



TROPİKAL İKLİM BÖLGELERİ İÇİN UYGUN SOĞUTUCU AKIŞKAN SEÇİMİ

Perihan ÖCAL¹, Prof. Dr. Kazım PIHTILI¹

¹Bingöl Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 12000- Bingöl
kpihtili@bingol.edu.tr
pocal@bingol.edu.tr

ÖZET

Soğutma sistemleri günlük yaşantımızın hemen hemen her alanına girmiştir. Bu doğrultuda endüstriyel sistemlerde, ev tipi soğutucularda, iklimlendirme sistemlerinde ve benzeri alanlarda gerek enerji tüketimi bakımından gerekse sistemin göstereceği performans bakımından, sistemlerin kullanışlı olması tercih meselesidir. Söz konusu sistemlerden beklenen performansın alınması ise, pek çok parametreye bağlıdır. Bu parametrelerden birisi de uygun tasarım ve çevre koşullarında uygun akışkanın kullanılmasıdır. Esas alınan bir bölge için kullanılacak uygun bir cihazın üretimi ise, kuşkusuz ortamın şartlarına uyum gösterecek olan uygun akışkanın belirlenmesi ile tamamlanacaktır. Bilindiği gibi tropikal iklim bölgelerinde sıcaklık ortalama 30-45°C aralığındadır. Bu doğrultuda çevre şartları 30-50°C aralığında, buharlaştırıcı sıcaklıkları 0 ile -18°C aralığında alınmış, termodinamiğin birinci ve ikinci kanunu, soğutma sistemlerinde yaygın bir şekilde kullanılan R22, R134a R410a ve R152a akışkanlar ve bu akışkanlara alternatif olarak R600a'ya uygulanmıştır. Elde edilen veriler esas alınarak belirtilen akışkanlar için kompresörün gerektirdiği iş, performans değeri, ikinci yasa verimi, toplam durum tersinmezliği ve kullanılabilirlik hesabı yapılmıştır. Yapılan hesaplar grafiklere aktarılmış ve sistemin optimum çalışma şartları her akışkan için belirlenmiştir. Sonuç olarak esas alınan tasarım ve çevre şartlarında en uygun performans gösteren akışkan belirlenmeye çalışılmıştır.

Anahtar kelimeler: Enerji, ekserji analizi, ikinci kanun verimi, soğutucu akışkan, performans katsayısı.

SUMMARY

Cooling systems has entered into almost every aspect of daily live. In this respect, at industrial systems, household-type refrigerators, air conditioning systems and so on areas in terms of both energy consumption and performance of the system it is a matter of preference. Expected performance of the system is dependent on many parameters. One of these parameters also useing suitable fluid at suitable ambient and using suitable design conditions. Production of a suitable apparatus for special region will be completed by determination of suitable fluid, which can compatible with requirements of medium. As it known, the average temprature for tropical climate zone is in range of 30-45°C. Accordingly ambient conditions were taken in range of 30-50°C and evaporative conditions were taken in range of 0 -(-18)°C, than first and second law of thermodynamic were applied to R22, R134 R410, R152 and as alternative fluid R600a. Work required for compressor, performance value, second law efficiency, irreversibility and availability were calculated for determined fluids. System calculations were transferred to the graphics and then optimum working conditions were determined for each fluid. As a result, based on design and environmental conditions most appropriate fluid was determined.

Key words: Energy, exergy analysis, second law efficiency, refrigerant, the coefficient of performance

1. GİRİŞ

Bu çalışma tropikal iklim bölgesinde bulunan Türkiye için ideal buhar sıkıştırma çevrim esas alınarak yapılmıştır. Söz konusu çalışmada esas alınan akışkanlar için, farklı yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığı kullanılarak; ilgili sıcaklıklarda sistemin performansı, toplam tersinmezliği, gerekli kompresör işi, ikinci kanun analizi hesapları yapılmıştır.

Çalışmaya başlamadan önce bu konuda uzman bazı firmalardan tasarım büyüklükleri ile ilgili bilgi alınmıştır. Yapılan görüşmeler sonucu soğutma firmalarının ISO15502 standardının EN153 regülasyonu ve IEC standardına göre tasarım yaptıkları bildirilmiş ve çoğu firmanın soğutma sistemleri için soğutucu akışkan olarak çoğunlukla R600a ve R134a kullandığı; klima için ise R22 ve R410a kullandıkları anlaşılmıştır. Bu standartlar ve regülasyonlar kapsamında soğutucu bölme ortalama sıcaklığını +4°C, dondurucu bölme sıcaklığını -18°C ve çevre şartları T tipi iklim şartları esas alındığından dolayı çevre şartları için tasarım büyüklüğü olarak 16-43°C sıcaklık aralığını kullandıkları anlaşılmıştır. Hesaplamalar sık kullanıldığını tespit etmiş olduğumuz beş soğutucu akışkan, belirttiğimiz standartlar ve regülasyonlar da dikkate alınarak yapılmıştır. Söz konusu akışkanlar R22, R134a R410a R152a ve alternatif olarak R600a'dır. Yoğuşurucu sıcaklıkları 35°C, 40°C, 45°C, 50°C olarak, buharlaştırıcı sıcaklıkları -18 ile 0°C aralığında alınmıştır. Bu değerler esas alınarak belirtilen akışkanlar için gerekli kompresör işi, soğutma performans değeri, ikinci yasa verimi, toplam durum tersinmezliği ve kullanılabilirlik hesabı yapılmıştır. Yapılan hesaplar daha somut düşündürmesi bakımından grafiklere aktarılarak, sistemin optimum çalışma şartları belirlenmeye çalışılmıştır.

