

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KENDİNDEN KADEMELİ BİR BUZDOLABI
SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK
ANALİZİ**

Fatma Ayça ATAMTÜRK

**Ekim, 2019
İZMİR**

**KENDİNDEN KADEMELİ BİR BUZDOLABI
SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK
ANALİZİ**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Programı

Fatma Ayça ATAMTÜRK

Ekim, 2019

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

FATMA AYÇA ATAMTÜRK, tarafından PROF. DR. M. SERHAN KÜÇÜKA yönetiminde hazırlanan “KENDİNDEN KADEMELİ BİR BUZDOLABI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. M. Serhan KÜÇÜKA

Yönetici

Prof. Dr. Can Özgür Çolpan Doç. Dr. Nurdan YILDIRIM ÖZCAN

Jüri Üyesi

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın hazırlanmasında ve yüksek lisans eğitim hayatım boyunca değerli bilgilerini ve tecrübelerini benimle paylaşan, bana zaman ayıran ve sürekli destek olan saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. M. Serhan KÜÇÜKA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecim boyunca desteklerini esirgemeyen arkadaşlarım Emre SAVAŞÇIN, Tunahan AKIŞ, Özüm ÇALLI, Demet AKGÜN, Nurgül DOĞAN ve Gülendamar İNANIR'a teşekkürlerimi sunarım.

Bana her zaman destek ve yardımcı olan Çağrı METİN'e ayrıca teşekkürlerimi sunarım.

Yoğun eğitim ve iş sürecimde her zaman yanımda olan ve bana her konuda destek olan annem Sema ATAMTÜRK'e, babam A. Bülent ATAMTÜRK'e ve kardeşim N. Burak ATAMTÜRK'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Fatma Ayça ATAMTÜRK

KENDİNDEN KADEMELİ BİR BUZDOLABI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZ

Bu çalışmada, buzdolabı soğutulması amaçlı kullanılmak üzere yeni bir kendinden kademeli (oto-kaskad) soğutma çevrimi önerilmiştir. Tek kompresörle iki ayrı buharlaşma sıcaklığı elde edilebilen bu çevrimde, soğutucu buharlaştırıcısından çıkan akışkanın buhar fazı ayrılarak tekrar yoğunlaştırılmakta ve düşük basınçtaki dondurucu buharlaştırıcısına gönderilmektedir. Çevrim akışkanı olarak zeotropik bir karışımı olan propan/izobütan kullanılmış ve karışımın termodinamik özellikleri REFPROP veri tabanı kullanılarak belirlenmiştir. Çalışmada çevrim performansının ve toplam soğutma kapasitesinin soğutucu-dondurucu yüklerine ve karışım oranına bağlı değişimi incelenmiştir.

Kendinden kademeli çevrim kullanılması ile birlikte, kompresör emiş basıncının arttığı, sıkıştırma basınç oranının azaldığı ve toplam soğutma kapasitesinin arttığı görülmüştür. Soğutucu yükünün toplam soğutma yükünün %64'üne ulaştığı durumda etkinlik katsayısındaki artış %29,5 mertebesinde ve toplam soğutma kapasitesindeki artış %41,1 mertebesinde olmuştur. Kendinden kademeli sistemlerin kullanılması ile iki farklı buharlaşma sıcaklığı elde edilebileceği gibi çevrim performansı ve toplam soğutma kapasitesinde de artış olmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Oto-kaskad, kendinden kademeli soğutma çevrimi, ev tipi buzdolabı, soğutma çevrimi, soğutucu akışkan karışımı

THERMODYNAMICAL ANALYSIS OF AN AUTO CASCADE COOLING CYCLE IN A REFRIGERATOR

ABSTRACT

In this study, a new auto-cascade refrigerating cycle is proposed. Two separate evaporation temperatures can be obtained by a single compressor, the vapor phase of the working fluid from the refrigerant evaporator is separated and condensed again, and sent to the low-pressure freezer evaporator. R290/R600a, which is a zeotropic mixture as a cycle fluid, is used as a working fluid, and the thermodynamic properties of the mixture were determined using the REFPROP database. The variation of cycle performance and total cooling capacity are investigated in terms of the refrigeration loads and the mixture ratio.

With the use of the auto-cascade cycle, it was observed that the compressor suction pressure increased, the compression pressure ratio decreased and the total cooling capacity increased. When the refrigerant load reached 64% of the total cooling load, the increase in efficiency coefficient was around 29.5% and the increase in total cooling capacity was around 41.1%. The results show that by using auto-cascade refrigeration systems, two different temperatures can be achieved and cycle performance and total cooling capacity can be increased.

Keywords: Auto-cascade, internal auto-cascade refrigeration cycle, household refrigerator, refrigeration cycle, refrigerant mixture

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	ix
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
1.1 Soğutucu Akışkanlar.....	2
1.1.1 İnorganik Soğutucu Akışkanlar	3
1.1.2 Organik Soğutucu Akışkanlar	3
1.1.2.1 Kloroflorokarbonlar (CFC)	3
1.1.2.2 Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)	4
1.1.2.3 Hidroflorokarbonlar (HFC)	4
1.1.2.4 Hidrokarbonlar (HC)	4
1.1.3 Karışım Soğutucu Akışkanlar.....	5
1.1.3.1 Zeotropik (Non-Azeotropik) Karışımlar	6
1.1.3.2 Azeotropik Karışımlar	6
1.1.4 Hidrokarbonlar ve Karışımları.....	7
1.2 Soğutma Çevrimleri.....	8
1.2.1 Tek Kademeli Çevrim	8
1.2.2 Çok Kademeli (Kaskad) Çevrimler	9
1.2.3 Paralel ve İki Çevrimli Sistemler.....	10
1.2.4 Kendinden Kademeli Çevrimler.....	12
1.3 Buzdolabı Uygulamaları	13
1.3.1 Buzdolabı Soğutma Sistemi Elemanları	14
1.3.1.1 Kompresör	14
1.3.1.2 Yoğuşturucu (Kondenser)	14
1.3.1.3 Genleşme (Kısılma) Vanası.....	15

1.3.1.4 Buharlaştırıcı (Evaporatör).....	15
1.3.2 Buzdolabı Tipleri.....	16
1.3.2.1 Tek Kapılı Statik Buzdolapları.....	16
1.3.2.2 Çift Kapılı Statik Buzdolapları.....	16
1.3.2.3 No-Frost Buzdolapları.....	17
1.3.3 Buzdolabı Test Standartları.....	18
1.3.4 Buzdolabı Enerji Verimliliği.....	19
1.4 Literatür.....	22
1.4.1 Buzdolapları Soğutma Etkinliğinin Artırılması İle İlgili Çalışmalar.....	22
1.4.2 Kendinden Kademeli Çevrimler İle İlgili Çalışmalar.....	24
1.5 Amaç ve Kapsam.....	28
BÖLÜM İKİ - KENDİNDEN KADEMELİ ÇEVİRİM VE ANALİZİ.....	29
2.1 Tek Kademeli Çevrim Analizi.....	29
2.2 Yan Çevrimi Analizi.....	33
2.3 Tek Kademeli Çevrim ve Yan Çevrimi Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	38
BÖLÜM ÜÇ - İYİLEŞTİRİLMİŞ KENDİNDEN KADEMELİ ÇEVİRİM.....	40
3.1 İyileştirilmiş Çevrim Termodinamik Analizi.....	41
3.2 Akış Şeması.....	42
3.3 Çevrim Parametreleri.....	43
3.4 Çalışma Akışkanı Karışım Oranı Değişiminin Etkisi.....	46
3.5 Soğutucu Yük Oranı Değişiminin Etkisi.....	49
BÖLÜM DÖRT - SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	52
KAYNAKLAR.....	53
EKLER.....	58

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Zeotropik karışım için faz denge diyagramı	6
Şekil 1.2 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şematik diyagramı	9
Şekil 1.3 Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s ve P-h diyagramları.....	9
Şekil 1.4 Paralel çevrim şematik diyagramı.....	11
Şekil 1.5 İki çevrimli (dual-loop) sistem şematik diyagramı.....	12
Şekil 1.6 Geleneksel kendinden kademeli çevrim şematik diyagramı.....	13
Şekil 1.7 Kompresör	14
Şekil 1.8 Yoğuşturucu.....	15
Şekil 1.9 Kılcal boru ve otomatik genişleme vanası	15
Şekil 1.10 Buharlaştırıcı.....	16
Şekil 1.11 Çift kapılı buzdolabı	17
Şekil 1.12 No-frost tip buzdolabı genel yapısı.....	18
Şekil 1.13 Evlerde kullanılan elektrikli ev aletleri elektrik tüketiminin dağılımı.....	20
Şekil 1.14 Buzdolabı enerji etiketi örneği.....	22
Şekil 1.15 Yan çevrimi şematik diyagramı	27
Şekil 2.1 Tek kademeli ve alt soğutuculu soğutma çevrimi şematik diyagramı	30
Şekil 2.2 Tek kademeli çevrim P-h diyagramı.....	32
Şekil 2.3 İki alt soğutucu kullanılan Yan çevrimi şematik diyagramı	33
Şekil 2.4 Yan çevrimi P-h diyagramı.....	37
Şekil 3.1 İyileştirilmiş kendinden kademeli soğutma çevrimi şematik diyagramı	40
Şekil 3.2 Çevrimin akış şeması	40
Şekil 3.3 İyileştirilmiş çevrim P-h diyagramı	45
Şekil 3.4 R290 bileşen oranı değişiminin COP ve toplam soğutma kapasitesine etkisi	47
Şekil 3.5 R290 bileşen oranı değişiminin kompresör basınç oranına etkisi	48
Şekil 3.6 Soğutucu yük oranının COP ve toplam soğutma kapasitesine etkisi.....	50
Şekil 3.7 Soğutucu yük oranının buharlaştırıcı basınçlarına ve kompresör basınç oranına etkisi	51

TABLULAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 1.1 Çeşitli soğutucu gazların ODP ve GWP değerleri.....	5
Tablo 1.2 En önemli hidrokarbonlar	7
Tablo 1.3 Enerji verimli elektrikli ev aletleri ile enerji tasarrufu – buzdolabı.....	21
Tablo 2.1 Tek kademeli çevrim için sistem parametreleri	30
Tablo 2.2 Tek kademeli çevrim üzerindeki durumların termodinamik özellikleri	32
Tablo 2.3 Kendinden kademeli çevrim için sistem parametreleri.....	34
Tablo 2.4 Kendinden kademeli çevrim üzerindeki durumların termodinamik özellikleri.....	36
Tablo 2.5 Tek kademeli ve Yan çevrimi değerlerinin sayısal karşılaştırılması	39
Tablo 3.1 İyileştirilmiş kendinden kademeli çevrim için sistem parametreleri	43
Tablo 3.2 İyileştirilmiş kendinden kademeli çevrim üzerindeki durumların termodinamik özellikleri (soğutma oranı: %40)	44
Tablo 3.3 Kütleli karışım oranına göre hesaplanan değerler	46
Tablo 3.4 Soğutucu yük oranına göre hesaplanan değerler	49

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Soğutma, hem günlük yaşantımızda hem de endüstriyel alanda vazgeçilmez bir ihtiyaçtır. Soğutma sistemlerinden gerek yiyecek ve içeceklerin muhafazası, gerekse de yaşam alanlarımızın konforu açısından sıkça yararlanılmaktadır. Bunların haricinde dondurulmuş gıda depolama, market soğutması, soğuk hava depoları, morglar, buz pistleri vb. çeşitli yerlerde endüstriyel soğutma sistemlerinden yararlanılmaktadır. Bu nedenle geçmişten günümüze sürekli olarak gelişen bir teknoloji ile soğutma sistemleri üzerine çalışmalar yapılmaktadır.

İlk yapılan basit soğutma makinelerinde doğal soğutucular kullanılmaktaydı. Bunların yerini 1930'lu yıllardan itibaren yapay olarak elde edilen kloroflorokarbonlar ve hidrokloroflorokarbonlar almaya başladı. Bu sentetik soğutucuların ozon tabakasına olan etkileri ve küresel ısınmaya neden olmaları anlaşıldıktan sonra çevreye zararı olmayan ve enerji verimliliği yüksek olan amonyak, karbondioksit gibi doğal soğutucular ve hidrokarbonlar üzerine çalışmalar başladı.

Ev tipi gibi küçük ölçekli soğutucularda istenilen sıcaklığı elde etmek tek kademeli çevrimlerle mümkün olmaktadır. Ancak tek kademeli çevrim soğutma kapasitesi ve etkinliği, soğutma sıcaklığının düşmesi ile birlikte hızla azalmaktadır. Özellikle endüstriyel düşük sıcaklık uygulamalarında kaskad çevrimler kullanılmaktadır. Diğer yandan, soğutucu ve dondurucu bölümleri farklı sıcaklıklarda olan evsel tip buzdolapları da kaskad çevrim için iyi bir seçenektir.

Giriş bölümünde, soğutucu akışkanlar, soğutma çevrimleri ve buzdolabı uygulamaları hakkında genel bilgiler verilmiş ve tezin amacı ve kapsamı açıklanmıştır.

1.1 Soğutucu Akışkanlar

Soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkanlar ısıyı çekerek diğer ortama iletirler. Soğutma sistemlerinin daha düzgün çalışabilmesi ve istenen verimin alınabilmesi için sisteme uygun soğutucu akışkan seçilmesi önemlidir. Bu nedenle belirli kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip akışkanların kullanılması gerekmektedir. Ayrıca bu akışkanların çevreye zararsız olması büyük önem taşımaktadır. 1900'li yıllardan önce soğutucu olarak karbondioksit, amonyak, hava, eter gibi doğal maddeler kullanılıyordu. Bu maddelerden yeteri kadar verim alınamadığından yeni soğutucu akışkanlar araştırılmaya başlandı. Yapay olarak elde edilen kloroflorokarbonların (CFC) keşfedilmesiyle bu maddeler kullanılmaya başlandı. İlk olarak 1931 yılında R12, daha sonra 1932 yılında R11 üretilmeye başlandı. 1950'li yıllarda ise hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) kullanılmaya başlandı (Özcan ve Arcaklıoğlu, 2011). Bunların en büyük avantajları yanıcı olmamaları ve zehirleyici özellikleri olmamalarıdır.

1970'li yıllarda CFC ve HCFC'lerin, içindeki klor ve brom atomlarından dolayı ozon tabakasına zarar verdiği anlaşıldıktan sonra kullanımına sınır getirilmiştir. 1987 yılında imzalanan Montreal protokolü ile CFC'lerin 2010 yılında, HCFC'lerin 2040 yılında tamamen kullanımdan kaldırılması kararı alınmıştır (Özcan ve Arcaklıoğlu, 2011). Bu nedenle bu soğutucu akışkanlara alternatif, çevre dostu yeni soğutucu akışkanlar üzerine çalışmalar başlamıştır. Çevreye zararı olmaya doğal soğutucuların (karbondioksit, amonyak vb.) yanında hidrokarbon (HC) ve karışımlarına yönelik çalışmalar önem kazanmıştır.

Soğutucu akışkanlarda istenen belirli özellikler vardır (Özkol, 2016):

- Az bir enerji (güç) sarfı ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcı (evaporatör) basıncı yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma (kondenser) basıncı düşük olmalıdır.
- Emniyetli ve güvenilir olmalıdır, nakli, depolanması, sisteme şarjı kolay gerçekleştirilebilmelidir.

- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet (su) ile temasta bulunması halinde zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Herhangi bir gaz kaçağı olması durumunda dolap içindeki yiyeceklere ya da havaya karışması halinde insanlara ve diğer canlılara zarar vermemelidir.
- Yanıcı, patlayıcı ve zehirleyici özellik göstermemelidir.
- Kolay temin edilmeli ve ucuz olmalıdır.
- Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısı iletkenliği yüksek olmalıdır.
- Yoğunlaşma sıcaklığı yüksek olmalıdır.

Yukarıdaki özelliklere ilave olarak kullanılacak soğutucu akışkanların küresel ısınma potansiyelinin (GWP) düşük olması istenir.

1.1.1 İnorganik Soğutucu Akışkanlar

İnorganik soğutucu akışkan grubuna karbondioksit (R744), amonyak (R717) ve su (R718) örnek verilebilir. Endüstriyel soğutucu ve dondurucularda amonyak eskiden beri kullanılmakla birlikte, zehirleyicilik gibi yan etkileri nedeniyle evsel ve ticari kullanımda yaygınlaşmamıştır. Karbondioksitle ilgili çalışmalar ise uygun fiyatlı olması, küresel ısınma potansiyelinin düşük olması ve ozon tabakasına zarar vermemesi açısından büyük önem kazanmıştır (Çomaklı, Şimşek, Özyurt ve Bakırcı, 2006).

