



SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİNİN ENERJİ VERİMLİLİĞİ YÖNÜNDEN İRDELENMESİ

Investigation Of Cooling Cycle For Energy Efficiency

Fırat ÖZDEMİR
Umut ARDA
Harun BUZDEMİR
Ali GÜNGÖR

ÖZET

İklimlendirme insanlık tarihinin başlangıcından bu yana varlığını sürdürmüş ihtiyaçlarından bir tanesidir. Günümüzde geline nokta da mevcut iklimlendirme sistemlerinin daha verimli çalışmasını sağlarken çevreye verdikleri zararları ortadan kaldırmaya yönelik araştırmalar öne çıkmaktadır. Bu çalışmada temel soğutma çevrimleri tanıtılmış, soğutma çevrimlerinde kullanılan çevrim elemanları ve soğutkanlar hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca ideal ve gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı soğutma çevrimleri, kaskad soğutma çevrimleri ile çok evaporatörlü ve iki kademeli soğutma çevrimleri “Engineering Equation Solver” (EES) yazılım programının yardımıyla çevrim analizleri gerçekleştirilmiş, COP değerleri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Analizlerde R134a, R123, R410A, R290, R152a, R143a, R407C, R404A, R507A, R600a olmak üzere farklı soğutkanların COP (Coefficient of Performance = Soğutma Etkinliği Katsayısı) değerleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Farklı soğutkanlar kullanılan soğutma çevrimlerinde kondenser ve evaporatör sıcaklıkları, kompresör izantropik verimi gibi farklı parametreler değiştirilerek bunların COP ye etkisi araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Soğutma çevrimi, evaporatör, kondenser, aşırı ısıtma, aşırı soğutma, COP, soğutkan

ABSTRACT

Air conditioning has been one of the necessity of the human being since the beginning of the history of humanity. Nowadays, researches about the efficiency of systems and their environmental effects are shining out. In this study general information about basic cooling cycles and cycle equipments is given. Furthermore ideal and real vapor compressed cooling cycles, over cooled and over heated cooling cycles, cascade cooling cycles and multi evaporator and two stage cooling cycles are analysed by Engineering Equation Solver (EES) software, then COPs of systems are comprehensively examined. In analyses R134a, R123, R410A, R290, R152a, R143a, R407C, R404A, R507A, R600a refrigerants effect on COP are investigated. On the cooling cycles in which different refrigerants have been used, effects of condenser and evaporator temperatures and compressor isentropic efficiency parameters on COP are enquired.

Key Words: Cooling cycle, evaporator, condenser, over heating, over cooling, COP, refrigerant.

1. GİRİŞ

İklimlendirme bilindiği üzere yeme, içme, barınma gibi temel ihtiyaçlardan biri haline gelmiştir ve insanoğlunun yaşamsal faaliyetlerini sürdürmesinde yüksek öneme haiz unsurlardan bir tanesi olarak karşımıza çıkmaktadır. İklimlendirme işlemleri temel olarak ısıtma, soğutma, nemlendirme, nem alma

ve havalandırma işlemleri şeklinde sınıflandırılabilir. Soğutma sistemlerinin ise bu iklimlendirme uygulamaları içerisinde yine önemli bir yere sahip olduğu bilinmektedir. Özellikle de orta kuşak (ekvatorial bölge) ülkelerinde soğutma sistemlerinin toplam enerji tüketimi içerisindeki payı oldukça yüksektir. Gerek konut gerek iş yerlerinde konfor şartlarının sağlanmasında gerekse de ilaç, gıda gibi ürünlerin saklanması bu sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Aşağıda temel soğutma çevrimleri detaylı olarak açıklanmıştır.

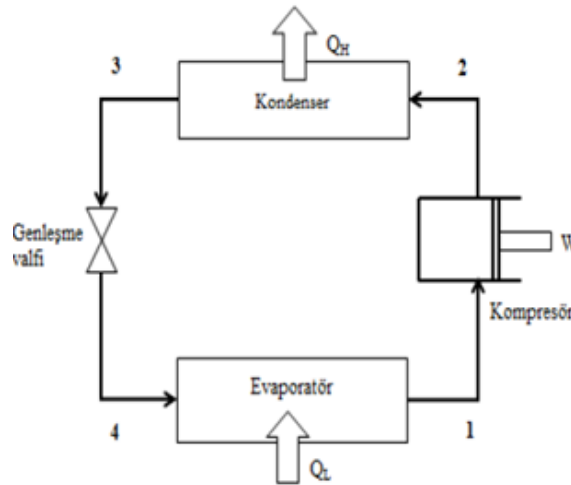
2 SOĞUTMA ÇEVİMLERİ

2.1 Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimleri (BSSÇ)

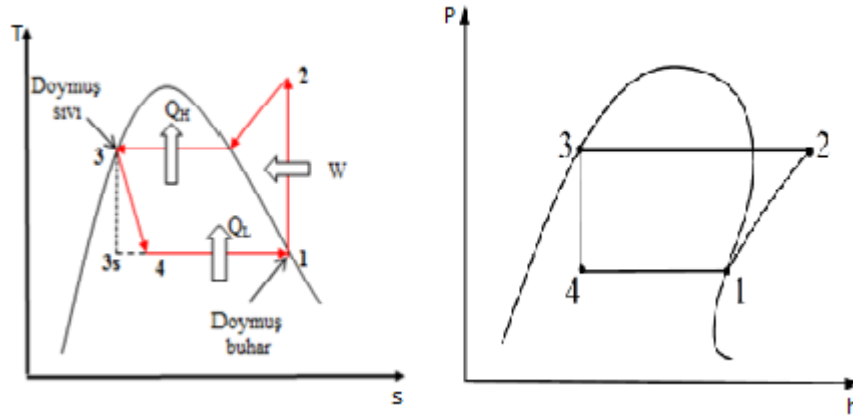
Tüm soğutma sistemleri arasında BSSÇ'ler en sık kullanılan sistemlerdir. İsminden de anlaşılacağı gibi bu sistemler buhar döngüsünün genel sınıfına aittir ve burada iş akışkanı en azından bir işlem sırasında faz değişimine uğrar. BSSÇ'lerde, soğutucu düşük sıcaklıklarda buharlaştıkça soğutma elde edilir. Sisteme iş girişi, kompresörü çalıştırmak için sağlanan mekanik enerji biçimindedir. Bu sebeple bu sistemlere mekanik soğutma sistemleri de denir. Bu sistemler, birkaç W'dan birkaç MW'a kadar soğutma kapasiteleri ile neredeyse tüm uygulamalara uygundur.

Sistemde iki farklı basınç ve iki farklı sıcaklık bölgesi bulunur. Basınç bölgeleri; emme hattındaki buharlaşma basıncı ya da düşük basınç bölgesi, basma hattındaki yoğunlaşma basıncı veya yüksek basınç bölgeleridir. Sıcaklık bölgeleri ise emme hattındaki düşük sıcaklık bölgesi ve basma hattındaki yüksek sıcaklık bölgeleridir. [1]

BSSÇ'ler ideal ve gerçek çevrimler olmak üzere iki grupta incelenebilirler. Şekil 2.1'de kompresör, kondenser (yoğuşurucu), evaporatör (buharlaştırıcı) ve genişleme valfinden oluşan kompresörlü bir ideal soğutma çevrimi ve çevrim boyunca soğutkanın izlediği yollar numaralandırılarak gösterilmiştir. BSSÇ'lerde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutkan kızgın buhar halde kondensere gönderilir. Burada çevreye ısı vererek yoğuşan soğutkan, kısımla vanasında düşük basınca kısılarak ıslak buhar halinde evaporatöre girer. Evaporatörü çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutkan, ortamın ısısını çekerek ortamı soğutur ve evaporatör çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece soğutma çevrimin dışarıdan enerji girdisi devam ettiği sürece ve sistemde herhangi bir aksi durum olmadıkça bu şekilde tekrarlanır. Şekil 2.2'de görülen P-h diyagramında sağ taraftan ve sol taraftan çizilen doyma eğrilerinin kesiştiği üst nokta kritik noktadır ve bu noktanın sol tarafındaki eğri doymuş sıvı eğrisini ve bu noktanın sağ tarafındaki eğri doymuş buhar eğrisini göstermektedir. Bu eğri üzerindeki bütün akışkanlar sıvı haldedir. Doymuş sıvı eğrisinin sol tarafındaki bölge "aşırı soğutma" bölgesi ve doymuş buhar eğrisinin sağında kalan bölge "aşırı kızdırma" bölgesidir.



Şekil 2.1 İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi.



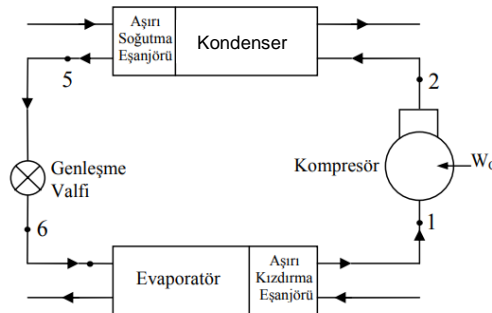
Şekil 2.2 İdeal BSSÇ için T-s ve P-h diyagramları.

İdeal BSSÇ'lerdeki tersinir hâl değişimlerini gerçek sistemlerde sağlamak imkânsızdır. Gerçek buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi tersinmez hâl değişimleri içerir. Gerçek çevrimlerde meydana gelen bu tersinmezlikler sistem bileşenlerinde meydana gelen basınç düşümleri ve ısı transferlerinden kaynaklanmaktadır.

2.2 Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma

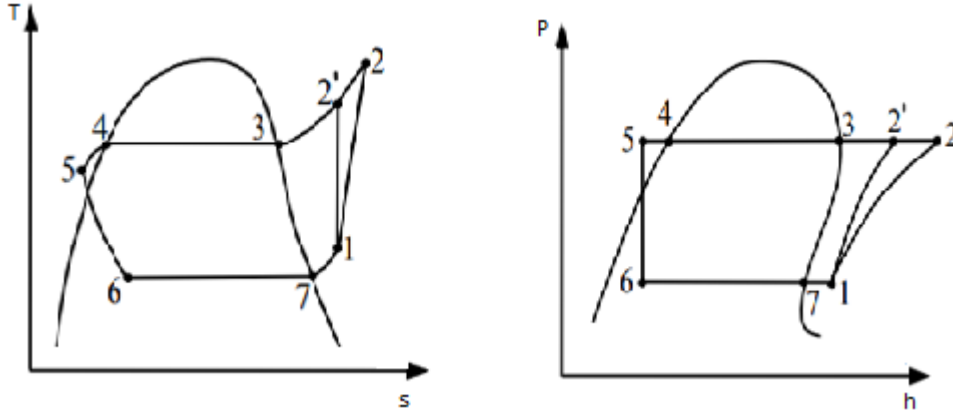
Aşırı kızdırma ve aşırı soğutma, pratik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde görünüşte iki önemli süreçtir ve daha yüksek COP değerlerine ulaşmak ve bazı teknik problemlerden kaçınmak için uygulanmaktadır. Evaporatör çıkışında yapılan aşırı kızdırma işlemi soğutulmak istenen ortamdan daha fazla ısı çekilmesini ve böylece sistem performansının artmasını sağlar. Bunun yanında aşırı kızdırma işlemiyle kompresöre sıvı soğutkan girmesi de önlenmiş olur. Aşırı kızdırma sıcaklığının yüksek seçilmesi kompresörün daha fazla buhar hacmini sıkıştırması yani daha fazla güç harcaması anlamına gelir. Bütün bu nedenlerden dolayı aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklık miktarları sistem performansını direkt olarak etkilemektedir. [2,3]

Buharlaştırma işlemi sırasında, soğutucu madde kısmen evaporatörde buharlaştırılır. Soğutucu buhar, evaporatördeyken buharın aşırı kızdırılması için ek ısı emilir. Bazı koşullar altında sürtünmeden kaynaklanan basınç kayıpları aşırı kızdırma miktarını artırır. Aşırı kızdırma evaporatörde gerçekleşirse, soğutkanın entalpisi yükselir, ilave ısı çekimi gerçekleşir ve evaporatörün soğutma etkisi artırılır. Soğutkanın aşırı kızdırılması kompresörde de elde edilebilir. Bu durumda, doymuş soğutucu buhar kompresöre girer ve basıncın artırılmasıyla aşırı kızdırılır ve sıcaklık artışı meydana gelir. Sıkıştırma işleminden elde edilen aşırı kızdırma sistem verimini artırmaz. Evaporatörde aşırı ısınmadan elde edilen soğutma etkisinde artış genellikle kompresördeki soğutma etkisinde bir azalma ile dengelenir. [4]



Şekil 2.3 Aşırı soğutma ve aşırı kızdırmalı sistemin şematik gösterimi.

Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı teorik bir soğutma çevriminin tesisat şeması Şekil 2.3'te, çevrimin P-h ve T-s diyagramları ise Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı teorik soğutma çevriminde 7 noktasında evaporatörde doymuş buhar haline gelen soğutkan ortamın ısısını almaya devam eder ve 1 noktasına kızgın buhar haline gelir. Bundan dolayı bu bölgeye aşırı kızdırma bölgesi denir (7-1). Bu aşırı kızdırma sonucunda kompresör giriş şartları iyileştirilmiş olur. Diğer taraftan kondenser çıkışında doymuş sıvı halinde olan soğutkan 4 noktasından sonra ısısını dışarıya atmaya devam ederek 5 noktasında aşırı soğutulmuş sıvı haline gelir. Bu bölgeye de aşırı soğutma bölgesi denir (4-5). [5]

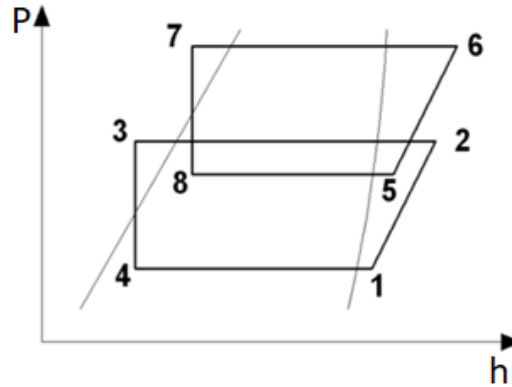


Şekil 2.4 Aşırı soğutma ve aşırı kızdırmalı sistemin T-s ve P-h diyagramları.

2.3 Kaskad Soğutma Çevrimleri

Kondenser sıcaklığıyla evaporatör sıcaklığı arasındaki fark çok büyük olduğunda kompresör çok fazla giriş işi (elektrik enerjisi) harcar. Bu elektrik enerjisi miktarını azaltmanın ve sistemin toplam etkinlik katsayısının artırılmasının bir yolu kaskad soğutma sistemlerinin kullanılmasıdır. [6]

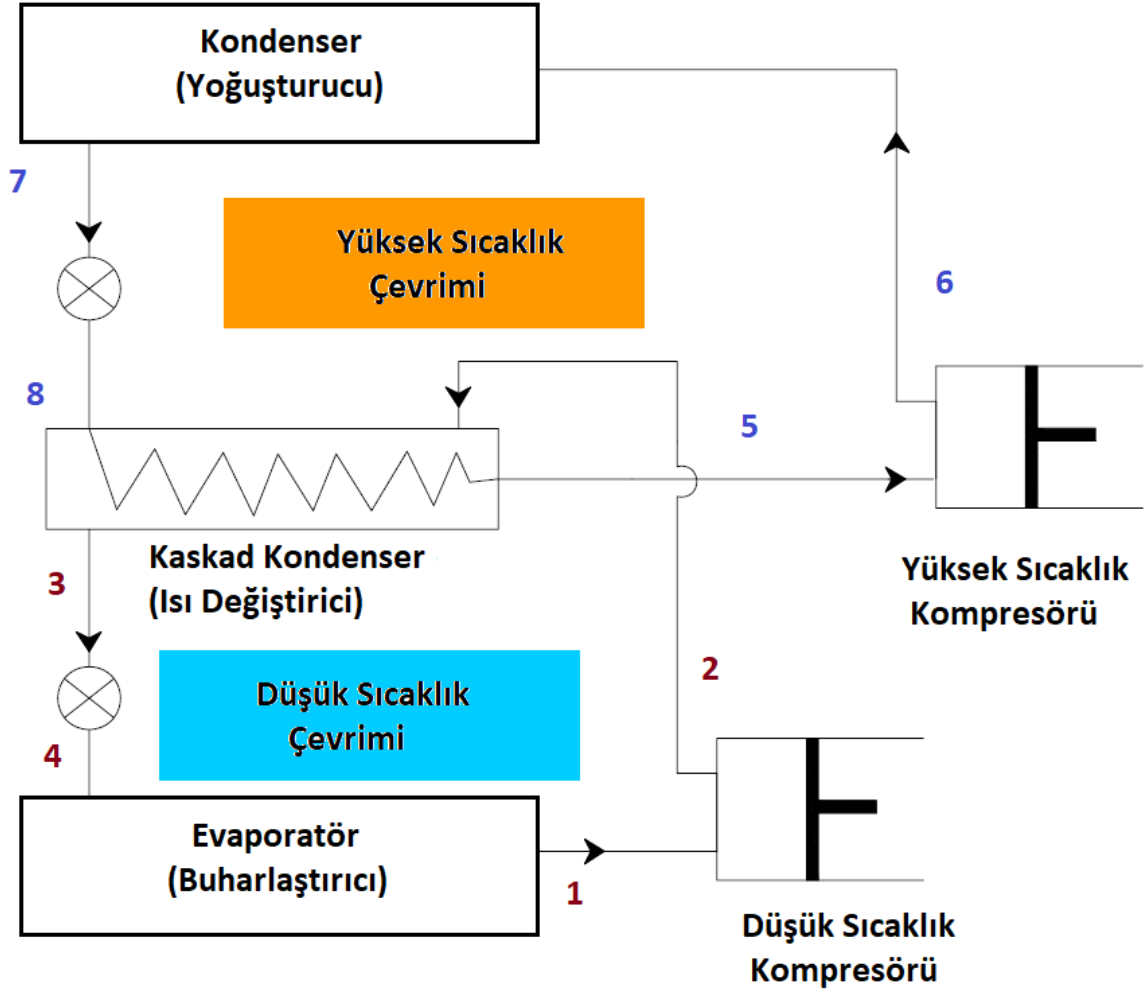
Kaskad sistemler soğutma amacıyla bağımsız iki ya da daha fazla soğutma sisteminin bir araya getirilmesi ile çok düşük buharlaşma sıcaklıklarının elde edilmesini sağlamak için geliştirilmiş sistemlerdir. Sistemde, bir üst sıcaklık devresinin evaporatörü bir sonraki düşük sıcaklık devresine kondenser görevi yapmak üzere ve her müstakim soğutma devresindeki soğutkan buharlaşma sıcaklık ve basınçları uygun seçilmek suretiyle verimli, güvenli ve ekonomik bir soğutma sistemi oluşturabilecek şekilde seçilir. Kaskad sistemlerde, yüksek sıcaklık devresinde R134a, R22, R502, amonyak veya propan soğutkanlar, düşük sıcaklık devresinde ise R13, R13B1, R503, karbondioksit ve metan, etan, etilen gibi soğutkanlar kullanılmaktadır, her bir soğutkan kendisi için uygun sıcaklık sınırları arasında çalışarak kaskad devresi gerçekleşir, bu tip sistemlerde çalışma basıncı 40–45 bar dolaylarındadır. [7]



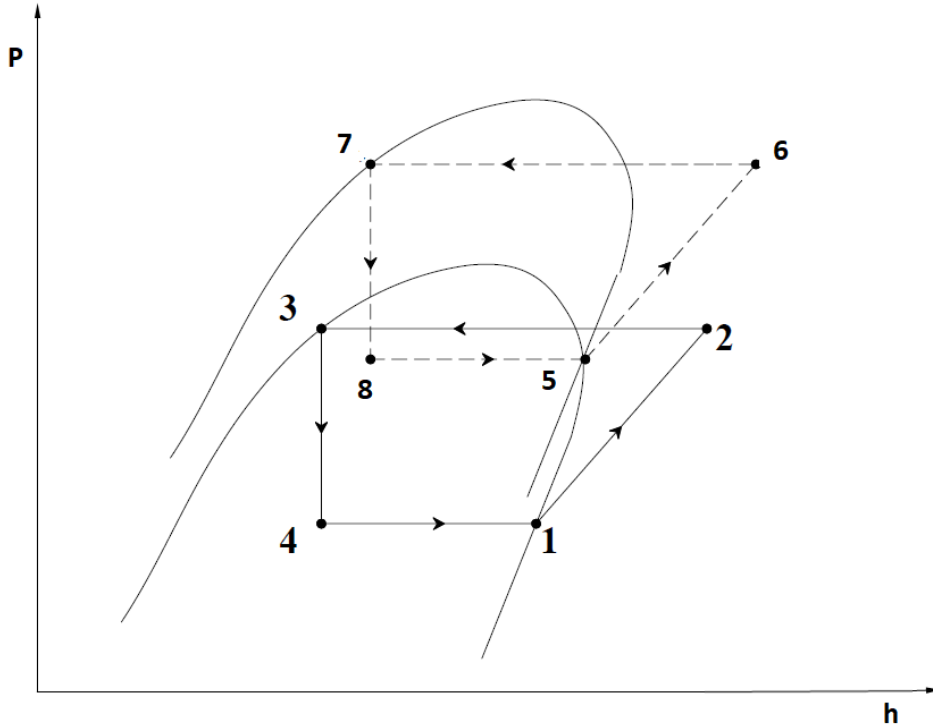
Şekil 2.5 Kaskad soğutma çevrimine ait P-h diyagramı, yüksek sıcaklık çevrimi ve düşük sıcaklık çevriminde aynı soğutkanların kullanımı halinde [7].

Kaskad sistemlerde iki çevrimin bağlantısı, üst çevrimin evaporatörü, alt çevrimin de kondenseri işlevini gören, bir ısı değiştiricisi aracılığıyla olmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilir ve ısı değiştiricisinin iyi yalıtıldığı kabul edilirse, ısı değiştiricisinde alt çevrim akışkanının verdiği ısı, üst çevrim akışkanının aldığı ısıya eşit olmaktadır. [8]

Kademeli soğutma sistemlerinde kompresör çıkış sıcaklıklarının aşırı yüksek olmasını önlemek ve gerekli kompresör gücünü düşürmek ve hacimsel verimin yükseltilmesi amacıyla uygun ara soğutucuların kullanılması gerekir. Bu anlamda ara soğutucu türünün doğru seçilmesi önem taşımaktadır.



Şekil 2.6 Kaskad soğutma çevriminin şematik gösterimi, yüksek sıcaklık çevrimi ve düşük sıcaklık çevriminde farklı soğutkanlar kullanımı durumu için [9].



Şekil.2.7 Kaskad soğutma çevrimine ait P-h diyagramı, yüksek sıcaklık çevrimi ve düşük sıcaklık çevriminde farklı soğutkanlar kullanımı durumu için [9].

Kaskad çevrimlerde yüksek sıcaklık çevrimi ve düşük sıcaklık çevriminde aynı soğutkan kullanılabilir.