Bilindiği üzere soğutma sistemlerinde sistemin performansı, farklı iklim bölgelerine göre değişmekle birlikte aynı iklim bölgesinde dahi bölgesel farklılıklar gösterir. Soğutma cihazları üretilirken belirli bölgelerin çevre şartlarını dikkate almak durumundadırlar. Bunu yaparken hangi akışkanın hangi yoğunlaştırıcı sıcaklığında daha iyi performans sağlayacağını ve daha az kompresör işi tüketeceğini göz önünde bulundurmaları gerekir. Aksi takdirde üretilen cihaz, uygun olmayan çevre ortamlarında beklenen performansı gösteremeyecektir. Bu alandaki problemlerin giderilmesi için hem üretici hem de tüketiciye yardımcı olması bakımında bu çalışmaya gerek duyulmuştur.

Soğutucu akışkanların belirli tasarım şartları dahilinde optimum performansları ve ikinci yasa bakımından karşılaştırması konusunda bazı çalışmalar olmakla birlikte oldukça sınırlı olduğu anlaşılmıştır. Yapılan araştırma sonucu bu alanda yapıldığı tespit edilen çalışmalar aşağıdaki gibi sunulmuştur.

E. Arcaklıoğlu'nun, doktora tezi olarak yapmış olduğu çalışması CFC gurubu olan R12, R22, R502 Soğutucu akışkanları ve alternatif karışımlarının soğutma sistemlerindeki termodinamik analizi üzerine yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarla mevcut sistemlerdeki R12 yerine 0.4 lük performans (soğutma tesir katsayısı ve oransal verim) artışıyla R290/R600a (56/44) karışımının, R22 yerine %0.8'lik performans artışıyla R32/R134a (35.2/64.8) karışımının ve R502 yerine %2'lik performans artışıyla R32/R134a (46/54) karışımının kullanılmasının mümkün olduğu sonucuna varılmıştır [1].

A. Demircioğlu'nun yüksek lisans tezi olarak yapmış olduğu çalışmada R22 ve alternatifleri R407C ile R410a soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki performanslarının teorik olarak incelenmesidir. Bu çalışmada; R22 ve alternatifleri olan R407C ile R410a soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki, farklı çalışma şartları için ısıtma- soğutma performansları, enerji ve ekserji analizleri teorik olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar grafiksel olarak karşılaştırılmıştır. Çalışmada kullanılan veriler Solkane 6.0 programından alınmış ve Matlab 6.0 programı kullanılarak grafiklere aktarılmıştır [2].

H. Özcan'nın soğutucu akışkanların ikinci yasa analizi ile ilgili yapmış olduğu çalışmasında su soğutmalı bir ısı pompasında çevre dostu alternatif soğutucu akışkanlar olan hidrokarbonlar ve karışımlarının birinci ve ikinci kanun analizi yapılmıştır. Çalışma, deneysel olarak su soğutmalı bir ısı pompasında gerçekleştirilmiştir. Alternatif akışkanlar olarak R290, R600a ve R1270 soğutucu akışkanlarının değişik kütle oranlarında karışımları ve R134a ile hidrokarbonların belli oranlarda karıştırılması ile elde edilen karışımlar kullanılmıştır [3].

S. Gürler'in yüksek lisans tezi olarak yapmış olduğu çalışmada, ev tipi buzdolaplarında R600a ve R134a kullanılarak sistemin modelleme ve iyileştirme potansiyelinin belirlenmesi için ekserji analizi yapılmıştır.

çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a ve R600a için, gerçek işletme verisi kullanılarak analiz yapılmıştır [4].

M. Ghodbane yaptığı çalışmasında otomobil iklimlendirme sistemlerinde R152a ve hidrokarbon grubu olan R290, R600a'nın R134a'ya alternatif olarak ele almış ve söz konusu akışkanların R134a'ya alternatif olarak kullanılabilirliğini belirtmiştir[5].