1.1.2 Organik Soğutucu Akışkanlar

1.1.2.1 Kloroflorokarbonlar (CFC)

CFC'ler klor, flor ve karbonun bileşiminden oluşmaktadır. Yüksek performanslarından ve yanıcı olmamalarından dolayı 1930'lu yıllardan sonra küçük soğutma uygulamalarında sıkça kullanılmaya başlanmıştır. R-11, R-12, R-13, R-114 ve R-115 uygulamada en çok kullanılan CFC'lerdir (Onat, İmal ve İnan, 2004). CFC'lerin kimyasal kararlılıkları fazla olduğu için atmosferde uzun süre (yaklaşık

100 yıl) bozulmadan kalabilirler. Kimyasal kararlılıkları sayesinde ozon tabakasının bulunduğu stratosfere kadar çıkarlar. Güneş'ten gelen ışınlar ile reaksiyona giren CFC parçalanır ve klor atomu ayrılır. Ayrılan klor, ozon molekülü ile reaksiyona girer ve sonucunda klormonoksit ve oksijen molekülü ortaya çıkar. Böylelikle bir klor atomu pek çok ozon molekülünü parçalamış olur. CFC'lerin çevreye verdikleri bu zararın ortaya çıkmasından sonra yasaklanması kararı alınmıştır.

1.1.2.2 Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)

HCFC'ler hidrojen, klor, flor ve karbonun bileşiminden oluşmaktadır. Klor ozon tabakasına zarar vermekle birlikte, yapılarında hidrojen bulunmalarından dolayı kimyasal kararlılıkları daha azdır. Hidrojen havadaki su molekülleriyle reaksiyona girdiğinden yapıları bozulur. Bu nedenle atmosferde uzun süre kalmazlar (15-20 yıl). Ozon delme potansiyelleri CFC'lere göre çok daha düşüktür. Buna rağmen yüksek sera etkisi göstermektedirler. Bu nedenle bu gazların kullanımına da sınırlama getirilip, 2040 yılından sonra kullanımdan kaldırma kararı alınmıştır. R-22, R-124, R-123 uygulamada en çok kullanılan HCFC'lerdir (Onat ve diğer., 2004).

1.1.2.3 Hidroflorokarbonlar (HFC)

Hidrojen, flor ve karbondan oluşan bileşimlerdir. Yapılarında klor bulunmamaktadır. Bu nedenle ozon delme potansiyelleri sıfırdır. Fakat saf HFC'lerin küresel ısınma potansiyeli yüksek olduğundan HFC üretimi ve kullanımının azaltılması için de Montreal protokolünde yapılan değişiklikle karar altına alınmıştır. R134a, R404A, R407C ve R507A uygulamada en çok kullanılan CFC'lerdir.

1.1.2.4 Hidrokarbonlar (HC)

Yapılarında sadece hidrojen ve karbon bulunmaktadır. Hidrokarbonlar topraktaki madde döngüsü sonucu ortaya çıktığından doğal soğutucular olarak adlandırılırlar. Bunların ozon tüketme potansiyeli (ODP) sıfırdır, küresel ısınma potansiyelleri (GWP) ise dikkate alınmayacak kadar düşüktür. Üretimi kolay ve ucuzdurlar. İyi ısı

transfer özelliği göstermektedirler. Çevrim verimlilikleri (COP) yüksektir ve zehirleyici değildir. En büyük dezavantajları yanıcı olmalarıdır (Esen, Şengür ve Esen, 2007). Yanıcılıktaki azalma hidrokarbon karışımlarıyla sağlanabilir. Buzdolabı benzeri küçük yapılı soğutucularda hidrokarbon şarj oranının az olmasından dolayı sızıntıya karşı alınacak önlemlerle güvenli bir şekilde kullanılabilirler. En çok kullanılan hidrokarbonlara propan (R290), bütan (R600) ve izobütan (R600a) örnek verilebilir.

Tablo 1.1'de çeşitli soğutucu gazların ozon tüketme potansiyelleri (ODP) ve küresel ısınma potansiyelleri (GWP) verilmiştir (Karataş, M. N., çev., 2016; Özyurt, 2015).

Tablo 1.1 Çeşitli soğutucu gazların ODP ve GWP değerleri (Karataş, M. N., çev., 2016; Özyurt, 2015)

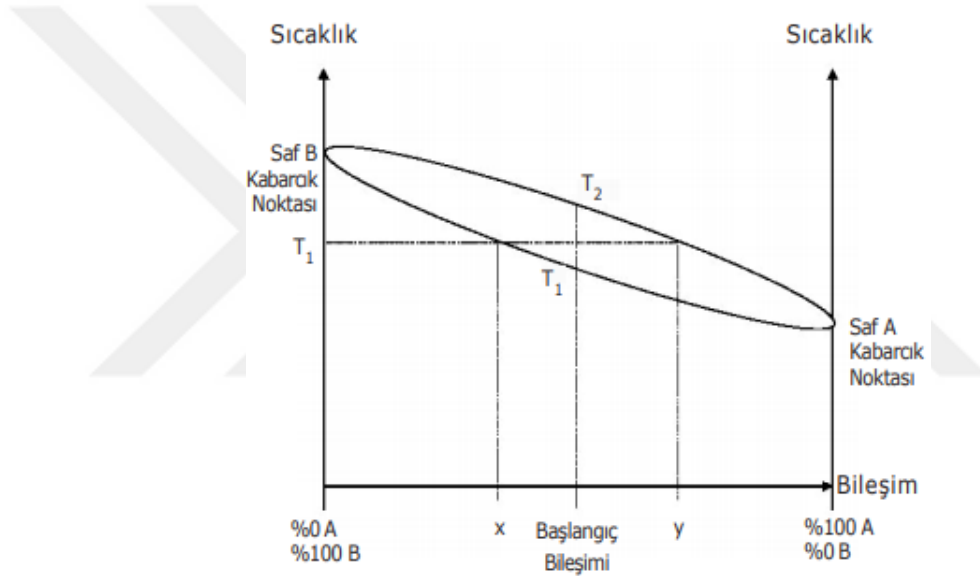
Soğutucu Akışkan	Tipi	ODP	GWP
R12	CFC	0,82	10600
R22	HCFC	0,034	1810
R-404A	HF	0	3922
R-410A	HFC	0	2088
R-290 (Propan)	HC	0	3
R-600a (İzobütan)	HC	0	3
R-1270 (Propilen)	HC	0	3
R-717 (Amonyak)	Doğal	0	<1
R-744 (CO ₂)	Doğal	0	1
HFO-1234yf	HFO	0	4

1.1.3 Karışım Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu sistemlerde kullanılan akışkanların termodinamik ve fiziksel özelliklerinin iyileştirilmesi için soğutucu akışkan karışımlarından yararlanılmaktadır.

1.1.3.1 Zeotropik (Non-Azeotropik) Karışımlar

Bu karışımlarda, sabit basınçtaki faz değişimi bir sıcaklık aralığı boyunca gerçekleşir. Doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarının bileşimleri birbirinden farklıdır. Bu karışımlara R401A, R410A örnek verilebilir. Ayrıca HC karışımları da zeotropik karışımlara örnektir. Soğutucu karışımların termodinamik özelliklerini iyileştirmek için zeotropik karışımlardan faydalanılabilir. Belirli şartlar altında kullanılan zeotropik karışımlar sistemin enerji verimliliğini de artırmaktadır. Şekil 1.1’de zeotropik bir karışımın tipik faz diyagramı gösterilmiştir (Keogh, 2005).



Şekil 1.1 Zeotropik karışım için faz denge diyagramı (Keogh, 2005)

1.1.3.2 Azeotropik Karışımlar

Zeotropik karışımların tersine, buharlaşma ve yoğuşma, saf soğutucu akışkanlar gibi sabit basınç ve sıcaklıkta gerçekleşir. Faz değişimi sırasında sıvı ve buhar fazlarının bileşimleri birbirleri ile aynıdır. Bu karışımlara R500 ve R502 örnek verilebilir (Çomaklı ve diğer., 2006).

1.1.4 Hidrokarbonlar ve Karışımları

Saf HC gazlarının yanı sıra HC karışımları ve HFC/HC karışımları soğutucu akışkan olarak kullanılabilir. Tablo 1.2’de en çok kullanılan hidrokarbonlara örnekler verilmiştir (Karataş, M. N., çev., 2016).

Tablo 1.2 En önemli hidrokarbonlar (Karataş, M. N., çev., 2016)

Hidrokarbon	Formül	Soğutucu Akışkan	Mol Ağırlığı (kg/kmol)	Kaynama Noktası (°C)	Kritik Sıcaklık (°C)	Kritik Basınç (MPa)
Bütan	C ₄ H ₁₀	R600	58,13	-0,5	152	3,80
İzobütan	C ₄ H ₁₀	R600a	58,13	-12,0	135	3,63
Propan	C ₃ H ₈	R290	44,10	-42,0	96,6	4,25
Propilen	C ₃ H ₆	R1270	42,08	-47,7	91,0	4,56
Etan	C ₂ H ₆	R170	30,07	-88,7	91,0	4,87
Etilen	C ₂ H ₄	R1150	28,05	-103,8	9,5	5,04

Hidrokarbon ve karışımlarıyla ilgili literatürde çeşitli çalışmalar bulunmaktadır. Alsaad ve Hammad (1998), R12’ye alternatif olarak, propan/bütan/izobütan karışımı olan LPG kullanarak ev tipi bir soğutucuda deney yapmışlardır. Karışım olarak %24,4 propan, %56,4 bütan ve %17,2 izobütan kullanmışlardır. Çalışma sonucunda 27°C yoğunlaştırıcı sıcaklığı ve 20°C ortam sıcaklığında, -15°C’ye kadar buharlaştırıcı sıcaklığı ve 3,4 soğutma etkinlik değeri (COP) elde etmişlerdir. Buzdolabının iki yıldan fazla süre boyunca sorunsuz çalıştığını ve kompresörde bir sorun çıkmadığını belirtmişlerdir.

Jung, Kim, Song ve Park (2000), CFC-12’ye alternatif olması bakımından propan/izobütan karışımı kullanarak deneyler yapmışlardır. Propanın kütle oranlarını 0,2’den 0,6’ya kadar değiştirerek yaptıkları deneylerde, propan kütle oranının 0,5 ve 0,6 olduğu karışımın COP’sinin, CFC-12’ye göre %2,3 daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Karışımın maliyetinin daha ucuz olması ve kompresör performansının da daha yüksek olması elde ettikleri sonuçlardandır.

Tashtoush, Tahat ve Shudeifat (2002), R12 kullanılan ev tipi bir soğutma sisteminde, alternatif olarak bütan/propan/R134a karışımı kullanmışlardır. 100-350 W arasında değişen buharlaştırıcı yüklerinde, çeşitli kütle oranlarında karışımlar kullanmışlardır. Propan ve bütanın 25'er gramlık kullanıldığı karışımda, R134a miktarı 20-60 gr arasında değiştirilmiştir. R134a oranının azaldıkça COP'nin arttığı görülmüştür. Soğutucu ve dondurucu sıcaklıklarının, toplamda 80 gr'lık karışımda R12 ile yaklaşık olarak aynı olduğu gözlenmiştir. Deneyle sonuçunda, başlangıçta R12 ile çalışmak üzere tasarlanan buzdolabının bütan/propan/R134a karışımıyla verimli bir şekilde çalışılabileceği sonucuna varılmıştır.

Wongwises ve Chimres (2005), R134a kullanılan bir buzdolabında, hem saf halde hem de çeşitli oranlarda ikili ve üçlü karışımlar olarak hazırladıkları propan, bütan ve izobütanı karşılaştırmışlardır. Deney sonucunda en uygun karışımın %60/40 propan/bütan karışımı olduğunu elde etmişlerdir. Bu karışımın soğutma potansiyeli daha fazla olduğundan, kompresörün çalışma zamanının kısaldığı ve verimin arttığı sonucuna varmışlardır.

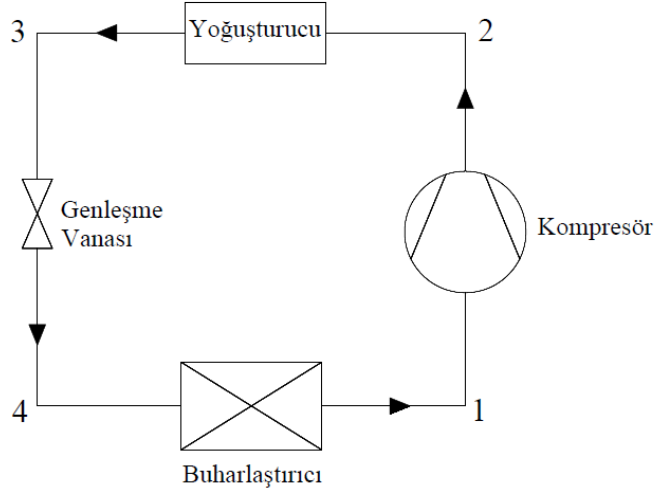
1.2 Soğutma Çevrimleri

Buzdolaplarında soğutucu ve dondurucu bölümleri farklı sıcaklıklarda olmakla birlikte, yaygın olarak tek kademeli çevrim kullanılır. Soğutucu bölmenin soğutulması dondurucu bölmedeki buharlaştırıcı yardımı ile sağlanır. Bununla birlikte çok kademeli çevrimler ile paralel ve iki çevrimli sistemler uygulanabilir.

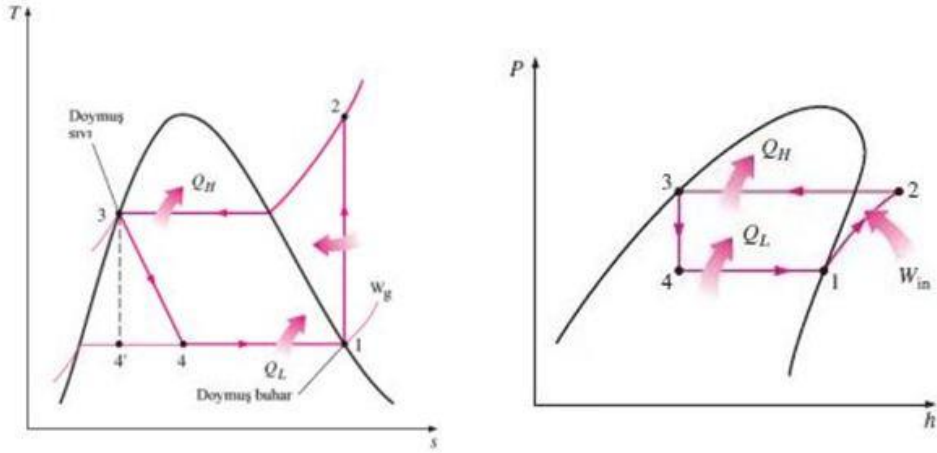
1.2.1 Tek Kademeli Çevrim

En fazla kullanılan çevrimdir. En az 4 elemanın bulunması gereken çevrimde kompresör, yoğuşturucu, genişleme vanası ve buharlaştırıcı kullanılmaktadır. Tek kademeli çevrimler -20°C 'ye kadar soğutma yapılacak sistemlerde verimli bir şekilde çalışmaktadır. Fakat daha düşük sıcaklıklara ulaşılmak istendiğinde performansı düşmektedir. Bunun nedeni, buharlaştırıcı basıncının düşmesi ile sıkıştırma basınç oranının artmasıdır.

Şekil 1.2’de buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin şematik diyagramı, Şekil 1.3’de ise T-s ve P-h diyagramları görülmektedir (Çengel ve Boles, 2008).



Şekil 1.2 Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi şematik diyagramı



Şekil 1.3 Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi T-s ve P-h diyagramları (Çengel ve Boles, 2008)

1.2.2 Çok Kademeli (Kaskad) Çevrimler

Soğutmada düşük sıcaklıklara inildikçe kompresörün basınç oranı arttığından soğutma kapasitesi ve etkinliği azalır. Kompresörü uygun basınç oranlarında çalıştırmak için kaskad sistemler kullanılmaktadır. Burada düşük sıcaklıklı soğutma çevriminin yoğuşturucusu, yüksek sıcaklıklı çevrimin buharlaştırıcısına ısı aktarmaktadır. Bu şekilde iki farklı soğutma çevrimi birleştirilir. Soğutma

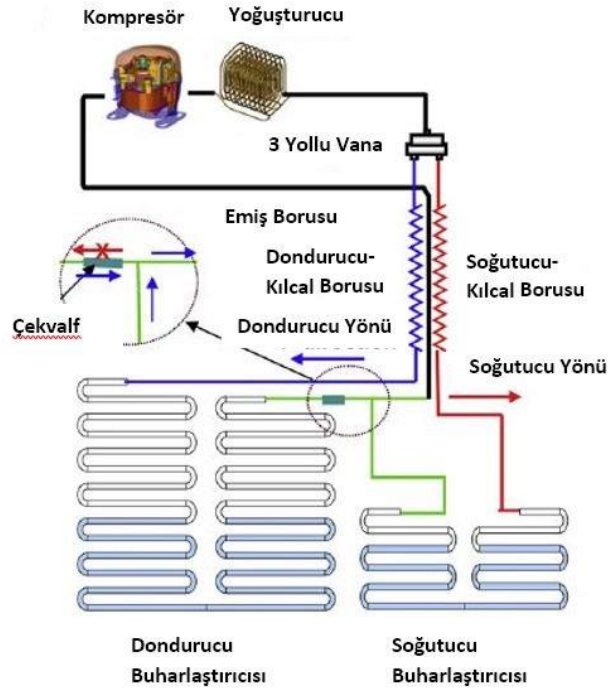
çevriminde yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklık farkı çok fazlaysa çok kademeli sistemleri kullanmak daha doğru olmaktadır. Çok kademeli sistemlerde kompresör daha az enerji harcar, kompresör çıkış sıcaklığı daha düşük olur. Ayrıca kompresörde tek kademeli çevrime göre daha düşük sıkıştırma oranı elde edilir.

