지 사용량을 줄이는 일은 에너지원의 90% 이상을

수입에 의존하고 있는 국내 실정으로는 가장 시급하게 다루어져야 할 중요한 국가적 과제이다. 우리 나라 건물의 단위 면적당 연간 총에너지 사용량은 평균 $340 \text{ Mcal}/(\text{m}^2\text{year})$ 정도로서 선진국의 $250 \text{ Mcal}/(\text{m}^2\text{year})$ 에 비하여 대단히 높다. 특히 선진국의 건물이 전력 소모가 많은 사무용 기기 및 자동화 시설이 많이 설치되어 있는 점을 고려한다면 국내의 에너지 시스템은 대단히 비효율적이며 개선의 여지가 많다.

터보냉동기는 부하에 따른 성능변화가 크고, 냉수와 냉각수의 온도와 유량에 의해 냉매의 작동조건이 달라지므로, 냉동기의 시험 조건이 KS B 6270-85⁽¹⁾ 나 ARI Standard 550/590⁽²⁾에 의해 정해져 있다. 규정에는 냉각수의 입구온도, 냉수의 출구온도가 정하여져 있고, 용량에 대한 냉수와 냉각수 유량이 정해진다. 터보냉동기의 운전시간의 대부분은 부분부하에서 이루어지므로, ARI Standard 550/590에는 부분부하 운전비율에 따른 냉동기의 성능 표시방법도 제안되어 있다.

터보냉동기는 냉각수, 냉수 펌프, 공조기, 배관 상태에 따라 냉수와 냉각수의 작동온도 뿐만 아니라 유량도 기준 조건과 다르게 흐를 수 있다. 그리고 설치 후에도 냉각수나 냉수의 유량을 변화시켜 공조시스템의 성능을 향상시킬 수 있다. 실제로 현장에 설치된 냉동기의 성능을 측정할 경우 임의로 냉각수나 냉수의 온도, 유량 등을 조절하여 규정에서 정한 표준조건하의 성능실험 자료를 얻을 수 없는 경우가 많고, 외기온도와 실내 부하의 변동, 냉동기의 제어 특성으로 냉동기는 비정상운전을 하게 되므로, 준정상상태의 성능해석을 수행하여야 한다. 따라서 현재 운전 중인 냉동기의 준정상상태의 성능자료를 이용하여 임의의 온도와 유량조건에서 성능을 예측할 수 있는 모델의 개발이 필요하다.

본 연구에서는 KIST내의 청정연구동에 설치된 터보냉동기의 성능실험을 통해, 냉동용량, 소비전력의 자료를 수집하고, 약 5일간의 실험자료를 이용하여 냉방용량, 냉수온도와 유량, 냉각수 온도와 유량에 따른 성능계수를 예측할 수 있는 모델을 제시하고, 실험결과와 비교하였다. 개발된 모델을 이용하여 냉동기의 표준 조건하의 성능을 예측하였다.

2. 터보냉동기의 성능해석 모델링

2.1 성능 측정 방법

대상으로 하는 냉동기는 200 RT급의 터보냉동기이며, KIST내의 연면적 6655.4 m^2 의 4층 건물인 청정연구동의 냉방부하와 각종 기자재의 냉각부하를 처리한다.

냉동용량의 측정은 증발기의 2차유체인 냉수의 유량과 입출구 온도차를 측정하여 구하였다. 현장에 설치된 냉동기의 성능 진단을 위해 유량계와 온도계를 배관 내에 삽입하는 데는 많은 어려움이 따른다. 많은 경우 냉수유량은 초음파유량계를 이용하고, 온도는 배관표면의 온도를 측정하게 되는데, 본 연구에서는 직접 배관 내 유체에 삽입한 온도를 이용하여 2차유체의 온도를 구하였다.

