



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2009-0106870
(43) 공개일자 2009년10월12일

(51) Int. Cl.

F25B 49/00 (2006.01) F25B 30/06 (2006.01)

(21) 출원번호 10-2008-0032262

(22) 출원일자 2008년04월07일

심사청구일자 2008년04월07일

(71) 출원인

한밭대학교 산학협력단

대전 유성구 덕명동 산16-1

(72) 발명자

최종민

경기 성남시 수정구 고등동 201-2

정병권

경기 오산시 양산동 늘푸른오스카빌아파트 101동 704호

(뒷면에 계속)

(74) 대리인

홍동우

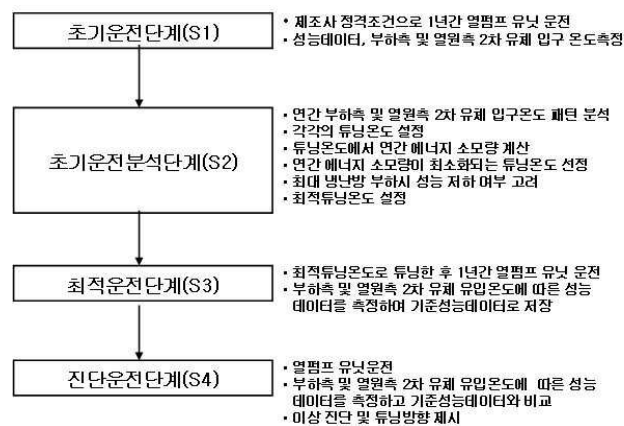
전체 청구항 수 : 총 6 항

(54) 지열 열펌프 시스템 최적화 방법

(57) 요약

본 발명은 지열 열펌프 시스템의 최적화 방법에 관한 것으로, 압축기, 열원측 열교환기, 팽창장치 및 부하측 열교환기를 포함하는 열펌프 유닛과, 상기 열펌프 유닛과 열교환하는 지열 열교환기와, 그리고 상기 열펌프 유닛과 열교환하여 냉난방되는 건물을 포함하는 지열 열펌프 시스템을 최적화하는 방법에 있어서, 제조사가 설정한 정격 조건으로 운전되는 열펌프 유닛의 성능데이터, 부하측 열교환기로 유입되는 부하측 2차 유체의 유입온도 및 열원측 열교환기로 유입되는 열원측 2차 유체의 유입온도를 측정하는 초기운전단계; 상기 초기운전단계로부터 측정된 연간 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도의 패턴을 분석하고, 연간 에너지 소모량이 최소가 되는 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도를 열펌프 유닛의 최적튜닝온도로 설정하는 초기운전분석단계; 그리고 상기 초기운전 분석단계에서 설정된 최적튜닝온도에서 최대의 성능을 나타내도록 열펌프 유닛을 튜닝한 후에 열펌프 유닛을 운전하는 최적운전단계를 포함하며, 이러한 방법을 통해서 지열 열펌프 시스템을 현장의 조건에 부합되면서 연간 에너지 소모량이 최소로 될 수 있도록 할 수 있다.

대표도 - 도2



(72) 발명자

이상혁

대전 서구 삼천동 국화아파트 103동 501호

임효재

서울 송파구 방이동 한양3차 아파트 2동 707호

강신형

경기 구리시 교문2동 동양아파트 202동 604호

손병후

서울 구로구 구로1동 한일유엔아이아파트 106동
1103호

특허청구의 범위

청구항 1

압축기, 열원측 열교환기, 팽창장치 및 부하측 열교환기를 포함하는 열펌프 유닛과, 상기 열펌프 유닛과 열교환하는 지열 열교환기와, 상기 열펌프 유닛과 열교환하여 냉난방이 되는 건물을 구비하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법에 있어서,

제조사가 설정한 정격조건으로 운전되는 열펌프 유닛의 성능데이터, 부하측 열교환기로 유입되는 부하측 2차 유체의 유입온도 및 열원측 열교환기로 유입되는 열원측 2차 유체의 유입온도를 측정하는 초기운전단계;

상기 초기운전단계로부터 측정된 연간 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도의 패턴을 분석하고, 연간 에너지소모량이 최소가 되는 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도를 열펌프 유닛의 최적튜닝온도로 설정하는 초기운전분석단계; 그리고

상기 초기운전분석단계에서 설정된 최적튜닝온도에서 최대의 성능을 나타내도록 열펌프 유닛을 튜닝한 후에 열펌프 유닛을 운전하는 최적운전단계를 포함하는 것을 특징으로 하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법.

