



(19) 대한민국특허청(KR)  
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2007-0102172  
(43) 공개일자 2007년10월18일

(51) Int. Cl.

F28F 13/00(2006.01) F28F 13/06(2006.01)

F28F 13/08(2006.01) F28F 27/00(2006.01)

(21) 출원번호 10-2006-0033980

(22) 출원일자 2006년04월14일

심사청구일자 없음

(71) 출원인

한라공조주식회사

대전광역시 대덕구 신일동 1689-1

(72) 발명자

전대수

대전광역시 대덕구 신일동 1689-1

민은기

대전광역시 대덕구 신일동 1689-1

(74) 대리인

박원용

전체 청구항 수 : 총 4 항

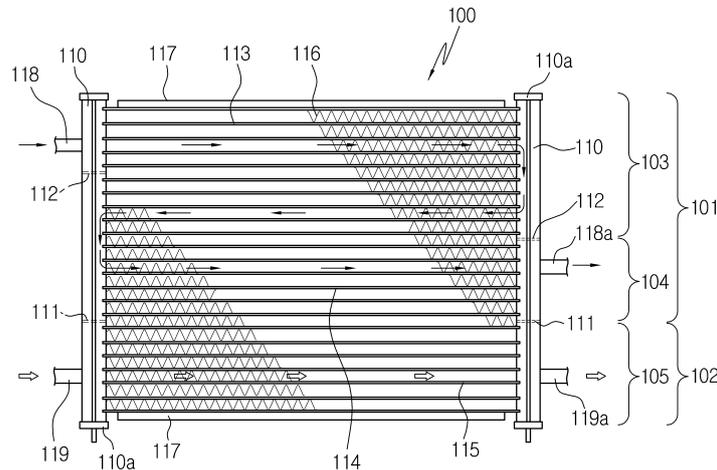
(54) 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기

(57) 요약

본 발명은 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기에 관한 것으로서, 더욱 상세하게는 응축부, 과냉각부, 오일쿨러부의 각 튜브의 수력직경을 다르게 함으로서 압력강하량을 감소함과 동시에 열교환성능을 향상할 수 있는 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기에 관한 것이다.

이에 본 발명은 상호 일정간격 이격되어 평행하게 배치되는 한 쌍의 헤더탱크(110); 상기 한 쌍의 헤더탱크(110)에 양단부가 연통되게 결합되며, 유입된 냉매를 응축시키는 응축부(103)와, 상기에서 응축된 냉매를 과냉각시키는 과냉각부(104)와, 오일을 냉각시키는 오일쿨러부(105)를 구성하는 다수의 튜브(113)(114)(115); 상기 튜브(113)(114)(115)들 사이에 개재되는 방열핀(116)을 포함하여 이루어진 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기에 있어서, 상기 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경을 Dch1 이라 하고, 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경을 Dch2 라 하고, 오일쿨러부(105)측 튜브(115)의 수력직경을 Doh 라 할 때, 다음식  $0.8\text{mm}^3 < \text{Dch1} \times \text{Dch2} \times \text{Doh} < 3.0\text{mm}^3$  을 만족하는 것을 특징으로 한다.

대표도 - 도2



**특허청구의 범위**

**청구항 1**

상호 일정간격 이격되어 평행하게 배치되는 한 쌍의 헤더탱크(110);

상기 한 쌍의 헤더탱크(110)에 양단부가 연통되게 결합되며, 유입된 냉매를 응축시키는 응축부(103)와, 상기에서 응축된 냉매를 과냉각시키는 과냉각부(104)와, 오일을 냉각시키는 오일쿨러부(105)를 구성하는 다수의 튜브(113)(114)(115);

상기 튜브(113)(114)(115)들 사이에 개재되는 방열핀(116)

을 포함하여 이루어진 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기에 있어서,

상기 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경을 Dch1 이라 하고, 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경을 Dch2 라 하고, 오일쿨러부(105)측 튜브(115)의 수력직경을 Doh 라 할 때, 다음식  $0.8\text{mm}^3 < Dch1 \times Dch2 \times Doh < 3.0\text{mm}^3$  을 만족하는 것을 특징으로 하는 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기.

**청구항 2**

제 1 항에 있어서,

상기 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경(Dch1)과 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경(Dch2)은 서로 다르게 구성된 것을 특징으로 하는 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기.