냉동기의 소비전력은 모터에 인가하는 전원의 전압, 전류, 역률을 측정하여 구하였다. 정확한 압축기 성능해석을 위해서는 IGV를 지난 냉매의 압축기 입구에서 압력을 측정하여야 하나, 압력센스를 설치하기 위해서는 작동 중인 기계를 손상시켜야 하기 때문에 측정할 수가 없었고, 열교환기 해석을 위해 냉매의 응축기와 증발기 압력을 측정하였다.

2.2 해석모델링

측정된 냉방용량과 소비전력의 측정은 1분 간격으로 이루어졌으나, 시간에 따라 냉방부하와 외기온도가 변하기 때문에 냉동기로 유입되는 냉수와 냉각수의 온도가 변하게 된다. 이에 따라 냉동기가 부분부하 운전을 하거나 냉각탑이 제어되므로, 냉방용량과 압축기 모터의 전력은 주기적인 변동을 보인다. 따라서 1시간 간격으로 적분하여 시간평균한 값을 그 시각의 대표값으로 가정하였다.

냉동시스템에 열역학 제1법칙을 적용하면 식(1)과 같다. 실제 냉동시스템에서 외기와의 열전달로 인한 열손실이 발생하나, 전체 냉동용량과 소비동력에 비하여 그 크기가 작으므로, 냉동기와 배관에서의 열손실은 무시하였다.

$$Q_c = Q_e + W \quad (1)$$

냉동시스템은 유체의 마찰과 열전달로 인한 비가역성이 발생하게 되는데, 전체 시스템에서 발생하는 비가역성의 50%정도가 압축기에서 생기

며, 나머지는 응축기와 증발기에서 2차유체와의 열교환, 팽창밸브, 응축기와 증발기, 냉매 배관에서 압력강하로 인한 비가역성이 차지한다.⁽³⁾ 이 중 압력강하로 인한 비가역성은 무시할 수 있으며, 압축기에서 발생하는 비가역성과 응축기와 증발기에서 열원과의 열교환에 의한 비가역성이 대부분을 차지하게 된다. 2차유체와의 열교환을 제외한 비가역성에 의한 생성엔트로피 발생율은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{Q_c}{T_{cr}} - \frac{Q_e}{T_{er}} = \Delta S_{irr} \quad (2)$$

냉매의 온도는 과열과 과냉영역으로 인하여 실제로는 일정하지 않으므로, $T = \Delta h / \Delta s$ 의 관계를 이용하여 정의할 수도 있으나, 실험자료 처리를 용이하게 하기 위해 측정된 압력의 포화온도로 가정하였다.

응축기와 증발기의 열교환량은 다음과 같고,

$$Q_c = (mCE)_{cw}(T_{cr} - T_{cwi}) \quad (3)$$

$$Q_e = (mCE)_{ew}(T_{ewo} - T_{er}) \quad (4)$$

이때 열교환기 유용도 E 와 E' 은 식(5)와 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$E = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{m_w C}\right) \quad (5)$$

$$E' = \frac{E}{1 - E} \quad (6)$$

응축기와 증발기의 총합열전달계수 UA 는 2차유체의 유량과 전열량으로 표현되는 식(7), (8)의 관계를 이용하였다.⁽⁴⁾ 이때 2차유체에 의한 오염으로 인한 열저항은 정확히 예측할 수 없고, 냉매와 2차유체 측 열저항에 비해 상대적으로 작으므로, 실험자료의 처리를 위한 총합열전달계수의 계산에 독립적으로 포함시키지 않았고, 냉매와 2차유체의 열전달저항 항에 포함되도록 하였다.