청구항 2

제1항에 있어서,

상기 최적운전단계에서 부하측 2차 유체의 유입온도 및 열원측 2차 유체의 유입온도에 따른 열펌프 유닛의 성능데이터를 측정하여 이를 기준성능데이터로 저장하며,

열펌프 유닛의 성능데이터를 측정하고 이를 상기 최적운전단계에서 측정된 열펌프 유닛의 기준성능데이터와 대비하여 현재 열펌프 유닛을 운전 상태를 진단하는 진단운전단계를 더 포함하는 것을 특징으로 하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법.

청구항 3

제1항 또는 제2항에 있어서,

상기 초기운전분석단계는 연간 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도의 패턴에서 각각의 열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도를 튜닝온도로 설정하고, 각 튜닝온도에서 열펌프 시스템의 연간 에너지소모량을 각각 계산하고,

설정된 각각의 튜닝온도들 중 연간 에너지소모량이 최소가 되는 튜닝온도에 해당하는 열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도를 최적튜닝온도로 설정하는 것을 특징으로 하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법.

청구항 4

제3항에 있어서,

상기 최적튜닝온도는 최대 냉난방 부하시에 요구되는 냉난방 성능을 만족시키는 것을 특징으로 하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법.

청구항 5

제3항에 있어서

상기 진단운전단계는 운전 중인 열펌프 유닛의 성능데이터가 기준성능데이터와 차이를 가지는 경우, 이를 분석하고 튜닝방향을 사용자에게 알려주는 것을 특징으로 하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법.

청구항 6

제4항에 있어서

상기 진단운전단계는 운전 중인 열펌프 유닛의 성능데이터가 기준성능데이터와 차이를 가지는 경우, 이를 분석하고 튜닝방향을 사용자에게 알려주는 것을 특징으로 하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법.

명세서

발명의 상세한 설명

기술 분야

- <1> 본 발명은 지열 열펌프 시스템 최적화 방법에 관한 것이다. 보다 상세하게는 본 발명은 현장에 설치된 지열 열펌프 시스템을 최적으로 운전할 수 있으며, 이상 유무를 판단할 수 있도록 함으로써 연간 성능 향상, 에너지 절감 및 시스템의 신뢰성을 확보할 수 있는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법에 관한 것이다.