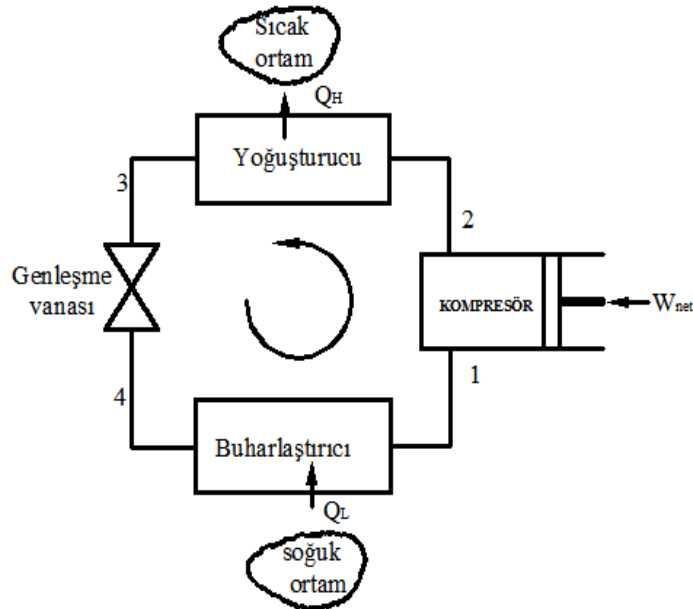
2. GENEL BİLGİLER

2.1. İdeal Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

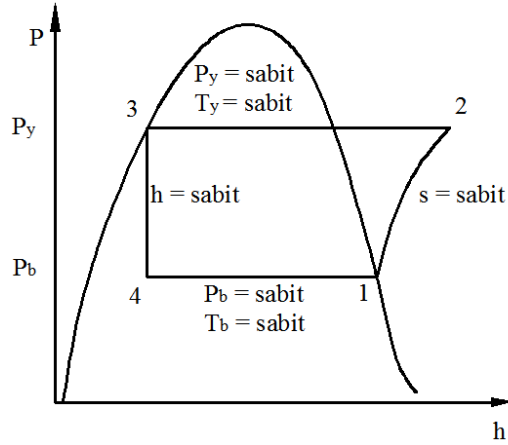
Tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi başta ev ve ticari tip soğutma sistemleri olmak üzere, ısı pompaları, iklimlendirme sistemleri gibi sistemlerde sıklıkla kullanılan bir çevrimdir. Soğutma çevrimleri daha düşük sıcaklığa sahip bir ortamdan daha yüksek sıcaklığa sahip bir ortama ısı atılması esasına dayanarak çalışırlar. Şekil 2.1 ve Şekil 2.2 buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine ait çalışma prensibini, sistemde bulunması gereken temel elemanları ve ideal çevrime ait P-h diyagramı verilmiştir. Verilen ideal çevrimde;

- 1-2 işlemi; Kompresörde izentropik sıkıştırmayı,
- 2-3 işlemi; Yoğuşturucuda sabit basınçta ısı atılarak gazın sıvılaştırılmasını,
- 3-4 işlemi; Genleşme vanasında sabit entalpide basınç düşüşünü,
- 4-1 işlemi; Soğutulan ortamdaki buharlaştırıcıya ısı çekilmesini göstermektedir.

Soğutma sistemlerinde buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak kompresöre gelen soğutucu akışkan, kompresörde izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıcaklığı çevre sıcaklığının üstüne çıkan akışkan, yoğuşturucu boyunca sabit basınçta suya veya çevre havasına ısı atarak gaz halinden doymuş sıvı akışkan haline geçer, yani faz değiştirir. Yoğuşturucuda doymuş sıvı haline gelen akışkan bir genleşme vanasından yada kılcal borudan geçirilerek sabit entalpi de buharlaştırıcı basıncına kadar basınç düşümüne uğrar. Basıncı düşen akışkan buharlaştırıcıda, soğutulan ortamdaki akışkanın gizli ısısı kadar ısı alarak doymuş buhar olarak buharlaştırıcıyı terk eder. Çevrim böylece tamamlanmış olur.



Şekil 2.1 Tek kademeli soğutma sistemi şematik diyagramı



Şekil 2.2 Tek kademeli soğutma sistemi P-h diyagramı

3. MATERYAL VE METOD

Bu çalışmada ev tipi soğutma sistemlerinde kullanılan tek kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi esas alınmıştır. Söz konusu sistem için çalışma şartları olarak yoğuşturucu sıcaklıkları tropikal iklim bölgesi düşünülerek 30-50°C gibi yüksek çevre sıcaklıkları ve 0 ile -18°C buharlaştırıcı sıcaklık aralığı esas alınmıştır. Sistemde soğutucu akışkan olarak ise günümüzde halen kullanılmakta olan R22, R134a, R22, R410a, R152 ve bunlara alternatif oluşturacak R600a ele alınarak termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizi yapılmıştır. Hesaplamalarda Şekil 2.1 ve Şekil 2.2 esas alınmış ve hesaplar birim kütle için yapılmıştır. Ayrıca ele alınan sistem için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- ✓ Yoğuşturucu-çevre , buharlaştırıcı-soğuk oda sıcaklık farkı $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ alınmıştır.
- ✓ Tüm işlemler birim kütle için yapılmıştır.
- ✓ Kompresörün izentropik (tersinir + adyabatik) çalıştığı varsayılmıştır.
- ✓ Hesaplamalarda kompresör girişinde akışkan doymuş buhar kabul edilmiştir.
- ✓ Kompresör çıkışında kızgın buhar alınmıştır.
- ✓ Yoğuşturucu çıkışında akışkanın tamamen doymuş sıvı olduğu kabul edilmiştir.
- ✓ Buharlaştırıcı girişinde akışkan doymuş sıvı- buhar karışımı olarak alınmıştır.
- ✓ Kılcal boruda sabit entalpide hal değişimi olduğu kabul edilmiştir.

4. TERMODİNAMİK ANALİZ

Buharlaştırıcı birim kütle soğutma yükü kJ/kg:

$$\dot{Q}_b = h_1 - h_4 \quad (1)$$

Yoğuşturucuda atılan toplam ısı yükü (kJ/kg):

$$\dot{Q}_y = h_2 - h_3 \quad (2)$$

Net kompresör gücü (kJ/kg):

$$\dot{W}_{net} = h_2 - h_1 \quad (3)$$

Sistemin soğutma performans katsayısı:

$$COP = \dot{Q}_b / \dot{W}_{net} = (h_1 - h_4) / \dot{W}_{net} \quad (4)$$

Carnot performans katsayısı:

$$COP_{tr} = T_L / (T_H - T_L) \quad (5)$$

Toplam durum tersinmezliği (kJ/kg):

$$I_{net} = T_0 * (\dot{Q}_b / T_0 - \dot{Q}_b / T_L) \quad (6)$$

Sistemin kullanılabilirliği (kJ/kg) :

$$E_L = -\dot{Q}_L / (1 - T_0 / T_L) \quad (7)$$

Sistemin ikinci kanun verimi:

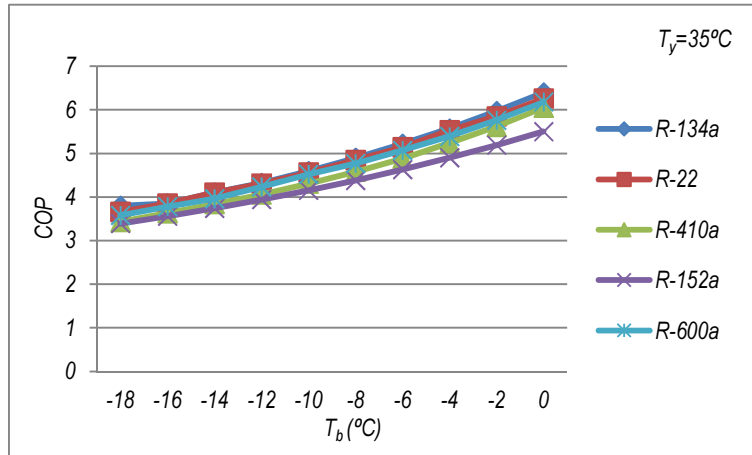
$$\eta_{II} = COP / COP_{tr} \quad (8)$$

burada :

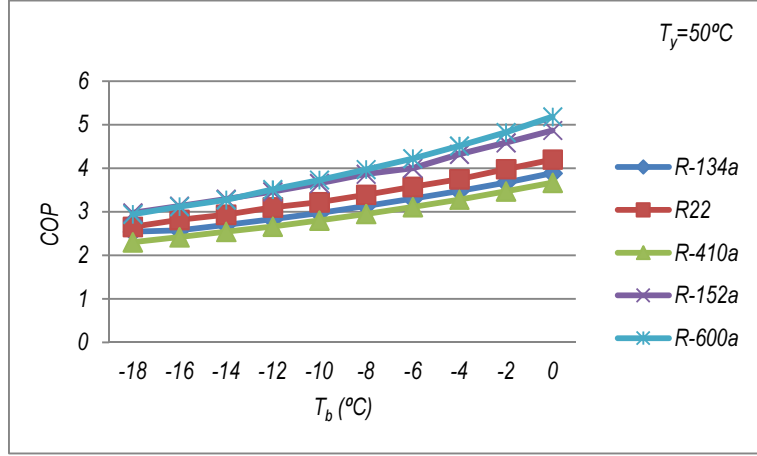
T_L : Isının çekildiği ortam sıcaklığıdır (°K), T_H : Isının atıldığı kaynağın sıcaklığıdır, T_0 : Çevre ortam sıcaklığı (°K)
 h : ilgili noktaların entalpi değerleri (kJ/kg).

5. TERMODİNAMİK ANALİZ GRAFİKLERİ VE YORUMLAR

Soğutma sistemlerinde önemli parametre olan soğutma performans katsayısı, birim kompresör gücü için yapılan soğutma miktarını ifade eder. Bu çalışmada ele alınan akışkanlar için tasarım şartları dahilinde elde edilen performans değerleri Şekil 5.1 ve Şekil 5.2 sırasıyla 35°C ve 50°C yoğuşurucu sıcaklığı için gösterilmiştir. Şekil 5.1'den 35°C yoğuşurucu sıcaklığı için R134a ve R22 iyi performans göstermişken, Şekil 5.2'den yüksek yoğuşurucu sıcaklıklarında ise R600a'nın ve R152a'nın daha iyi performans gösterdiği anlaşılmaktadır. Soğutma performans katsayısı bakımından bir değerlendirme yapılacak olursa yüksek yoğuşurucu sıcaklıklarında hidrokarbon grubu olan R600a'nın ve R152a'nın diğer akışkanlara göre daha iyi değerler aldığı anlaşılmaktadır.