**청구항 3**

제 1 항에 있어서,

상기 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경(Dch1)과, 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경(Dch2)과, 오일쿨러부(105)측 튜브(115)의 수력직경(Doh)은, 다음식  $Dch1 < Dch2 < Doh$  을 만족하는 것을 특징으로 하는 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기.

**청구항 4**

제 3 항에 있어서,

상기 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경(Dch1)은 0.8mm 이하이고, 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경(Dch2)은 0.9mm 이하이고, 오일쿨러부(105)측 튜브(115)의 수력직경(Doh)은 1.8mm 이하 인것을 특징으로 하는 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기.

**명세서**

**발명의 상세한 설명**

**발명의 목적**

**발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술**

- <14> 본 발명은 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기에 관한 것으로서, 더욱 상세하게는 응축부, 과냉각부, 오일쿨러부의 각 튜브의 수력직경을 다르게 함으로서 압력강하량을 감소함과 동시에 열교환성능을 향상할 수 있는 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기에 관한 것이다.
- <15> 일반적으로 열교환기는 특정 유로상에 설치되어 그 내부를 순환하는 열교환매체가 외기열을 흡열하도록 하거나 또는 자신의 열을 외부로 방열하는 방식으로 열교환을 수행하도록 하는 것이다.
- <16> 이러한 열교환기는 냉매를 열교환매체로 사용하는 응축기와 증발기, 그리고 냉각수를 열교환매체로 사용하는 라디에이터와 히터코어, 또한 엔진 및 변속기 등의 내부를 유동하는 오일을 냉각하기 위해 오일을 열교환매체로 사용하는 오일쿨러 등 사용목적과 용도에 따라 다양하게 제작되고 있다.
- <17> 상기 오일쿨러는 공냉식과 수냉식으로 구분되며, 이 중에서 공냉식은 차량의 엔진룸 전방에 배치되는 응축기의

앞쪽에 설치되어 오일쿨러의 내부를 흐르는 오일을 외기와 열교환되도록 함으로서 오일을 적절히 냉각시키고 있다.

- <18> 그러나, 상기 응축기와 오일쿨러가 별개의 부품으로 구성되어 각 장치를 제조한 후 설치하여야 하므로 제작공수가 많아 생산성이 낮을 뿐만 아니라, 재료의 낭비가 심해 원가가 크게 상승함과 오일쿨러를 장착하기 위한 공간 확보에도 문제가 있었다.
- <19> 이러한 문제를 해결하기 위해 상기 오일쿨러를 상기 응축기와 일체화한 기술이 국내 실용신안등록번호 제 173431호(명칭: 자동차용 응축기/오일쿨러 일체형 열교환기)에 개시되어 있으며, 도 1을 참조하여 간략히 설명하면 다음과 같다.
- <20> 도시된 바와 같이, 상호 일정간격 이격되어 평행하게 배치되는 한 쌍의 헤더탱크(4)(5)와, 상기 한 쌍의 헤더탱크(4)(5)를 연통시키는 다수의 평판형 튜브(6)(6a)와, 상기 각 튜브(6)(6a)들 사이에 개재되는 방열핀(7)과, 상기 한 쌍의 헤더탱크(4)(5)의 내부를 각각 상,하로 구획함으로써 냉매가 흐르는 응축기(2) 및 오일이 흐르는 오일쿨러(3)로 구획하는 제 1 배플(8)과, 상기 응축기(2)측의 한 쌍의 헤더탱크(4)(5) 내부에 대해 상호 교호적으로 배치되어 냉매가 튜브(6)들을 지그재그 형태로 흐르도록 유도하는 제 2 배플(9)을 구비하여 구성된다.
- <21> 그리고, 상기 응축기(2)측과 오일쿨러(3)측의 헤더탱크(4)(5)에는 각각 입,출구파이프(10)(11)(12)(13)가 구비된다.
- <22> 따라서, 별도의 오일쿨러 없이도 하나의 열교환기(1)만으로 냉매의 액화작용은 물론 오일의 냉각작용도 동시에 수행할 수 있는 것이다.
- <23> 여기서, 상기 오일쿨러(3) 뿐만아니라 응축기(2)의 성능을 향상시키기 위해서는 냉매가 열교환할 수 있는 전열면적을 증가시키고 냉매측의 압력강하량을 최소화시키도록 설계하는 것이 중요하다. 물론 냉매의 전열면적을 증가시키는 방안으로 튜브(6)(6a)내에서 냉매가 유동하는 유로의 수력직경(Hydraulic Diameter)을 무조건적으로 감소시키는 방안은 압력강하량을 증가시키게 되는 요인이 된다.
- <24> 한편, 상기 응축기(2)는 입구파이프(10)를 통해 유입된 기상의 냉매가 튜브(6)내를 이동하면서 응축되는 응축부(2a)와, 상기 응축부(2a)의 하부측에 위치하면서 응축부(2a)에서 응축된 냉매를 과냉각시키는 과냉각부(2b)로 구성된다.
- <25> 그러나, 상기한 종래의 일체형 열교환기(1)는 응축기(2)의 응축부(2a)와 과냉각부(2b)를 구성하는 튜브(6)들의 수력직경이 동일하게 구성되어 있기 때문에 과냉각부(2b)에서 냉매의 유동저항이 크게 발생하면서 압력강하량이 증가하게 되고 결국 열교환성능이 저하되는 문제가 있었다.
- <26> 즉, 응축기(2)의 응축부(2a)에서는 기상의 냉매가 유입되어 튜브(6)내를 이동하면서 외부공기와의 열교환을 통해 점차 응축되고, 이렇게 응축된 냉매는 과냉각부(2b)에서 과냉각되게 되는데, 이때 응축부(2a)의 튜브(6)에는 기상의 냉매가 유입되기 때문에 유동저항이 크게 발생하지 않지만, 상기 응축부(2a)의 튜브(6)와 동일한 수력직경을 갖는 과냉각부(2b)의 튜브(6)에서는 과냉각된 액상의 냉매가 이동하기 때문에 유동저항이 크게 발생하여 압력강하량이 증가하고 이에따라 열교환성능이 저하되는 것이다.