배경 기술

- <2> 지열 열펌프 시스템은 지중열교환기와 열펌프 유닛을 포함하며, 지중열교환기로부터의 지중 열원을 흡수 또는 방출하며 열펌프 유닛과 연계된 건물에 대해서 냉방 및 난방을 수행하는 공기조화기기이다. 지열 열펌프 시스템은 냉방 시에는 건물 내의 열을 지중으로 방출하고, 난방 시에는 지중의 열을 흡수하여 건물 내로 공급함으로써 냉방 및 난방 운전을 행한다.
- <3> 도 1은 지열 열펌프 시스템을 나타내는 도면이다, 도 1에 도시한 것과 같이 지열 열펌프 시스템은 열펌프 유닛(100), 지중열교환기(300) 및 건물(200, 냉난방을 필요로 하는 공간)로 포함하여 구성된다.
- <4> 먼저, 상기 열펌프 유닛(100)은 냉매가 순환하는 압축기(110), 열원측 열교환기(120), 팽창장치(130) 및 부하측 열교환기(140)를 구비한다. 상기 부하측 열교환기(140)는 냉, 난방을 요하는 건물(200) 내를 순환하는 부하측 2차 유체가 통과하면서 열펌프 유닛(100)의 냉매와 열교환을 하며, 상기 열원측 열교환기(120)는 지중열교환기(300)를 순환하는 열원측 2차 유체가 통과하면서 열펌프 유닛(100)의 냉매와 열교환을 한다. 여기서 '2차 유체'는 열원측 열교환기(120) 또는 부하측 열교환기(140)를 통과하면서 열펌프 유닛(100)의 냉매와 열교환하는 유체를 말한다.
- <5> 구체적으로, 상기 지열 열펌프 시스템이 난방 기능을 수행하는 경우, 열펌프 유닛(100)의 냉매가 화살표 A ??향으로 순환하며, 냉매는 열원측 열교환기(120)에서 열원측 2차 유체로부터 열을 흡수하고 부하측 열교환기(140)에서 부하측 2차 유체에게 열을 빼앗기게 된다. 열을 흡수한 부하측 2차 유체는 건물을 난방시키며, 열을 빼앗긴 열원측 2차 유체는 지중열교환기(300)를 통해서 지중으로부터 열을 흡수하게 된다.
- <6> 또한 상기 지열 열펌프 시스템이 냉방 운전을 행할 경우, 열펌프 유닛(100)의 사방밸브(150)에 의해서 냉매의 순환방향이 변환되어 냉매가 화살표 B방향으로 순환하며, 냉매는 부하측 열교환기(140)에서 부하측 2차 유체와 열교환을 하면서 2차 유체로부터 열을 흡수하고, 열원측 열교환기(120)에서 열원측 2차 유체에게 열을 빼앗긴다. 따라서 열펌프 유닛(100)은 건물 내부에서 열을 흡수하기 때문에 건물이 냉방된다. 이때 열원측 2차 유체는 지중열교환기(300)를 통해서 지중으로 흘러들어가 지중으로 열을 방출하게 된다.
- <7> 이러한 종래의 열펌프 유닛(100)은 열원측 열교환기(120) 및 부하측 열교환기(140)가 A1, A2 지점 및 B1, B2 지점에서 각각 지중열교환기(300) 및 건물(200)과 연결될 수 있도록 제조사에서 하나의 모듈로 만들어져 출하된다. 이러한 열펌프 유닛(100)은 지중열교환기(300)를 흐르는 열원측 2차 유체의 유량 및 건물(200) 내를 흐르는 부하측 2차 유체의 유량을 일정한 값으로 고정된 상태에서 정격조건(열원측 2차 유체 및 부하측 2차 유체의 열교환기로의 유입 온도가 결정됨)으로 설계되어 운전된다. 이하 설명의 편의상 정격조건으로 설계된 열원측 2차 유체의 유입온도를 '열원측 설계유입온도'라 하며, 정격조건으로 설정된 부하측 2차 유체의 유입온도를 '부하측 설계유입온도'라 한다.
- <8> 그러나, 이러한 정격조건은 현장에서 설치된 지열 열교환기(300)의 실제 상태 및 부하인 건물(200)의 실제 상태를 반영한 것이 아니기 때문에 열펌프 시스템이 최적의 운전 상태로 운전되지 못하는 문제점이 있다.
- <9> 예를 들면, 열펌프 유닛(100)에서 열원측 열교환기(120)로 유입되는 열원측 2차 유체의 유입온도(도 1에서 121 지점에서의 온도, 이하 동일)는 연중 변화가 크지 않기 때문에 난방 운전 및 냉방 운전시 열원측 설계유입온도를 만족하지만, 부하측 2차 유체의 유입온도(도 1에서 142 지점에서의 온도, 이하 동일)는 연간 외기 온도의 변화 및 건물의 공조 공간의 부하 변화에 따라 달라지기 때문에 부하측 설계유입온도와 차이를 가지게 된다. 따라서 열펌프 유닛(100)은 현장 조건에 부합되는 상태에서 운전되지 않기 때문에 성능이 저하되는 문제점이 있다.
- <10> 또한, 제조사의 열펌프 유닛(100)의 부하측 및 열원측 2차 유체를 모두 물로 가정하거나, 열원측 2차 유체는 부동액으로 그리고 부하측 2차 유체는 물로 가정한 조건에서 성능이 맞추어져 제조된다. 하지만 실제 현장에서는

현장의 외기 온도를 고려하여 열원측 2차 유체는 물과 메탄올의 혼합물, 물과 에틸알콜의 혼합물 등을 다양한 혼합 비율로 만들어진 부동액을 사용한다. 따라서 열원측의 부동액의 종류와 혼합 비율에 따라서 열원측 2차 유체의 열용량이 변화되어 열원측 설계유입온도와 실제 현장의 열원측 2차 유체의 유입온도는 차이를 가질 수 있으며, 이로 인해서 정격조건으로 운전되는 열펌프 유닛은 성능이 저하되는 문제점이 있다.

<11> 또한 열펌프 유닛(100)은 냉방을 기준으로 설계된다. 일반적으로 냉방시에 열원측 열교환기(120)는 응축기 역할을 수행하며, 부하측 열교환기(140)는 증발기의 역할을 수행하므로 열원측 열교환기(120)가 부하측 열교환기(140) 보다 크게 설계된다. 이러한 상태에서 난방 운전을 행하게 되면, 난방 시에는 응축기 역할을 수행하는 부하측 열교환기(140)가 증발기 역할을 수행하는 열원측 열교환기(120) 보다 작기 때문에 열펌프 유닛(100)의 성능이 저하되거나, 고압 상승 등에 의하여 압축기(110) 등이 정지되거나 내구성 저하 등의 문제가 발생한다.