Kademelerin birbirinden ayrıldığı sistemlerde, yüksek sıcaklık kademesinin buharlaştırıcısı alt kademe yoğuşturucusundan ısı almakta ve her kademe kendi kompresörünü kullanmaktadır.

1.2.3 Paralel ve İki Çevrimli Sistemler

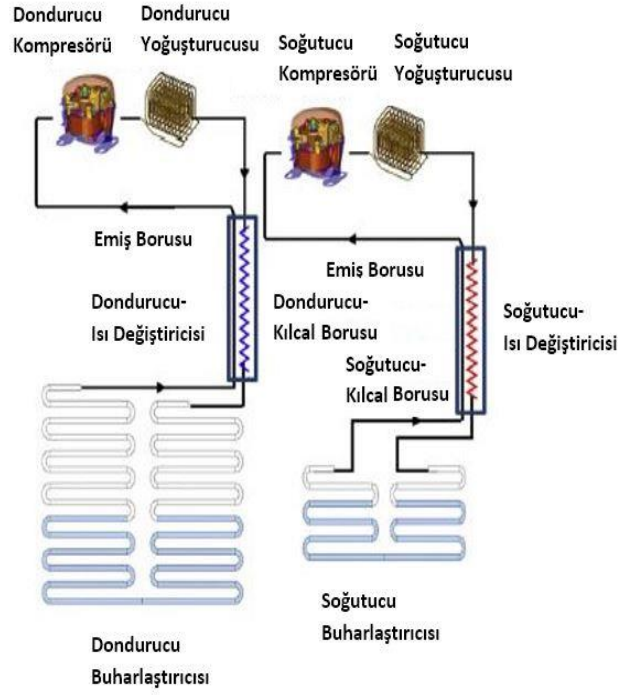
Buzdolaplarında soğutucu ve dondurucu ünitelerinin farklı sıcaklıklarda çalışmasından dolayı enerji etkinliğini geliştirmek için paralel veya iki çevrimli sistemler önerilmiştir.

Paralel çevrimde tek kompresör ve yoğuşturucu bulunmakla birlikte, iki kılcal boru ve 3 yollu vana bulunmaktadır (Şekil 1.4). Soğutucu ve dondurucu buharlaştırıcıları birbirine paralel olarak yerleştirilmiştir. Soğutucu akışkan, 3 yollu vananın konumuna göre seçilen buharlaştırıcıya doğru yönelir. Soğutucu bölmenin seçilmesi halinde, düşük sıkıştırma oranından dolayı etkinlik artar. Yoon, Jung, Chung ve Kim (2011), paralel buharlaştırıcıli iki çevrimli sistemin (paralel çevrim), soğutucu akışkan şarjı, kılcal boru ve soğutucu akışkan geri kazanımı işlem performanslarını incelemişlerdir. Soğutucu şarj oranı azaltılıp, soğutucunun kılcal boru çapı artırıldığında, sistemin enerji tüketiminin azaldığını belirtmişlerdir.



Şekil 1.4 Paralel çevrim şematik diyagramı (Yoon, Jung ve diğer., 2011)

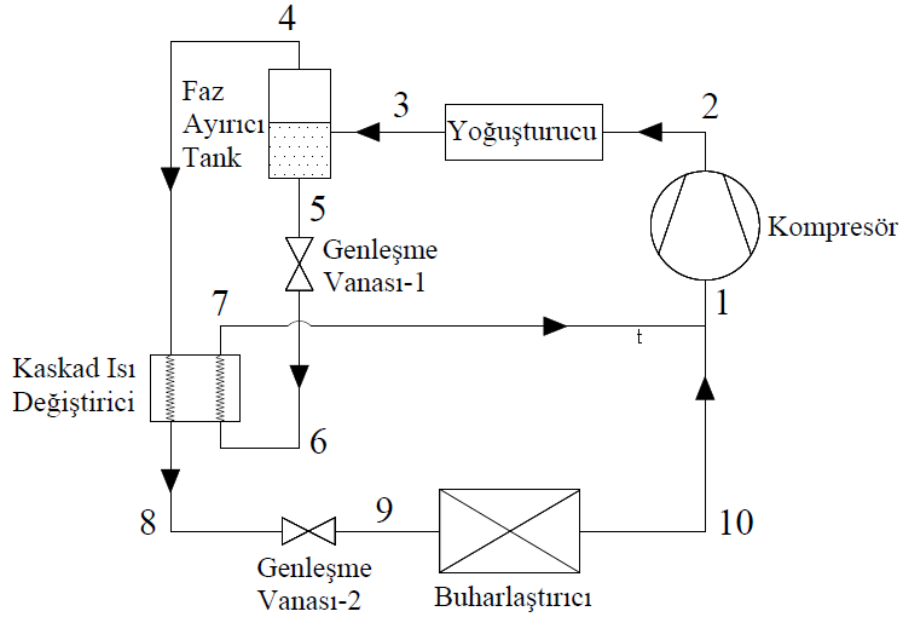
İki çevrimli sistemde ise, soğutucu ve dondurucu bölmeleri için iki ayrı kompresör ve yoğuşturucu bulunmaktadır (Şekil 1.5). Böylelikle bu sistemlerin kontrolü birbirinden bağımsız bir şekilde gerçekleştirilebilir. Yoon, Seo, Chung ve Kim (2012) yaptıkları çalışmada iki kompresörlü iki çevrimli (dual-loop) sistemin performansını, R600a ve hidrokarbon karışımları kullanarak analiz etmişlerdir. Bu sistemde, çevrimler ayrı ayrı optimize edilebildiğinden enerji tasarrufu yüksek olmaktadır. Fakat sistemin maliyetinin, diğer sistemlere göre yüksek olması gibi bir dezavantajı bulunmaktadır. R600a kullanılan iki çevrimli sistemin toplam enerji verimliliğinde artış elde etmişlerdir. HC karışımı kullanılan iki çevrimli sistemde ise, R600a kullanımına göre %4,4 ek enerji tasarrufu sağlanmıştır.



Şekil 1.5 İki çevrimli (dual-loop) sistem şematik diyagramı (Yoon, Seo ve diğer., 2012)

1.2.4 Kendinden Kademeli Çevrimler

Kendinden kademeli çevrime sahip sistemler (oto-kaskad sistemler) temel olarak tek kompresör, tek yoğuşturucu, farklı basınçlarda birden fazla buharlaştırıcı veya ısı değiştiricilerinden oluşur. Şekil 1.6'da görüldüğü üzere, soğutucu akışkan yoğuşturucu çıkışında iki ayrı faza ayrılmakta, buhar fazı kaskad ısı değiştiricide sıvılaştırılarak düşük basınç buharlaştırıcısına gönderilmektedir (Yan, Chen ve Yu, 2015). Faz ayırıcı tanktaki buhar fazı daha hafif ve buhar basıncı yüksek bileşenlerden oluşmaktadır. Bu şekilde buharlaştırıcıdaki basınç, tek kademeli çevrime göre daha yüksek olmakta ve kompresör basınç oranının aşırı artması engellenmiş olmaktadır.



Şekil 1.6 Geleneksel kendinden kademeli çevrim şematik diyagramı (Yan, Chen ve Yu, 2015)

Kendinden kademeli çevrimler, tek çevrimde iki farklı soğutma sıcaklığı sağlamak amaçlı kullanılabilir. Bu durum buzdolaplarında kullanılması için olarak sağlamaktadır.

1.3 Buzdolabı Uygulamaları

Soğutmayla ilgili ilk çalışmalar 1700'li yılların sonunda yapılmaya başlandı. İlk pistonlu buzdolabı Jacob Perkins tarafından üretildi. Çeşitli denemelerden sonra ilk ticari amaçlı buzdolabı 1844 yılında John Gorrie tarafından üretildi. 1876 yılında elektrikli kompresör kullanılarak ilk elektrikli buzdolabı üretildi. Fakat soğutucu gaz olarak metil eter kullanılması güvenlik açısından çok büyük risk taşıdığından üretimi devam etmedi. 1900'li yılların başında ise daha güvenli olan freon gazı kullanılmaya başlandı. 1925 yılında yoğuşturucu özelliği olan buzdolapları üretilmeye başlandı. Bu dolaplar tamamen otomatik olarak çalışıyordu. Günümüzde ise no-frost özelliğe sahip, enerji verimliliği yüksek modern buzdolapları kullanılmakta olup, sürekli geliştirilen ve yeni özellikler eklenen buzdolapları satışa sunulmaktadır (HCS Teknik, 2019).

1.3.1 Buzdolabı Soğutma Sistemi Elemanları

1.3.1.1 Kompresör

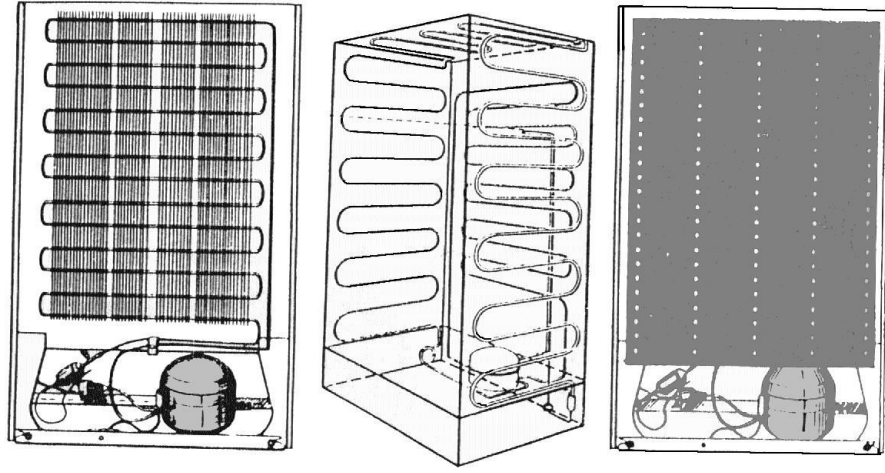
Soğutma sisteminde büyük öneme sahip olan kompresör, düşük basınçta ve buhar halinde olan soğutucu akışkanı buharlaştırıcıdan emerek sıkıştırır ve yüksek basınçtaki yoğuşturucuya gönderir. Çeşitli tip kompresörler bulunmakla birlikte ev tipi buzdolaplarında 70-160 W gücünde hermetik pistonlu kompresörler yaygın olarak kullanılmaktadır (Şekil 1.7).



Şekil 1.7 Kompresör (Danfoss, b.t.)

1.3.1.2 Yoğuşturucu (Kondenser)

Yoğuşturucunun görevi, kompresörden emdiği yüksek basınç ve sıcaklıktaki gazın dışarıya ısı verilerek yoğuşturulmasıdır. Buzdolaplarında doğal çekişli yoğuşturucu tipi kullanılmaktadır (Şekil 1.8). Buzdolabının arka yüzüne yerleştirilen yoğuşturucu doğal hava akışıyla soğutulan bir yassı çelik boru serpantininden oluşur.



Şekil 1.8 Yoğuşturucu (Bulut, 2010)

1.3.1.3 Genleşme (Kısılma) Vanası

Yüksek basınçta yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanını buharlaştırıcı basıncına düşürmek için kullanılır. Bu işlem için düşük soğutma yüküne sahip cihazlarda ve ev tipi buzdolaplarında kılcal borular kullanılmakta, daha büyük soğutucularda ise kılcal borularda soğutucu akışkanın kontrol edilmesindeki zorluklar nedeniyle otomatik genleşme vanaları kullanılmaktadır (Şekil 1.9).



Şekil 1.9 Kılcal boru ve otomatik genleşme vanası (Bulut, 2010)

1.3.1.4 Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Genleşme vanasında basıncı düşürülen soğutucu akışkanını, etraftan ısı çekerek buharlaştıran bir ısı değiştiricidir. Bu sayede soğutulmak istenen ortamdaki ısı çekilir

ve soğutma sağlanmış olur. Çeşitli tipleri olmakla birlikte buzdolaplarında çoğunlukla plakalı tip buharlaştırıcılar kullanılmaktadır (Şekil 1.10).



Şekil 1.10 Buharlaştırıcı (Bulut, 2010)

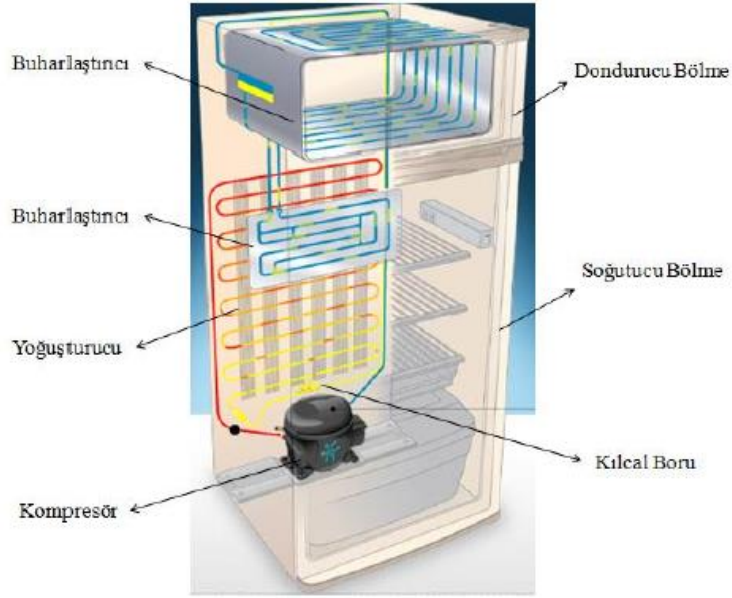
1.3.2 Buzdolabı Tipleri

1.3.2.1 Tek Kapılı Statik Buzdolapları

Eski tip tek kapılı buzdolapları yiyecek ve içeceklerin soğutulması için tasarlanmıştır. Dondurucu kısmı yeterince soğuk değildir (-6°C ile -12°C) ve uzun süreli dondurma işlemi için yeterli kapasite bulunmamaktadır. Buharlaştırıcı ünitesi dondurucu kısmında bulunmaktadır. Yalıtımlı bir bölme dondurucu ve soğutucu kısmını ayırmaktadır. Bu tip dolapların birçoğunda buz çözme işlemi elle yapılmaktadır (Mascheroni ve Salvadori, 2011).

1.3.2.2 Çift Kapılı Statik Buzdolapları

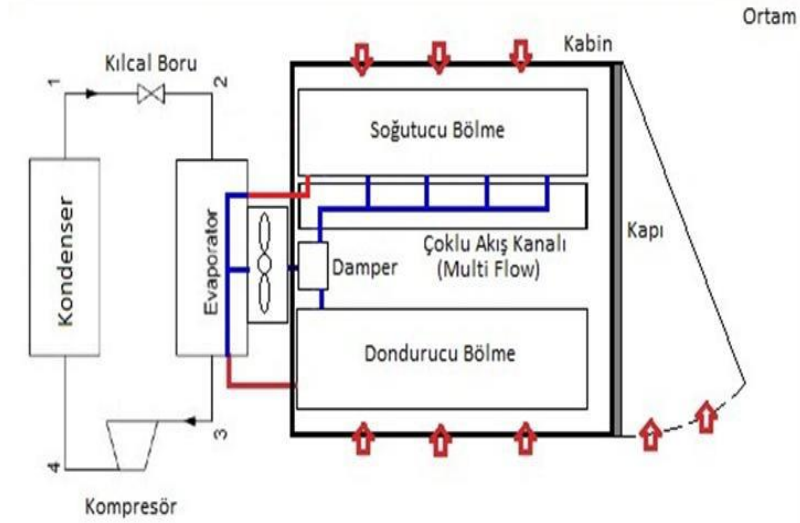
Soğutucu ve dondurucu bölmenin kapıları ayrıdır. Dondurucu bölüm genellikle buzdolabının üst kısmındadır. Bu dolaplarda iki buharlaştırıcı bulunmaktadır. Bazen de iki kompresör olup bağımsız çalışabilmektedirler. Bu tip statik buzdolaplarında az miktarda karlanma olabilmektedir. Bunun nedeni buharlaştırıcının soğutucu bölümün arka tarafında, dondurucu bölümünse alt, üst ve yan yüzeylerinde olmasındandır. Buzdolabı bu kısımlardan soğutulduğu için karlanma olmaktadır. Şekil 1.11’de çift kapılı buzdolabı elemanları gösterilmiştir (Avcıoğlu, 2012).



Şekil 1.11 Çift kapılı buzdolabı (Avcıoğlu, 2012)

1.3.2.3 No-Frost Buzdolapları

No-frost buzdolaplarının en önemli farkı buharlaştırıcı üzerinde ısıtıcı rezistansların olması ve bir fana sahip olmasıdır (Şekil 1.12). Buzdolabı içerisindeki havanın ısısı fan yardımıyla buharlaştırıcı üzerinden çekilir. Sıcaklığı çekilen soğuk hava hem dondurucu hem de soğutucu bölme hava kanallarıyla taşınarak soğutma işlemini gerçekleştirir. Buharlaştırıcıda karlanma ve buzlanma olmaması için üzerine ısıtıcı yerleştirilir. Buharlaştırıcı ısıtıcıları zaman zaman devreye girerek oluşan kar ve buz tabakasının eritilmesini ve ortamdan uzaklaştırılmasını sağlar. Şekil 1.11’de no-frost tip buzdolabı genel yapısı gösterilmiştir (Durmaz, Uras ve Erek, 2013).