**발명이 이루고자 하는 기술적 과제**

- <27> 상기한 문제점을 해결하기 위한 본 발명의 목적은 응축부, 과냉각부, 오일쿨러부의 각 튜브의 수력직경을 다르게 함으로서 압력강하량을 감소함과 동시에 열교환성능을 향상할 수 있는 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기를 제공하는데 있다.

**발명의 구성 및 작용**

- <28> 상기한 목적을 달성하기 위한 본 발명은 상호 일정간격 이격되어 평행하게 배치되는 한 쌍의 헤더탱크; 상기 한 쌍의 헤더탱크(110)에 양단부가 연통되게 결합되며, 유입된 냉매를 응축시키는 응축부와, 상기에서 응축된 냉매를 과냉각시키는 과냉각부와, 오일을 냉각시키는 오일쿨러부를 구성하는 다수의 튜브; 상기 튜브들 사이에 개재되는 방열핀을 포함하여 이루어진 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기에 있어서, 상기 응축부측 튜브의 수력직경을 Dch1 이라 하고, 과냉각부측 튜브의 수력직경을 Dch2 라 하고, 오일쿨러부측 튜브의 수력직경을 Doh 라 할 때, 다음식  $0.8\text{mm}^3 < Dch1 \times Dch2 \times Doh < 3.0\text{mm}^3$  을 만족하는 것을 특징으로 한다.
- <29> 이하, 본 발명을 첨부된 도면을 참조하여 상세히 설명하면 다음과 같다.