<12> 한편, 지열 열펌프 시스템은 장기간 사용에 따라 열펌프 유닛(100)의 냉매가 누설되어 성능 저하가 발생하거나 2차 유체의 누설 등이 발생할 수 있으나, 종래의 지열 열펌프 시스템은 이에 대해서 진단 등을 통해서 시스템을 튜닝하지는 하지 못하는 문제점이 있었다.

발명의 내용

해결 하고자하는 과제

<13> 본 발명은 이러한 종래의 지열 열펌프 시스템의 문제점을 해결하기 위한 것으로, 제조사가 설치한 지열 열펌프 유닛에 대해서 현장의 부하 및 지열 열교환기의 열용량에 부합하며 아울러 연간 에너지 소모량을 최소화할 수 있도록 하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법을 제공하는 것을 목적으로 한다.

<14> 또한 본 발명은 지열 열펌프 시스템이 최적화된 운전으로부터 벗어난 운전을 행할 경우 이를 진단할 수 있는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법을 제공하는 것을 목적으로 한다.

과제 해결수단

<15> 상기 목적을 달성하기 위해서 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법은, 압축기, 열원측 열교환기, 팽창장치 및 부하측 열교환기를 포함하는 열펌프 유닛과, 상기 열펌프 유닛과 열교환하는 지열 열교환기와, 상기 열펌프 유닛과 열교환하여 냉난방이 되는 건물을 구비하는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법에 있어서, 제조사가 설정한 정격조건으로 운전되는 열펌프 유닛의 성능데이터, 부하측 열교환기로 유입되는 부하측 2차 유체의 유입온도 및 열원측 열교환기로 유입되는 열원측 2차 유체의 유입온도를 측정하는 초기운전단계; 상기 초기운전 단계로부터 측정된 연간 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도의 패턴을 분석하고, 연간 에너지 소모량이 최소가 되는 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도를 열펌프 유닛의 최적튜닝온도로 설정하는 초기운전분석단계; 그리고 상기 초기운전분석단계에서 설정된 최적튜닝온도에서 최대의 성능을 나타내도록 열펌프 유닛을 튜닝한 후에 열펌프 유닛을 운전하는 최적운전단계를 포함하는 것을 특징으로 한다. 이러한 방법을 통해서 지열 열펌프 시스템을 현장의 조건에 부합되면서 연간 에너지 소모량이 최소로 될 수 있도록 할 수 있다.

<16> 또한 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법은, 상기 최적운전단계에서 부하측 2차 유체의 유입온도 및 열원측 2차 유체의 유입온도에 따른 열펌프 유닛의 성능데이터를 측정하여 이를 기준성능데이터로 저장하며, 열펌프 유닛의 성능데이터를 측정하고 이를 상기 최적운전단계에서 측정된 열펌프 유닛의 기준성능데이터와 대비하여 현재 열펌프 유닛의 운전 상태를 진단하는 진단운전단계를 더 포함하는 것을 특징으로 한다. 이러한 방법을 통해서 장기간 운전으로 인해서 냉매의 누설이나 2차 유체의 누설을 감지하고 이를 사용자에게 알림으로써 지열 열펌프 시스템의 신뢰성을 확보할 수 있다.

<17> 또한, 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법은, 상기 초기운전분석단계는 연간 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도의 패턴에서 각각의 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도를 튜닝온도로 설정하고, 각 튜닝온도에서 열펌프 시스템의 연간 에너지소모량을 각각 계산하고, 설정된 각각의 튜닝온도들 중 연간 에너지소모량이 최소가 되는 튜닝온도에 해당하는 열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도를 최적튜닝온도로 설정하는 것을 특징으로 한다.

<18> 또한, 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법은, 상기 최적튜닝온도는 최대 냉난방 부하시에 요구되는 냉난방 성능을 만족시키는 것을 특징으로 한다. 이러한 방법을 통해서 최적튜닝온도에서 운전시 최대 냉난방 부하에서도 냉난방 성능을 저하시키지 않는다.

<19> 또한, 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법은, 상기 진단운전단계는 운전 중인 열펌프 유닛의 성

능데이터가 기준성능데이터와 차이를 가지는 경우, 이를 분석하고 튜닝방향을 판단하여 이를 사용자에게 알려주는 것을 특징으로 한다.