Şekil 1.12 No-frost tip buzdolabı genel yapısı (Durmaz, Uras ve Erek, 2013)

1.3.3 Buzdolabı Test Standartları

Buzdolapları dünyada en fazla kullanılan ev aletlerindendir. Yaklaşık olarak her altı kişi için bir buzdolabı olduğu düşünülmektedir ve buzdolapları dünyada üretilen elektrik enerjisinin % 6'sını kullanmaktadır (Hossieny ve diğer., 2019). Bu nedenle elektrik tüketiminin azaltılarak enerji verimliliğinin artırılması amacıyla ulusal ve uluslararası düzeyde çalışmalar sürekli yapılmaktadır. Buzdolaplarındaki çeşitlilik ve buzdolabındaki enerji verimliliği açısından buzdolabı performans testlerinin önemi büyüktür.

Yerel ve uluslararası düzeyde test standartları bulunmakla birlikte firmaların kendine ait test standartları da vardır. Coğrafyaya ve iklimsel koşullara göre standartlar değişmektedir. Türkiye'de 2007 yılında yürürlüğe giren TS En 15502 standardı 2013 yılında TS EN 62552 standardıyla değişmiştir. Testler bu standarda göre yapılmaktadır.

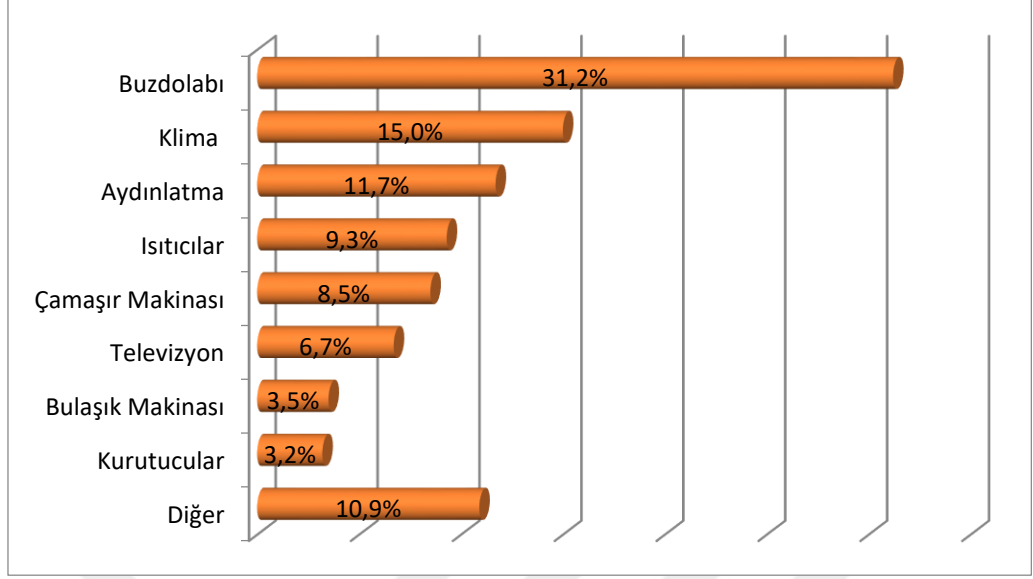
Türkiye'de buzdolabı performans testleri 25°C ortam sıcaklığında yapılmaktadır. Soğutucu bölüm ortalama 5°C, dondurucu bölüm ise -18°C olarak kabul edilir. Enerji tüketim değerleri bu sıcaklıklara göre hesaplanır. Daha düşük sıcaklıklar buzdolabı için önemli bir katkı sağlamazken enerji tüketimini büyük oranda artırır. Soğutucu bölümde 3 farklı noktadan bakır silindirik uçlara yerleştirilen termokupullar

aracılığıyla ölçüm yapılırken, dondurucu kısmında ise dondurucuya yerleştirilen, yağsız etin özelliklerine sahip bir birleşimden oluşan paketlerle ölçümler yapılmaktadır. Yapılan çalışmalarda, laboratuvar koşullarında yapılan testlerle sahadaki testler arasında buzdolabının bulunduğu ortam koşullarından ve dizaynından kaynaklı farklar ortaya çıkmaktadır. Buzdolabının bulunduğu ortamın sıcaklığı, nemi, kapı açma-kapama sıklığı, cihaza sıcak yiyecek-içecek konması, buzdolabının konumu ve kullanıcının buzdolabını çalıştırdığı sıcaklık etkili olduğu kadar buzdolabının boyutları, kapının yalıtımı, defrost sıklığı gibi nedenler de etkili olmaktadır. Buzdolabı performans testlerinde uygulamada farklılıklar olsa da temel olarak her firmanın uyguladığı testler vardır. Bunlar; enerji tüketim testi, sıcaklık artışı testi, iklim sınıfı testleri, dondurma kapasitesi testi, gürültü seviyesi testi ve hacim ölçümü gibi testlerdir. Firmalar çeşitli bilgisayar destekli sayısal modellemeler ile daha düşük maliyetle bu testleri yapabilmektedirler. Fakat bu testlerin doğruluğunun onaylanması için deneysel çalışmalarla desteklenmesi gerekir. (Söylemez, Onat, İsa ve Ekmekçi, 2015)

1.3.4 Buzdolabı Enerji Verimliliği

Ev aletlerindeki enerji verimliliğinden beklentiler düşük enerji tüketimine sahip olması ve yüksek performansta çalışmasıdır. Cihazın uygun tasarıma sahip olması, sessiz çalışması, işlevselliği vb. özellikler büyük önem taşımaktadır.

Beyaz eşyalardaki elektrik tüketimi evlerde tüketilen tüm elektriğin %70'ine denk gelmektedir. Bu aletlerden de %31,2 ile buzdolabı elektrik tüketiminde ilk sırada yer almaktadır (Şekil 1.13). Bunun nedeni buzdolabının sürekli çalışır konumda olmasıdır (Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliği [TMMOB], 2012).



Şekil 1.13 Evlerde kullanılan elektrikli ev aletleri elektrik tüketiminin dağılımı (TMMOB, 2012)

Ülkemizde %70'ten fazla buzdolabının B sınıfı veya daha düşük enerji sınıfında olduğu düşünüldüğünde enerjinin gereksiz yere fazladan tüketildiği görülmektedir. Fakat son yıllarda yüksek enerji sınıfı buzdolaplarının piyasaya girmesiyle birlikte bu ürünlere talebin fazlalaşması enerji korunumuna önemin giderek arttığını göstermektedir. Tablo 1.3'te görüldüğü gibi A+++ ve B enerji sınıfındaki dolaplar arasında elektrik tüketiminde yüksek bir fark olduğu görülmektedir. Yüksek enerji sınıfı buzdolaplarını tercih etmek elektrik tasarrufu açısından büyük önem taşımaktadır.

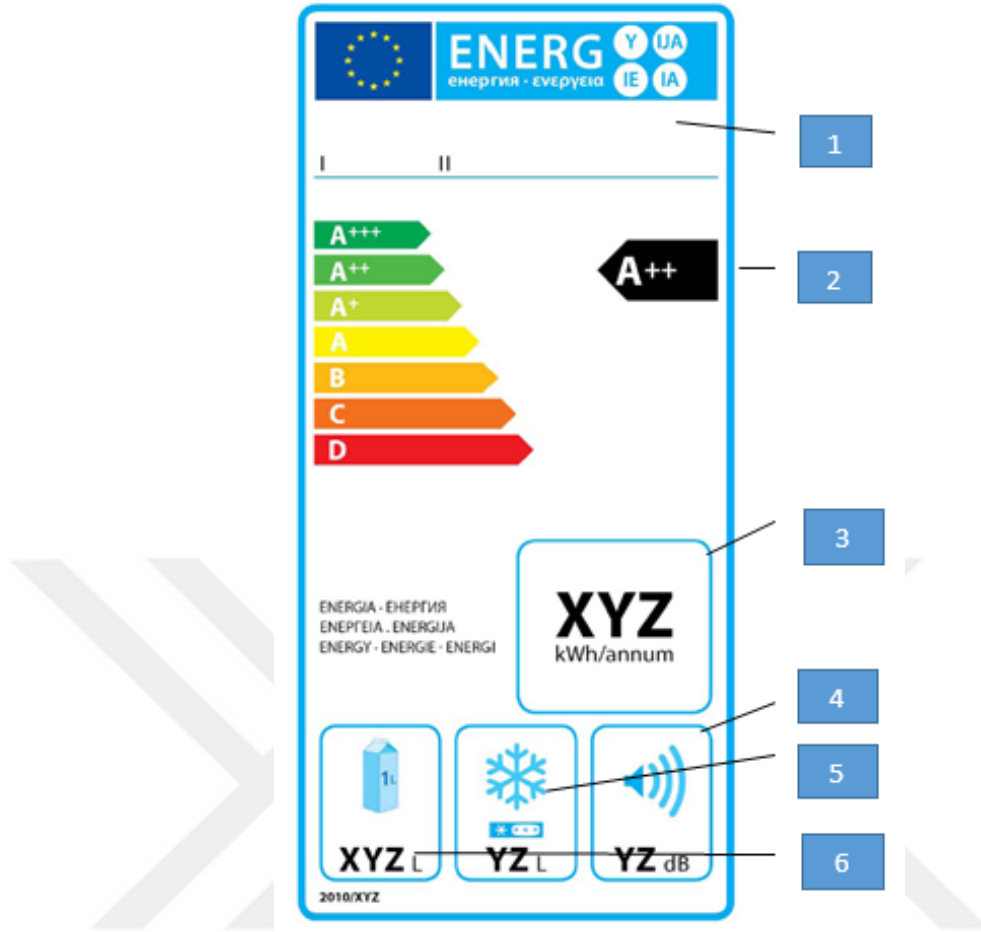
Buzdolaplarındaki verimlilik, enerji verimliliği indeksine (EEI) göre hesaplanır (Çengel, 2018). EEI değeri ne kadar düşükse verimlilik o kadar yüksektir. Tablo 1.3'te buzdolabı sınıflarına göre enerji tasarrufları görülmektedir (TMMOB, 2012).

$$EEI = \frac{\text{Yıllık Enerji Tüketimi}}{\text{Standart Yıllık Enerji Tüketimi}} \quad (1.1)$$

Tablo 1.3 Enerji verimli elektrikli ev aletleri ile enerji tasarrufu –buzdolabı (TMMOB, 2012)

Enerji Sınıfı	Yıllık Enerji Tüketimi [kWh/yıl]	Bir Alt Sınıfa Göre Tasarruf Oranı	Enerji Verimlilik İndeksi
A +++	180	-34%	22
A++	271	-21%	33
A+	345	-24%	42
A	452	-27%	55
B	616	-17%	75
C	740	-10%	90
D	822	-9%	100
E	904	-12%	110
F	1028	-11%	125
G	1155		140

Tüketicilerin satın aldıkları ürünlerin enerji verimliliğini görmeleri ve doğru ürünü tercih etmeleri için karşılaştırılabilir enerji etiketleri bulunmaktadır (Şekil 1.14). Her kategori için enerji etiketlerinde aynı başlıklar bulunmaktadır. A'dan G'ye kadar yapılan sınıflandırmada son yapılan revizyonla birlikte A+++ en verimli sınıf olmaktadır (Türkiye Beyaz Eşya Sanayicileri Derneği [TÜRKBEŞD], b.t.).



Şekil 1.14 Buzdolabı enerji etiketi örneği (TÜRKBESD, b.t.)

1. Üretici ve model bilgileri
2. Enerji verimliliği sınıfı
3. Yıllık enerji tüketimi (kWh)
4. Desibel cinsinden gürültü seviyesi
5. Dondurulmuş yiyecek bölümünün toplam saklama hacmi
6. Saklama bölmelerinin toplam depolama hacmi

1.4 Literatür

1.4.1 Buzdolapları Soğutma Etkinliğinin Artırılması İle İlgili Çalışmalar

Buzdolaplarında soğutma etkinliğinin artırılması için farklı tez çalışmaları yapılmıştır. Zhang, Fujinawa ve Saikawa (2016), çalışmalarında buzdolaplarındaki

donma problemi için kurutucu kaplı ısı eşanjörü kullanımını önermişlerdir. Bu sayede havanın neminin alınarak donmanın önlenmesi amaçlanmıştır. Çalışma sonunda, bu sistemin buharlaştırıcının donmasını geciktirdiği gibi yüksek enerji verimliliği sağladığı belirtilmiştir.

Hossieny ve diğer. (2019), buzdolabı kabinlerinin yalıtımında yaygın olarak kullanılan astar yerine yeni geliştirilen bir astarın enerji tasarrufu potansiyeli karşılaştırmıştır. Buzdolaplarında kullanılan yalıtım malzemeleri zamanla dirençlerini kaybettiklerinden enerji kaybı fazlaşır. Bu çalışmada polilaktik asit (PLA) kullanılarak elde edilen yeni bir astarın enerji tasarrufuna bakılmıştır. Dolap içi köpük yalıtımına iki tip astar uygulayarak karşılaştırma yapmışlardır. Yaptıkları simülasyon sonuçlarına göre, kullandıkları yeni yalıtım malzemesi normalde kullanılan yalıtım malzemesine göre daha fazla enerji tasarrufu sağlamıştır.

Ertiş (2007), no-frost buzdolaplarındaki yoğuşmayı önlemek için hava kanallarında kullanılan ısıtıcıyla ilgili bir çalışma yapmıştır. Isıtıcı kullanılmadığında buzdolabından daha yüksek verim elde edilebildiğini belirtmiştir. Yeni bir kanal tasarımı yaparak ısıtıcı kullanmadan da yoğuşma sorununun çözülebileceğini belirtmiştir.

Koru ve Kanat (2018), ev tipi soğutma cihazlarında kullanılan yalıtım malzemelerinin enerji verimliliğine etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yalıtım malzemesi olarak poliüretan ve vakum yalıtım paneli kullanarak analiz yapmışlardır. Poliüretan kullandıkları buzdolabında enerji verimlilik indeksi A olarak, vakum yalıtım paneli kullandıkları buzdolabında ise A++ olarak hesaplanmıştır. Vakum yalıtım paneli kullanılan buzdolabının enerji tüketiminin çok daha az olduğunu elde etmişlerdir.

Bansal, Fothergill ve Fernandes (2010), ev tipi buzdolaplarındaki buz çözme işleminin termal analizini yapmışlardır. Normal koşullar altında buzdolabı kapısının açılması ve içeriden birşeyler alınması ile sisteme nem vererek yaptıkları deneyde, radyant tip elektrikli defrost ısıtıcı eklendiğinde buzdolabının daha az enerji

tükettiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca ısıtıcıyı daha düşük sıcaklıktaki buharlaştırıcıya yerleştirerek, ısının buzdolabının diğer bileşenlerine daha az yayılacağını belirtmişlerdir.

Avcıoğlu (2012), ev tipi buzdolabının soğutucu bölmesindeki sıcaklık dağılımını inceleyip iyileştirmeye yönelik çalışmalar yapmıştır. Kabin içerisinde aksenel fan kullanarak yaptığı deneylerde fan kullanılmayan duruma göre daha düzenli bir sıcaklık dağılımı elde etmiştir. Fan kullanarak elde ettiği sonuçlara göre, maliyeti ve montaj zorluğunu ortadan kaldırmak amacıyla yeni bir buharlaştırıcı tasarımı yapmıştır. Bu tasarım sonucunda fan kullanmadan soğutucu bölme içerisinde daha düzenli bir sıcaklık dağılımı elde etmiştir.

Buna benzer pek çok çalışma ile yalıtımın, defrost etkisinin, kullanılan ekipmanların buzdolabı soğutma etkinliğine etkisi araştırılmıştır.

1.4.2 Kendinden Kademeli Çevrimler İle İlgili Çalışmalar

Kendinden kademeli çevrimlerde akışkan karışımları sıvı ve buhar fazları ayrılarak, her fazda farklı bileşim oranları elde edilmekte ve buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları kademeli şekilde değişebilmektedir.

Kim ve Kim (2002), soğutucu akışkan olarak R744/R134a ve R744/R290 karışımlarını kullandıkları bir kendinden kademeli çevrim analizi yapmışlardır. Bu çalışmada sistem basıncının geleneksel buhar sıkıştırırmalı çevrim kadar düşük olduğunu elde etmişlerdir. Çevrimdeki R744 oranının artmasıyla kompresör gücü artmış, daha fazla soğutma kapasitesi sağlanmıştır. Fakat COP'de azalma gözlenmiştir. Düşük COP sorunu için yeni çalışmaların yapılması gerektiğini belirtmişlerdir.

He, Li, Chen ve Wang (2015), sıvılaştırılmış doğalgazın üretiminde veya geri kazanımında enerji tasarrufu sağlayacağını düşündükleri kendinden kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. R134a ve

R23 soğutucu akışkanlarını kullanarak, 122,5°C kaynak sıcaklığında -52,9°C soğutma sıcaklığı elde etmişlerdir. Elde edilen COP değeri yüksek olmasa da, sistem performansı doğal gazın sıvılaştırılması için yeterli bulunmuştur. Sistem optimizasyonu yapılarak daha iyi sonuçlar elde edilebileceğini belirtmişlerdir.