$$\frac{1}{UA_c} = \frac{C_1}{m_{cw}^{0.8}} + C_2 Q_c^{1/3} \quad (7)$$

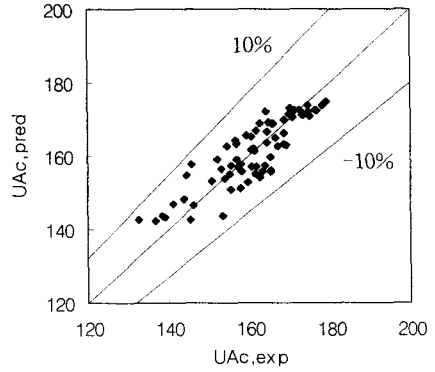


Fig. 1 Comparison of UA of condenser with predicted values using eq. (7)

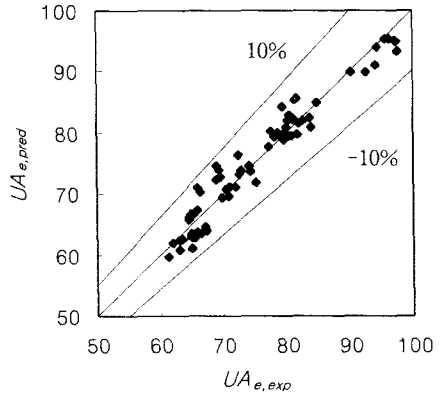


Fig. 2 Comparison of UA of evaporator with predicted values using eq. (8)

$$\frac{1}{UA_e} = \frac{C_3}{m_{ew}^{0.8}} + \frac{C_4}{Q_e^{0.745}} \quad (8)$$

모델의 계수는 8월 중 5일간의 실험자료를 최소소차자승법을 이용하여 구하였고, 식(7)과 (8)을 이용하여 예측한 응축기와 증발기의 UA 와 실험결과를 비교하여 Fig. 1과 2에 나타내었으며, 모델이 10% 오차 안에서 실험결과를 잘 예측하고 있다.

터보냉동기는 IGV의 조절에 의한 냉동용량의 제어가 가능하고, 성능계수 또한 냉방용량에 따라 다른 값을 가진다. 비가역성은 유체의 마찰로 발생하는 것으로 유체유량이 증가할수록 즉 냉방

용량이 증가할수록 커질 것이다. 따라서 압축기 비가역성은 식(9)와 같이 냉동용량의 함수로 가정하여, 8월 중 5일간의 69점의 실험자료를 이용하여 실험계수를 구하였다.

$$\Delta S_{irr} = C_5 Q_e^2 + C_6 Q_e + C_7 \quad (9)$$

식(9)를 이용하여 예측한 생성엔트로피 발생율과 실험결과로부터 식(2)를 이용하여 계산한 생성엔트로피 발생율을 Fig. 3에 비교하였다.

응축기와 증발기 시스템 모델링을 통해 임의의 냉방용량, 냉수 출구온도, 냉각수 입구온도에 따른 성능계수를 예측할 수 있다.

구하여진 모델을 이용하여 6월에서 9월까지 실험결과를 이용하여 예측된 성능계수를 실험에서 얻은 성능계수와 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 성능계수를 정격 전부하 조건, 냉수 출구온도 7°C, 냉각수 입구온도 32°C, 냉동용량 703 kW 일 때 성능계수를 정격으로하여 성능계수를 무차원화하여 나타내었다. ±5% 오차 내에서 잘 예측하는 것을 알 수 있다.

3. 성능시뮬레이션

3.1 표준조건

KS에 규정된 표준정격조건은 Table 1과 같다. 정격부하에서 냉수와 냉각수의 입출구온도가 정해져 있으므로 냉동기의 용량과 성능에 따라 냉수와 냉각수의 정격용량이 정해지게 된다. 부분부하 운전시 성능은 정격부하에서 정해진 용량이 전 범위에서 유지되고, 냉수출구 온도는 정격 조건과 동일하나 냉각수 입구온도는 부하에 따라 선형적으로 변화시켜야 한다.

3.2 냉수, 냉각수 온도에 따른 성능

냉수온도 변화에 따른 성능 변화를 앞서 구한 냉동기 모델을 이용하여 부하율에 따라 Fig. 5에 나타내었다. 이 때 냉각수 입구온도는 Table 1의 규정에 따라 변화시켰다.