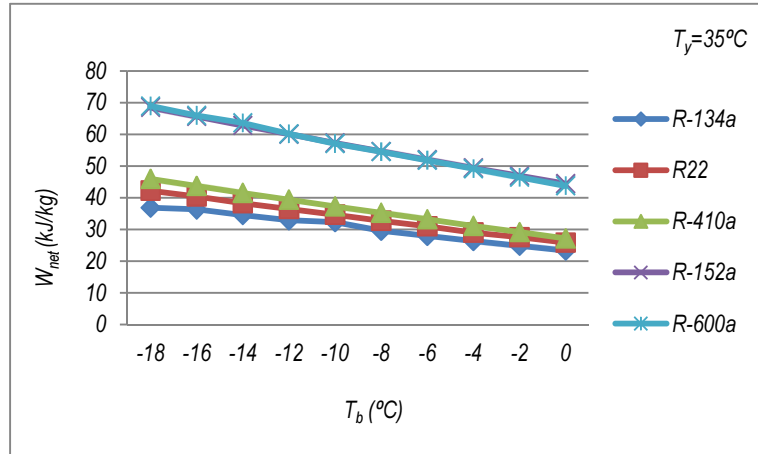


Şekil 5.1 T_y=35°C için soğutma performans katsayısı

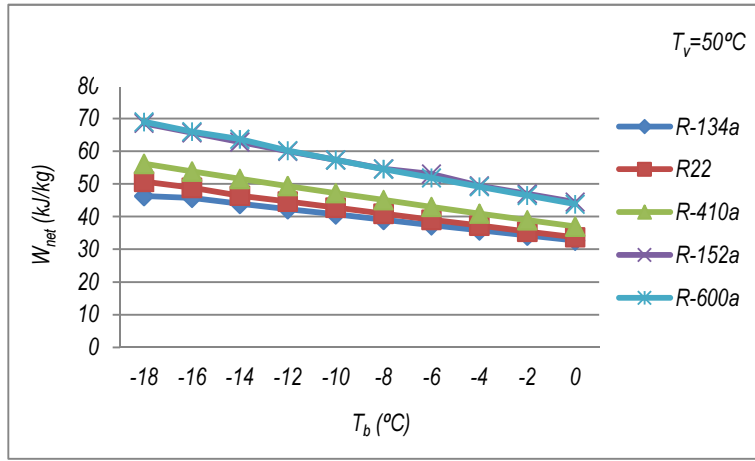


Şekil 5.2 T_y=50 °C için soğutma performans değerleri

Soğutma sistemlerinde gerekli soğutmanın yapılabilmesi için, birim soğutma başına tüketilen kompresör gücünün az olması istenir. Şekil 5.3'te 35°C yoğuşturucu sıcaklığı için ve Şekil 5.4 'te ise 50°C yoğuşturucu sıcaklığı için kompresör güç tüketim değerleri gösterilmiştir. Şekillerden de görüldüğü gibi R600a ve R152a'ya ait kompresör güç değerleri en yüksek değeri alırken, R134a ise en düşük değerleri göstermektedir. Sadece bu grafikler kapsamında bir değerlendirme yapınca R134a'nın daha iyi olduğu sonucu çıkarılabilir. Ancak şu durumda henüz bu iş tüketim miktarına karşılık hangi akışkanın ne kadar soğutma yaptığı bilinmemektedir. Dolayısıyla bu durumda isabetli bir kararın verilebilmesi bakımından ikinci kanun gereği, akışkanların kullanılabilirlik ve tersinmezlik değerleriyle birlikte bu iki değerlerin nihai sonucu olan ikinci kanun verimine bakılması gerekecektir. Nitekim termodinamik bir sistemin performansı hakkında sağlıklı bir karar verilebilmesi için termodinamiğin birinci kanunun yanı sıra ikinci kanun değerlendirmesi de zaruri olmaktadır. Bu doğrultuda şekil 5.5 ve Şekil 5.6 ilgili sistemin 35 ve 50°C yoğuşturucu sıcaklıkları için tersinmezlik değerlerini gösterirken; Şekil 5.7 ve Şekil 5.8 ise sistemin kullanılabilirlik değerlerini göstermektedir.

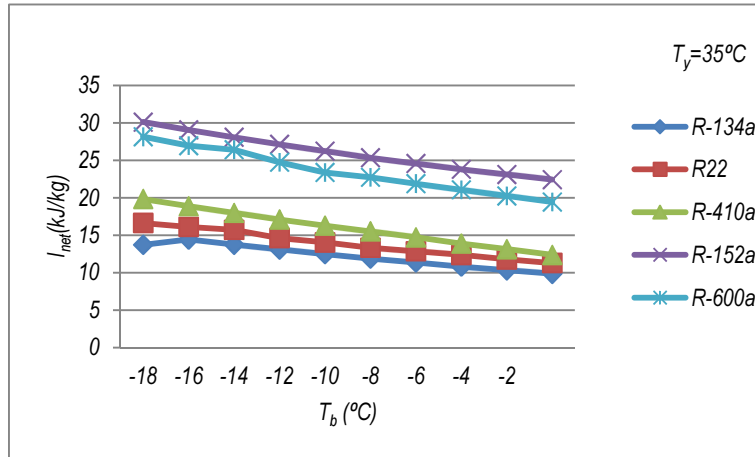


Şekil 5.3 T_y=35°C için kompresör güç değerleri

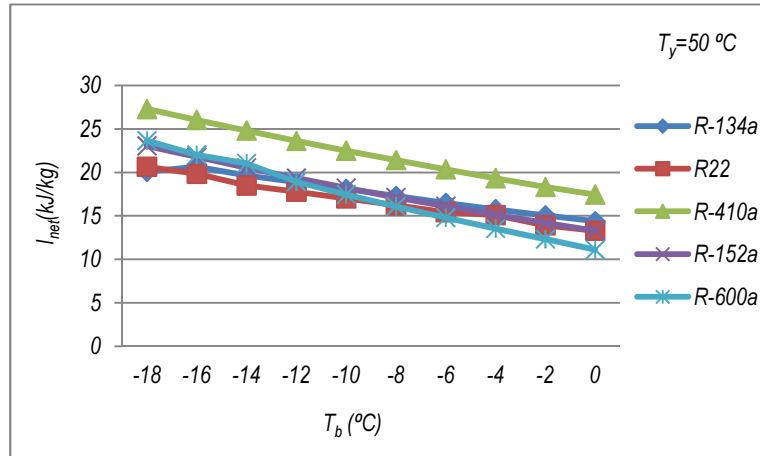


Şekil 5.4 $T_v=50^\circ\text{C}$ için kompresör güç değerleri

Termodinamik analiz hesaplamalarında önemli parametre olan tersinmezlik, termodinamik sistemlerde entropi artışının bir sonucu olarak ortaya çıkar. İş tüketen makineler için tersinmezlik ifadesi tüketilen işteki artış miktarını gösterir. Başka bir ifade ile sistemin kullanılabilirliğindeki azalmadır. Bu bakımdan artışı istenmeyen bir özelliktir. Şekil 5.5'te R600a ve R152a'ya ait tersinmezlikler diğer akışkanlara göre yüksek çıktığı görülmektedir. Şekil 5.6'da R600a ve R152a'nın özellikle yüksek yoğuşturucu sıcaklıklarında daha iyi performans gösterdiği görülmektedir. Öte yandan R22, R410a ve R134a'nın 35°C gibi yoğuşturucu sıcaklığında daha düşük tersinmezlik değerlerine sahip olduğu, ancak yoğuşturucu sıcaklığının artışı durumunda ilgili akışkanlara ait tersinmezlik değerlerinin artış gösterdiği görülmektedir.