Rui, Zhang, Zhang ve Wen (2016), R600a/R23/R14 üçlü karışımının kullanıldığı bir kendinden kademeli soğutma çevrimini deneysel olarak test etmiş ve 190 K soğutma sıcaklığına ulaşmışlardır. Çalışmada, karışım oranlarının etkisi incelenmiştir. Sistem performansı belirli bir kompozisyon aralığında çok az değişmekle birlikte, en uygun kütleli karışım oranı 35/30/35 olarak verilmiştir. Soğutucu akışkanların basınçlarını ayarlamak için kullanılan by-pass vanalarının karışımları etkili bir şekilde düzenlemek için iyi bir seçenek olduğu belirtilmiştir.

Wang ve diğer. (2013), iki buhar-sıvı ayırıştırıcısı olan kendinden kademeli sistemlerin sayısal analizini yapmışlardır. Sistemde ayrıca ısı değiştirici kullanmışlardır. Bu çalışmada 6 farklı ikili gaz karışımlarını deneyerek sistem için en uygun orandaki karışımı tespit etmişlerdir. En yüksek COP R23/R236fa ve R170/R600 karışımlarında elde edilmiştir.

Zhang, Xu, Du ve Liu (2015), CO₂/C₃H₈ (R744/R290) karışımı kullanılan bir kendinden kademeli çevrim analizi yapmışlardır. CO₂ çok iyi termodinamik özellikler göstermesine rağmen, yüksek çalışma basıncı dezavantajdır. Bu nedenle propan ile karıştırılarak sistemin çalışma basıncı düşürülmüş ve kritik sıcaklık artırılmıştır. Faz ayırıcı tankın girişine bir ısı değiştirici eklenerek, CO₂/C₃H₈ ayrılma verimliliğine katkısı test edilmiştir. Yapılan deneysel ve teorik çalışmalarda, ısı değiştiricinin ayrılma verimliliğinin artmasına fayda sağladığı ve buharlaşma sıcaklığını düşürdüğü görülmüştür. Fakat soğutma kapasitesi ve COP'nin düştüğü görülmüştür. Bunun nedeni ısı değiştirici çıkışındaki buhar kalitesinin düşük olmasındandır. Buhar kalitesinin yükselmesiyle daha iyi sistem performansı elde edilebileceğini belirtmişlerdir.

Du, Zhang, Xu ve Niu (2009), R23/R134a karışımını kullanarak kendinden kademeli çevrim üzerinde çalışmışlardır. Deneysel çalışmalarında, yoğuşturucu üzerinden geçen soğutma suyu sıcaklık ve debisi değiştirilmektedir. Farklı karışım oranları ve soğutma suyu sıcaklıklarında sistem performans analizleri yapmışlardır. Yapılan deneyler sonucu R23'ün %30 şarj konsantrasyonunda en yüksek COP elde edilmiştir. Ayrıca soğutma suyu sıcaklığının düşük olmasının kompresörün güç tüketimini azalttığını gözlemlemişlerdir. Yoğuşturucudaki ısı transferinin artırılması ve buhar sıvı ayrışmasını iyi şekilde yapan cihazların seçilmesiyle sistemin soğutma etkinliğinin artırılabilceğini belirtmişlerdir.

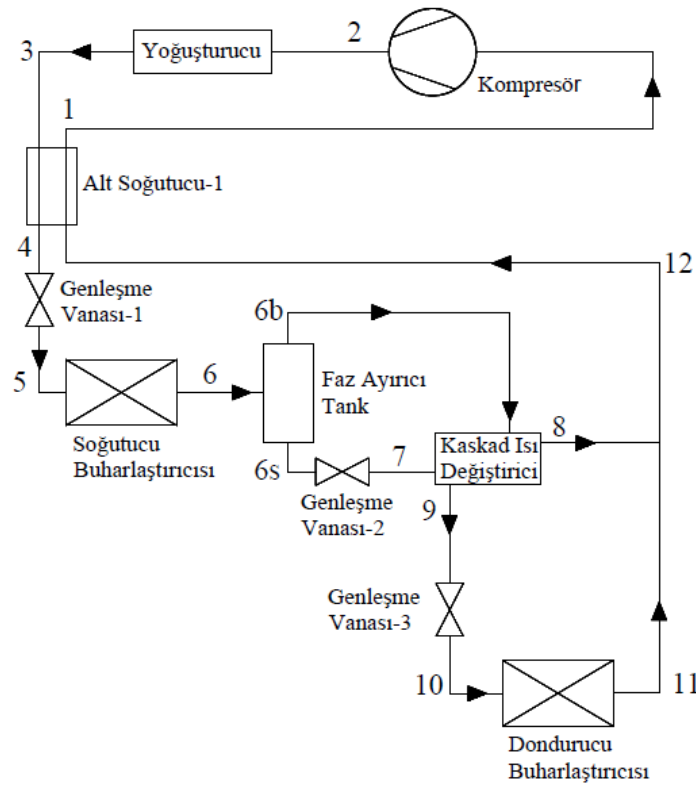
Yan, Chen ve Yu (2015), kendinden kademeli soğutma sisteminde ejektör kullanımının çevrim performansına etkisini araştırmışlardır. R134a/R23 karışımı kullanılan sistemde, genleşme vanasında oluşan enerji kaybını önlemek için ejektör kullanarak çevrim analizi yapmışlardır. Sonuçlara göre hem COP hem de ekserji verimliliğinde ortalama %11,2 iyileşme elde edilmiştir. Fakat daha net sonuçlar için optimum karışım oranı, COP ve soğutma kapasitelerinin de göz önünde bulundurulması gerektiğini belirtmişlerdir.

Bai, Yu ve Yan (2016), kendinden kademeli sistemi bir dondurucuda kullanarak ve bu sisteme ejektör ekleyerek enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. Ejektör ekledikleri çevrimin COP ve hacimsel soğutma kapasitesinde, diğer çevrime göre artış elde etmişlerdir. Termodinamik performansı tartışmak için yaptıkları ekserji analizinde, çevrimde kullanılan kompresör ve buharlaştırıcı/yoğuşturucunun en fazla ekserji tahribatına neden olduğu ve bunların iyileştirilmesiyle daha yüksek verim elde edilebileceği belirtilmiştir.

Xu, Liu ve Cao (2015), R290/R600a karışımı kullanılan kendinden kademeli bir kriyojenik çevrim modellemiş ve deneysel olarak test etmişlerdir. Çalışmalarında, genleşme vanası açıklığının değişiminin yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki akışkan bileşimlerinin değişimine etkisi incelenmiştir. Faz ayırıcı altındaki veya buharlaştırıcıya bağlı vana açıldığında, düşük kaynama noktasına sahip bileşenlerin kompresördeki konsantrasyonu artmıştır, yüksek kaynama noktasına sahip

bileşenlerin konsantrasyonu azalmıştır. Vana açıklıkları arttıkça, yoğuşma basıncı azalırken buharlaşma basıncı da azalmıştır.

Yan, Hu ve Yu (2015), geleneksel soğutma çevrimiyle R290 ve R600a karışımı kullanılan kendinden kademeli soğutma çevrimini karşılaştıran bir çalışma yapmıştır. Yapılan düzenlemede ilk kademe buharlaştırıcıdan sonra akışkanın sıvı ve gaz fazları ayrılmakta, akışkanın gaz fazı tekrar yoğuşturularak düşük sıcaklık buharlaştırıcısına gönderilmektedir (Şekil 1.15). Çalışmalarında, farklı oranlarda gaz karışımları kullanarak soğutma etkinlik ve kapasitesinin değişimini incelemişlerdir. Soğutucu kapasitesinin dondurucu kapasitesine oranı olarak tanımlanan soğutucu kapasite oranı 0,8 ile 1,3 arasında değiştirilmiştir. Kendinden kademeli çevrimde geleneksel çevrime göre soğutma kapasitesinde %10,2-17,1, soğutma etkinlik katsayısında %7,8-13,3 arasında artış elde edilmiştir. Ev tipi buzdolapları ve soğutucularda sistemin genel performansının artırılması için kendinden kademeli sistemin kullanılabileceği ve sistemden en yüksek verimi almak için de en uygun miktarlardaki gaz karışımlarının kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.



Şekil 1.15 Yan çevrimi şematik diyagramı (Yan, Hu ve diğer., 2015)

1.5 Amaç ve Kapsam

İki ayrı soğutma kademesi olan buzdolabı benzeri uygulamalarda iki ayrı sıcaklıkta buharlaştırıcı kullanılması termodinamik olarak çekicidir. Oysa pratik nedenlerle yaygınlaşmamıştır. Çalışmamızın amacı kendinden kademeli çevrimin buzdolabı uygulamasının termodinamik incelemesidir.

Giriş bölümünde soğutucu akışkanlar, soğutma çevrimleri ve buzdolabı uygulamaları ile ilgili genel bilgiler verilmiştir. İkinci bölümde, bir kendinden kademeli çevrimin termodinamik analizi yapıp, elde edilen sonuçlar tek kademeli çevrimle karşılaştırılmıştır. Üçüncü bölümde, bu çalışma kapsamında geliştirilen iyileştirilmiş kendinden kademeli çevrimin farklı çalışma parametreleri için termodinamik analizleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Karışım oranlarının değişmesi ile soğutma etkinliği ve kapasitesinin değişimi incelenmiştir. Dördüncü ve son bölümde ise sonuçlar yorumlanarak kendinden kademeli çevrimlerin soğutma etkinliğine etkisi belirtilmiştir.

BÖLÜM İKİ

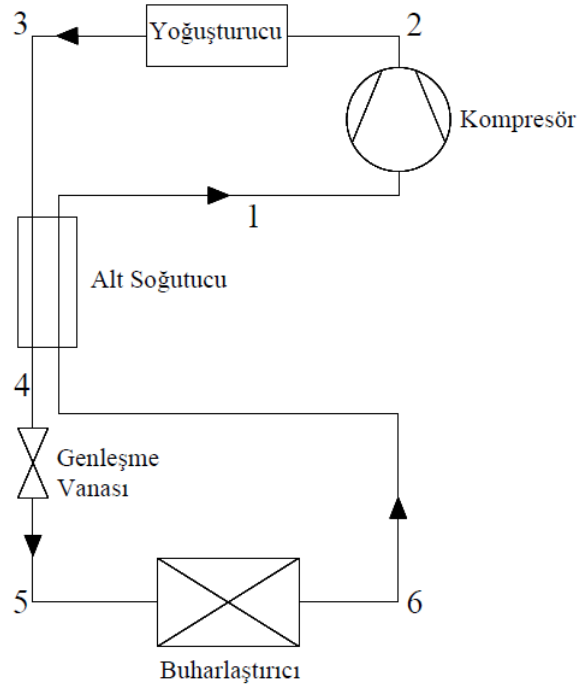
KENDİNDEN KADEMELİ ÇEVİRİM VE ANALİZİ

Bu bölümde buzdolabı soğutulmasında kullanılmak üzere tek kademeli çevrim ve Yan çevrimi termodinamik analizleri yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Soğutucu akışkan olarak %55/45 kütleli karışım oranında R290/R600a karışımı seçilmiştir. Her iki çevrim için yoğuşturucu sıcaklıkları 308 K, dondurucu buharlaştırıcısı giriş sıcaklıkları 249 K, kendinden kademeli çevrimde kullanılan ara kademe soğutucu buharlaştırıcısı giriş sıcaklığı 273 K alınmıştır.

Soğutucu akışkan karışımlarının termodinamik özellikleri NIST (Refprop 9.1) REFPROP veri tabanı kullanılarak değerlendirilmiştir. Çevrim hesaplamaları Refprop veri tabanının MATLAB programına entegre edilmesi ile yapılmıştır.

2.1 Tek Kademeli Çevrim Analizi

Yoğuşturucu çıkışına alt soğutucu ilave edilmiş geleneksel bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin şeması Şekil 2.1’de gösterildiği gibidir. Yoğuşturucudan çıkan sıvı akışkanın genişleme vanası öncesi alt soğutucudan geçmesi ile soğutma kapasitesi artırılmaktadır.



Şekil 2.1 Tek kademeli ve alt soğutuculu soğutma çevrimi şematik diyagramı

Tek kademeli çevrim analizi için seçilen parametreler Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1 Tek kademeli çevrim için sistem parametreleri

R290:R600a karışım oranı=0.55:0.45	
Buharlaştırıcı giriş sıcaklığı	249 K
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı	308 K
Alt soğutucu etkinliği	%70

Çevrimde, yoğuşturucu çıkışı doymuş sıvı, buharlaştırıcı çıkışı doymuş buhar durumunda alınmıştır.

Isı değiştiricisi etkinliğine bağlı olarak alt soğutucudaki ısı transferi miktarı hesaplanmış ve buradan hareketle sıcak ve soğuk akışkanların soğutucudan çıkış durumundaki entalpi değerleri belirlenmiştir:

$$(h_1 - h_6) = (h_3 - h_4) \quad (2.1)$$

Kompresörün izentropik verimi η (Yan, Hu ve diğer., 2015) ,

$$\eta = 0,874 - 0,0135 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (2.2)$$

denklemiyle hesaplanmaktadır. Burada P_1 ve P_2 kompresörün emme ve basma basınçlarıdır.

Birim akışkan kütlesi için soğutma yükü,

$$q_{buh} = (h_6 - h_5) \quad (2.3)$$

kompresör işi,

$$w = (h_2 - h_1) \quad (2.4)$$

bağıntıları kullanılarak hesaplanmıştır. Burada h_5 ve h_6 soğutucu buharlaştırıcısının giriş ve çıkışındaki entalpi değerleridir. h_1 soğutucunun kompresör girişindeki entalpisi, h_2 ise izentropik verim göz önüne alınarak hesaplanan çıkış entalpisidir.

Çevrimin soğutma etkinlik katsayısı ise,

$$COP = q_{buh}/w \quad (2.5)$$

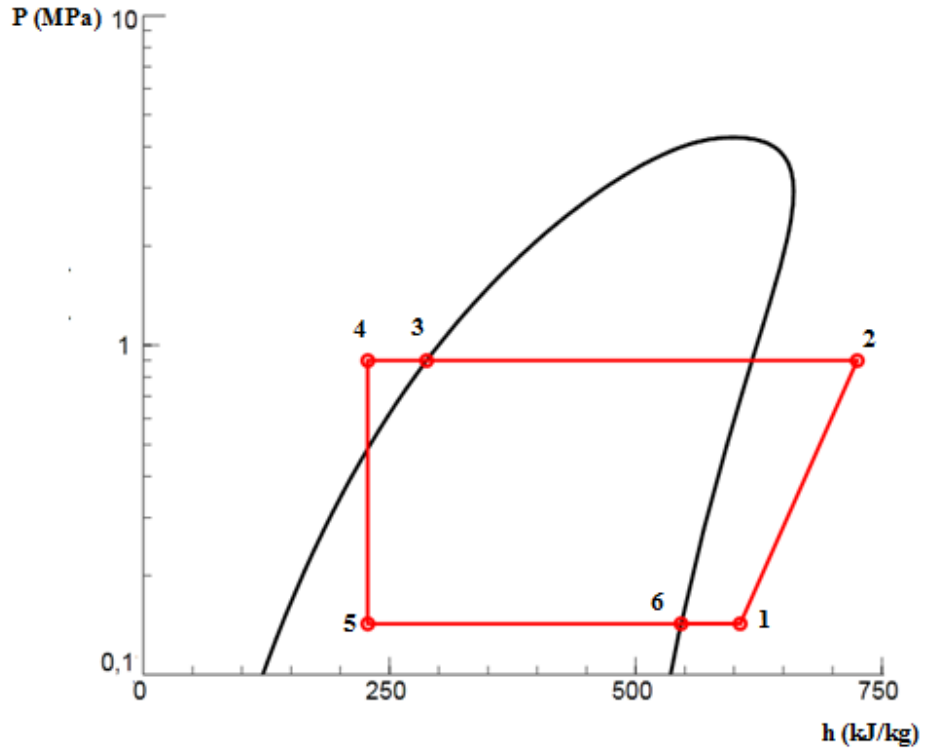
şeklinde hesaplanmaktadır.

Yukarıdaki bağıntılar kullanılarak hesaplanan çevrim noktaları özellikleri Tablo 2.2'de verilmiştir.

