

태양열 시스템에 적용된 나선재킷형 축열조의 실증실험

김진홍, 최봉수, 홍희기*, 김용식**

경희대학교 대학원, *경희대학교 기계산업시스템공학부, **인천대학교 건축공학과

Experimental Verification for a Spiral-Jacketed Storage Tank Applied to Solar Thermal System

Jin Hong Kim, Bong Su Choi, Hiki Hong*, Yong-Shik Kim**

Graduate School, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea

*School of Mechanical and Industrial System Engineering, KyungHee University, Yongin 449-701, Korea

**Department of Architectural Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received August 16, 2004; revision received February 2, 2005)

ABSTRACT: The simplification of solar thermal systems reduces the possibility of operating trouble and lowers the cost of the initial investment and maintenance. This also leads to increased competitiveness in the energy market. We proposed a spiral-jacketed storage tank that functions both as a heat exchanger and expansion tank, which removes the secondary piping and markedly simplifies the entire system. The new storage tank was designed and manufactured to maintain the same performance as the conventional system and the exiting system was remodelled by adopting the newly proposed storage tank. This experiment was conducted under real conditions over a period of several months. The retrofitted system with the spiral-jacketed storage tank showed good performance that is on a similar level as the previous system having a typical storage tank and heat exchanger.

Key words: Solar thermal energy(태양열 에너지), Heat exchanger(열교환기), Storage tank(축열조), Spiral-jacket(나선재킷)

1. 서론

현재 국내에 보급되어 있는 태양열 시스템은 소형의 경우 집열기의 상부에 축열조가 밀착되어 있는 구조의 자연순환형이, 중대형의 경우에는 열교환기를 가지고 있는 강제순환형이 많다.⁽¹⁾

자연순환형의 경우 간단한 구조와 효율성에도 불구하고 흑한기를 거치는 우리나라의 중부지방

에서는 동파문제로 그다지 적합하지 않은 것으로 판단된다. 빙점 이하로 기온이 내려가면 배관 내의 물이 어는 것을 방지하기 위해 배관 주위의 열선이 가열되나, 빈번한 작동으로 열선이 끊어지는 경우가 많고 바로 동파로 이어진다. 전형적인 강제순환형은 집열기 순환측인 1차 배관과 축열조 순환측인 2차 배관으로 분리되며, 열교환기를 따로 설치해야 하기 때문에 시스템의 규모가 커지고 복잡해지는 단점이 있다. 이로 인해 시스템의 고장 가능성이 높아지고 시공비의 상승으로 보급에 장애가 된다.

이러한 문제들을 해결하면서 기존의 시스템과 동등한 성능을 갖는 태양열 시스템이 개발된다면,

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2925; fax: +82-31-202-2625

E-mail address: hhong@khu.ac.kr

태양열 에너지의 경쟁력 강화 및 보급에 큰 도움을 줄 수 있을 것으로 기대된다. 이에 본 연구에서는 나선형의 열교환 유로를 갖는 재킷형 축열조를 제안하고, 이를 적용한 시스템을 구성하여 그 성능을 평가하였다.

재킷형 축열조를 이용함으로써 시스템에 열교환기를 따로 설치할 필요가 없어 시스템을 단순하게 구성할 수 있으며, 설치장소의 제약도 훨씬 줄어들게 된다. 앞서 언급한 대로 고장의 가능성이 줄어들고 초기투자비용도 대폭 줄일 수 있다. 그러나 기존의 시스템에 비해 성능이 현저하게 떨어지면 현실적으로 적용이 어려우므로 본 연구에서는 우선 나선재킷형 축열조에 대해 개략적인 설계를 수행하고 제작한 것을 기존의 태양열 온수급탕 시스템에 적용하여 그 가능성을 알아보았다.