효 과

<20> 이러한 구성을 가지는 본 발명은 현장의 조건에 부합되는 운전조건에서 열펌프 유닛을 최적화하여 시스템의 성능을 향상시키며, 동시에 연간 에너지 소모량을 최소화 할로 할 수 있는 효과를 가진다.

<21> 또한 본 발명은 장기간 운전으로 인한 성능 저하를 방지하며 튜닝 방향을 제공함으로써 지열 열펌프 시스템의 신뢰성을 향상시키는 효과를 가진다.

발명의 실시를 위한 구체적인 내용

<22> 이하 첨부된 도면을 참조하여 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법에 대해서 보다 상세하게 설명한다. 도 2는 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법을 나타내는 도면이며, 도 3은 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템의 초기운전단계 결과를 나타내는 도면이며, 도 4는 제조사에서 제공한 열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도에 따른 전력소비량의 변화를 튜닝온도에 대해서 도시한 도면이다. 지열 열펌프 시스템의 주요 구성은 종래와 동일하기 때문에, 편의상 이들 구성에 대해서는 도 1의 도면 부호를 그대로 사용한다.

<23> 먼저, 도 2를 참조하면 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법은 열펌프 유닛(100)이 설치된 후 1년간 운전되는 초기운전단계(S1), 상기 초기운전단계(S1)의 결과를 기초로 열펌프 유닛(100)에 현장 조건을 적합함과 동시에 연간 에너지 소모량을 최소화할 수 있는 열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도에 대해서 최적튜닝온도를 설정하는 초기운전분석단계(S2), 상기 초기운전분석단계(S2)에서 분석된 최적튜닝온도에서 최대 성능이 나타나도록 열펌프 유닛(100)을 튜닝한 후에 열펌프 유닛(100)을 1년간 운전하는 최적운전단계(S3) 및 상기 최적운전단계(S3)의 운전을 통해서 얻어진 기준성능데이터를 기준으로 운전되는 열펌프 유닛(100)의 성능데이터를 비교하여 열펌프 유닛(100)을 진단하는 진단운전단계(S4)를 포함한다. 이하 각 단계를 구체적으로 살펴본다.

<24> < 초기운전단계(S1)>

<25> 초기운전단계(S1)는 제조사로부터 출하된 열펌프 유닛(100)이 지중 열교환기(300)와 함께 현장에 설치된 후 1년간 운전되는 것을 말한다. 앞서 종래기술에서 언급한 바와 같이, 제조사에서 제작된 열펌프 유닛(100)은 현장 조건이 반영되지 않은 상태에서 정격조건(열원측 및 부하측 열교환기의 2차 유체의 유입온도)이 설정되어 있다.

<26> 하지만 현장에 설치된 지중열교환기(300)는 그 구체적인 순환 형태 및 현장 조건의 지열의 온도에 따라서 그리고 2차 유체로 사용되는 부동액의 종류 및 배합비율에 따라서 열원측 열교환기(120)로 유입되는 열원측 2차 유체의 유입온도가 제조사에서 설정된 정격조건과 차이를 가질 수 있으며, 아울러 부하인 건물 내의 환경에 따라서 부하측 열교환기(140)로 유입되는 부하측 2차 유체의 유입온도가 제조사에서 설정된 정격조건과 차이를 가질 수 있다.

<27> 본 발명에 따르는 초기운전단계(S1)는 현장 조건에 부합되지 않는 상태에서 운전되는 동안 열원측 및 부하측 열교환기(120, 140)로 유입되는 2차 유체의 유,출입온도를 측정하고, 아울러 열펌프 유닛(100)의 성능데이터를 측정하여 저장하게 된다. 이러한 데이터는 도 1에 도시한 것과 같이 열원측 열교환기(120)로 입,출구에 설치된 온도센서(121, 122), 부하측 열교환기(140)의 입,출구에 설치된 온도센서(141, 142), 그리고 열펌프 유닛(100)의 냉매 배관에서 압축기(100)의 입,출구에 설치된 압력센서(111, 112) 및 온도센서(113, 114)와 팽창장치(130)의 입,출구에 설치된 온도센서(131, 132)에 의해서 측정된다.

<28> < 초기운전분석단계(S2)>

<29> 본 발명에 따르는 초기운전분석단계(S2)는 초기운전단계(S1)에서 측정된 성능데이터, 연간 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도 패턴을 분석하여 현장 조건에 부합되는 열펌프 유닛(100)의 최적튜닝온도를 설정하는 단계이다.