- <30> 도 2는 본 발명에 따른 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기를 나타내는 정면도이고, 도 3은 도 2에서 응축부와 과냉각부와 오일쿨러부의 각 튜브를 나타내는 단면도이다.
- <31> 도시된 바와 같이, 본 발명에 따른 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기(100)는, 상호 일정간격 이격되어 평행하게 배치되는 한 쌍의 헤더탱크(110)와, 상기 한 쌍의 헤더탱크(110)에 양단부가 연통되게 결합되어 유입된 냉매를 응축시키는 응축부(103), 상기에서 응축된 냉매를 과냉각시키는 과냉각부(104), 오일을 냉각시키는 오일쿨러부(105)를 구성하는 다수의 튜브(113)(114)(115)와, 상기 튜브(113)(114)(115)들 사이에 개재되어 열교환을 촉진시키는 방열핀(116)으로 구성된다.
- <32> 상기 한 쌍의 헤더탱크(110)의 양단부는 엔드캡(110a)에 의해 밀폐되며, 상기 튜브(113)(114)(115) 및 방열핀(116)의 최외곽에는 이들을 보호하기 위해서 사이드서포트(117)가 결합되어 있다.
- <33> 그리고, 상기 한 쌍의 헤더탱크(110)의 내부를 각각 상,하로 구획하도록 제 1 배플(111)이 결합되는데, 즉, 상기 제 1 배플(111)을 기준으로 상측에는 상기 응축부(103) 및 과냉각부(104)로 이루어진 응축기(101)가 구성되고, 하측에는 상기 오일쿨러부(105)로 이루어진 오일쿨러(102)가 구성된다.
- <34> 이때, 상기 응축기(101)측의 한 쌍의 헤더탱크(110)에는 냉매를 유입/배출할 수 있도록 입,출구파이프(118)(118a)가 구비되고, 오일쿨러(102)측의 한 쌍의 헤더탱크(110)에는 오일을 유입/배출할 수 있도록 입,출구파이프(119)(119a)가 구비된다.
- <35> 또한, 상기 응축기(101)측 한 쌍의 헤더탱크(110)의 내부에는 제 2 배플(112)이 상호 교호적으로 결합되어 입구파이프(118)를 통해 유입된 냉매가 튜브(113)(114)들을 지그재그 형태로 유동하도록 유도하게 된다.
- <36> 여기서, 상기 한 쌍의 헤더탱크(110)는 각각 일체형 파이프로 구성할 수도 있고, 각각 분리된 헤더와 탱크를 조립한 후 브레이징시 접합하여 구성할 수도 있다.
- <37> 한편, 상기 한 쌍의 헤더탱크(110) 중 응축기(101)측의 출구파이프(118a)가 구비된 헤더탱크(110)측에는 상기 응축기(101)를 흐르면서 미처 액상화되지 않은 기체상태의 냉매를 분리/제거하거나 흐르는 냉매 중에 함유된 수분을 흡수하여 냉방효율을 높일 수 있도록 수액기(미도시)가 더 설치될 수도 있다.
- <38> 그리고, 상기 튜브(113)(114)(115)는 내부에 복수의 유로(113a)(114a)(115a)를 갖는 편형튜브로 이루어지며, 본 발명에서는 상기 응축부(103), 과냉각부(104), 오일쿨러부(105)를 구성하는 각 튜브(113)(114)(115)의 수력직경을 다르게 하여 압력강하량을 감소하고 이에따라 열교환성능을 향상하고자 한다.
- <39> 따라서, 본 발명은 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경을  $D_{ch1}$  이라 하고, 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경을  $D_{ch2}$  라 하고, 오일쿨러부(105)측 튜브(115)의 수력직경을  $D_{oh}$  라 할 때, 다음식  $0.8mm^3 < D_{ch1} \times D_{ch2} \times D_{oh} < 3.0mm^3$  을 만족하도록 하는 것이다.
- <40> 즉, 상기 응축부(103), 과냉각부(104), 오일쿨러부(105)의 각 튜브(113)(114)(115) 수력직경의 곱의 범위가  $0.8mm^3$  보다 크고  $3.0mm^3$  보다 작게 한 것이며, 만일  $0.8mm^3$  이하가 되면 수력직경이 작아 전열면적이 증가하긴 하지만 냉매측 압력강하량이 증가하여 열교환성능이 저하되고,  $3.0mm^3$  이상이 되면 반대로 수력직경이 커져 냉매측 압력강하량이 감소하긴 하지만 전열면적이 감소하여 열교환성능이 저하된다.
- <41> 튜브(113)(114)(115)의 수력직경이 작다는 것은 튜브(113)(114)(115)내의 유로(113a)(114a)(115a)들이 미세하다는 것을 의미하므로 결국 냉매가 흐를 수 있는 튜브(113)(114)(115)내의 유로(113a)(114a)(115a)가 좁아지기 때문에 전체적으로 응축기(101)내의 압력강하량이 증가하게 되는 것이다.
- <42> 그리고, 본 발명은 상기의 식을 만족하는 범위내에서, 상기 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경( $D_{ch1}$ )과 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경( $D_{ch2}$ )이 서로 다르게 구성되는 것이 바람직하다.
- <43> 즉, 상기 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경( $D_{ch1}$ )과, 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경( $D_{ch2}$ )과, 오일쿨러부(105)측 튜브(115)의 수력직경( $D_{oh}$ ), 다음식  $D_{ch1} < D_{ch2} < D_{oh}$  을 만족하는 것이 바람직하다.
- <44> 여기서, 상기 식을 만족하는 범위내에서 본 발명의 최적화된 수력직경은, 응축부(103)측 튜브(113)의 수력직경( $D_{ch1}$ )이  $0.8mm$  이하이고, 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경( $D_{ch2}$ )이  $0.9mm$  이하이고, 오일쿨러부(105)측 튜브(115)의 수력직경( $D_{oh}$ )이  $1.8mm$  이하 인것이 바람직하다.
- <45> 즉, 응축부(103)측 튜브(113)에서는 기상의 냉매가 유입되어 점차 응축되는 영역이고, 과냉각부(104)측 튜브