2. 시스템의 설치 및 실험

2.1 나선재킷 축열조

본 연구의 핵심요소인 나선재킷 축열조의 개략도를 Fig.1에 보인다. 400 L 용량의 축열조 외부에 재킷형태로 틀을 씌우고 그 사이의 공간에 나선형의 유로를 만들었다. 이 유로를 통해 브라인이 순환하며 내부의 물로 열을 전달해 주는 구조

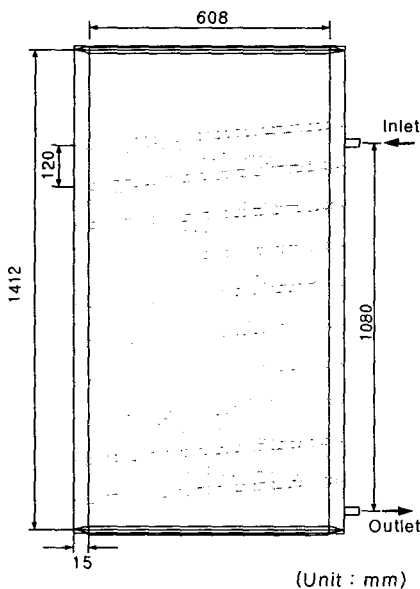
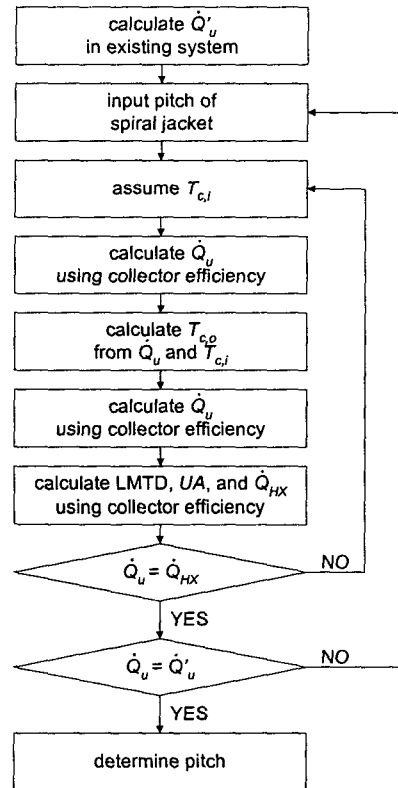


Fig. 1 Spiral-jacketed storage tank.

이다. 도면에 보이는 바와 같이 유로의 폭은 15 mm이고 피치는 120 mm로 설계하였다. 이는 기존의 시스템의 성능에 근접하도록 한 것으로 이에 대한 설계 근거는 다음과 같다.

먼저 기존의 시스템⁽²⁾에서 일사조건이 좋았던 2003년 10월 15일 12시의 일사량, 축열조 평균 온도를 기준상태로 정하였다. 기존 시스템의 집열기 특성값, 축열조 출구온도, 열교환기의 UA 값 등은 이미 알려져 있으므로 기준상태에서 기존 시스템의 획득열량을 구한 후, 이로부터 새로운 시스템을 대상으로 동일한 열량을 얻기 위한 UA 값을 산출하고 이를 만족시키기 위한 나선유로의 피치를 결정하였다. 유로의 폭은 열전달 촉진 측면에서 작을수록 좋으나 유로저항의 증가 및 제작상의 제약으로 15 mm로 취하였다. 계산과정의 흐름도를 Fig.2에 보인다.



Q_u : acquired heat in collector
 Q_{HX} : exchanged heat
 $T_{c,i}$ and $T_{c,o}$: inlet and exit temperatures at collector

Fig. 2 Flow chart.

계산과정에서 축열조의 내부온도는 일정한 것으로 가정하였고, 나선재킷 부분은 납작한 사각형 단면(15×120 mm)의 일직선 유로(총길이 17.4 m)로 단순화시켰으며, 열교환면을 제외한 나머지는 단열된 것으로 간주하였다. Dittus-Boelter 식⁽³⁾을 이용하여 나선재킷부의 Nu 수를 구하면 34.1이고 열전달계수는 531 W/m²K가 된다. 한편 축열조 내벽의 열전달은 자연대류에 의해 지배되며 축열조 상하부의 온도차가 최대 5°C 정도로 가정하면, Nu 수는 532이고 내부측 열전달계수는 563 W/m²K이다.⁽⁴⁾ 축열조 벽으로 사용된 두께 3.2 mm의 강판을 고려하면 나선재킷과 축열조 내부 사이의 총괄 열전달계수 U 는 270 W/m²K이며, 나선재킷과 축열조가 접촉하는 면적을 적용하면 $UA=561$ W/K가 된다. 장기적인 사용을 전제로 한 설계가 아니므로 총괄 열전달계수에 오염계수는 고려하지 않았다.