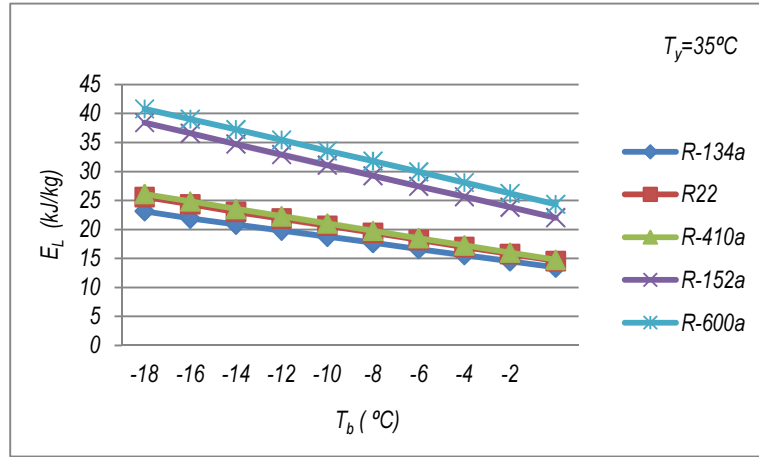


Şekil 5.5 $T_v=35^\circ\text{C}$ için tersinmezlik değerleri

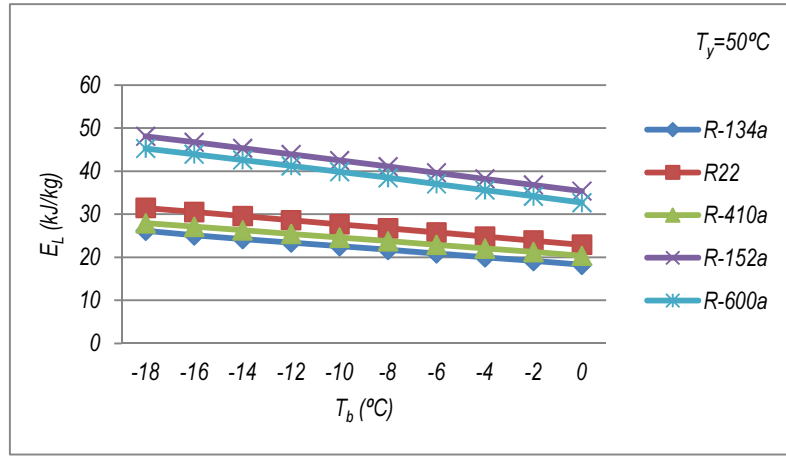


Şekil 5.6 $T_v=50^\circ\text{C}$ için tersinmezlik değerleri

Soğutma sistemlerinde ikinci kanunun bir gereği olarak ortaya çıkan başka bir ifade ise kullanılabilirlikdir. Burada kullanılabilirlik olarak buharlaştırıcı bölümü için hesaplanan kullanılabilirlik ifadesidir, başka deyişle kompresörde tüketilen enerjisinin ne kadar miktarı ile soğutma yapıldığıdır. Şekil 5.7 ve Şekil 5.9 dan R600a ve R152a'ya ait kullanılabilirlik değerlerinin diğer akışkan değerlerine göre yaklaşık iki kat daha fazla olduğu görülmektedir. Görüldüğü gibi R600a ve R152a'ya ait hem kompresör güç oranlarının hem de kullanılabilirlik değerlerinin yüksek çıktığı görülmüştür. Bu durum ilk anlamda tezat gibi görünse bile aslında birim tüketilen iş için elde edilen soğutma miktarı bakımından değerlendirilmesi durumunda aslında R600a ve R152a'nın diğer akışkanlara göre daha avantajlı olduğu görülür.