(114)에서는 상기에서 응축된 냉매가 과냉각되는 영역이기 때문에, 주로 기상 또는 기상과 액상이 혼합된 냉매가 유동하는 응축부(103)측 보다는 순수한 액상의 냉매가 유동하는 과냉각부(104)측 튜브(114)의 수력직경을 더 크게 해야 냉매측 유동저항을 감소할 수 있고 이에따라 응축기(101) 전체의 압력강하량도 감소할 수 있는 것이다.

- <46> 또한, 오일쿨러부(105)측 튜브(115)에서는 오일이 외부공기와의 열교환으로 냉각되는 영역이기 때문에 이때 오일의 점성이 높고 이에따라 유동저항이 크게 발생하므로 상기 응축부(103)측과 과냉각부(104)측 튜브(113)(114)의 수력직경과 보다 수력직경을 더 크게 해야 하는 것이다.
- <47> 한편, 상기 응축부(103), 과냉각부(104), 오일쿨러부(105)측 튜브(113)(114)(115)들의 사이에 개재되는 방열핀(116)의 밀도는 모두 동일하다.
- <48> 상기한 바와 같이, 본 발명에 따른 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기(100)의 냉매 및 오일의 순환과정을 설명하면 다음과 같다.
- <49> 먼저 압축기(미도시)로부터 이송된 고온/고압의 기상 냉매는 응축기(101)의 입구파이프(118)를 통해 일측의 헤더탱크(110)로 유입되고, 유입된 기상 냉매는 제 2 배플(112)에 의해 응축부(103)측의 튜브(113)들을 지그재그 형태로 흐르는 동안 외부공기와의 열교환으로 응축되어 액상으로 점차 바뀌면서 과냉각부(104)의 튜브(114)들로 이동하게 되고, 과냉각부(104)의 튜브(114)들을 흐르는 응축된 냉매는 과냉각된 후 타측의 헤더탱크(110)에 구비된 출구파이프(118a)를 통해 배출되는 것이다.
- <50> 한편, 엔진오일, 변속기오일은 오일쿨러(102)의 입구파이프(119)를 통해 일측의 헤더탱크(110)로 유입되고, 유입된 오일은 오일쿨러부(105)의 튜브(115)들을 흐르는 동안 외부공기와 열교환하여 냉각되면서 타측의 헤더탱크(110)로 유입된 후 출구파이프(119a)를 통해 배출된다.
- <51> 이와 같이, 일체형 열교환기(100)는, 응축기(101)에서는 압축기에서 압축된 냉매를 외부공기와의 열교환으로 액화시키고, 오일쿨러(102)에서는 엔진 또는 변속기 등의 오일을 외부공기와의 열교환으로 동시에 냉각시키게 되는 것이다.

**발명의 효과**

- <52> 상기한 본 발명에 따르면, 상기 응축부, 과냉각부, 오일쿨러부측의 각 튜브의 수력직경을 다르게 함으로서 압력강하량을 감소함과 동시에 열교환성능이 향상된다.

**도면의 간단한 설명**

- <1> 도 1은 종래의 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기를 나타내는 정면도,
- <2> 도 2는 본 발명에 따른 응축기와 오일쿨러 일체형 열교환기를 나타내는 정면도,
- <3> 도 3은 도 2에서 응축부와 과냉각부와 오일쿨러부의 각 튜브를 나타내는 단면도이다.
- <4> <도면의 주요부분에 대한 부호 설명>
- <5> 100: 일체형 열교환기    101: 응축기
- <6> 102: 오일쿨러    103: 응축부
- <7> 104: 과냉각부    105: 오일쿨러부
- <8> 110: 헤더탱크    110a: 엔드캡
- <9> 111: 제 1 배플
- <10> 112: 제 2 배플    113,114,115: 튜브
- <11> 113a,114a,115a: 유로    116: 방열핀
- <12> 117: 사이드서포트    118,119: 입구파이프
- <13> 118a,119a: 출구파이프



도면3