축열조 상부의 300 mm까지는 유로를 구성하지 않았는데 빈 공간을 팽창탱크의 역할을 할 수 있도록 고안한 것이다.

2.2 시스템 구성 및 측정

본 시스템의 구성을 위해 기존에 설치되어 실험중이던 열교환기를 갖는 설비형 태양열 온수급

Table 1 Specification of system

Collector	Size	1,179×2,228 mm
	Area	2.5 m ²
	Unit	4
	Slope	40°
Storage tank	Type	Spiral-jacket
	Capacity	400 L
	UA	561 W/K
Pump	Capacity	60 lpm (H: 4 m)
	Output	80 W
Control module	Type	Digital difference temperature control
Pipe	Material	Copper & steel
	Diameter	20 mm
Auxiliary heater	Type	Electric geyser
	Capacity	13.2 kW

탕 시스템을 개조하였다. 개조 전의 시스템에 대해서는 선행연구⁽²⁾에서 상세히 언급하였으며, 1년 이상의 실증실험 및 시뮬레이션을 통해 성능특성이 충분히 파악된 상태이다.

개조된 시스템의 제원을 Table 1에, 개략도를 Fig. 3에 보인다. 집열기와 축열조를 순환하는 배

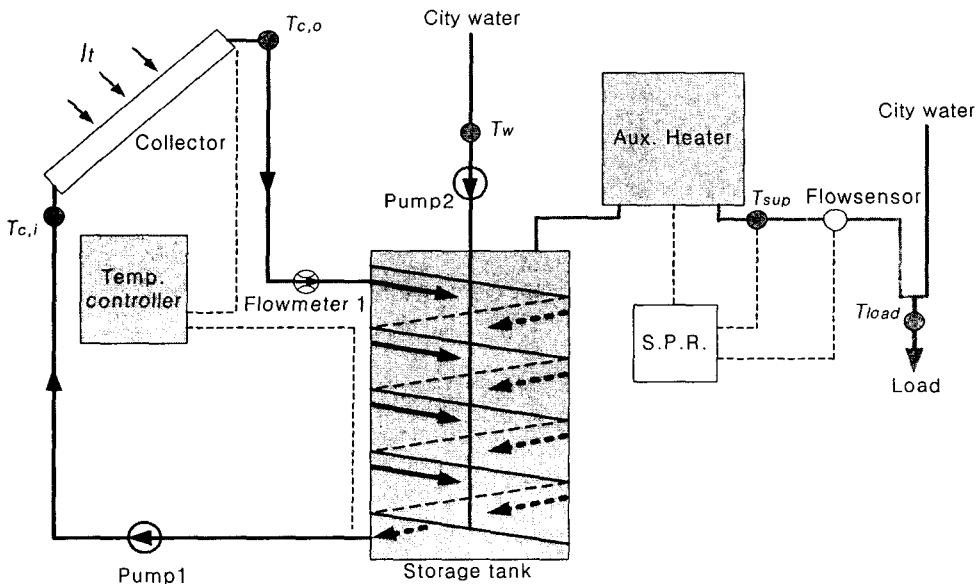


Fig. 3 Schematic of remodelled system with spiral-jacketed storage tank.

관계통만이 존재하며 열매체로는 프로필렌글리콜 40 wt% 수용액을 이용하였다. 집열기를 순환하며 가열된 열매체는 축열조 외부의 나선재킷으로 들어가 축열조 내부의 물로 열을 전달하게 된다. 앞서 설명한 것과 같이 축열조 외부의 재킷으로 열매체가 순환하면서 열전달이 이루어져 축열조 자체가 열교환기의 기능을 수행하게 된다. 따라서 개략도와 같이 시스템이 간단한 구조를 가지게 되고 규모를 줄일 수 있다.

나선재킷의 유동저항 증가로 기존의 펌프 1대로는 기존 시스템과 같은 유량(0.43 kg/s)을 유지할 수 없었다. 이를 위해 같은 용량의 펌프 1대를 직렬로 추가 연결하고 밸브를 조절하여 동일한 유량이 되도록 설정하였다. 경사면에 투사되는 일사량은 집열기와 같은 각도인 40°로 일사계를 경사시켜 측정하였으며 시스템 각 측정점의 온도는 K-type의 열전대를 설치하여 측정하였다. 이밖에 부하측 순시유량과 전력량, 순환펌프의 on·off 상황 등 시스템 운전과 관련되는 모든 데이터를 기록하였다. 2004년 3월부터 측정을 시작하였으며 시스템의 각부에 설치되어 있는 센서에서 36초 간격으로 측정된 데이터는 데이터로거를 통해 PC에 저장되도록 하였다.