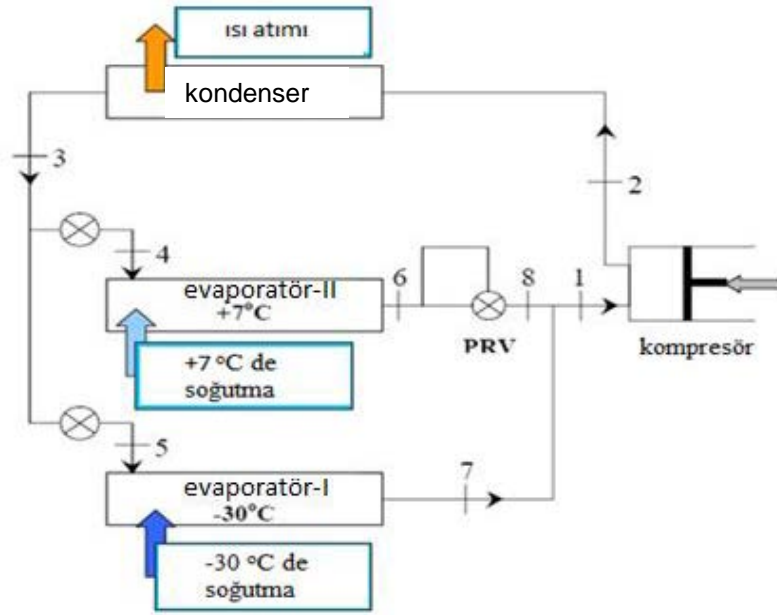
2.4 Çok Evaporatörlü Soğutma Çevrimleri

Farklı sıcaklıklarda soğutmanın gerektiği çok fazla uygulama vardır. Tipik bir gıda işleme tesisinde, ürünlerin donması için -30°C 'de veya alan soğutma için $+7^{\circ}\text{C}$ 'de soğuk hava gerekebilir. Basit bir alternatif, bu farklı yükleri karşılayacak farklı soğutma sistemleri kullanmaktır. Bununla birlikte, başlangıçtaki toplam yüksek maliyet nedeniyle bu ekonomik olarak uygun olmayabilir. Başka bir alternatif ise -30°C 'yi kontrol etmek için bir kompresör ve iki evaporatöre sahip tek bir soğutma sistemi kullanmaktır. Sistem tek bir kompresör ve kondenserden fakat iki evaporatörden oluşmaktadır. Her iki evaporatör I ve II aynı kondenser sıcaklığı ile çalışırken bir evaporatör derin dondurma amaçlı iken diğeri 7°C 'de ürün soğutma / alan şartlandırması için hizmet eder. [9]

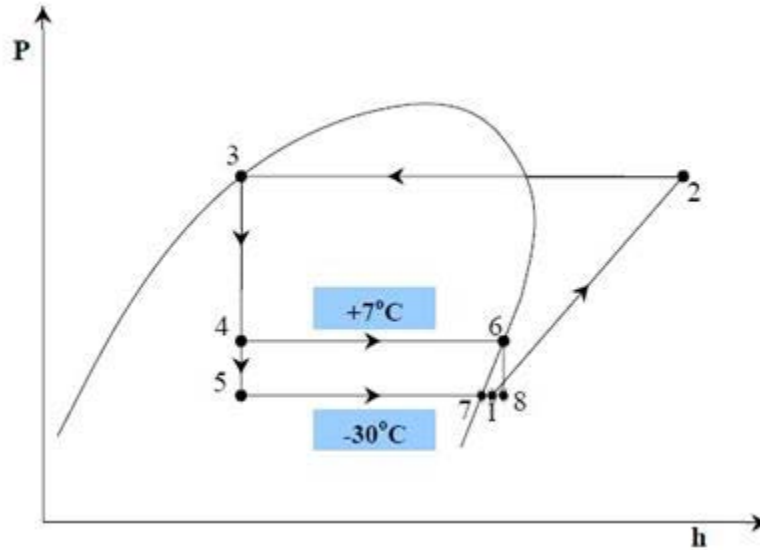
2.4.1 İki Evaporatör ve Bir Kompresörlü Birbirinden Ayrı Genleşme Valfli Soğutma Çevrimi

Şekil 2.8 ve Şekil 2.9'da, iki farklı sıcaklıkta iki evaporatör ve tek bir kompresör kullanan çok kademeli bir sistemin sistem şeması ve P-h diyagramını göstermektedir. Bu sistem ayrıca, yüksek sıcaklık evaporatörüne karşılık gelen basıncı kompresör emme basıncına indirmek için bireysel genleşme valfleri ve bir basınç düzenleyici valf (PRV) kullanır. PRV ayrıca yüksek sıcaklık evaporatöründe gerekli basıncı korur (Evaporatör-II). Bu sistem yüksek sıcaklık evaporatöründe daha yüksek soğutma avantajı sunmaktadır. Bu avantaj, kompresörün aşırı ısınmış bölgede çalışması nedeniyle daha yüksek spesifik iş girişi ile dengelenir. [9]

Sonuç olarak, bu düzenleme nedeniyle sistemin COP değerinde herhangi bir iyileşme olmayabilir. Bu modifikasyonun orta basınçta soğutucu buharının önce PRV ile azaltıldığı ve kompresör kullanılarak arttığı gerçeğinden dolayı performansında belirgin bir iyileşme ile sonuçlanmadığını görmek kolaydır. Açıkçası bu verimsizdir. Bununla birlikte, bu sistem, yüksek sıcaklık evaporatörünün daha kararlı çalışması nedeniyle daha çok tercih edilmektedir



Şekil 2.8 İki farklı sıcaklıkta iki evaporatör ve tek bir kompresör kullanan çok kademeli bir sistemin sistem şeması [9].



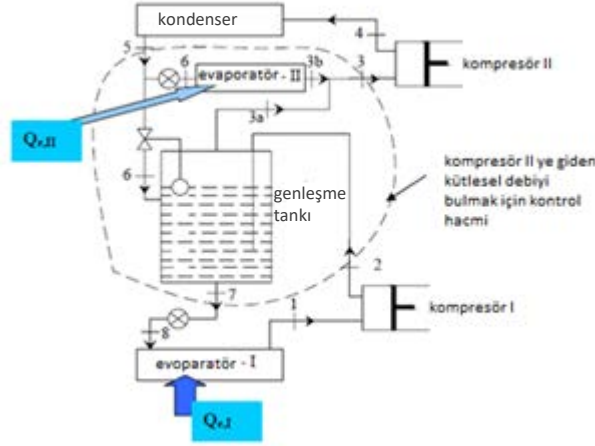
Şekil 2.9 İki farklı sıcaklıkta iki evaporatör ve tek bir kompresör kullanan çok kademeli bir sistemin P-h diyagramı [9].

2.4.2 Flash Gazı Gidermeli ve İki Evaporatörlü İki Kademeli Çevrim

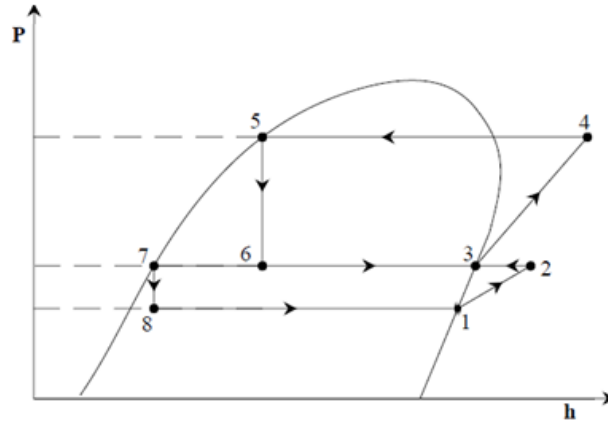
Şekil 2.10 ve 2.11’de çoklu kompresör, flaş gazı temizleme ve ara soğutma için bir flaş tankı kullanan iki kademeli çoklu evaporatör soğutma çevriminin şematik ve P-h diyagramını göstermektedir.

Bu sistem farklı soğutma yükleri ile düşük sıcaklık uygulamaları için daha uygundur. Örneğin, gıda ürünlerinin hızla dondurulması için -40°C ’ de çalışan bir evaporatör ve dondurulmuş gıdaların depolanması için -25°C ’ de çalışan diğer bir evaporatör gibi. Sistem şemasında gösterildiği gibi, yüksek sıcaklık evaporatöründeki (Evaporatör-II) basıncı flaş tankının basıncıyla aynıdır. Düşük kademeli kompresörden gelen aşırı ısıtılmış buhar, flaş deposunda doyma sıcaklığına soğutulur. Düşük sıcaklık evaporatörü flaş tüpünde flaş gazı çıkarıldığından verimli bir şekilde çalışır. Ek olarak,

yüksek kademeli kompresör (Kompresör-II) emme buharı doymuş olduğu için daha verimli çalışır. Yüksek kademeli kompresör, flaş tankındaki soğutucu maddenin aşırı ısınması nedeniyle daha yüksek kütle akış oranına sahip olmak zorunda olsa da yine de sisteme gelen toplam güç girişi özellikle amonyak gibi soğutucularda büyük ölçüde azaltılabilir. [9]



Şekil 2.10 Çoklu kompresör, flaş gazı temizleme ve ara soğutma için bir flaş tankı kullanan iki kademeli çoklu evaporatör soğutma çevriminin şematik gösterimi



Şekil 2.11 Çoklu kompresör, flaş gazı temizleme ve ara soğutma için bir flaş tankı kullanan iki kademeli çoklu evaporatör soğutma çevriminin p-h diyagramı

3. SOĞUTMA ÇEVİRİM ELEMANLARI

Bir soğutma sisteminde gerekli olan birkaç mekanik bileşen vardır. Bu bölümde, bir sistemin dört ana bileşenini ve bu ana bileşenlerle ilişkili bazı yardımcı ekipmanlar özetle açıklanacaktır.

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin başlıca bileşenleri:

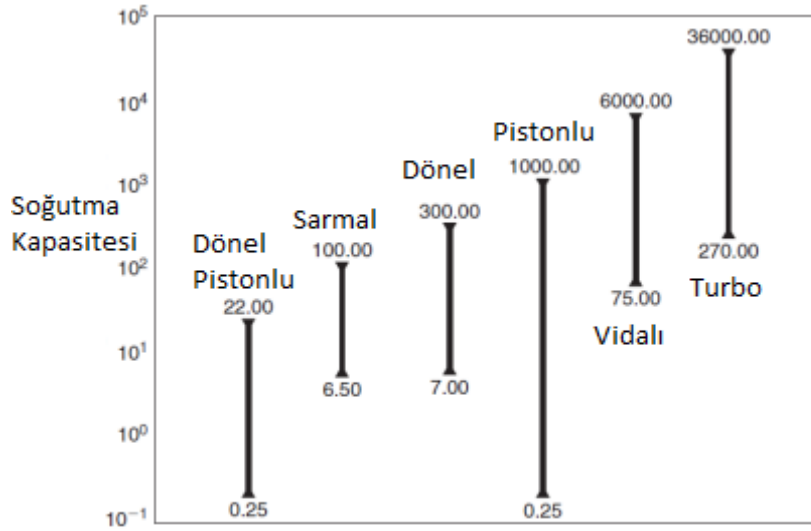
- Kompresör
- Kondenser
- Evaporatör
- Genleşme valfi (kısılma valfi)

Bir soğutma sistemi için herhangi bir bileşenin seçiminde, dikkatle düşünülmesi gereken bir dizi faktör vardır. Bunları sıralamak gerekirse;

- 1.Yük % 0'dan %100'e değişirken toplam soğutma kullanılabilirliğini muhafaza etmeli.
- 2.Sürekli performans uygulamaları için donma kontrolü.
- 3.Sistem verimliliği ve bakımı.
- 4.Kondenser tipi: hava, su veya evaporatif olarak soğutmalı.
- 5.Kompresör tasarımı (açık, hermetik, yarı hermetik motor tahriki, pistonlu, vidalı veya döner).
- 6.Sistem tipi (tek aşamalı, tek ekonomili, bileşik veya kademeli).
- 7.Soğutkan seçimi (soğutkan tipinin temel olarak çalışma sıcaklığı ve basıncı).