Tablo 2.2 Tek kademeli çevrim üzerindeki durumların termodinamik özellikleri

Durumlar	Sıvı/Gaz Hali	Basınç (kPa)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kg)
1	Kızgın Buhar	143	292,98	605,85
2	Kızgın Buhar	898	366,66	724,69
3	Doymuş Sıvı	898	308,00	287,63
4	Sıkıştırılmış Sıvı	898	284,53	227,78
5	Sıvı + Buhar	143	249,09	227,78
6	Doymuş Buhar	143	255,72	546,00

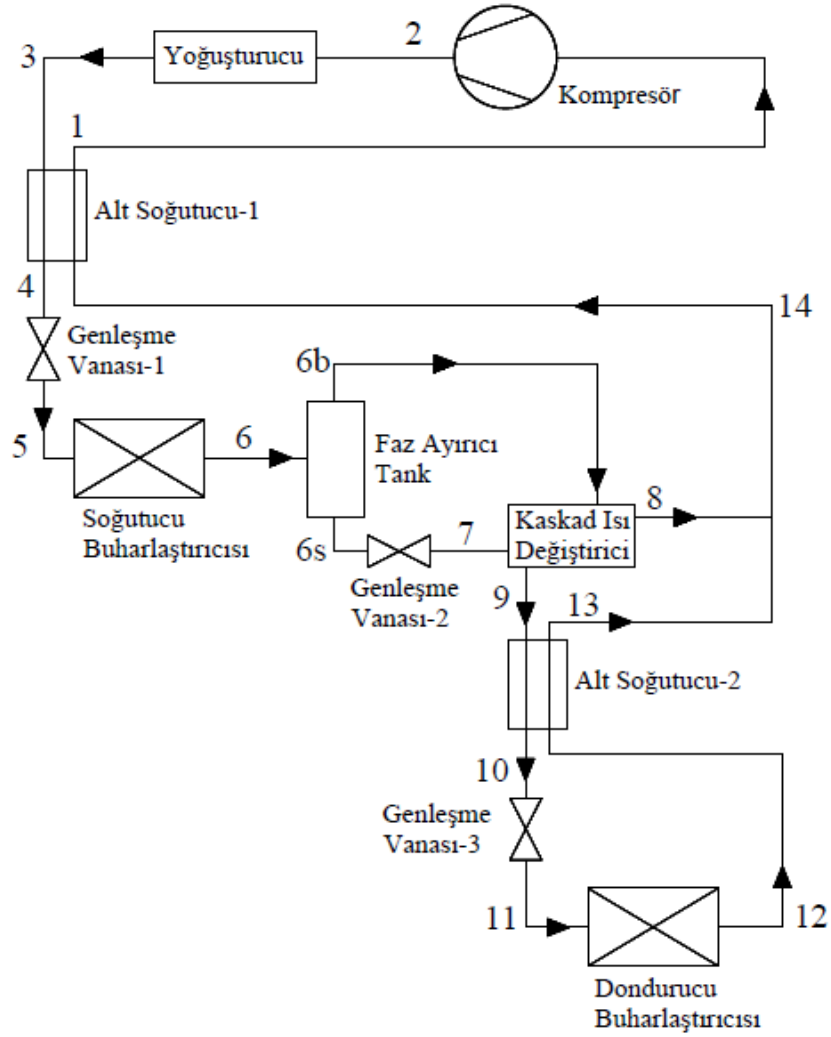
Şekil 2.2’de hesaplanan çevrim değerlerine göre çizilen P-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.2 Tek kademeli çevrim P-h diyagramı

2.2 Yan Çevrimi Analizi

Literatürde bulunan ve Yan, Hu ve diğer. (2015) tarafından önerilen, akışkanların ilk kademe buharlaştırıcısı sonrası ayrıldığı kendinden kademeli çevrim için termodinamik analiz yapılmıştır. Yapılan analizde orijinal çevrimden farklı olarak dondurucu öncesine bir alt soğutucu daha eklenmiştir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 İki alt soğutucu kullanılan Yan çevrimi şematik diyagramı

Çevrimde yoğuşturucudan yüksek basınçta çıkan sıvı akışkan karışımı, bir ön soğutma yapılarak genişleme vanasından geçmekte ve burada soğutucu basıncına kısılmaktadır. Akışkan, soğutucu buharlaştırıcısından ısı alarak kısmen

buharlaşmakta ve faz ayırıcı tanka girmektedir. Burada sıvı ve buhar fazları ayrılmakta, daha ağır bileşenlerden oluşan sıvı faz 2 numaralı genleşme vanasından geçirilerek kaskad ısı değiştiricide buharlaştırılmaktadır. Daha düşük sıcaklıktaki kaynama bileşenlerine sahip olan buhar fazı ise, kaskad ısı değiştiricisinde yoğunlaştırılarak dondurucu buharlaştırıcısına gönderilmektedir. Burada çevreden ısı olarak ikinci soğutma işlemi gerçekleşmekte, dondurucu buharlaştırıcısından çıkan buhar, kaskad ısı değiştiriciden gelen buhar ile karıştırılarak tekrar kompresör emişine gönderilmektedir. Çevrimin sayısal analizi için seçilen parametreler Tablo 2.3’de verilmiştir.

Tablo 2.3 Kendinden kademeli çevrim için sistem parametreleri

R290:R600a karışım oranı=0,55:0,45	
Soğutucu buharlaştırıcısı giriş sıcaklığı	273 K
Dondurucu buharlaştırıcısı giriş sıcaklığı	249 K
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı	308 K
Alt soğutucu etkinliği	%70

Faz ayırıcı tanktaki kuruluk derecesi, buharın kaskad ısı değiştiricide yoğunlaşması için gerekli miktarda olmalıdır. Kuruluk derecesi,

$$x_6 = (h_8 - h_7) / ((h_{6b} - h_9) + (h_8 - h_7)) \quad (2.6)$$

şeklinde hesaplanır.

Alt soğutucudaki entalpi değişimi,

$$h_1 - h_{14} = h_3 - h_4 \quad (2.7)$$

ve kaskad ısı değiştirici ile dondurucu buharlaştırıcısından gelen akışkanların karışım noktasındaki entalpi değeri,

$$h_{14} = x_6 \cdot (h_{13}) + (1 - x_6) \cdot (h_8) \quad (2.8)$$

bağıntıları kullanılarak hesaplanır.

Birim akışkan kütlesi için soğutucu buharlaştırıcısının yükü,

$$q_{soğ} = (h_6 - h_5) \quad (2.9)$$

şeklinde hesaplanır.

Dondurucu buharlaştırıcısına, faz ayırıcı tankta ayrılan buhar kısmı geçmektedir. Dondurucu buharlaştırıcısı yükü,

$$q_{don} = x_6 \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (2.10)$$

denklemleri ile hesaplanır. h_5 , h_6 , h_{11} ve h_{12} soğutucu ve dondurucu buharlaştırıcıların giriş ve çıkış entalpileridir.

Çevrimde toplam soğutma yükü,

$$q_{top} = q_{soğ} + q_{don} \quad (2.11)$$

olmaktadır. Soğutucu yükünün toplam soğutma yüküne oranı ise

$$\varphi = \frac{q_{soğ}}{q_{soğ} + q_{don}} \quad (2.12)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

Kompresör işi,

$$w = h_2 - h_1 \quad (2.13)$$

denklemleriyle ve çevrimin soğutma etkinlik katsayısı,

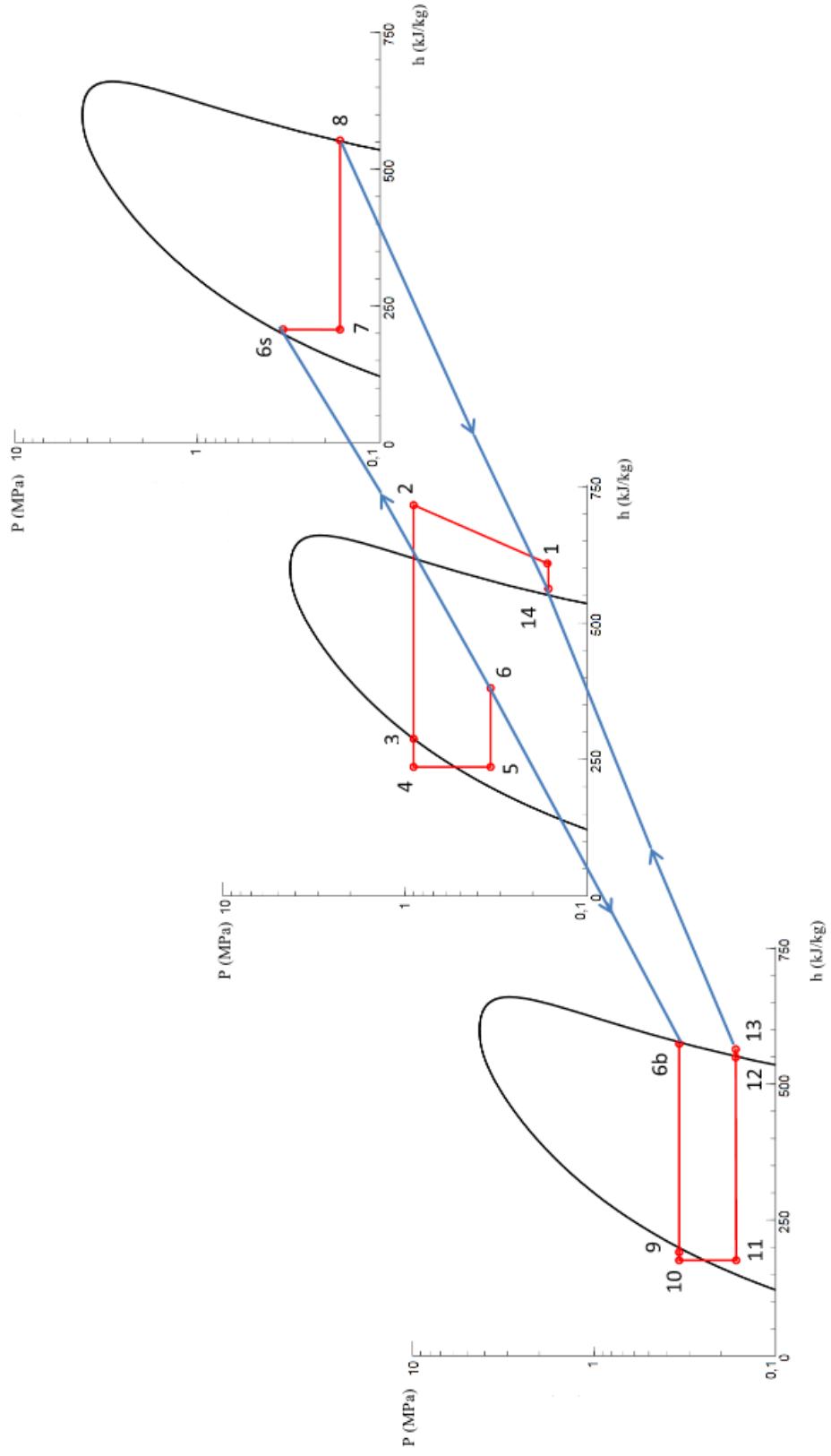
$$COP = q_{top}/w \quad (2.14)$$

şeklinde hesaplanır. Bu bağıntılara göre hesaplanan çevrim durum özellikleri tablo 2.4'de verilmiştir

Tablo 2.4 Kendinden kademeli çevrim üzerindeki durumların termodinamik özellikleri

Durumlar	Karışım Oranı	Sıvı/Gaz Hali	Basınç (kPa)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kg)
1	0,55 / 0,45	Kızgın Buhar	166	295,15	608,73
2	0,55 / 0,45	Kızgın Buhar	898	362,36	715,67
3	0,55 / 0,45	Doymuş Sıvı	898	308,00	287,63
4	0,55 / 0,45	Sıkıştırılmış Sıvı	898	287,91	236,11
5	0,55 / 0,45	Sıvı + Buhar	340	273,28	236,11
6	0,55 / 0,45	Sıvı + Buhar	340	276,05	380,62
6b	0,6736 / 0,3264	Doymuş Buhar	340	276,05	574,13
6s	0,4391 / 0,5609	Doymuş Sıvı	340	276,05	206,94
7	0,4391 / 0,5609	Sıvı + Buhar	166	255,70	206,94
8	0,4391 / 0,5609	Doymuş Buhar	166	262,87	551,09
9	0,6736 / 0,3264	Doymuş Sıvı	340	269,38	190,70
10	0,6736 / 0,3264	Sıkıştırılmış Sıvı	340	263,06	175,70
11	0,6736 / 0,3264	Sıvı + Buhar	166	249,10	175,70
12	0,6736 / 0,3264	Doymuş Buhar	166	255,77	549,04
13	0,6736 / 0,3264	Kızgın Buhar	166	265,34	564,04
14	0,55 / 0,45	Kızgın Buhar	166	263,61	557,21

Şekil 2.4'de Yan çevriminin P-h diyagramı görülmektedir. Ortadaki diyagram karışımın sıvı ve gaz fazlarına ayrılmadan önceki safhalarını göstermektedir. Sağ üstteki diyagram R600a yönünden zengin karışımın safhalarını, sol alttaki diyagram ise R290 yönünden zengin karışımın safhalarını göstermektedir. Bu iki diyagramın son safhalarında oluşan buhar akışları 14 numaralı noktada birleşerek tekrar kompresöre geri gönderilmektedir.



Sekil 2.4 Yan çevrimi P-h diyagramı

2.3 Tek Kademeli Çevrim ve Yan Çevrimi Sonuçlarının Karşılaştırılması

Çalışmada yoğuşma sıcaklıkları 308 K, dondurucu buharlaştırıcısı sıcaklığı 249 K ve Yan çevrimi için ara buharlaştırıcı (soğutucu buharlaştırıcısı) sıcaklığı 273 K alınmıştır. Her iki çevrimde, kompresör emiş durumundaki basınçlar ve buna bağlı olarak yoğunluklar farklıdır. Çevrimde dolaşan akışkan kütsel debisi,

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_{komp}}{v_{emiş}} \quad (2.15)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Burada \dot{V}_{komp} kompresörün hacimsel emiş debisi, $v_{emiş}$ ise emiş şartlarındaki akışkan özgül hacmidir. Çevrimin toplam soğutma yükü,

$$\dot{Q}_{top} = \dot{m} \cdot (q_{soğ} + q_{don}) \quad (2.16)$$

denklemleriyle hesaplanır. Kompresör işi,

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.17)$$

şeklinde ve çevrimin soğutma etkinlik katsayısı,

$$COP = \dot{Q}_{top} / \dot{W}_{komp} \quad (2.18)$$

denklemleriyle hesaplanır.

Seçilen çalışma akışkanı için tek kademeli ve Yan çevrimi kademe basınçları, kompresör izentropik verimleri ve soğutma etkinlikleri Tablo 2.5’de karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Kompresör işi ve toplam soğutma kapasiteleri, kompresör emiş durumundaki akışkan yoğunluğu dikkate alınarak birim emiş hacmi için verilmiştir.

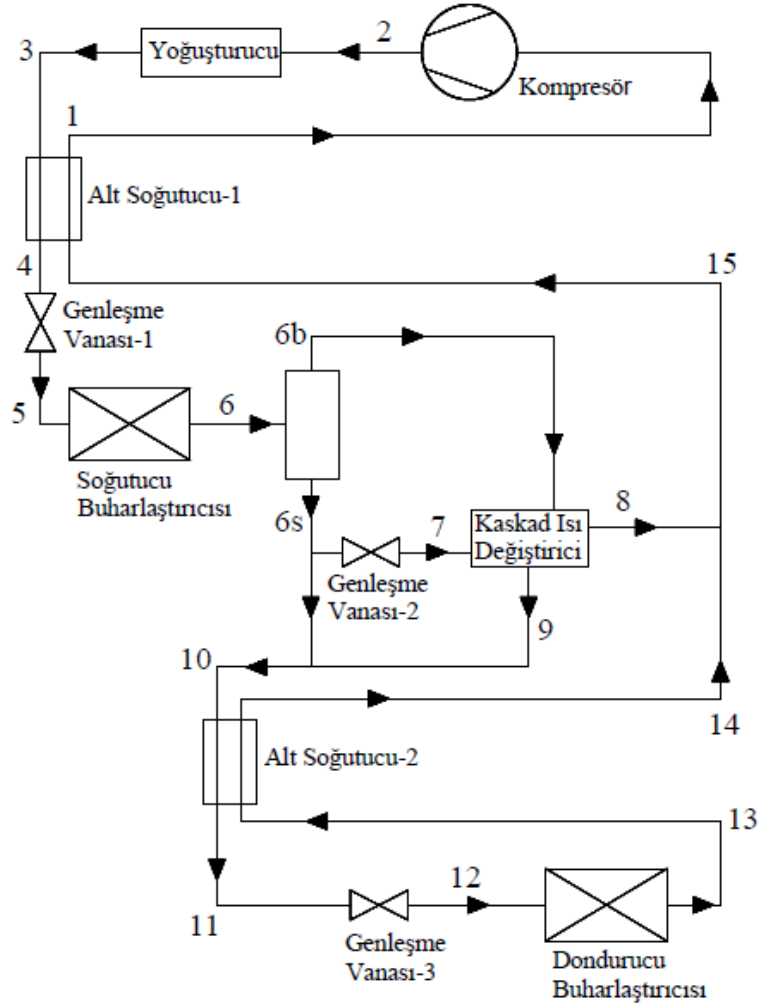
Tablo 2.5 Tek kademeli ve Yan çevrimi değerlerinin sayısal karşılaştırılması

Soğutma Çevrimi Tipi	Emme Basıncı (kPa)	Yoğ. Bas. (kPa)	Sıkış. Basınç Oranı	Komp. İşi (kJ/m³)	Emiş Akışkan Yoğ. (kg/m³)	Soğ. ve Don. Kapasit. (kJ/m³)	COP	Komp İzen. Verimi
Tek Kademeli	143	898	6,28	355	2,99	0 / 950	2,68	%78,9
Yan Çevrimi	166	898	5,41	370	3,46	500 / 611	3,00	%80,1

BÖLÜM ÜÇ

İYİLEŞTİRİLMİŞ KENDİNDEN KADEMELİ ÇEVİRİM

Yan çevriminde, faz ayırıcıdaki kuruluk derecesi buhar kısmının yoğuşmasını sağlayacak oranda olmak zorundadır. Bu durum, soğutucu ve dondurucu yüklerinin birbirine oranını sınırlamaktadır. Yan, Hu ve diğer. (2015) çalışmasında soğutucu yükünün dondurucu yüküne oranı 0,8 – 1,3 aralığında değişmiştir. Bu çalışmada ise, Yan çevriminde düzenleme yapılarak faz ayırıcıdaki sıvının kullanım fazlası kısmı dondurucu buharlaştırıcısına sevk edilmiştir. Bu şekilde, buharlaştırıcı yüklerinin birbirine oranının daha geniş bir aralıkta değişmesi sağlanmıştır. İyileştirilmiş çevrimin akış şeması Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 İyileştirilmiş kendinden kademeli soğutma çevrimi şematik diyagramı

3.1 İyileştirilmiş Çevrim Termodinamik Analizi

Faz ayırıcıdan gelen buhar, kaskad ısı değiştiriciyi doymuş sıvı durumunda terk etmektedir. Kaskad ısı değiştiricideki enerji dengesi,

$$x_6 \cdot (h_{6b} - h_9) = (1 - r_{10}) \cdot (h_8 - h_7) \quad (3.1)$$

denklemiyle sağlanır. x_6 değeri, soğutucu buharlaştırıcısı çıkışındaki kuruluk derecesi oranı olup, soğutucu yükü ile artar. r_{10} değeri ise, dondurucu buharlaştırıcısına gönderilen akışkan debisinin çevrimde dolaştırılan akışkan kütlesel debisine oranıdır.