냉동용량이 감소할수록 성능계수가 감소하고, 감소정도도 커진다. 이는 냉동부하가 작아지면서 압축기가 부분부하 운전을 하게 됨에 따른 성능저하에 의한 것으로 여겨진다.

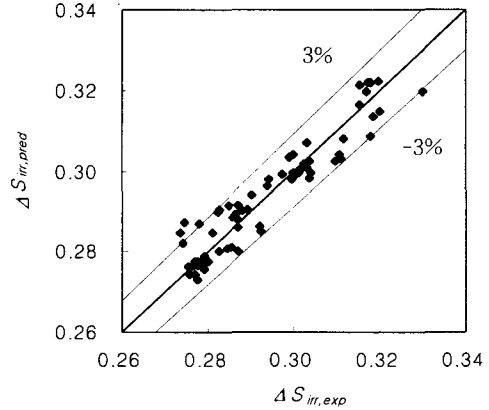


Fig. 3 Comparison of Entropy generation rate with predicted values using eq. (9)

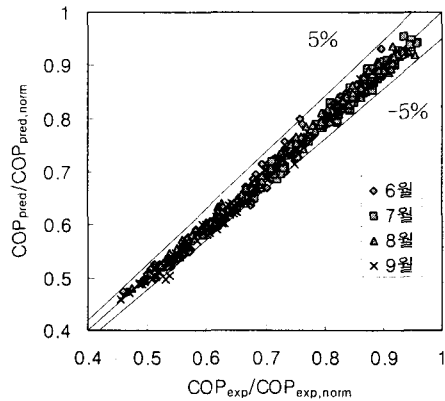


Fig. 4 Comparison of COP with predicted values

Table 1 Standard rating condition

Operation	Chilled water temperature(°C)		Cooling water temperature(°C)	
	In	Out	In	Out
Full load	12	7	32	37
Part load	*	7	**	*

* : The flow rates are to be held constant at full load values for all part load conditions.

** : The temperature should vary linearly from 32 °C to 27 °C for 100% to 0% loads.

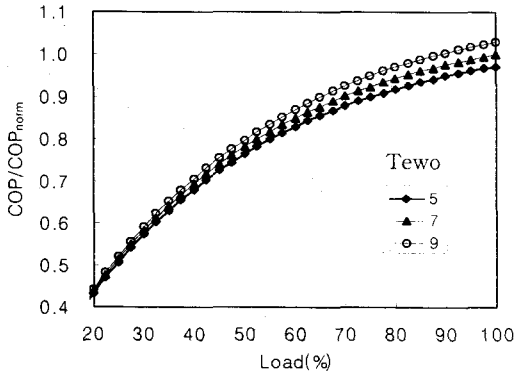


Fig. 5 COP variation with chilled water temperature

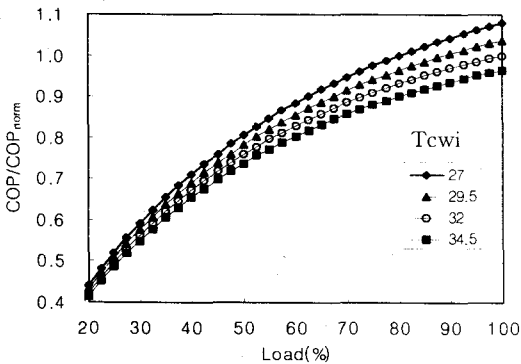


Fig. 6 COP variation with cooling water temperature

이러한 성능선도를 바탕으로 냉동기의 성능특성을 파악할 수 있으며, 필요한 냉방부하 패턴으로부터 냉동기 소비전력을 산출할 수 있다. 냉동기의 성능저하가 심할 경우 새로운 냉동기 교체시의 소비전력을 미리 산출해 볼 수 있다. 전부하에서는 7 °C에서 5 °C로 온도를 낮출 경우 -2.9%, 9 °C로 온도를 2 °C 높일 경우 3.0% 성능계수가 변하나, 부하율 20 %에서는 차이가 약 1%, 부하율 50%에서는 각각 -2.1%, 2.2% 변화를 보였다.