1, 2차 배관계통으로 분리되어 있던 기존 시스템의 경우 1차측 배관계통인 집열기의 출구측 온도와 2차측 배관계통인 축열조의 출구측 온도를 측정하여 그 차온으로 시스템을 제어하는 방식이었다. 그러나 새로운 시스템의 경우 2차측 배관이 없기 때문에 1차측 배관, 즉 집열기의 출구와 축열조 출구의 온도차를 이용하여 순환펌프의 운전을 제어하였다. 온도차가 10°C 이상일 때 시스템의 운전이 시작되고 1°C 이하이면 시스템의 운전이 정지되도록 조건을 설정하였다. 10°C와 1°C의 차온은 시스템의 적절한 제어온도를 찾아내기 위해 실험 초기에 시행착오를 통해 구한 것이다. 단 시스템 on 조건인 10°C는 시스템에 설치되어 있는 제어모듈의 상한치로서 이로 인해 일사량이 적고 축열조의 온도가 높은 조건에서는 순환펌프의 on·off가 빈번한 편이므로 보다 높은 온도까지 설정 가능한 것으로 향후 교체가 요구된다.

2.3 시뮬레이션

열교환기가 설치되어 있는 기존 시스템과 새로

운 시스템을 같은 조건에서 실험에 의한 직접적인 성능비교는 사실상 불가능하여 대안으로 시물레이션 기법을 이용하였다. 즉, 나선재킷 방식의 축열조를 이용한 새로운 시스템을 대상으로 실험을 수행하여 성능 데이터를 취하고 동일 기상 및 부하조건에서 기존 시스템으로 운전하였을 때의 성능을 시물레이션으로 예상하여 비교하였다. 시물레이션 프로그램은 TRNSYS 15.3을 이용하였으며, 이에 대한 소개는 이전의 연구에서 상세히 언급한 바 있다.⁽⁵⁾

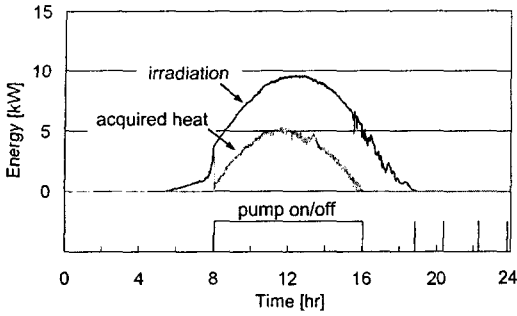
신뢰성 있는 시물레이션을 위해서는 가정을 최소화하고 줄이고 합리적인 모델링이 전체되어야 하며 실제 상황에서의 충분한 실증실험이 뒷받침되어야 한다. 이에 기존 시스템에 대한 실증실험과 시물레이션의 비교를 통해 비교적 정확한 5% 이내의 오차로써 결과를 예측할 수 있음을 보인 바 있다.⁽⁶⁾

3. 결과 및 분석

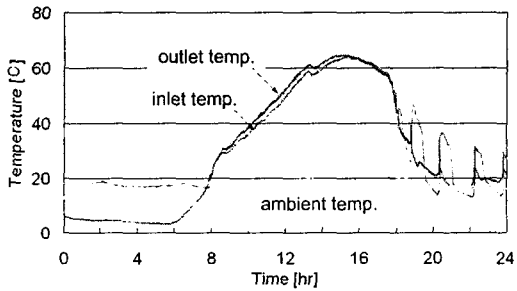
Fig. 4에 전형적인 패턴을 보인 2004년 4월 29일에 대한 실험 결과로서 에너지량과 시스템 각부 및 축열조 내부의 온도 그래프를 나타내었다. 오전 8시경부터 집열운전이 시작되어 약 16시까지 집열이 이루어지고 있음을 알 수 있다.