<30> 초기운전단계(S1)의 연간 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도 패턴은 도 3과 같이 나타난다. 참고로 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도 패턴이 거의 유사한 패턴으로 나타나기 때문에 도 3은 이들 중 하나만 예시적으로 도시한 것이다. 구체적으로 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도 각각에 대해서 1년간 그 유입온도가 나타나는 기간이 합하여 도시할 수 있다. 가장 많은 기간을 차지하는 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도가 중앙에 위치할 것이며, 좌우로 갈수록 그 기간이 적어지는 분포를 나타낸다.

- <31> 도 3에서 가장 많은 기간으로 나타난 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도를 최적튜닝온도로 설정할 수 있으나, 이는 연간 에너지 소모량을 고려하지 않은 것이기 때문에 충분히 최적화되었다고 할 수 없다. 도 3에 도시된 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도 각각에 대한 연간 에너지 소모량은 다음과 같이 구한다.
- <32> 먼저, 도 3에 도시된 각각의 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도를 튜닝온도로 설정하고, 튜닝온도로 튜닝된 열펌프 유닛(100)을 운전할 경우 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도에 따른 압축기(100)의 소비전력 그래프(도 4)로부터 구할 수 있다. 도 4의 그래프는 통상 제조사에서 제공하며 여기서는 예시적으로 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도 중 하나에 대해서만 도시하였다.
- <33> 도 4에서 튜닝온도 A와 튜닝온도 B는, 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도에 따른 소비전력의 기울기가 다르다. 따라서, 해당 튜닝온도로 튜닝된 열펌프 유닛(100)은 각각의 2차 유체의 유입온도에서의 소비전력이 차이를 가지게 된다.
- <34> 예를 들어, 도 3에서 가장 많은 기간을 차지하는 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도를 튜닝온도 A로 할 경우, 튜닝온도 A로 튜닝된 열펌프 유닛(100)의 연간 에너지 소모량은 도 4에서 튜닝온도 A의 선을 따라서 해당 부하측 및 열원측 2차 유체 유입온도에 대한 소비전력 값을 구하고, 여기에 도 3에서 해당 부하측 및 열원측 2차 유체 유입온도가 연간 나타난 기간을 곱하고, 이들 값을 더함으로써 계산할 수 있다.
- <35> 또한 가장 많은 기간을 차지하는 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도의 바로 옆에 있는 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도를 튜닝온도 B라고 하고 튜닝온도 B로 튜닝한 열펌프 유닛(100)에 대한 연간 에너지 소모량 역시 튜닝온도 A와 동일한 동일한 방법으로 계산할 수 있다.
- <36> 이러한 방법으로 도 3에 나타난 부하측 및 열원측 2차 유체의 유입온도 각각에 대한 연간 에너지 소모량을 계산한 후, 이들 중 연간 에너지 소모량이 최소가 되는 튜닝온도를 최적튜닝온도로 설정한다. 이렇게 함으로써 최적 튜닝온도로 튜닝되면 열펌프 유닛(100)은 현장 조건에 부합되면서 연간 에너지 소모량 최소화할 수 있도록 최적화된 상태로 운전될 수 있게 된다.
- <37> 한편, 연간 에너지 소모량이 최소가 되는 튜닝온도(열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도)를 최적튜닝온도로 설정하더라도, 최대 냉난방 부하로 운전될 경우 요구되는 냉난방 용량을 가지지 못하는 경우가 있다. 따라서 최적튜닝온도를 설정할 경우 최대 냉난방 부하에서의 냉난방 용량이 충분히 얻어지지 못하는 경우에는 연간 에너지 소모량이 조금 높더라도 최대 냉난방 부하시에 냉난방 조건을 만족시킬 수 있는 튜닝온도를 채택하는 것이 바람직하다.
- <38> < 최적운전단계(S3) >
- <39> 상기 최적운전단계(S3)는 상기 초기운전분석단계(S3)에서 분석된 최적튜닝온도에서 열펌프 유닛이 최대의 성능을 갖도록 튜닝한다. 튜닝시에는 예를 들어 제조사의 정격조건 대비 최적튜닝온도가 높은 경우에는 열펌프 유닛(100)의 팽창장치(130) 저항을 감소시키거나 냉매 충전량을 감소시킨다. 반대로 제조사의 정격조건 대비 최적튜닝온도가 낮을 경우에는 열펌프 유닛(100)의 팽창장치(130)의 저항을 증가시키거나 냉매 충전량을 증가시킨다.
- <40> 이후, 최적튜닝온도로 튜닝된 열펌프 유닛(100)을 1년간 운전하고 이때 열원측 및 부하측 2차 유체 유입온도에 따른 열펌프 유닛의 성능데이터를 측정하고 이를 기준성능데이터로 저장하고 데이터베이스를 구축한다.
- <41> 구체적으로, 제조사에서 정격조건으로 설계되어 출하된 열펌프 유닛(100)을 현장 조건에 맞는 최적튜닝온도에서 튜닝한 뒤 1년간 운전하면서 연간 발생하는 각각의 열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도와, 이러한 열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도에서 운전될 경우 열펌프 유닛(100)의 구성들인 압축기(110), 열원측 열교환기(120), 팽창장치(130) 및 부하측 열교환기(140)의 유출구에서의 냉매 상태량을 측정하고 이들로부터 각각의 위치에서의 고압, 저압, 과열도 및 과냉도 등의 성능데이터를 기준성능데이터로 저장한다.
- <42> < 진단운전단계(S4) >
- <43> 진단운전단계(S4)는 열펌프 유닛 설치 후 3년차 이후의 운전으로, 운전되는 열펌프 유닛(100)의 성능데이터를 측정하고, 이미 2년차에서 행한 최적운전단계(S3)에서 얻어져 저장되어 있는 열원측 및 부하측 2차 유체의 유입온도에 따른 기준성능데이터를 기준으로 하여 열펌프 유닛(100)의 성능을 진단한다. 3년 이후의 장기간 사용으로 인해서 열펌프 유닛(100)의 냉매가 누설될 수 있으며, 아울러 열원측 및 부하측 열교환기(120, 140)를 흐르는 2차 유체가 누설이 발생할 수 있다. 진단운전단계(S4)는 이러한 이상을 성능데이터의 변화로 감지함으로써 열펌프 유닛을 모니터링하고 이상의 원인을 진단, 분석함과 동시에 이를 점검사항으로 사용자에게 전달한다.