마찬가지로 냉각수 온도변화에 따른 성능 변화를 알아보기 위해 냉수 온도를 7°C로 유지하면서 냉각수온도를 27, 29.5, 32, 34.5°C 변화시켰을 때 냉동용량과 성능계수를 Fig. 6에 나타내었다. 전부하조건에서 32°C에서 2.5°C 온도가 낮을 경우와 높을 경우 각각 3.8%, -3.5% 성능 변화가 있고, 부하율 20%에서 약 2%의 변화를 보여 냉수 온도 변화와 비슷하게 낮은 부하율에서는 성

능변화가 작아짐을 알 수 있다.

3.3 냉수, 냉각수 유량에 따른 성능

냉동기의 제작 후 표준 성능시험조건과 달리 실제 현장에 설치할 때 공조기, 펌프, 배관 등의 현장상황에 따라 유량조건이 달라질 수 있으므로, 실제 작동 성능은 표준조건에서의 성능과 달라질 수 있다. 따라서 냉동기의 정확한 성능평가를 위해서는 표준조건으로 환산된 성능이 필요하다. 연구대상 냉동기의 정격은 생산자가 제공한 자료에 의하면 냉동용량 703 kW로 Table 1의 표준정격조건에 의하면 정격 냉수유량은 33.6 kg/s 이나, 현재 가동중인 냉동기의 냉수유량은 47 kg/s 이므로 많은 차이를 보인다. 냉각수의 경우는 정격이 43.5 kg/s이고 실제 작동유량은 42 kg/s 이므로 거의 정격조건과 비슷하게 냉각수가 순환하고 있다.

한편 만약 냉수와 냉각수의 유량을 감소시키면 냉동기의 소비전력이 증가하지만, 반면 펌프의 동력은 감소하므로 펌프동력이 많이 소비되는 시스템의 경우 성능이 향상될 가능성이 있다.

Table 2에 나타낸 바와 같이 냉각수와 냉수의 유량을 변화시켜 냉동기의 성능계수를 구하여 Fig. 7에 나타내었다. Case 1은 현재 작동조건, Case 2는 표준 정격 조건, Case 3, 4는 각각 냉각수와 냉수의 유량을 현재 작동 조건에 비해 50%만 흐르도록 했을 경우이고, Case 5는 냉각수와 냉수 모두 현재 작동조건에 비해 50% 작게 했을 경우에 대해 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 2 Simulation conditions

Case	$m_{ev}(kg/s)$	$m_{cw}(kg/s)$
1	42	47
2	43.5	33.6
3	21	47
4	42	23.5
5	21	23.5

표준 정격조건인 Case 2인 경우 전부하에서 Case 1에 비해 0.86% 성능계수가 낮아졌다. Case 3과 Case 4를 비교해 볼 때, 각각 -6.8, -2.5%의 성능변화를 보였으며, 냉수보다는 냉각수의 유량 감소시 성능저하가 컸다. 이는 본 시스템의 냉수

유량이 정격조건보다 많으므로 냉수유량 감소에 의한 성능 저하가 크지 않은 것으로 여겨진다.

냉수와 냉각수의 유량이 반으로 감소하는 Case 5의 경우 성능은 전부하에서 -9%, 50% 부하에서 -4%로 부하가 작을 경우 냉수나 냉각수의 유량감소에 의한 성능감소가 둔화되었다.