나선재킷형 축열조의 축열특성으로, 집열 운전 중에 축열조 내부의 유동이 거의 없기 때문에 집열 운전중 축열조 내부의 성층화가 클 것으로 예상되었다. 그러나 실험 결과 상하부의 온도차가 5°C 이내로 성층화의 효과는 별로 없는 것으로 나타났다. 이는 축열조 상부로부터의 유입에 의한 직접적인 혼합은 없지만, 집열기 입출구의 온도차가 크지 않아 축열조 상하부의 온도차가 작아지는 것으로 이해할 수 있다.

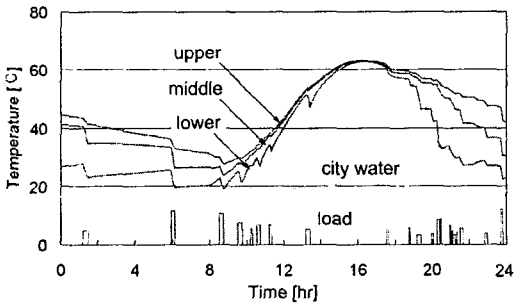
Fig. 4(c)에서 축열조 상중하에서 측정된 온도가 일부 구간에서 큰 차이를 보이는 것은, 부하가 걸리면 축열조의 구조상 수도관에서 들어오는 시수는 바닥부분으로 천천히 유입되고 부하 측으로 공급되는 온수는 상부에서 배출되어 축열조 내부에 피스톤 유동(piston flow)을 형성해 주기 때문이며, 하부부터 온도가 떨어지게 된다. 이와 같은 방열특성은 축열매체를 직접 부하 측에 공급하는 형태의 축열조에서 관찰되는 일반적인 현상이다. 이후 집열운전이 시작되면 축열조 내부는 완전혼



(a) Energy



(b) Inlet and outlet temperatures of collector



(c) Temperatures in storage tank

Fig. 4 Result graph on April 29, 2004.

함에 가까워지며, 16시경 집열운전이 종료될 때의 축열조 내부온도는 거의 균일한 분포를 보인다. 집열 운전중에 축열조 하부의 온도가 일시적으로 떨어진 것은 부하가 걸려 하부 쪽에 시수가 혼입됨으로써 나타난 현상으로 부하에 민감하게 작용함을 알 수 있다. Fig. 4(b)에서 집열 운전이 종료된 후인 20시 근방에서 집열기 입구온도가 일시적으로 상승하는 것은 앞서 언급한 제어모듈의 온도 상한치와 관련된 문제로서 순간적으로 순환 펌프가 작동됨으로써 생긴 현상이나 시스템 성능에는 거의 영향을 미치지 않는다.

Table 2 Performance comparison between the previous and the new systems

(Unit: MJ)

	Previous system	New system	Difference (%)
Irradiation	252.8	251.5	0.5
Acquired heat	102.4	95.9	6.3
Heat load	99.9	99.9	0.0
Auxiliary heat	14.1	14.8	-5.1
Heat supplied by solar system	85.8	85.1	0.8
Efficiency (%)	40.5	38.1	5.9
Solar fraction	0.86	0.85	0.9

기존 시스템과의 성능평가와 관련된 비교 결과를 Table 2에 수치로 나타내었다. 앞서 설명한 바와 같이 기존 시스템의 결과는 TRNSYS로 시뮬레이션하여 예측한 값이며, 나선재킷 축열조로 개조한 시스템은 실험을 통해 실측한 값이다.

태양열 시스템의 대표적인 성능평가 지표로는 집열기에 투사된 일사량 중 획득된 열량의 비율인 집열효율이 있으며, 이 값이 클수록 효율적인 시스템 및 운전이라 할 수 있다. Table 2로부터 집열효율과 획득열량은 기존 시스템보다 약 6% 정도 줄어들었다. 그러나 성능평가지 집열효율(또는 획득열량)만큼 중요한 또 하나의 변수가 바로 태양열 의존도, 즉 부하측에 공급된 총부하 중 태양열로 공급한 비율이다. 이 값이 거의 차이가 없다는 것은 운전비에서 큰 비중을 차지하는 보조 열량비가 거의 동일하다는 의미이다. 시스템에 따라서 획득열량은 많으나, 낮은 축열온도, 열교환기 및 2차배관에서의 열손실 등으로 오히려 보조 열량이 더 많이 소요되는 비효율적인 경우도 있다.⁽⁷⁾ 따라서 획득열량이 다소 적으면서도 부하에 태양열로 공급할 수 있는 열량이 거의 같다는 것은 시스템이 단순화됨으로써 얻어지는 부가적인 이득으로 생각된다. 이와 같은 현상은 기온, 일사량 등의 기상조건 및 부하조건이 상이한 날에서도 비슷한 경향을 보였다.