<44> 예를 들어, 냉방 운전시 열펌프 유닛(100)을 순환하는 냉매가 누설되면, 이로 인해서 냉매 순환 유량이 감소하여 부하측 열교환기(140)로부터 단위 냉매 유량당 많은 열을 흡수하게 된다. 그 결과 과열도가 상승하고 이로 인해서 압축기 토출온도가 상승하게 된다. 이 경우 열펌프 유닛(100)의 냉방 용량이 감소하고 압축기(110)의 코일이 손상되는 등의 문제가 발생한다. 본 발명의 진단운전단계(S4)는 이러한 경우 기준성능데이터 중 과열도에 이상이 발생하였음을 판단하고, 점검하라는 메시지를 사용자에게 보내고 이런 과열도 이상이 발생하는 경우는 냉매 충전량을 체크하거나 2차 유체의 순환펌프 이상 유무 등을 체크하라는 구체적인 점검 사항(A/S 사항)을 함께 전달한다.

<45> 또 다른 일례로, 부하측 열교환기(140)를 흐르는 부하측 2차 유체가 누설되면, 2차 유체의 유량이 감소하게 되고, 이는 냉방 운전시 부하측 열교환기(140)로부터 냉매로 열이 충분히 교환되지 않아 액체 상태의 냉매가 압축기로 유입되어 시스템 고압이 크게 상승하고, 소비전력이 증가하며, 압축기가 손상되는 등의 문제가 발생할 수 있다. 이 경우 진단운전단계(S4)에서는 시스템 고압 및 과열도에서 이상이 발생되었음을 판단하고 이를 점검하라는 메시지를 사용자에게 보낸다. 열원측 2차 유체가 감소되었거나 부하측 2차 유체가 감소된 경우이므로 2차 순환펌프 이상유무나 누설유무를 체크하라는 점검사항(A/S 사항)을 함께 전달한다.

도면의 간단한 설명

<46> 도 1은 지열 열펌프 시스템을 나타내는 도면.

<47> 도 2는 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템 최적화 방법을 나타내는 도면.

<48> 도 3은 본 발명에 따르는 지열 열펌프 시스템의 초기운전단계를 결과를 나타내는 도면.

<49> 도 4는 제조사에서 제공한 2차 유체의 유입온도에 따른 전력소비량의 변화를 튜닝온도에 대해서 도시한 도면.