이는 응축기와 증발기의 열교환시 발생하는 생성엔트로피가 전체 시스템에서 발생하는 생성엔트로피에서 차지하는 비율을 나타낸 Fig. 8로서 설명이 된다. 응축기와 증발기에서 냉매와 2차유체와의 열교환에 의해 발생하는 생성엔트로피의 크기는 비슷하며, 전체 엔트로피 생성율에서 차지하는 비율은 전부하에서 약 28%로 냉각수나 냉수 유량의 감소로 2차유체와 냉매와의 온도차가 증가하면 비가역성이 증가하므로 성능계수는 감소하게 된다. 부하가 감소할수록 열교환기에서 차지하는 비가역성의 비율이 감소하여 20% 부하에서 약 3%로 열교환기에서 발생하는 비가역성은 거의 무시할 수 있으며, 시스템의 성능은 냉각수나 냉수의 유량변화보다는 압축기에 의해 좌우됨을 알 수 있다.

4. 결론

현장에 설치된 터보냉동기에 대하여 임의의 조건에서 시스템 성능을 예측하려면 시스템의 모델링과 현장 성능 시험 데이터가 요구된다.

정상상태 열역학적 모델과 냉수와 냉각수의 유량, 냉동용량, 방열량에 따른 응축기와 증발기 모델을 이용하여, 터보냉동기의 냉수출구온도, 냉각수 입구온도, 냉동용량에 따른 성능계수를 예측할 수 있는 모델을 제시하였다. 8월의 5일간의 성능자료를 이용하여 모델의 계수를 최소오차자승법으로 구하였다.

제시된 모델을 이용하여 냉각수와 냉수 온도 변화, 냉동기의 표준정격조건하에서 냉동기의 성능을 예측하였으며, 냉각수와 냉수의 유량이 변할 경우의 성능변화도 예측하였다. 부하가 작아질수록 열교환기에서 비가역성이 상대적으로 작아져 냉수, 냉각수의 온도, 유량 변화에 따른 성능변화가 크지 않다.

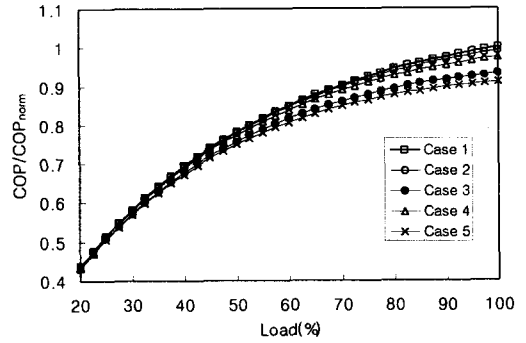


Fig. 7 COP with variation of mass flow rate of and chilled and cooling water

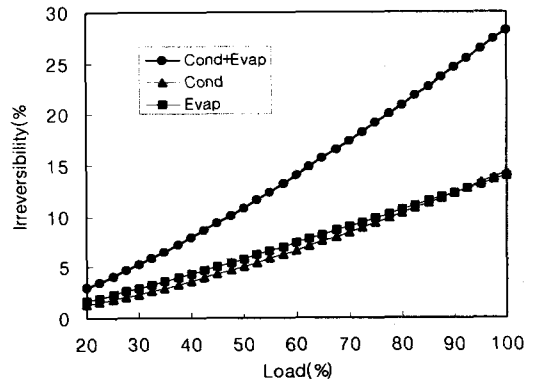


Fig. 8 Irreversibility of condenser and evaporator

참고문헌

- (1) 한국공업규격, 1985, KS B 6270-85
원심냉동기, 공업진흥청 기계금속표준과.
- (2) Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 1998, Standard 550/590: Water chilling packages using the vapor compression cycle, Arlington, VA.
- (3) Liang, H., Kurhn, T. H., 1991, Irreversibility analysis of a water-to-water mechanical-compression heat pump, Energy, Vol. 16, No. 6, pp. 883-896.
- (4) Wang, S., 1998, Dynamic simulation of a building central chilling system and evaluation of EMCS on-line control strategies, Building and Environment, Vol. 33, No. 1, pp. 1-20.