Kaskad ısı değiştiriciden ve dondurucu buharlaştırıcısından gelen akışkanların karışım noktasındaki entalpi değeri,

$$h_{15} = (1 - r_{10}) \cdot h_8 + r_{10} \cdot h_{14} \quad (3.2)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır.

Soğutucu buharlaştırıcısı yükü,

$$q_{soğ} = h_6 - h_5 \quad (3.3)$$

dondurucu buharlaştırıcısı yükü,

$$q_{don} = r_{10} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (3.4)$$

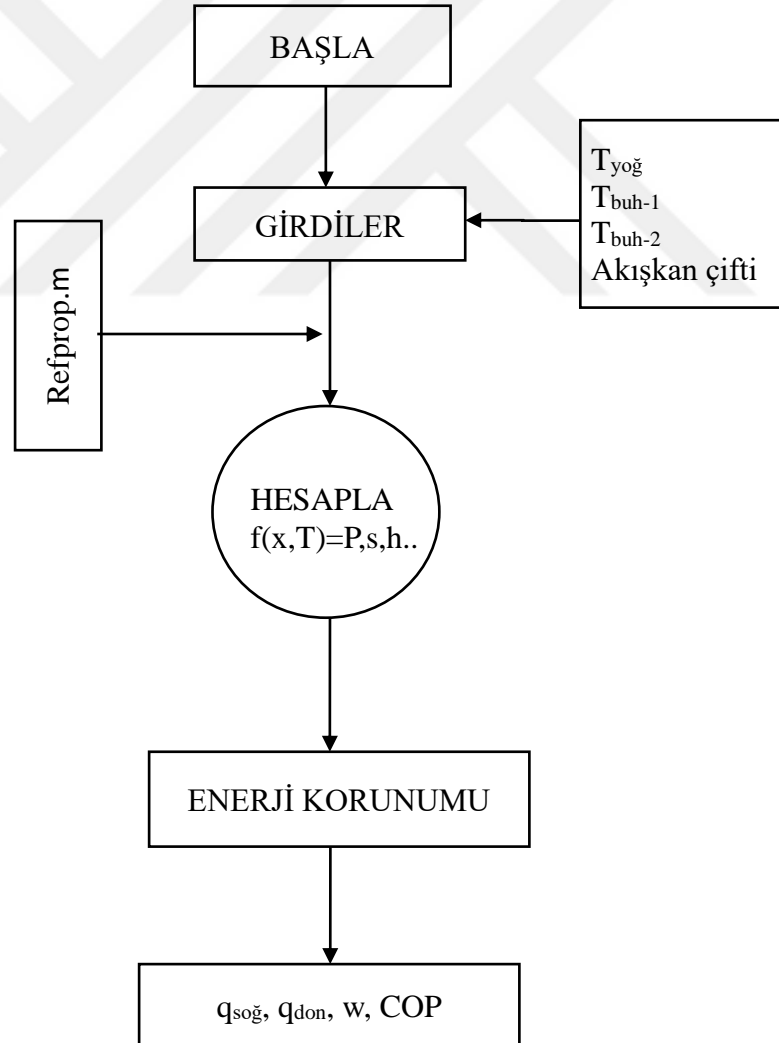
denkleleriyle hesaplanır.

Burada h_5, h_6, h_{12} ve h_{13} sırası ile soğutucu ve dondurucu buharlaştırıcılardan giriş ve çıkış entalpi değerleridir.

Kütlesel debi (\dot{m}), toplam soğutma yükü (\dot{Q}_{top}), kompresör işi (\dot{W}) ve COP değerleri sırası ile denklem (2.15), (2.16), (2.17) ve (2.18) kullanılarak hesaplanır.

3.2 Akış Şeması

Bölüm 3.1'deki termodinamik analiz doğrultusunda sayısal verilerin elde edilmesi için MATLAB programı kullanılmıştır. Soğutucu akışkan özellikleri ise REFPROP'tan alınarak MATLAB'e entegre edilmiştir. Sayısal algortimada akışkan cinsi ve karışım oranları, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları girdi olarak seçilmiş ve soğutucu ve dondurucu buharlaştırıcısı farklı yük oranlarına göre çevrim noktaları hesaplanmıştır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 Çevrimin akış şeması

3.3 Çevrim Parametreleri

Buzdolabı soğutucu ve dondurucu ünitesi sıcaklıkları ve literatürdeki mevcut çalışmalar göz önüne alınarak seçilen çalışma parametreleri Tablo 3.1’de verilmiştir.

Tablo 3.1 İyileştirilmiş kendinden kademeli çevrim için sistem parametreleri

R290:R600a karışım oranı=0,55:0,45	
Soğutucu buharlaştırıcısı giriş sıcaklığı	273 K
Dondurucu buharlaştırıcısı giriş sıcaklığı	249 K
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı	308 K
Alt soğutucu etkinliği	%70
Soğutma oranı	%40

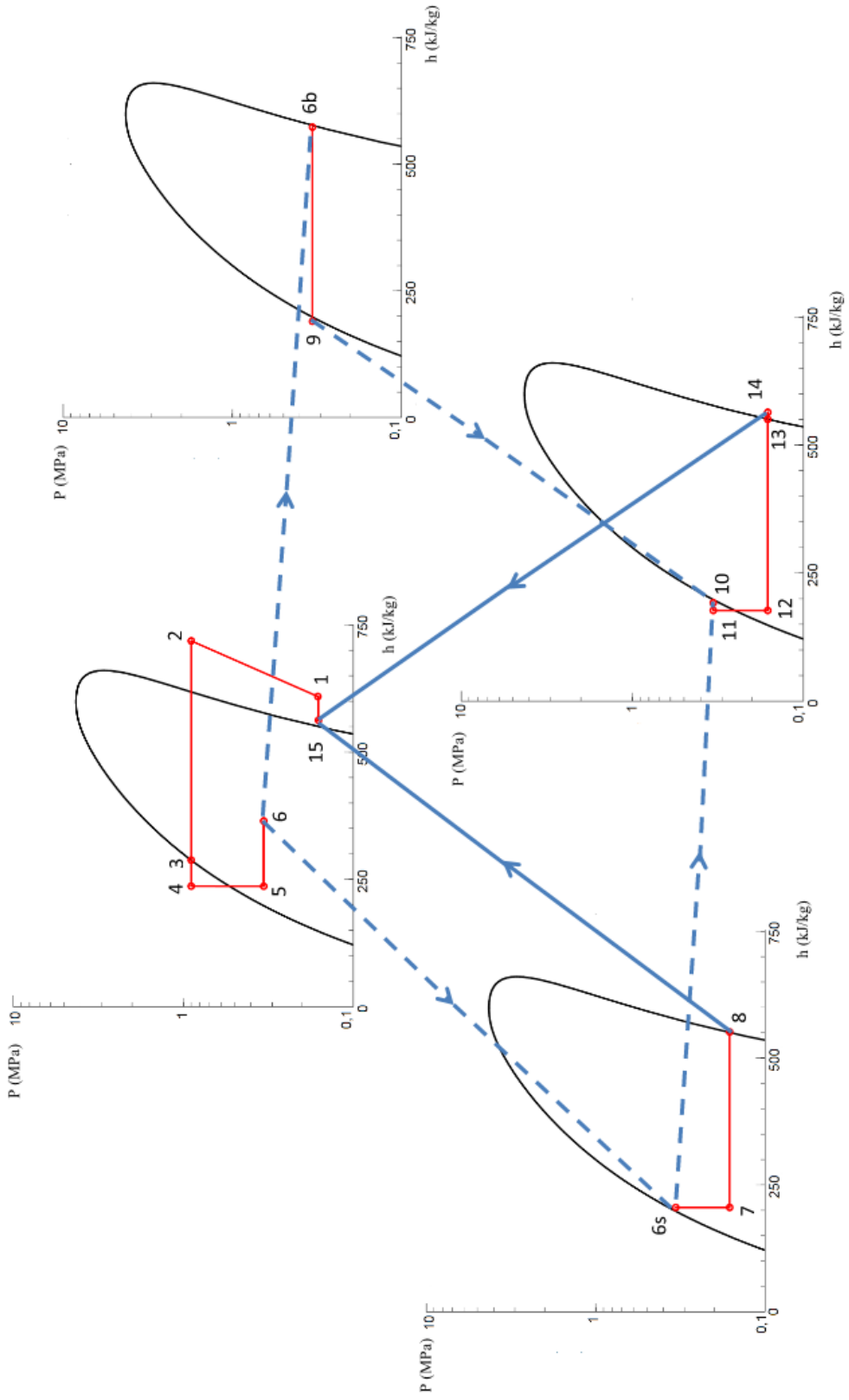
Bu şartlar altında çevrim noktalarının termodinamik durumları Tablo 3.2’deki gibi hesaplanmıştır.

Tablo 3.2 İyileştirilmiş kendinden kademeli çevrim üzerindeki durumların termodinamik özellikleri (soğutma oranı: %40)

Durumlar	Karışım Oranı	Sıvı/Gaz Hali	Basınç (kPa)	Sıcaklık (K)	Entalpi (kJ/kg)
1	0,55 / 0,45	Kızgın Buhar	161,05	295,22	609,00
2	0,55 / 0,45	Kızgın Buhar	898,35	363,71	718,49
3	0,55 / 0,45	Doymuş Sıvı	898,35	308,00	287,63
4	0,55 / 0,45	Sıkıştırılmış Sıvı	898,35	288,03	236,41
5	0,55 / 0,45	Sıvı + Buhar	336,89	273,00	236,41
6	0,55 / 0,45	Sıvı + Buhar	336,89	275,45	365,01
6b	0,6827 / 0,3173	Doymuş Buhar	336,89	275,45	573,56
6s	0,4484 / 0,5516	Doymuş Sıvı	336,89	275,45	205,49
7	0,4484 / 0,5516	Sıvı + Buhar	161,05	254,61	205,49
8	0,4484 / 0,5516	Doymuş Buhar	161,05	261,82	551,25
9	0,6827 / 0,3173	Doymuş Sıvı	336,89	268,87	189,46
10	0,6442 / 0,3558	Doymuş Sıvı	336,89	269,83	192,09
11	0,6442 / 0,3558	Sıkıştırılmış Sıvı	336,89	263,48	176,79
12	0,6442 / 0,3558	Sıvı + Buhar	161,05	249,00	176,79
13	0,6442 / 0,3558	Doymuş Buhar	161,05	255,93	548,56
14	0,6442 / 0,3558	Kızgın Buhar	161,05	265,70	563,86
15	0,55 / 0,45	Kızgın Buhar	161,05	263,83	557,79

Hesaplamalar soğutucu yükünün %40 olduğu durum için yapılmıştır. Göz önüne alınan bu durum için dondurucu buharlaştırıcısından geçen akışkan oranı (r_{10}) 0,5185 olmaktadır. Birim kütle için toplam soğutma yükü 320,89 kJ/kg, COP değeri 2,94 olarak hesaplanmıştır. Kompresör izentropik verimi (η) denklem (2.2) kullanılarak %79,9 hesaplanmıştır.

Çevrimin P-h grafiği Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Karışım 6 numaralı noktada buhar ve sıvı fazlarına ayrılmaktadır. 8 ve 14 ile gösterilen buhar akışları birleşerek 15 durumunda tekrar kompresöre gönderilmektedir.



Şekil 3.3 İyileştirilmiş çevrim P-h diyagramı

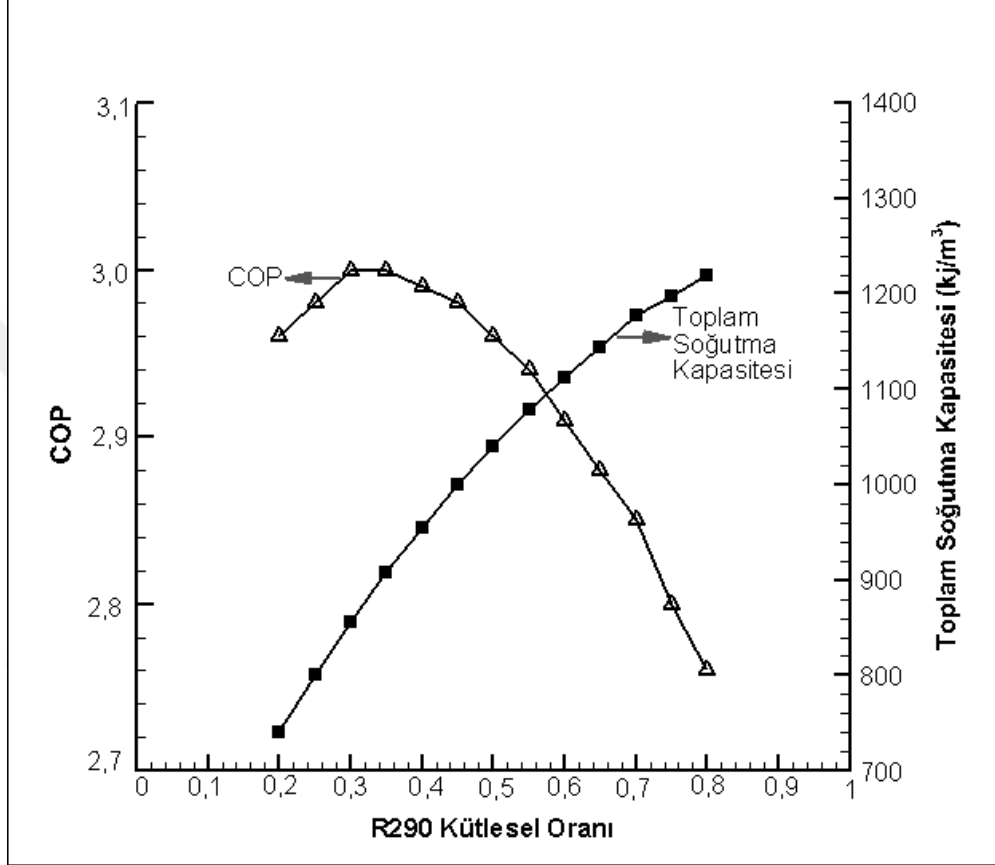
3.4 Çalışma Akışkanı Karışım Oranı Değişiminin Etkisi

Soğutma sistemlerinde kullanılacak olan zeotropik karışımın bileşenlerinin oranı çevrim performansını etkilemektedir. Çevrimde çalışma akışkanı olarak R290/R600a karışımı kullanılmıştır. Soğutucu yükünün toplam soğutma yüküne oranının %40 olduğu durum için çevrimin etkinliği ve toplam soğutma kapasitesine etkisi incelenmiştir. R290 oranı 0,2 - 0,8 aralığında değiştirilmiştir. Toplam soğutma kapasitesi birim emiş hacmi için hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Tablo 3.3'de verilmiştir.