3.1 Kompresörler

Kompresörler genel anlamıyla sıkıştırılabilir akışkanların basıncını artırmak için kullanılan makinelerdir. Kompresörün soğutma çevrimi içerisindeki görevi, evaporatör çıkışında gaz haline gelmiş soğutkanı sıkıştırarak yüksek basınçta soğutma devresine göndermek ve sonrasında düşük basınçta almaktır. Şekil 3.1'de görüldüğü üzere, düşük ve orta soğutma kapasitedeki soğutma ihtiyacı için pistonlu, döner ve sarmal tip kompresörler kullanılırken, yüksek soğutma kapasite ihtiyaçları için vidalı ve santrifüj tip kompresörler kullanılmaktadır. [10]

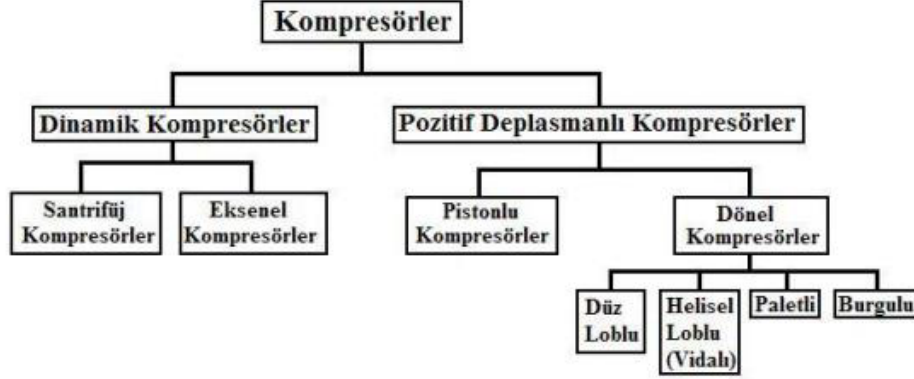


Şekil 3.1 Soğutma kapasitesine göre kompresör seçim tablosu. [11]

İdeal bir kompresörde aşağıdaki özellikler aranır:

- İlk çalıştırma anında dönme momentinin mümkün olduğunca az olması,
- Değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenliğini muhafaza etmesi,
- Ömrünün uzun olması ve daha fazla çalışması,
- Titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması,
- Sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimi, çalışma rejimine uyabilmesi,
- Daha az güç harcayarak birim soğutma değerini sağlayabilmesi,
- Maliyetinin mümkün olduğunca az olması,
- Verimlerinin kısmi yüklerde de düşmemesi. [12]

Gazları sıkıştırmak için kullanılan kompresörler kendi içlerinde çok farklı formlar alabilmektedir. Temel ve basit bir kıyaslama yapabilmek için kompresörleri akış tipine göre iki temel grup olarak; sürekli ve kesikli akışlı kompresörler diye ayırmak mümkündür. Sürekli akışlı kompresörler de dinamik kompresörler olarak adlandırılmaktadır. Kesikli akışlı kompresörlere pozitif deplasmanlı kompresörler de denmektedir. (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Kompresörlerin sınıflandırılması.

3.2 Evaporatörler

Evaporatör, genişleme elemanından gelen düşük basınçtaki sıvı-buhar karışımı olan soğutkanın dış yüzeyden geçen hava akımından ısı çekerek buharlaştığı bir çeşit ısı değiştiricisidir. Konstrüksiyonu kondensere benzerdir. Kondenser gibi ısı transferini arttırmak amacıyla borular etrafında kanatlar bulundurulur. Direkt veya sıvı temaslı olarak çalışan evaporatörlerin hepsinde de akışkan basıncı kondenser tarafındaki basınca oranla çok daha düşüktür. Bu nedenle evaporatör tarafına sistemin düşük basınç tarafı adı verilir.

Bu elemanlar, bir maddeyi veya ortamı, soğutkanın buharlaşma gizli ısını kullanarak soğutur. Genişleme elemanına sıvı halde giren soğutkan, basıncı düşürülerek evaporatöre gönderilir. Düşük basınçta evaporatöre giren sıvı soğutkanın bir kısmı çevreden aldığı ısıyla buharlaşmaya başlar. Bu sebepten dolayı evaporatör girişinde sıvı soğutkanda buhar zerrecikleri görülmeye başlar. Sıvı halde evaporatör serpantinlerinden geçen soğutkan, sürekli olarak serpantin cidarlarından soğutulacak ortamın veya maddenin ısını çekerek sürekli kaynar ve buharlaşır. Evaporatör içerisinde belirli bir noktada tamamen buhar haline dönüşür. Evaporatör içerisindeki buhar, hala soğutulmuş ortamdaki daha soğuk olduğundan, ısı çekmeye devam eder. Yeni bir buharlaşma olmayacağından bu çekilen ısı, buharın duyulur ısını (sıcaklığını) arttıracaktır. Buhar, evaporatörden çıkıncaya kadar sıcaklığı sürekli artacak ve çıkış noktasında buharın sıcaklığı doyma sıcaklığının üstüne çıkarak buhar aşırı kızdırılmış olacaktır. Soğutma miktarı; evaporatör yüzey alanına, toplam ısı transfer katsayısına ve soğutkan ile soğutulmuş madde arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. [12]

Soğutkanın beslenmesine, çalışma şartlarına, soğutulmak istenen sıvı veya havanın sirkülasyon yöntemine göre, soğutkanın kontrol tipine ve uygulamaya göre evaporatörler sınıflandırılabilir. Genel olarak endüstri tesislerinde kullanılan temel evaporatörler boru tipi, levha tipi ve kanatlı evaporatörler olarak karşımıza çıkmaktadır ve uygulamada bazı bütünlük yapılarının görülmesi de mümkündür.

3.3 Kondenserler

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kompresör tarafından sıkıştırılmış yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutkanın ısını atıp soğumasına ortam sunarak, bu akışkanın sıvı hale dönüştürülmesi görevini yerine getiren elemandır. Böylece, soğutkan sıvı hale gelerek basınçlandırılmakta ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirilmektedir. Kondenser akışkanın etkili bir şekilde soğumasını sağlamalı, aynı zamanda kompakt bir yapıda olmalıdır. Kondenserdeki ısı alışverişinin 3 safhada oluştuğu düşünülebilir. Bunlar; kızgınlığın alınması, soğutkanın yoğunlaşması, aşırı soğutma. Evaporatörde soğutkan tarafından çekilen ısının daha fazla olması kondenserde atılan ısı miktarının da daha fazla olmasını sağlayacaktır.

Genel olarak 3 değişik tip kondenser mevcuttur. Bunlar;

- 1) Su soğutmalı kondenserler,
- 2) Hava ile soğutmalı kondenserler,
- 3) Evaporatif kondenserler.

3.4 Genleşme Elemanları

Kondenslerden gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki aşırı soğutulmuş sıvı soğutkanın, basıncını ve sıcaklığını düşürerek buharlaşma basıncına getirmek için kullanılmaktadır. Soğutkanın bir kısmı evaporatöre girmeden, kısılma vanası içinde buharlaşmaya başlamaktadır. Önemli olan nokta ise, kompresöre sıvı fazında soğutkanın gitmesini engellemektir. Bir diğer işlevi ise, kompresör durduğu zaman, soğutma devresindeki basınç farklılığını dengelemektir. Kullanılacak genleşme elemanının kılcal boru türünde olması durumunda; kılcal boru boy ve çapı kompresör gerekli basınç düşümüne göre belirlenmektedir.

El ayar vanası, kılcal boru, termostatik kısılma vanası, şamandıralı ve elektrikli olmak üzere çeşitli tipleri bulunmaktadır.

4. MATERYAL VE METOD

Bu çalışmada, yukarıda detaylı bir şekilde tanımlanmış olan soğutma sistemlerinin belirli şartlar altında analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde sıcaklıklar, soğutkanlar, soğutma kapasiteleri ve sistem tipi gibi parametrelerin değişimi halinde sistem performansında meydana gelen değişimler araştırılmış ve sonuçlar karşılaştırmalı olarak irdelenmiştir. Çalışmada soğutkanların ODP (Ozon Deplasman Potansiyeli) ve GWP (Küresel Isınma Potansiyeli) değerleri göz önünde bulundurulmuş ve uygun değerlere sahip ve bu çevrimlerde daha çok kullanılan türde soğutkanlar tercih edilmiştir. Analizlerde kullanılan soğutkanlara ait ODP ve GWP değerleri Tablo 4.1'de verilmektedir. Teorik olarak yürütülen analizler "Engineering Equation Solver" (EES) programı üzerinde oluşturulan sistem simülasyonlarına göre gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4.1 Analizlerde kullanılan soğutkanlara ait ODP ve GWP, yangın emniyet grubu ve atmosferik ömür (yıl) değerleri. [13]

Soğutkan	R410A	R123	R134a	R290	R152a	R143a	R404A	R507A	R600a
ODP	0	0	0	0	0	0	0	0	0
GWP	1920	77	1430	3	124	4470	3940	3990	20
YangınEmniyet Grubu	A1	B1	A1	A3	A2	A2L	A1	A1	A3
Atmosferik ömür, yıl	-	1,3	13,4	-	1,5	47,1	-	-	0,016

4.1 Analizler ve Tartışmalar

4.1.1 Tek Kademeli İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevriminin COP Yönünden İncelenmesi

4.1.1.1 Tek Kademeli İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevriminde Sıcaklık Değişimlerinin COP'ye Etkisi

Bu bölümde soğutma yükü sabit 10 kW, kompresör izantropik verimi 0,75 alınarak farklı soğutkanlar için evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının değişiminin COP ye etkisi irdelenmiştir.

İncelemeler sonucunda R-134a, R-410A, R-123, R-290, R-152a, R-143a, R-407C, R-404A, R-507 ve R600a soğutkanları için kondenser sıcaklığının artması COP'ye olumsuz etki ederken, evaporatör sıcaklığının artmasıyla COP değerinde de artış gözlemlenmiştir.

Tablo 4.2 R-134a, R-410A, R-123, R-290, R-152a, R-143a, R-407C, R-404A, R-507A ve R600a soğutkanları için tek kademeli ideal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde, farklı evaporatör ve kondenser sıcaklıklarına göre COP değişimi. Soğutma yükü sabit 10 kW, kompresör izantropik verimi 0,75 için.