개략적인 설계에 의한 시스템 구성으로 기존 시스템과 동등 이상의 성능까지 입증하지는 못하였으나 그 가능성을 충분히 확인한 것으로 본 연구에 의의를 둘 수 있다. 나선재킷부의 열전달계수를 향상시켜 비교적 쉽게 이 목적을 달성할 수

있을 것으로 판단된다. 나선유로 제작상의 제약으로 유로 폭을 15mm 이하로 가공하는 것은 어려우나 피치를 120mm보다 작게 하는 것은 용이하므로 이를 줄여 유속 및 열전달계수를 높일 수 있다. 개략적인 계산에 의하면 피치를 60mm로 줄이는 경우 UA 는 36% 정도 증가하며, 펌프유량을 50% 증가시키면 UA 는 18% 향상된다. 물론 UA 의 증가에 비례하여 획득열량 및 집열효율의 증가를 가져오는 것은 아니나 나선재킷이 열교환기의 기능을 충분히 수행할 때 기존 시스템과 동등한 성능을 발휘할 수 있음은 자명하다. 이에 대해 보다 정밀한 계산 및 CFD에 의한 분석이 향후 요구된다.

4. 결 론

다소 복잡한 설비형 태양열 시스템을 자연순환형만큼 단순화시킴으로써 시스템의 고장확률 저하 및 경제성 제고 효과를 기대할 수 있다. 이에 열교환기 및 팽창탱크의 기능을 갖는 나선재킷 축열조를 제안하고 기존 시스템과 동등한 성능을 갖도록 설계·제작하여 새로이 시스템을 구성한 후 현장실험을 수행하였다. 개조전의 기존 시스템보다 획득열량에서 약 6.3% 정도의 저하를 가져오기는 하였으나, 태양열에 의한 공급열량은 거의 차이를 보이지 않음으로써 나선재킷형 축열조를 적용한 시스템이 기존의 시스템에 비해 열적 성능면에서 거의 떨어지지 않음을 알 수 있었다. 열전달계수의 향상을 통해 동등한 성능 이상을 유지할 수 있을 것으로 보이며, 다양한 면에서 기존 시스템에 비해 많은 장점을 가지고 있기 때문에 향후 태양열 시스템의 경쟁력 향상 및 보급에 일조할 것으로 기대된다.

따라서 향후 수치해석에 의한 성능분석, 다양한 용량에 대한 설계기술의 확립 등의 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 중소기업청 지원 산학연 지역컨소시엄사업(S0305110-E0810316-07009011)에 의해 수행되었음.

참고문헌

1. SAREK, 2001, SAREK Handbook, Vol. 4, pp. 1.4-1.
2. Kim, J. H., Kim, S. S., Choi, B. S. and Hong, H., 2004, Verification experiment and analysis for 6 kW solar water heating system, Part 1: Verification experiment, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 128-134.
3. Cengel, Y. A., 1999, Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, pp. 149-217.
4. Mills, A. F., 1999, Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, pp. 261-274.
5. Solar Energy Laboratory, 1994, TRNSYS Reference Manual, University of Wisconsin at Madison.
6. Choi, B. S., Kim, J. H., Kang, Y. T. and Hong, H., 2004, Verification experiment and analysis for 6 kW solar water heating system, Part 2: Modelling and simulation, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 556-565.
7. Choi, B. S., Lee, B. J., Kang, C. and Hong, H., 2004, Verification experiment and analysis for 6 kW solar water heating system, Part 3: Optimum design and economic evaluation, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 1, pp. 16-24.
8. Korean Solar Energy Society, 2001, Solar Energy Handbook, Taerim, pp. 369-416.
9. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 380-400.
10. Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 1991, Solar Engineering of Thermal Process, 2nd ed, John Wiley & Sons, New York., pp. 487-512.
11. McQuiston, F. C., Parker J. D. and Spitler, J. D., 2000, Heating, Ventilating, and Air Conditioning, 5th ed., John Wiley & Sons, New York, pp. 297-340.