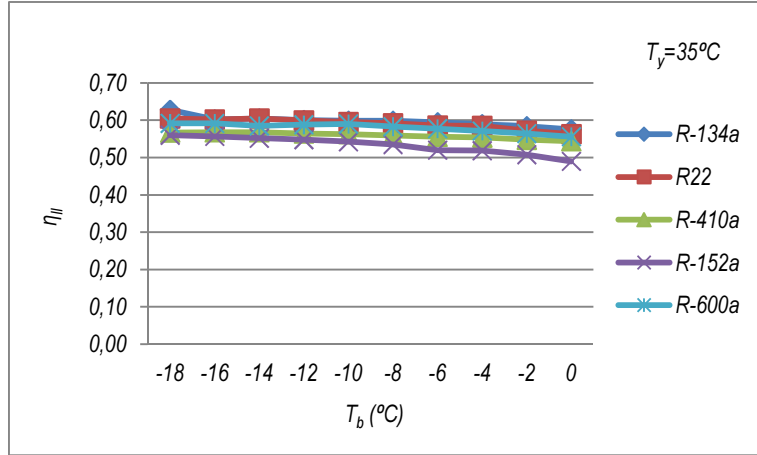


Şekil 5.7 T_y=35°C için kullanılabilirlik değerleri

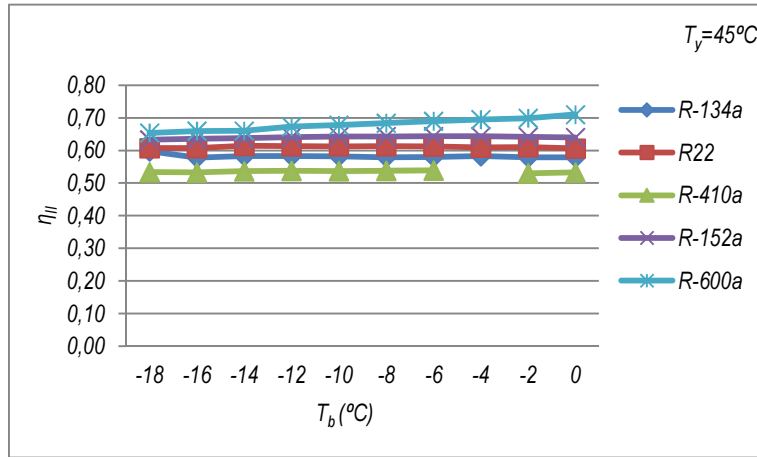


Şekil 5.8 T_y=50°C için kullanılabilirlik değerleri

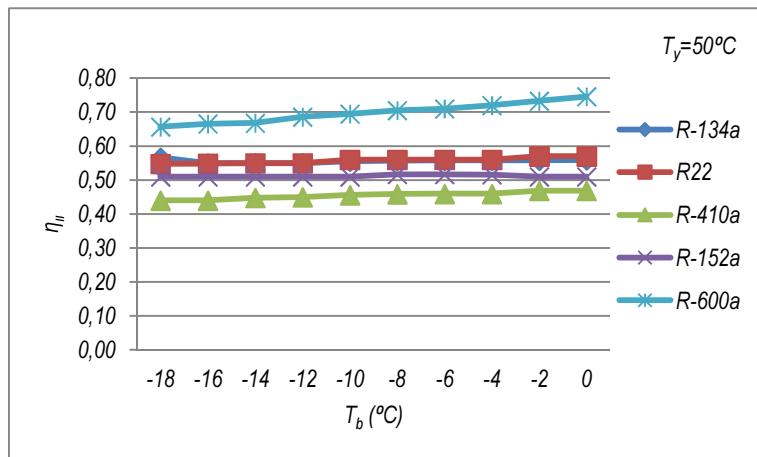
Bilindiği gibi İkinci kanun verimini başka bir ifadeyle kullanılabilirliğin kompresör gücüne oranı şeklinde tanımlamak mümkündür. Dolayısıyla ikinci yasanın yüksek olması aslında birim kompresör işi için ortamdaki daha fazla Q_L ısı yükünün çekildiği anlamına gelir. Şekil 5.9'da 35°C yoğuşucu sıcaklığı, Şekil 5.10'da 45°C yoğuşurucu sıcaklığı, Şekil 5.11'de ise 50°C yoğuşurucu sıcaklığı için ikinci kanun verim değerleri görülmektedir.



Şekil 5.9 $T_y=35^\circ\text{C}$ için ikinci kanun verimi değerleri



Şekil 5.10 $T_y=45^\circ\text{C}$ için ikinci kanun verim değerleri



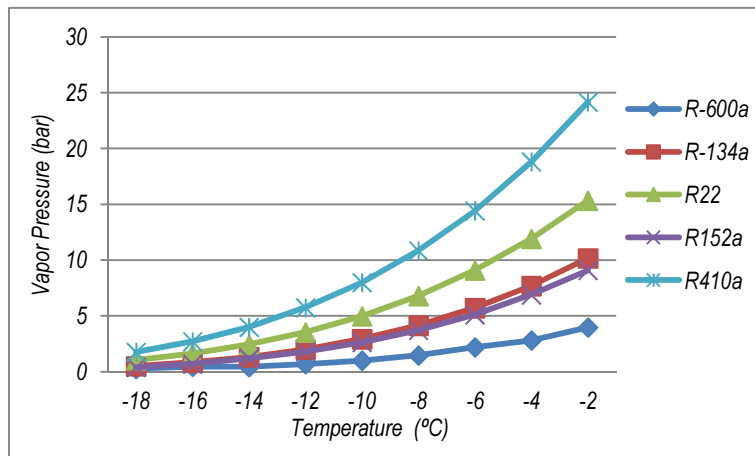
Şekil 5.11 $T_y=50^\circ\text{C}$ için ikinci kanun verim değerleri