R-134a								R-410A							
T _{evap}	T _{kon=30}	T _{kon=35}	T _{kon=40}	T _{kon=45}	T _{kon=50}	T _{kon=55}	T _{kon=60}	T _{kon=30}	T _{kon=35}	T _{kon=40}	T _{kon=45}	T _{kon=50}	T _{kon=55}	T _{kon=60}	
0	5,868	4,875	4,121	3,527	3,044	2,64	2,295	5,627	4,632	3,872	3,267	2,767	2,339	1,956	
-5	4,83	4,092	3,51	3,037	2,642	2,307	2,015	4,642	3,897	3,307	2,823	2,412	2,053	1,726	
-10	4,055	3,485	3,023	2,638	2,31	2,027	1,777	3,905	3,328	2,857	2,461	2,118	1,813	1,531	
-15	3,454	3,002	2,626	2,307	2,031	1,789	1,573	3,335	2,875	2,49	2,16	1,871	1,608	1,362	
-20	2,976	2,609	2,298	2,029	1,794	1,585	1,396	2,88	2,506	2,186	1,908	1,66	1,432	1,216	
-25	2,587	2,283	2,022	1,793	1,59	1,408	1,241	2,509	2,199	1,931	1,693	1,478	1,279	1,088	
-30	2,264	2,01	1,787	1,59	1,414	1,253	1,106	2,202	1,942	1,713	1,508	1,32	1,145	0,975	
-35	1,993	1,777	1,586	1,414	1,259	1,117	0,989	1,943	1,722	1,525	1,347	1,182	1,027	0,875	
-40	1,763	1,577	1,411	1,261	1,124	0,997	0,88	1,723	1,533	1,363	1,206	1,061	0,922	0,786	
-45	1,564	1,403	1,258	1,126	1,004	0,891	0,785	1,534	1,369	1,22	1,082	0,953	0,829	0,705	
R-123								R290							
T _{evap}	T _{kon=30}	T _{kon=35}	T _{kon=40}	T _{kon=45}	T _{kon=50}	T _{kon=55}	T _{kon=60}	T _{kon=30}	T _{kon=35}	T _{kon=40}	T _{kon=45}	T _{kon=50}	T _{kon=55}	T _{kon=60}	
0	6,146	5,156	4,409	3,824	3,352	2,962	2,634	5,781	4,793	4,043	3,45	2,967	2,562	2,215	
-5	5,079	4,346	3,772	3,309	2,926	2,604	2,329	4,762	4,026	3,445	2,972	2,577	2,239	1,945	
-10	4,28	3,717	3,264	2,889	2,573	2,303	2,069	4,001	3,431	2,969	2,583	2,254	1,969	1,716	
-15	3,661	3,216	2,849	2,54	2,276	2,047	1,846	3,411	2,958	2,581	2,261	1,983	1,738	1,519	
-20	3,167	2,808	2,505	2,247	2,023	1,826	1,651	2,941	2,573	2,26	1,99	1,752	1,54	1,349	
-25	2,764	2,469	2,216	1,997	1,805	1,634	1,481	2,558	2,253	1,99	1,76	1,554	1,369	1,2	
-30	2,43	2,183	1,969	1,781	1,615	1,466	1,331	2,241	1,985	1,761	1,562	1,382	1,219	1,069	
-35	2,148	1,939	1,756	1,594	1,449	1,317	1,198	1,975	1,757	1,563	1,39	1,232	1,088	0,953	
-40	1,908	1,729	1,571	1,43	1,302	1,186	1,08	1,748	1,56	1,392	1,24	1,101	0,972	0,851	
-45	1,701	1,547	1,409	1,285	1,172	1,069	0,974	1,553	1,39	1,243	1,108	0,984	0,868	0,759	
R-152a								R-143a							
T _{evap}	T _{kon=30}	T _{kon=35}	T _{kon=40}	T _{kon=45}	T _{kon=50}	T _{kon=55}	T _{kon=60}	T _{kon=30}	T _{kon=35}	T _{kon=40}	T _{kon=45}	T _{kon=50}	T _{kon=55}	T _{kon=60}	
0	6,022	5,037	4,293	3,708	3,235	2,843	2,511	5,506	4,509	3,745	3,134	2,628	2,193	1,806	
-5	4,975	4,245	3,672	3,209	2,826	2,501	2,222	4,518	3,771	3,177	2,686	2,269	1,904	1,572	
-10	4,193	3,631	3,178	2,803	2,486	2,214	1,976	3,781	3,201	2,724	2,322	1,972	1,661	1,373	
-15	3,586	3,142	2,775	2,466	2,2	1,969	1,764	3,211	2,747	2,357	2,021	1,724	1,454	1,203	
-20	3,102	2,743	2,441	2,182	1,957	1,758	1,58	2,757	2,378	2,053	1,768	1,512	1,277	1,056	
-25	2,708	2,413	2,16	1,941	1,747	1,575	1,42	2,388	2,073	1,798	1,553	1,331	1,124	0,927	
-30	2,381	2,135	1,921	1,733	1,565	1,415	1,278	2,083	1,817	1,582	1,369	1,174	0,991	0,815	
-35	2,106	1,897	1,714	1,552	1,406	1,273	1,152	1,827	1,6	1,396	1,21	1,038	0,875	0,716	
-40	1,871	1,693	1,535	1,394	1,265	1,148	1,04	1,609	1,413	1,235	1,071	0,918	0,772	0,629	
-45	1,669	1,515	1,378	1,254	1,141	1,037	0,94	1,422	1,252	1,095	0,95	0,813	0,681	0,55	

R-407C								R-404A							
T _{evap}	T _{kön =30}	T _{kön =35}	T _{kön =40}	T _{kön =45}	T _{kön =50}	T _{kön =55}	T _{kön =60}	T _{kön =30}	T _{kön =35}	T _{kön =40}	T _{kön =45}	T _{kön =50}	T _{kön =55}	T _{kön =60}	
0	4,633	3,934	3,375	2,916	2,529	2,194	1,897	5,335	4,368	3,623	3,025	2,527	2,098	1,714	
-5	3,907	3,363	2,916	2,54	2,217	1,932	1,677	4,377	3,65	3,067	2,586	2,175	1,813	1,484	
-10	3,341	2,906	2,541	2,227	1,953	1,709	1,487	3,66	3,093	2,625	2,229	1,883	1,574	1,288	
-15	2,888	2,533	2,229	1,964	1,729	1,517	1,322	3,104	2,649	2,265	1,933	1,639	1,372	1,121	
-20	2,517	2,222	1,965	1,739	1,535	1,35	1,178	2,661	2,288	1,967	1,685	1,431	1,198	0,976	
-25	2,207	1,959	1,74	1,544	1,367	1,203	1,05	2,3	1,989	1,717	1,474	1,253	1,047	0,85	
-30	1,946	1,734	1,546	1,375	1,219	1,074	0,938	2,001	1,738	1,505	1,294	1,099	0,917	0,74	
-35	1,722	1,54	1,376	1,227	1,089	0,96	0,837	1,75	1,525	1,323	1,138	0,966	0,802	0,643	
-40	1,529	1,371	1,228	1,096	0,974	0,858	0,748	1,537	1,342	1,165	1,002	0,848	0,702	0,558	
-45	1,361	1,223	1,097	0,98	0,871	0,767	0,667	1,354	1,184	1,028	0,883	0,745	0,613	0,482	
R-507A								R-600a							
T _{evap}	T _{kön =30}	T _{kön =35}	T _{kön =40}	T _{kön =45}	T _{kön =50}	T _{kön =55}	T _{kön =60}	T _{kön =30}	T _{kön =35}	T _{kön =40}	T _{kön =45}	T _{kön =50}	T _{kön =55}	T _{kön =60}	
0	5,465	4,465	3,694	3,074	2,552	2,095	1,672	5,899	4,906	4,154	3,564	3,085	2,688	2,352	
-5	4,48	3,729	3,128	2,628	2,197	1,81	1,445	4,848	4,11	3,53	3,061	2,671	2,342	2,058	
-10	3,743	3,159	2,677	2,265	1,903	1,572	1,254	4,062	3,493	3,033	2,652	2,329	2,051	1,809	
-15	3,174	2,706	2,311	1,966	1,657	1,369	1,089	3,454	3,003	2,629	2,313	2,041	1,805	1,595	
-20	2,72	2,338	2,008	1,715	1,447	1,196	0,947	2,971	2,604	2,295	2,029	1,797	1,593	1,41	
-25	2,352	2,033	1,753	1,501	1,268	1,046	0,824	2,577	2,274	2,014	1,788	1,588	1,41	1,249	
-30	2,047	1,778	1,537	1,318	1,113	0,915	0,716	2,252	1,997	1,776	1,581	1,407	1,25	1,108	
-35	1,791	1,561	1,352	1,16	0,978	0,801	0,621	1,978	1,762	1,571	1,402	1,249	1,11	0,984	
-40	1,573	1,374	1,192	1,022	0,86	0,701	0,537	1,746	1,56	1,395	1,246	1,111	0,987	0,874	
-45	1,387	1,213	1,052	0,901	0,756	0,612	0,463	1,547	1,385	1,24	1,109	0,989	0,878	0,78	

4.1.1.2 Tek Kademeli İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Farklı Soğutkanların COP'ye Etkisi

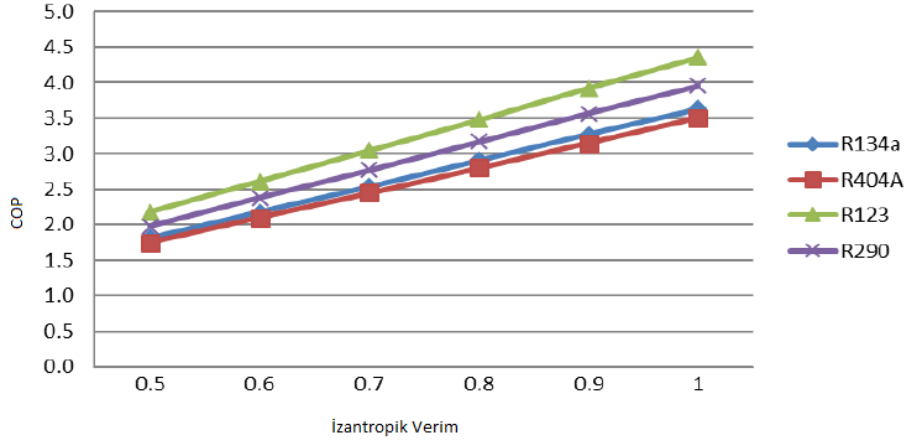
Sistem analizinde $T_{kön} = 40^{\circ}\text{C}$ için, 10 kW soğutma yükünde ve kompresör izantropik verimi 0,75 için dokuz farklı soğutkanın değişen evaporatör sıcaklığıyla beraber COP ye etkisi incelenmiştir. Tablo 4.3'te her bir soğutkan için farklı evaporatör sıcaklıklarında elde edilen COP değerleri gösterilmektedir. Sonuçta artan evaporatör sıcaklığı her soğutkan için COP değerini artırmıştır. Her evaporatör sıcaklığında en iyi sonucu veren soğutkan R123 olurken, en düşük sonucu veren soğutkan R407C soğutkanı olmuştur.

Tablo 4.3 Kademeli ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde farklı soğutkanların COP'ye etkisi

T _{evap}	R143a	R123	R410A	R290	R152a	R407C	R404A	R507A	R600a
-45	4,121	4,409	3,872	4,043	4,293	2,64	3,623	3,694	4,154
-40	3,51	3,772	3,307	3,445	3,672	2,307	3,067	3,128	3,53
-35	3,023	3,264	2,857	2,969	3,178	2,027	2,625	2,677	3,033
-30	2,626	2,849	2,49	2,581	2,775	1,789	2,265	2,311	2,629
-25	2,298	2,505	2,186	2,26	2,441	1,585	1,967	2,008	2,295
-20	2,022	2,216	1,931	1,99	2,16	1,408	1,717	1,753	2,014
-15	1,787	1,969	1,713	1,761	1,921	1,253	1,505	1,537	1,776
-10	1,586	1,756	1,525	1,563	1,714	1,117	1,323	1,352	1,571
-5	1,411	1,571	1,363	1,392	1,535	0,9974	1,165	1,192	1,395
0	1,258	1,409	1,22	1,243	1,378	0,8911	1,028	1,052	1,24

4.1.2 Tek Kademeli İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevriminde Kompresör İzentropik Veriminin COP'ye Etkisi

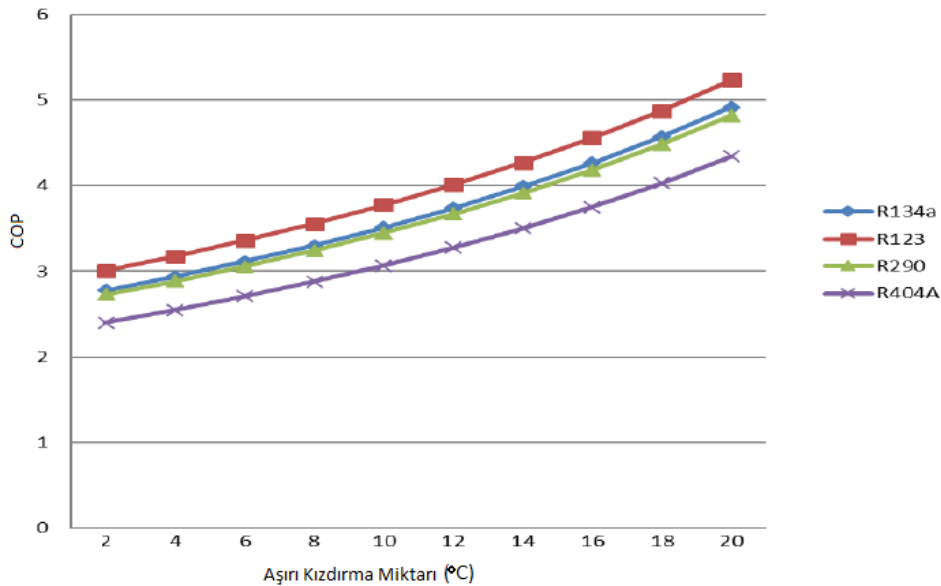
10 kW soğutma yükünde farklı soğutkanlar için $T_{kon} = 40^{\circ}\text{C}$ $T_{evap} = -10^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklıklarında kompresör izantropik veriminin COP üzerine etkisi araştırılmıştır. Sonuç olarak R123 soğutkanın diğer soğutkanlara göre daha iyi sonuç verdiği görülmüştür.