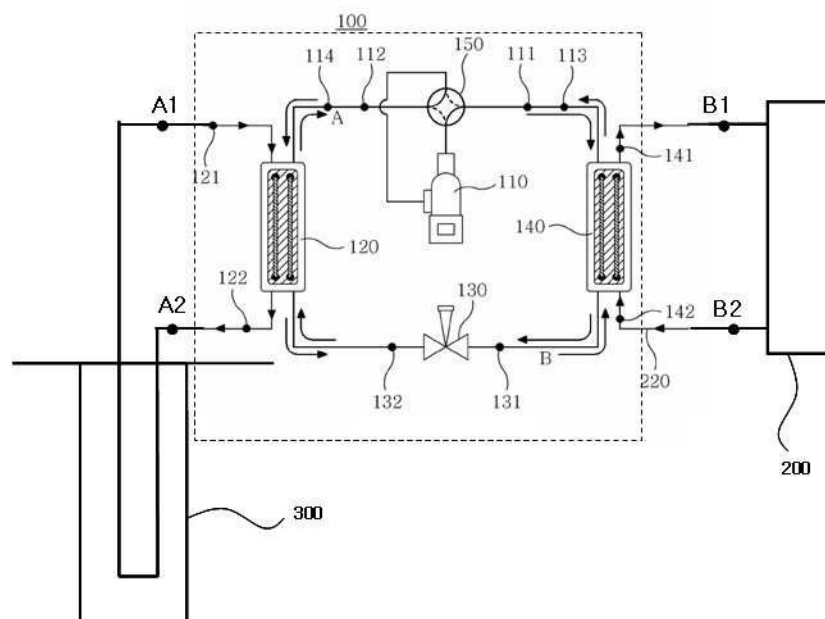
<50> < 도면의 주요 부분에 대한 부호의 설명 >

<51> 100 : 열펌프 유닛 200 : 건물

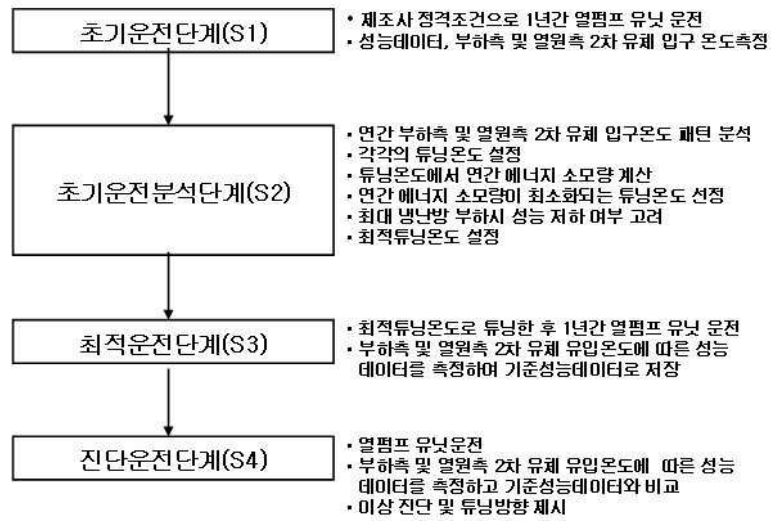
<52> 300 : 지중 열교환기

도면

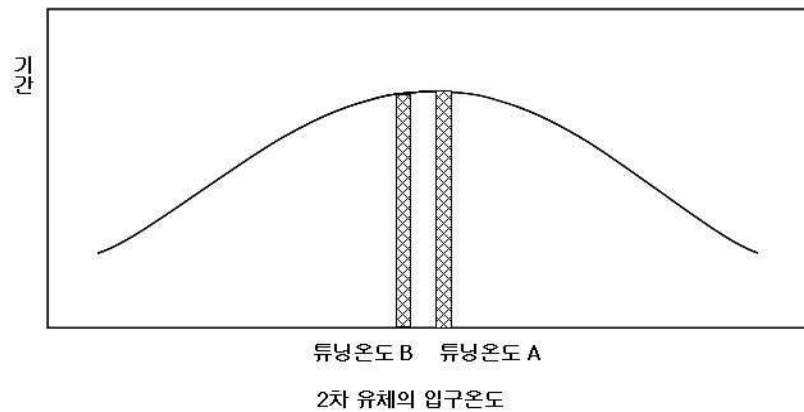
도면1



도면2



도면3



도면4