Şekil 5.9'da 35°C yoğuşturucu sıcaklığı için, ele alınan tüm akışkanlar ikinci kanun bakımından hemen hemen aynı değerler göstermiştir. Şekil 5.10'da ise en iyi değerler R600a ve R152a'ya ait çıkmıştır. Şekil 5.11'de ise nihayet 50°C yoğuşturucu sıcaklığı için en iyi ikinci kanun verimi R600a'ya ait çıkmıştır. Bu durumda ikinci kanun verim grafikleri için ortak bir değerlendirme yapılması gerekirse genel anlamda tüm yoğuşturucu sıcaklıklarında R600a'nın termodinamik özellikler bakımından diğer akışkanlara nazaran daha iyi performans gösterdiği anlaşılmaktadır. Bununla birlikte 35 ve 45°C'ye kadar olan yoğuşturucu sıcaklıklarında R152a'nın da R134a'ya göre iyi performans gösterdiği söylenebilir. Ayrıca aynı şekillerden ele alınan tüm yoğuşturucu sıcaklıkları için R152a'nın R410a'ya göre daha yüksek değerler aldığı anlaşılmaktadır.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmamızda yaptığımız hesaplar ve elde ettiğimiz grafikler sonucu her ne kadar yoğuşturucu sıcaklığı 35°C'de R134a ve R22 'nin düşük yoğuşturucu sıcaklıklarında iyi performans gösterdiği ve net işinin düşük çıktığı görülmüşse de, netice olarak yüksek yoğuşturucu sıcaklıklarında en iyi performansı ve en yüksek ikinci yasa verimini R600a göstermiştir. Bu durumda termodinamik özellik bakımından R600a'nın R134a ve R22'ye alternatif oluşturacağı söylenebilir. Ayrıca hidrokarbon grubu bir akışkan olan R600a'nın CFC grubu olan R134a ve HCFC grubu olan R22'ye göre daha çevreci bir akışkan olacağı da muhakkaktır. Bunun yanında yoğuşturucu sıcaklığı 55°C'ye kadar olan yüksek yoğuşturucu sıcaklıklarında bile iyi termodinamik özellik göstermesi R600a'nın tropikal iklim bölgelerine yönelik üretilen cihazlarda kullanılabilmesi bakımından önemlidir. Ayrıca bilindiği gibi alternatif akışkan arayışında karşılaşılan önemli problemlerden biri olan mineral yağlarla çalışma uyumu çoğu akışkanlarda karşılaşılan problemdir. Bu bakımdan da R600a'nın mineral yağlarla uyumlu çalışması da, alternatif olduğu R22 gibi HCFC grubu akışkanlarına ait mevcut soğutma sistemlerinde herhangi bir değişim olmadan uyum gösterebilmesi bakımından önem taşıyacaktır. Ayrıca Şekil 6.1'de görüldüğü gibi R600a'nın aynı tasarım şartlarında ele alınan diğer akışkanlara göre düşük basınç değerlerine sahip olması hem daha verimli olmasında hem de bu sistemlerde kullanılacak kompresör ömrünün uzun olmasında rol oynar. Tüm bu avantajlarının yanı sıra R600a'da önlem alınmasını gerektiren bir durum ise, bu akışkanın yanıcı bir gaz olmasıdır. Dolayısıyla kullanılacak sistemlerde bu yönde gerekli önlemlerin alınması gerekecektir. Ancak tutuşma noktasının yüksek olması(494°C) yanma riskini aza indirmektedir. Bu konuda özellikle sistemde kullanılan akışkan şarj miktarının iyi ayarlanması durumunda R600a akışkanı güvenli olarak kullanılabilir.

Ele alınan tasarım şartlarında R152a da iyi performans gösteren bir diğer akışkan olmuştur. Özellikle 35°C ile 45°C yoğuşturucu sıcaklıklarında ikinci kanun verim değerleri R22'nin bir alternatifi olarak kullanılan R410a'ya göre daha iyi çıkmıştır. Dolayısıyla R152a'nın R22'ye ve R134a'ya termodinamik özellik bakımından alternatif oluşturabileceği söylenebilir. Ayrıca R22 ve R134a'ya göre daha ucuz olması bakımından da tercih edilme sebebi olacaktır. Çevreci bir akışkan olan R152a ozon tahribatı olmayan ve sera etkisi düşük bir gazdır. Mineral yağlarla uyumlu çalışması bakımından özellikle R22'ye ait mevcut sistemlerde modifikasyona gerek kalmadan kullanılabilir.



Şekil 6.1 sıcaklığa göre buhar basıncı

6.KAYNAKLAR

- [1] E. Arcaklıoğlu, R12, R22, R502 Soğutucu Akışkanlarının ve Alternatif Karışımlarının Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Sistemlerindeki Termodinamik Analizi, Teknoloji, Yıl 5, (2002), Sayı 3-4, 55-64., 2002.
- [2] A. Demircioğlu, R22 ve alternatifleri R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki performanslarının teorik olarak incelenmesi, 2010.
- [3] H.Özcan, Alternatif Soğutucu Akışkanların Performanslarının Ekserji Yöntemi İle Belirlenmesi, 2011.
- [4] S. Gürler, R134A ve R600A Sođutuculu Akışkanlı Ev Tipi Buzdolaplarında Ekserji Analizi, 2006.
- [5] M. Ghodbane, An Investigation of R152a and Hydrocarbon Refrigerants in Mobile Air Conditioning, 1999.
- [6] Y. Cengel, Y.A. and Boles, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik McGraw-Hill, New York., 2008.
- [7] İ. Dinçer, ve M. Kanođlu, Refrigeration Systems and Applications, 2 th edition.
- [8] D.Bücker and W.Wagner Thermodynamic Properties of R600A
- [9] K. Pıhtılı, Soğutma Tekniđi, 2010.
- [10] K. Pıhtılı, SI Birim Sistemi ve Bazı Akışkanların Termodinamik Özellikleri, Elazığ, 2005
- [11] C. Borgnakke, and R. Sonntag, Fundamentals of Thermodynamics, 7th edition, 2008.
- [12] McGraw Hill, Thermodynamics: An Engineering Approach, 6th edition.
- [13] İ. Dincer, The role of exergy in energy policy making. Energy Policy, 2002.
- [14] M.J. Moran, and Shapiro, Approach to Thermodynamics and Fluid Mechanics Principles, John Wiley & Sons, Ltd., 2007.
- [15] John Wiley & Sons, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 6th edition, 1995.
- [16] Begell House, Handbook of Thermodynamic Tables, 2nd edition.
- [17] Dupond, Suva ve Solkane termodinamik tabloları.
- [18] D. Bücker and Wagner, Reference Equations of State for The Thermodynamic Properties of Fluid Phase n-Butane and Isobutane, 2006
- [19] Thermodynamic Properties of Dupont Freon R-22
- [20] Solkane®410 Thermodynamics, Solvay Fluor.
- [21] Stephanie L. Outcalt and O. Mark, A Modified Benedict -Webb-Rubin Equation of State for the Thermodynamic Properties of R152a.