Şekil 4.8 Tek kademeli ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde farklı soğutkanlar için kompresör izantropik verimin COP'ye etkisi.

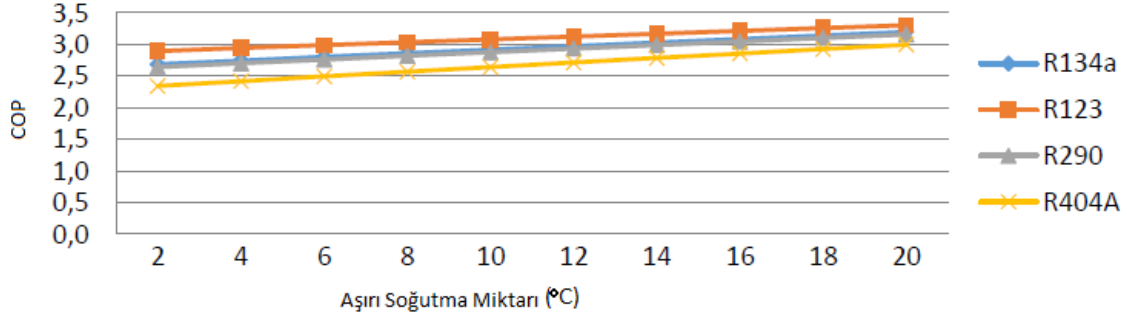
4.1.3 Tek Kademeli İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevriminde Aşırı Kızdırmanın ve Aşırı Soğutmanın COP'ye Etkisi

10 kW soğutma yükünde farklı soğutkanlar için $T_{kon} = 40^{\circ}\text{C}$, $T_{evap} = -15^{\circ}\text{C}$ ve kompresör izantropik verimi 0,75 alınarak aşırı kızdırma sıcaklığının artırılmasının COP üzerine etkisi araştırılmıştır. Sonuç olarak bütün soğutkanlar için artan aşırı kızdırma COP'yi de artırmıştır.



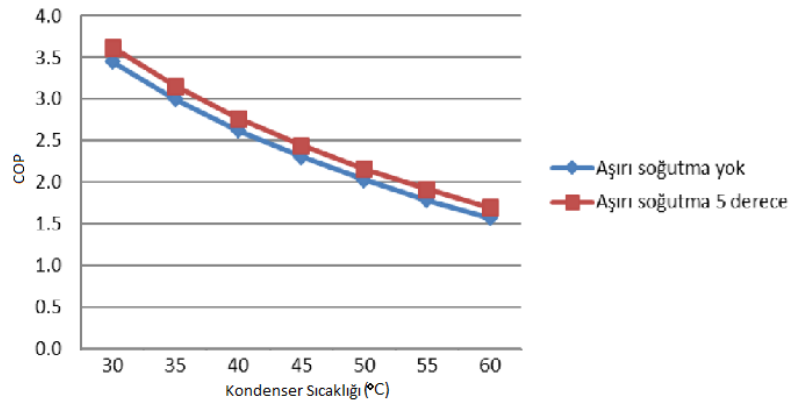
Şekil 4.9 Tek kademeli ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde aşırı kızdırmanın COP'ye etkisi.

10 kW soğutma yükünde farklı soğutkanlar için $T_{kon} = 40^{\circ}\text{C}$, $T_{evap} = -15^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklığı ve kompresör izantropik verimi 0,75 alınarak aşırı soğutma sıcaklığının artırılmasının COP üzerine etkisi araştırılmıştır. Sonuç olarak bütün soğutkanlar için artan aşırı soğutma COP' yi de artırmıştır.

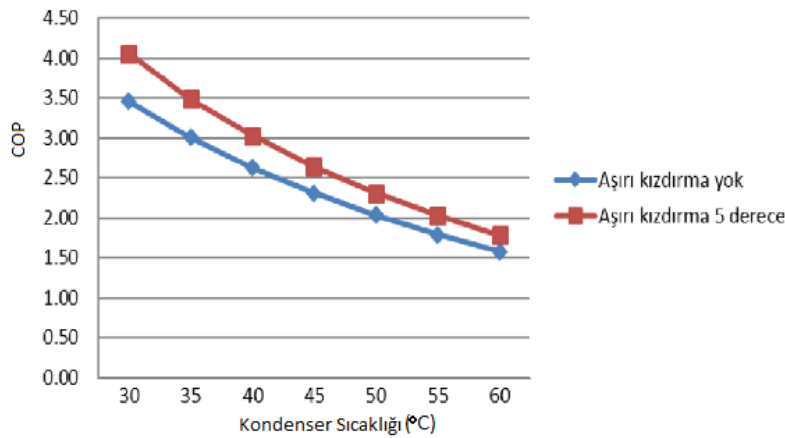


Şekil 4.10 Tek kademeli ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde aşırı soğutmanın COP' ye etkisi.

10 kW soğutma yükünde $T_{evap} = -15^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklığı için R134a soğutkanının aşırı kızdırma ve soğutma etkisinde kondenser sıcaklığı değişiminin COP üzerindeki etkisi Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de verilmiştir karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



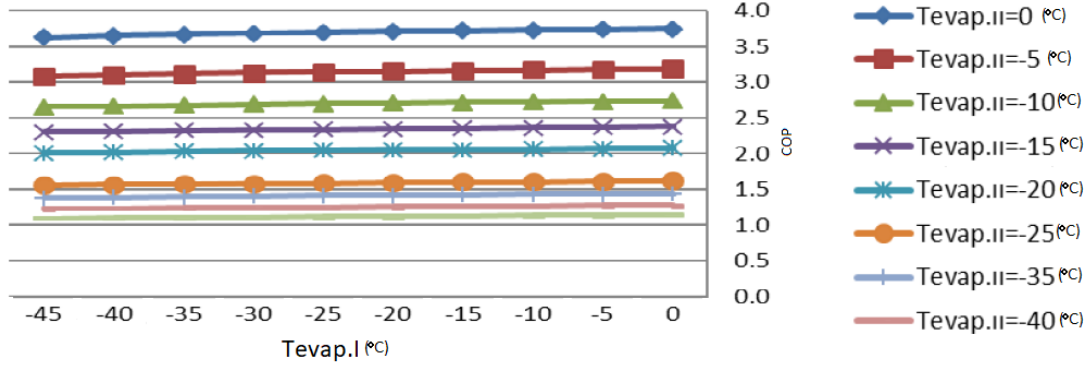
Şekil 4.11 Aşırı soğutma yokken ve 5°C iken kondenser sıcaklığının COP üzerindeki etkisi.



Şekil 4.12 R134a soğutkanı için aşırı kızdırma yokken ve 5°C iken kondenser sıcaklığının COP üzerindeki etkisi.

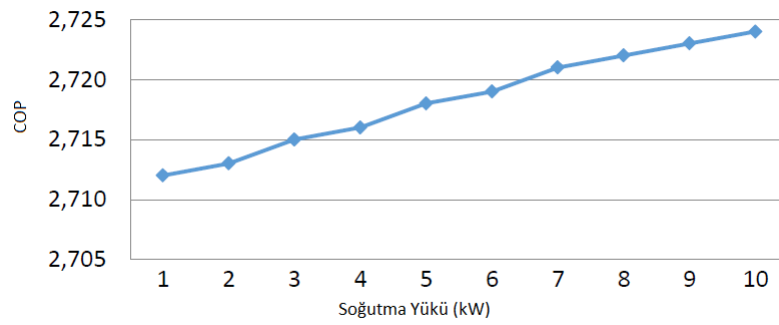
4.1.4 İki Evaporatörlü ve Bir Kompresörlü Soğutma Çevrimlerinin COP İncelemesi

Bu başlık altında R143a soğutkanının $T_{kon} = 40^{\circ}\text{C}$ kondenser sıcaklığı ve kompresör izantropik verimi 0,75 olan bir çevrimde, 5'er kW soğutma yüküne sahip evaporatörlerin sıcaklık değişimlerinin COP'ye etkisi incelenmiştir.



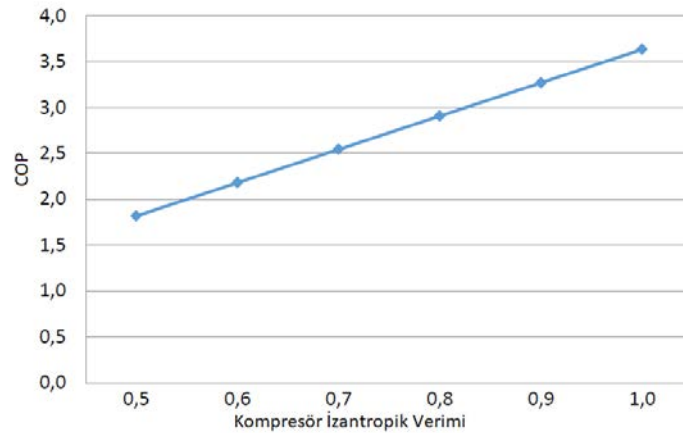
Şekil 4.13 2 Evaporatörlü ve 1 kompresörlü soğutma çevriminin Evaporatör I ve Evaporatör-II sıcaklıklarının COP'ye etkisi.

$T_{kon} = 40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap} = -10^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklıkları için R143a soğutkanı kullanılarak farklı soğutma yüklerindeki COP değerleri incelenmiştir.



Şekil 4.14 Soğutma yüklerinin COP üzerindeki etkisi.

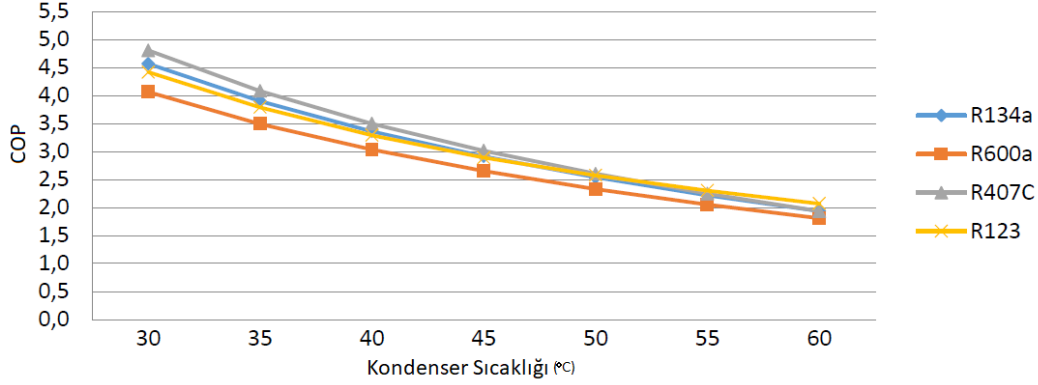
R143a soğutkanı kullanılarak $T_{kon}=40^{\circ}\text{C}$ $T_{evap1}=-10^{\circ}\text{C}$, $T_{evap2}=-10^{\circ}\text{C}$ ve eşit soğutma yüklerinde kompresör izantropik veriminin COP'ye etkisi Şekil 4.15'te verilmiştir.



Şekil 4.15 $T_{kon} = 40^{\circ}\text{C}$ $T_{evap1} = -10^{\circ}\text{C}$, $T_{evap2} = -10^{\circ}\text{C}$ için izantropik verimin COP'ye etkisi.

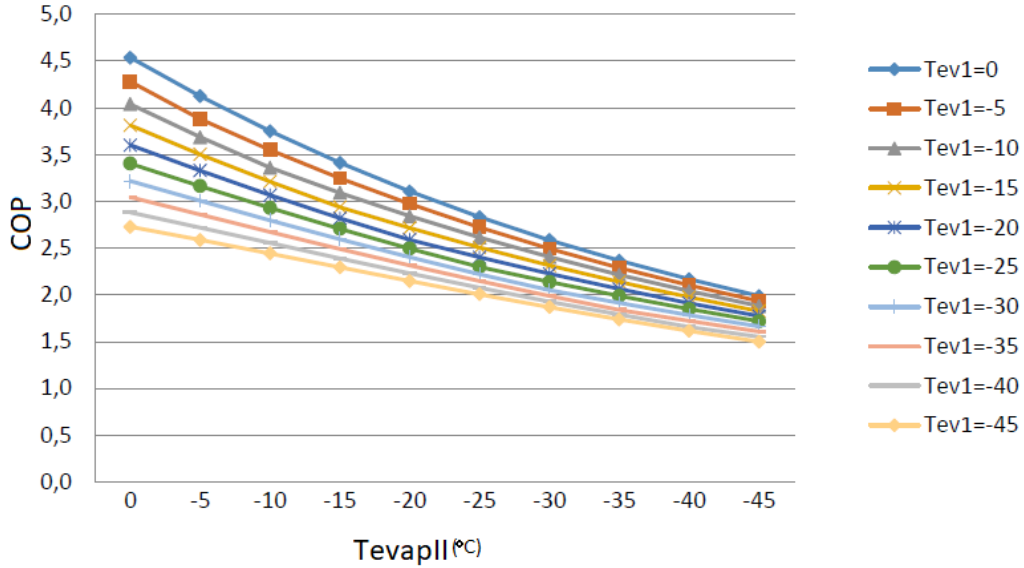
4.1.5 İki Kademeli Flash Gazı Gidermeli İki Evaporatörlü Soğutma Çevriminin COP İncelemesi

Farklı soğutkanlar kullanılarak $T_{\text{evap1}} = -10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{evap2}} = -10^{\circ}\text{C}$ evaporatör sıcaklıkları ve eşit soğutma yüklerine sahip evaporatörler ile, 0,75 kompresör izantropik verimi olan soğutma çevriminde farklı kondenser sıcaklıklarının COP'ye etkisi incelenmiştir.



Şekil 4.16 İki kademeli flash gazı gidermeli iki evaporatörlü soğutma çevriminin farklı kondenser sıcaklıklarının COP'ye etkisi.

R 134a soğutkanı kullanılarak $T_{\text{kon}} = 40^{\circ}\text{C}$ ve 0,75 kompresör izantropik verimi olan kompresör ile eşit yüklerle sahip olan evaporatör 1 ve 2 deki sıcaklıklarının değişiminin COP'ye etkisi incelenmiştir.



Şekil 4.17 İki kademeli flash gazı gidermeli iki evaporatörlü soğutma çevriminin farklı evaporatör sıcaklıklarının COP'ye etkisi.

4.1.6 Kaskad Soğutma Çevrimlerinde COP İncelemesi

Kaskad çevrimleri ile ilgili çalışmada ilk olarak düşük basınç ve yüksek basınç kademelerinde değişik gazlar kullanılarak 40°C kaskad kondenseri sıcaklığı ve -10°C evaporatör sıcaklığında 10 kW soğutma yükü ve 0,75 kompresör izantropik verimi ile değişen kondenser sıcaklıklarının ve gaz kombinasyonlarının COP'ye olan etkisi incelenmiştir.

Tablo 4.4 Kaskad çevrimleri için kondenser sıcaklığı, düşük basınç çevrim akışkanı ve yüksek basınç çevrim soğutkanı değişiminin COP üzerindeki etkisi.

Yüksek Basınç Çevrim Akışkanı		R134a							
Düşük Basınç Çevrim Akışkanı		R407C	R600a	R290	R123	R410A	R152a	R143a	R404A
T_{kon}									
30		2,99	3,66	3,57	3,98	3,42	3,86	3,24	3,1
35		2,75	3,32	3,25	3,6	3,12	3,5	2,96	2,85
40		2,54	3,03	2,97	3,26	2,86	3,18	2,72	2,63
45		2,35	2,78	2,72	2,97	2,63	2,9	2,51	2,42
50		2,18	2,55	2,5	2,72	2,42	2,65	2,32	2,24
55		2,02	2,34	2,3	2,49	2,23	2,43	2,14	2,07
60		1,87	2,15	2,11	2,28	2,05	2,23	1,98	1,92
Yüksek Basınç Çevrim Akışkanı		R407C							
Düşük Basınç Çevrim Akışkanı		R134a	R600a	R290	R123	R410A	R152a	R143a	R404A
T_{kon}									
30		3,29	3,3	3,23	3,57	3,1	3,47	2,94	2,83
35		3	3,01	2,95	3,24	2,84	3,15	2,71	2,61
40		2,75	2,75	2,7	2,95	2,6	2,88	2,49	2,41
45		2,52	2,52	2,48	2,69	2,4	2,63	2,3	2,22
50		2,31	2,31	2,27	2,46	2,2	2,4	2,12	2,05
55		2,11	2,12	2,09	2,24	2,02	2,2	1,95	1,89
60		1,93	1,94	1,91	2,04	1,85	2	1,79	1,74
Yüksek Basınç Çevrim Akışkanı		R600a							
Düşük Basınç Çevrim Akışkanı		R134a	R407C	R290	R123	R410A	R152a	R143a	R404A
T_{kon}									
30		3,63	2,98	3,56	3,97	3,41	3,85	3,23	3,09
35		3,31	2,75	3,24	3,59	3,11	3,49	2,96	2,85
40		3,02	2,54	2,97	3,26	2,86	3,18	2,72	2,63
45		2,77	2,35	2,73	2,98	2,63	2,91	2,52	2,43
50		2,55	2,19	2,51	2,73	2,43	2,67	2,33	2,25
55		2,35	2,03	2,32	2,51	2,24	2,45	2,15	2,09
60		2,17	1,89	2,14	2,3	2,08	2,26	2	1,94
Yüksek Basınç Çevrim Akışkanı		R123							
Düşük Basınç Çevrim Akışkanı		R134a	R407C	R600a	R290	R410A	R152a	R143a	R404A
T_{kon}									
30		3,63	2,98	3,65	3,56	3,4	3,85	3,23	3,09
35		3,3	2,75	3,32	3,24	3,11	3,49	2,96	2,84
40		3,02	2,54	3,03	2,97	2,86	3,18	2,72	2,63
45		2,78	2,36	2,79	2,73	2,63	2,91	2,52	2,43
50		2,56	2,19	2,57	2,52	2,44	2,68	2,34	2,26
55		2,37	2,05	2,38	2,34	2,26	2,47	2,17	2,1
60		2,2	1,91	2,2	2,17	2,1	2,29	2,02	1,96
Yüksek Basınç Çevrim Akışkanı		R410A							
Düşük Basınç Çevrim Akışkanı		R134a	R407C	R600a	R290	R123	R152a	R143a	R404A
T_{kon}									
30		3,67	3,01	3,68	3,59	4,01	3,89	3,26	3,12
35		3,32	2,76	3,33	3,26	3,61	3,51	2,97	2,86
40		3,02	2,54	3,03	2,96	3,26	3,17	2,72	2,62
45		2,74	2,33	2,75	2,7	2,94	2,87	2,49	2,4
50		2,49	2,14	2,5	2,45	2,66	2,6	2,27	2,2
55		2,25	1,95	2,26	2,22	2,39	2,34	2,07	2
60		2,02	1,77	2,02	1,99	2,14	2,09	1,86	1,81

Yüksek Basınç Çevrim Akışkanı		R152a						
Düşük Basınç Çevrim Akışkanı	R134a	R407C	R600a	R290	R123	R410A	R143a	R404A
T_{kon}								
30	3,64	2,99	3,66	3,57	3,98	3,42	3,24	3,1
35	3,31	2,75	3,32	3,25	3,59	3,12	2,96	2,85
40	3,02	2,54	3,03	2,97	3,26	2,86	2,72	2,63
45	2,77	2,35	2,78	2,73	2,98	2,63	2,51	2,43
50	2,55	2,18	2,56	2,51	2,73	2,43	2,33	2,25
55	2,35	2,03	2,36	2,32	2,5	2,24	2,15	2,09
60	2,17	1,89	2,18	2,14	2,3	2,08	2	1,94
Yüksek Basınç Çevrim Akışkanı		R143a						
Düşük Basınç Çevrim Akışkanı	R134a	R407C	R600a	R290	R123	R410A	R152a	R404A
T_{kon}								
30	3,67	3,01	3,69	3,6	4,02	3,44	3,9	3,12
35	3,33	2,76	3,34	3,26	3,62	3,13	3,51	2,86
40	3,02	2,54	3,03	2,97	3,26	2,86	3,18	2,63
45	2,75	2,34	2,76	2,7	2,95	2,61	2,88	2,41
50	2,49	2,14	2,5	2,45	2,66	2,37	2,6	2,2
55	2,25	1,95	2,26	2,22	2,4	2,15	2,35	2,01
60	2,02	1,77	2,03	1,99	2,14	1,94	2,1	1,81
Yüksek Basınç Çevrim Akışkanı		R404A						
Düşük Basınç Çevrim Akışkanı	R134a	R407C	R600a	R290	R123	R410A	R152a	R143a
T_{kon}								
30	3,65	2,99	3,66	3,57	3,99	3,42	3,87	3,24
35	3,31	2,75	3,32	3,24	3,59	3,11	3,49	2,96
40	3	2,53	3,01	2,95	3,24	2,84	3,16	2,71
45	2,73	2,32	2,74	2,68	2,93	2,59	2,86	2,48
50	2,48	2,13	2,48	2,44	2,64	2,36	2,58	2,26
55	2,24	1,94	2,24	2,2	2,38	2,14	2,33	2,06
60	2	1,75	2,01	1,98	2,12	1,92	2,08	1,85

5. SONUÇLAR ve GENEL DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışmada buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri, aşırı kızdırma ve soğutma çevrimleri, iki kademeli flash gazı gidermeli iki evaporatörlü soğutma çevrimleri, kaskad çevrimleri ve çok evaporatörlü soğutma çevrimlerinin COP değerleri; evaporatör sıcaklığının, kondenser sıcaklığının ve kompresör izantropik verimin farklı değerlerine göre kıyaslanmıştır. Beş farklı soğutma çevriminde üç farklı karşılaştırma yöntemiyle soğutkanların ve COP'ye katkısı incelenmiştir. Karşılaştırmalar enerji analizinde en yaygın kullanılan "Engineering Equation Solver" (EES) yazılım programının yardımıyla yapılmıştır. Soğutkan seçiminde ODP ve GWP değerleri uygun olan bu çevrimlerde çok kullanılan soğutkanlar seçilmiştir. Sabit soğutma yüküne dayalı hesaplama yöntemi, gerçeğe daha yakın sonuçlar verdiği için hesaplamalar bu şekilde yapılmıştır. Çevrimlerde genel olarak kondenser sıcaklığı sabit tutulurken, evaporatör sıcaklığı artırıldığında, sistemin soğutma etkinlik katsayısının da arttığı gözlemlenmiştir.

Tek kademeli ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi için; $T_{kon} = 40^{\circ}\text{C}$ ve $T_{evap} = -10^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklarda R407C 2,541 ile en düşük COP değerini alırken R123 3,264 ile en iyi COP değerine sahiptir. Bu iki akışkan arasında yaklaşık %22 lik bir fark vardır. Bu sonuç buhar sıkıştırımlı kompresörlü bir soğutma sistemi tasarımında, sistemin performansını direkt olarak etkileyen çalışma sıcaklıkları ve parametrelerinin en iyi değerlerinin tespit edilmesinin yanında, soğutkan seçiminin de büyük önem taşıdığı ve sistemin COP'sine ne kadar çok etkisi olduğunu göstermektedir.

Tek kademeli ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde örnek olarak, $T_{kon} = \text{sabit}$ (Farklı sabit sıcaklıklar) alınıp evaporatör sıcaklığı -45°C ve 0°C arasında değiştirilmiştir. Dokuz farklı soğutkan için yapılan incelemeler sonucunda en iyi sonucu veren R123 soğutkanı olmuştur. Düşük evaporatör sıcaklıklarında soğutkanların COP' ye etkisi birbirine yakın iken artan evaporatör sıcaklığıyla beraber soğutkanların COP değerleri arasındaki farkta giderek artış göstermiştir. Ayrıca bu incelemede azalan evaporatör sıcaklığının da COP' ye olumsuz yönde etki ettiği gözlemlenmiştir. Çevrimde çalışılan bütün evaporatör sıcaklık aralığında, kullanılan soğutkanların R507A ve R404A olması durumunda, çevrimin soğutma etkinlik katsayısı hemen hemen aynı değerleri almaktadır. Ayrıca artan evaporatör sıcaklıklarında, R410A ve R143a soğutkanlarının kullanılması durumunda çevrimin soğutma etkinlik katsayısı değerlerinin paralel bir şekilde artış gösterdiği görülmektedir.

Tek kademeli ideal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kompresör izantropik verimi 0,5 ile 1 arasında değiştirilirken, evaporatör -10°C , kondenser sıcaklığı 40°C değerlerinde sabit tutulmuştur. Sabit kondenser ve evaporatör sıcaklığında buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kompresörün izantropik verimi artırıldığında, kompresörün çıkışında soğutkanın sıcaklığı azalacaktır. Sıcaklığın azalması durumunda kompresörün sıkıştırması gereken buharın özgül hacmi azalacak ve kompresöre verilmesi gereken birim enerji miktarı azalacaktır. Sonuç olarak, sabit buharlaşma sıcaklığında izantropik verimin artırılması soğutma sisteminin soğutma etkinliğini arttıracaktır. İzantropik verim arttıkça en büyük COP değerini alan soğutkan R123 olurken en küçük COP değerine R404A soğutkanı kullanılması durumunda ulaşılmaktadır. İzantropik verim 0,5 ten 1'e yükselirken soğutkanlar arasındaki COP değerleri arasındaki farkta giderek artış görülmektedir.

Aşırı soğutma sıcaklığı arttığında, tüm soğutkanlar için COP değeri artmaktadır. Tablo 5.15 de R314a soğutkanı kullanılarak yapılan aşırı soğutmanın sistemin soğutma etkinliği üzerinde yaptığı olumlu etki gözlemlenmektedir. Aynı akışkan için yapılan aşırı ısıtma işlemi de sistemin soğutma etkinliğini yükseltmiştir. Ancak Kızılkan ve arkadaşlarının yaptığı çalışmalar sonucunda aşırı kızdırmanın istenen değerler üzerinde yapılması durumunda sistemin olumsuz yönde etkileneceğini saptamıştır [2].

İki evaporatörlü ve bir kompresörlü soğutma çevriminde değişen evaporatör sıcaklıklarının COP ye etkisi irdelenmiştir. Evaporatör-2 sıcaklık değişimi her evaporatör-1 sıcaklığı için COP üzerine maksimum %60 artış sağlamıştır. Bunun yanında evaporatör-1 sıcaklık değişimi COP üzerine %3 lük etki ile beklenen artışı sağlayamamıştır. Evaporatör yüklerini incelediğimizde evaporatör-2'nin yükü artırıldığında sistemin COP si de artmaktadır. Kompresör izantropik verimine bakıldığında COP de ki artış verimle doğru orantılıdır.

İki kademeli flash gazı gidermeli iki evaporatörlü soğutma çevrimi için evaporatör sıcaklıkları sabit alınıp kondenser sıcaklığı değişiminin COP üzerine etkisi incelendiğinde her gaz için artan kondenser sıcaklığı COP' yi azaltmıştır. Yüksek kondenser sıcaklıklarında R123 gazı daha verimli iken düşük kondenser sıcaklıklarında R407C gazının daha iyi performansına sahip olduğu görülmüştür. R407C gazı %59'luk bir COP kaybıyla kondenser sıcaklığı değişiminden en fazla etkilenen gaz olmuştur. R123 gazı ise %53 lük bir COP kaybı ile en az etkilenen gaz olmuştur.

İki kademeli flash gazı gidermeli iki evaporatörlü soğutma çevrimi için evaporatör ve kondenser sıcaklıkları değişimleri R134a gazı için irdelendiğinde artan evaporatör ve azalan kondenser sıcaklıkları COP' yi de arttırmış ve 10 kW soğutma yükü ile 0,75 kompresör izantropik veriminde maksimum COP $T_{kon}=35$ ve $T_{evap} = 0$ 5,39 olarak bulunmuştur. Ayrıca artan kompresör izantropik verimi COP' yi de arttırmaktadır.

Kaskad soğutma çevrimlerinde yapılan analizde en yüksek COP değerlerine yüksek basınçta R143a ve düşük basınçta R123 soğutkanı kullanımında COP=4,02 olarak ulaşılmıştır. Ayrıca yine Tablo 4.4'ün incelenmesiyle görüldüğü üzere azalan kondenser sıcaklığı her gaz ikilisi için COP değerini artırıcı etki göstermiştir. En verimli gaz ikilisi olarak tespit edilen R143a ve R123 gazları ayrıca değişen evaporatör ve kaskad kondenseri sıcaklıklarında tekrar analiz edilerek en verimli oldukları parametrik değerler daha iyi değerlerle tespit edilebilir.

Bu araştırmadan görüldüğü üzere soğutma sistemlerinde kullanılan değişik çevrimler ile ilgili parametrik enerji analizlerinin yapılması gerekliliği ve bu analizlerde EES gibi yazılımların analiz ve irdelemeleri kolaylaştıracağı belirlenmiştir.

Soğutma çevrimlerinde en güncel yaklaşım soğutkanlarda daha çevre dostu ve daha iyi performans gösterecek olanların geliştirilmesidir. Bu kapsamda her soğutma sezonunda yeni soğutkanların geliştirildiği ve ticarileştiği gözlenir. Örneğin son yıllarda geliştirilen yeni soğutkanlara R1234yf, R1234ze, R1234yz, R1233zd, R455A, R448A, R450A örnek olarak verilebilir. Soğutma çevrim analizi yapan EES gibi bu tür programlarda yeni sürümlerinde bu gelişimleri dikkate alır. Yeni soğutkanlar için uygulama gerçekleştirilen çevrim daha iyi yaklaşım modelleri ile mevcut soğutkanlar ile parametrik incelemeleri gerçekleştirilerek ne tür iyileştirmelere ulaşacağımız irdelenebilir. Bu tür bir çalışma çok kademeli bir buhar sıkıştırımlı çevrim için [14] numaralı yayında incelenmiştir.

İleriki çalışmalarda farklı ve yeni soğutkanlar ile enerji ve ekserji analizleri, ekserji verimleri, exergoekonomik analizlerin de uygulandığı parametrik çalışmalar yapılacaktır.

6. REFERANSLAR

- [1] Özkoç, N., 1999, Uygulamalı Soğutma Tekniği. TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 115, Ankara, 398 s.
- [2] Kızılkın, Ö., Şencan, A. ve Selbaş R., 2006, Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde aşırı soğutma ve aşırı kızdırma etkisinin ısı ekonomik açıdan incelenmesi, Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi, Ankara.
- [3] Dossat, R.J., 1997, Principles of Refrigeration. Prentice Hall, 512p. New Jersey.
- [4] Dincer, I., Kanoglu, M., 2010, Refrigeration Systems and Applications, Wiley.
- [5] Ashrae, 1993, Fundamentals. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc.
- [6] Kılıçarslan, A. ve Tetik, T., 2011, Azeotropik ve yakın azeotropik soğutkan karışımlarının karşılaştırılması, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir.
- [7] Selbaş, R., 2015, An Application for Refrigerant Selecting In the Cascade Refrigeration Systems
- [8] Çengel, A. Y. and Boles, A. M., 1994, Thermodynamics: An Engineering Approach. McGraw-Hill, 987s New York.
- [9] IIT Kharagpur , 2008, 40 Lessons On Refrigeration And Air Conditioning, India.
- [10] Brown, R. N., 2005, Compressors: Selecting and Sizing. Elsevier Inc, Oxford.
- [11] Hundy, G.F. , Trott, A.R. and Welch, T.C., 2008, Refrigeration and Air-Conditioning (Fourth edition). Oxford: Elsevier, 42.
- [12] Yamankaradeniz ,R., Horuz, İ., Coşkun S., 2002, Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. Vipaş A.Ş., Bursa.
- [13] Ashrae, 2017, Fundamentals. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc.
- [14] Baakeem Saleh S., Orfi Jamel, Alabdulkarem Abdullah, Investigation of cooling cycle for energy efficiency, Applied Thermal Engineering, 136 (2018) 84–96.

ÖZGEÇMİŞ

Fırat ÖZDEMİR

1989 Adana doğumludur. 2013 yılında Niğde Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans derecesini almış ve aynı yıl Şırnak Üniversitesinde Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamıştır. 2014 Yılında Hacettepe Üniversitesi'ne ve ardından Ege Üniversitesi'ne görevlendirilmiştir. 2015 yılında Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek lisans derecesini almıştır. Halen Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nde Doktora öğrenimine ve Araştırma Görevlisi görevine devam etmektedir.

**Umut ARDA**

1994 yılında Edirne'nin Uzunköprü ilçesinde doğmuştur. İlk ve orta öğrenimini Süleymaniye ve Harmanlı köyünde, lise öğrenimini Uzunköprü'de tamamladıktan sonra, 2013-2018 yıllarında Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde lisans öğrenimini tamamlamıştır.

Harun BUZDEMİR

1993 yılında İzmir'de doğmuştur. İlk, orta ve lise öğrenimini İzmir'de tamamladıktan sonra ,2011-2013 yıllarında Dokuz Eylül Üniversitesi Mekatronik programında önlisans öğrenimini gerçekleştirmiştir.2013-2018 yıllarında Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde lisans öğrenimini tamamlamıştır. Çalışma hayatına Onmak Makina San. Tic. Ltd. Şti. firmasında Kalite Kontrol Mühendisi olarak devam etmektedir.

Ali GÜNGÖR

1955 Elazığ doğumlu, evli ve iki kız çocuk babasıdır. Ege Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında Mühendis, 1978 yılında Yüksek Mühendis ve aynı Üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında Doktor Mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da Brace Research Institute'de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalında Doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesinde Profesör unvanını aldı. 1997-2012 yılları arasında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Bölüm Başkanlığı yaptı ve halen aynı bölümde Termodinamik Ana Bilim Dalı Başkanlığını yapmaktadır.