Tablo 3.3 Kütleli karışım oranına göre hesaplanan değerler

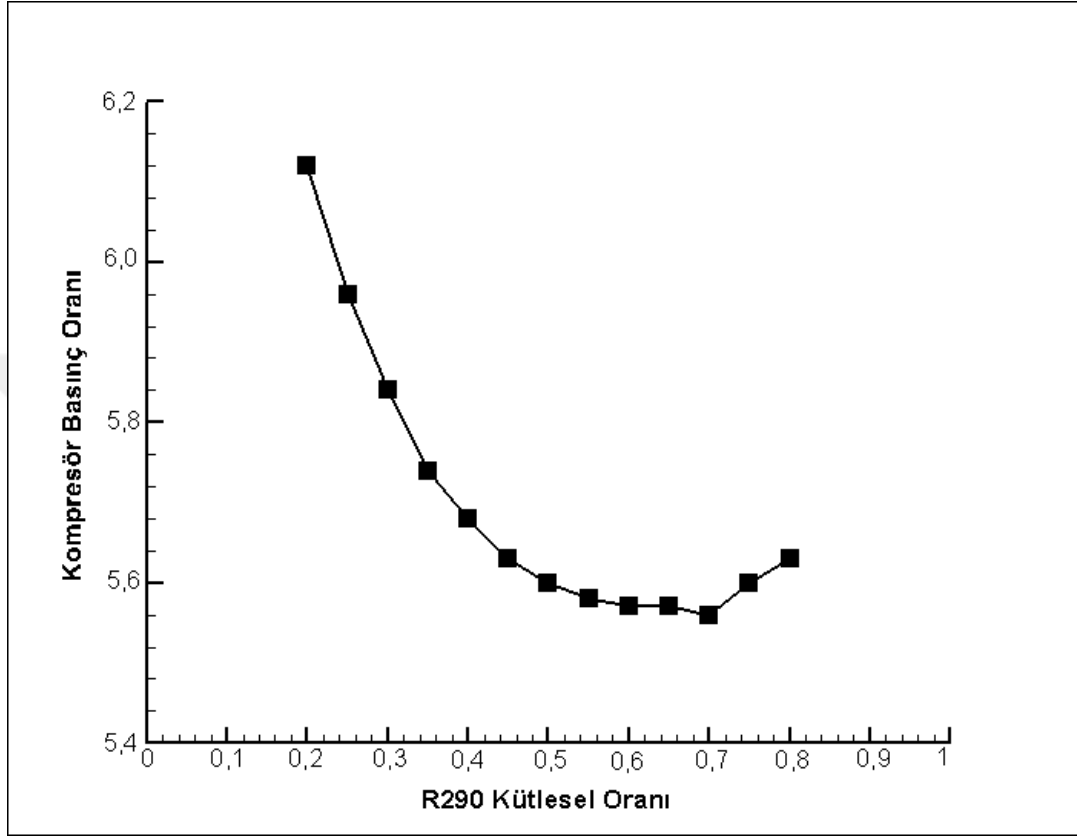
Karışım Kütleli Oranı (R290/R600a)	Kuruluk Derecesi (x_6)	Yoğuş. Basıncı (kPa)	Soğutucu Buharl. Basıncı (kPa)	Dondur. Buharl. Basıncı (kPa)	Emiş Akışkan Yoğ. (kg/m^3)	Toplam Soğutma Kapasitesi (kJ/m^3)	COP
0,8 / 0,2	0,4407	1077,0	414,1	191,3	3,75	1219,7	2,76
0,75 / 0,25	0,4393	1042,0	398,9	186,1	3,69	1197,8	2,80
0,7 / 0,3	0,4382	1006,6	383,6	181,0	3,63	1177,0	2,85
0,65 / 0,35	0,4366	970,8	368,2	174,3	3,54	1144,0	2,88
0,6 / 0,4	0,4350	934,8	352,6	167,8	3,45	1112,6	2,91
0,55 / 0,45	0,4335	898,4	336,9	161,1	3,36	1078,3	2,94
0,5 / 0,5	0,4320	861,6	321,1	153,9	3,25	1040,6	2,96
0,45 / 0,55	0,4303	824,5	305,2	146,4	3,13	999,8	2,98
0,4 / 0,6	0,4284	787,0	289,2	138,6	3,00	955,4	2,99
0,35 / 0,65	0,4274	749,1	273,1	130,4	2,86	908,0	3,00
0,3 / 0,7	0,4260	710,6	257,0	121,7	2,71	855,9	3,00
0,25 / 0,75	0,4247	671,6	240,7	112,7	2,54	800,3	2,98
0,2 / 0,8	0,4240	632,0	224,2	103,3	2,36	740,7	2,96

Tablo 3.3’de görüldüğü gibi çevrimdeki karışımın R290 oranı arttıkça toplam soğutma kapasitesi de artmaktadır. Çevrimin soğutma etkinliği ise propan kütle oranının yaklaşık 0,35 değerinde maksimuma ulaşmıştır. Toplam soğutma kapasitesi ve COP değişimlerinin propan oranı ile değişimi Şekil 3.4’de gösterilmiştir.



Şekil 3.4 R290 bileşen oranı değişiminin COP ve toplam soğutma kapasitesine etkisi

Şekil 3.5 ise, R290 oranına göre kompresörün basınç oranının değişimini göstermektedir. R290 bileşeninin 0,7 olduğu noktada çevrimde en düşük sıkıştırma basınç oranı elde edilmiştir.



Şekil 3.5 R290 bileşen oranı değişiminin kompresör basınç oranına etkisi

Tablo ve şekillerden görüleceği üzere, karışımdaki propan oranı yükseldikçe, emiş basıncı, birim emiş hacmi için hesaplanan kütleli debi ve toplam soğutma yükü artmaktadır. Soğutma etkinlik katsayısının en yüksek değeri ise propan kütleli oranının yaklaşık 0,35 olduğu durumda oluşmaktadır.

3.5 Soğutucu Yük Oranı Değişiminin Etkisi

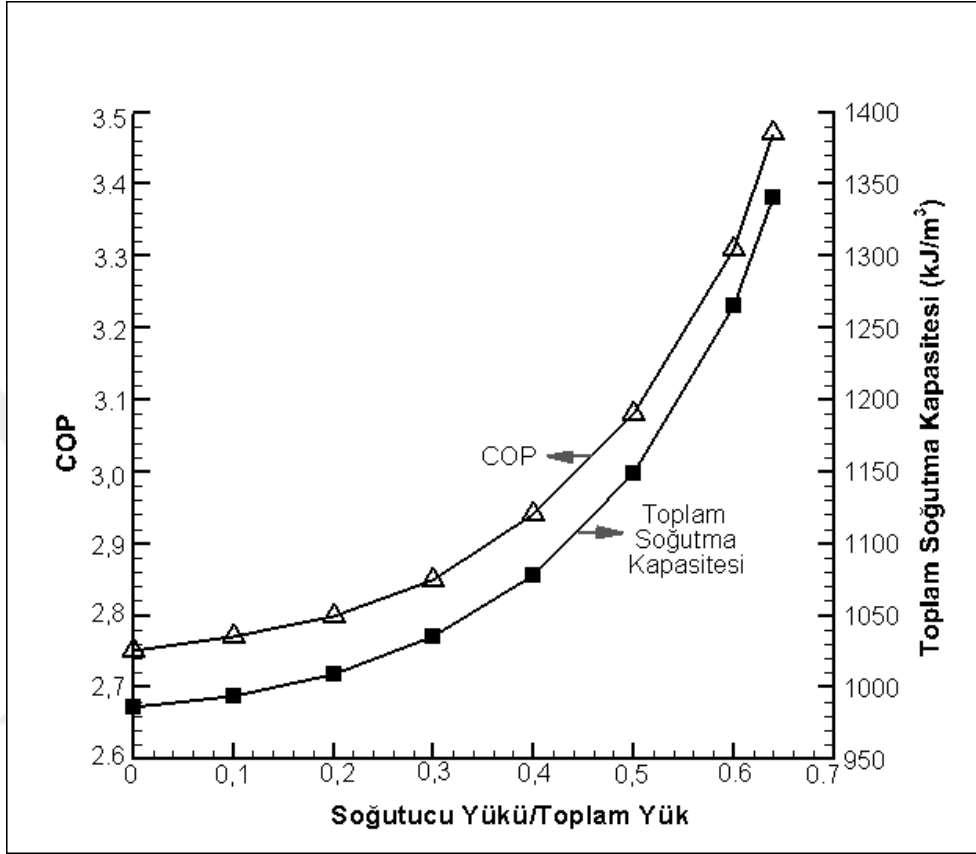
%55/45 karışım oranı için soğutucu yük oranı değiştirilerek analizler yapılmıştır. Hesaplanan değerler Tablo 3.4'te verilmiştir.

Tablo 3.4 Soğutucu yük oranına göre hesaplanan değerler

Soğutucu Yük Oranı	Kuruluk Derecesi (x ₆)	Yoğuş. Basıncı (kPa)	Soğutucu Buharl. Basıncı (kPa)	Dondur. Buharl. Basıncı (kPa)	Emiş Akışkan Yoğ. (kg/m ³)	Toplam Soğutma Kapasitesi (kJ/m ³)	COP
0,0	0,1068	898,4	336,3	147,3	3,05	985,9	2,76
0,1	0,1876	898,4	336,5	148,5	3,08	993,8	2,77
0,2	0,2688	898,4	336,7	150,8	3,13	1009,0	2,80
0,3	0,3509	898,4	336,8	154,7	3,22	1035,4	2,85
0,4	0,4334	898,4	336,9	161,1	3,36	1078,2	2,94
0,5	0,518	898,4	336,9	171,3	3,58	1148,3	3,08
0,6	0,6057	898,4	336,7	188,3	3,94	1265,4	3,31
0,64	0,6426	898,4	336,5	199,2	4,17	1340,4	3,47

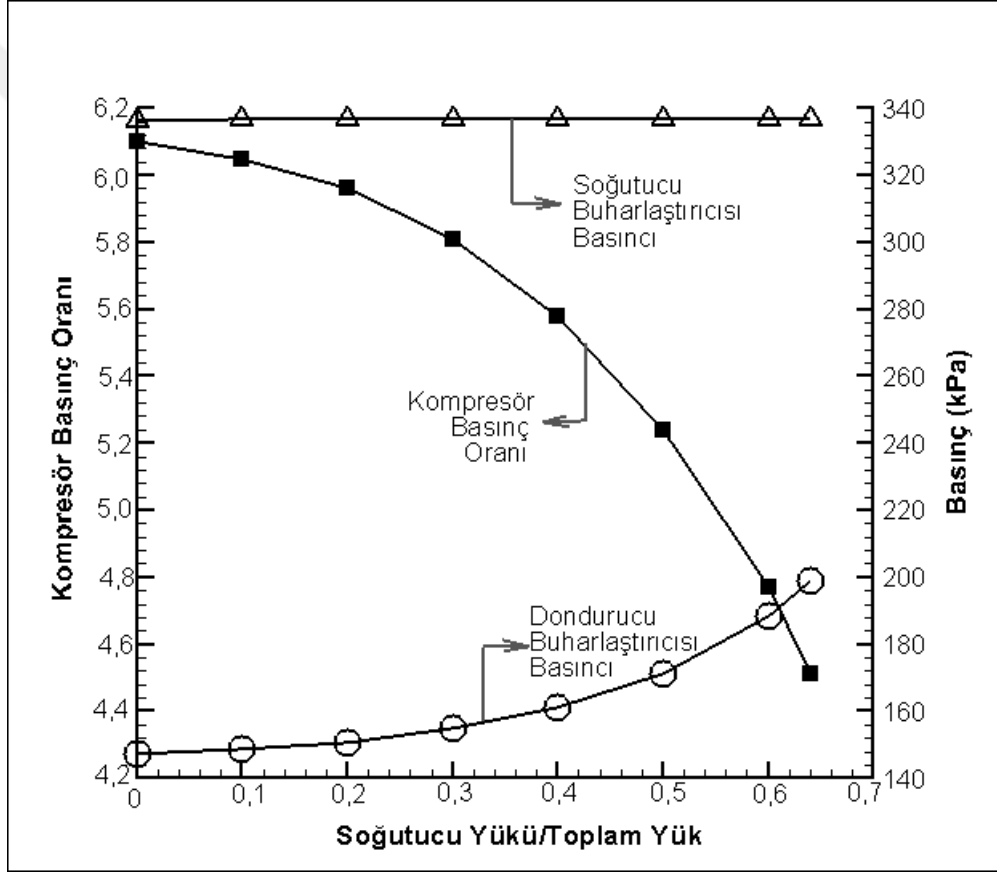
Faz ayırıcıda ayrılan buharın tekrar yoğuşturulmasından ötürü soğutucu buharlaştırıcısının yük oranının en yüksek değeri yaklaşık %64 ile sınırlıdır.

Şekil 3.6'daki grafik soğutucu yük oranı değişiminin COP ve toplam soğutma kapasitesi üzerindeki etkisini göstermektedir. Soğutucu yük oranının artmasıyla COP değeri 2,76'dan 3,47'ye yükselmiş, toplam soğutma kapasitesi ise %36 artmıştır.



Şekil 3.6 Soğutucu yük oranının COP ve toplam soğutma kapasitesine etkisi

Sistem performansında etkili diğeri bir faktör olan soğutucu ve dondurucu buharlaştırıcısı basınçlarının ve kompresör basınç oranının değişimi Şekil 3.7'deki grafikte gösterilmiştir. Yapılan analizlerde kompresörün basma basıncı sabit kalmaktadır. Soğutucu yük oranının artmasıyla buharlaştırıcı basıncı artmakta ve bu da kompresörün emiş basıncını artırmaktadır. Daha yüksek emiş basıncı da kompresörde daha düşük sıkıştırma oranı sağlar. Böylece daha yüksek COP ve soğutma kapasitesinde artış gözlenir. Grafikte, soğutucu yükünün artmasıyla kompresör basınç oranında %26 azalma görülmektedir. Soğutucu yükünün artması ile birlikte kompresör emiş basıncı artmakta ve basınç oranı azalmaktadır.



Şekil 3.7 Soğutucu yük oranının buharlaştırıcı basınçlarına ve kompresör basınç oranına etkisi

BÖLÜM BEŞ

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Çalışmada soğutucu akışkan olarak R290/R600a karışımının kullanıldığı ve iki farklı buharlaştırıcısı olan kendinden kademeli Yan çevrimi ve iyileştirilmiş Yan çevrimi için analizler yapılmıştır. Düşük buhar basınçlı akışkanın ayrılması ile, dondurucu buharlaştırıcısına giden karışım içindeki R290 oranı zenginleşmektedir. Bunun sonucu olarak buharlaşma basıncı artmakta ve kompresör sıkıştırma oranı azalmaktadır. Aynı emiş hacmi için kütleli debi ve soğutma kapasitesi artmaktadır.

Sonuçlar, dondurucu yükünün %100'e yaklaştığı durumda, basit çevrime göre soğutma etkinliğinin %3 ve soğutma kapasitesinin %3,8 arttığını göstermektedir. Soğutucu yükünün toplam yüke oranının %64 olduğu durumda ise, tek kademeli çevrime göre soğutma etkinliği %29,5, soğutma kapasitesi %41,1 artmıştır. Kendinden kademeli çevrimler, farklı akışkan çiftlerinin test edilmesi ile birlikte buzdolabı enerji tüketiminin azaltılmasında bir potansiyel olarak değerlendirilmelidir.

KAYNAKLAR

Alsaad, M. A. ve Hammad, M.A. (1998). The application of propane/butane mixture for domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 18, 911-918.

Avcıoğlu, S. (2012). *Ev tipi statik buzdolabı soğutucu bđlmesinde sıcaklık dağılımının deneysel ve sayısal incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Bai, T., Yu, J. ve Yan, G. (2016). Advanced exergy analysis on a modified auto-cascade freezer cycle with an ejector. *Energy*, 113, 385-398.

Bansal, P., Fothergill, D. Ve Fernandes, R. (2010). Thermal analysis of the defrost cycle in a domestic freezer. *International Journal of Refrigeration*, 33, 589-599.

Bulut, H. (2010). *Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin elemanları*. 20 Mart 2018. <http://eng.harran.edu.tr/~hbulut/Elemenlar.pdf>

Çengel, Y. A. (2018). *Verimsiz eski buzdolaplarının yüksek verimli yenileriyle değiştirilmesi*. 02 Ocak 2019, <http://www.yunuscengel.com/verimsiz-eski-buzdolaplarinin-yukse-verimli-yenileriyle-degistirilmesi/>

Çengel, Y. A. ve Boles, M. A. (2008). *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla* (5. baskı). İzmir: Güven Bilimsel.

Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö. ve Bakırcı, K. (2006). Soğutma/ısıtma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar ve alternatifleri. *Mühendis ve Makina*, 47 (562), 33-45.

Danfoss hermetik pistonlu kompresör, (b.t). 12 Mart 2019, <https://www.iskteknik.com/makale/ev-tipi-buzdolaplarina-ait-standartlar-ve-performans-testleri>

- Du, K., Zhang, S., Xu, W. ve Niu, X. (2009). A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 240-245.
- Durmaz, G., Uras, E. ve Erek, A. (2013). No-frost tip bir buzdolabının kararlı durum altında sayısal ve deneysel olarak incelenmesi. *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 1* (E/2013/601-1), 639-650.
- Ertiş, V. K. (2007). *Buzdolabı hava kanallarında yoğuşmanın incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.
- Esen, M., Şengür, S. ve Esen H. (2007). *Buzdolaplarında alternatif soğutucu akışkan olarak L.P.G. kullanılması*. 23 Ocak 2018, [https://www.termodinamik.info/buzdolaplarında-alternatif-sogutucu akiskan-olarak-l-p-g-kullanilmasi](https://www.termodinamik.info/buzdolaplarında-alternatif-sogutucu-akiskan-olarak-l-p-g-kullanilmasi).
- He, Y., Li, R., Chen, G. ve Wang, Y. (2015). A potential auto-cascade absorption refrigeration system for pre-cooling of LNG liquefaction. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 24, 425-430.
- Hossieny, N., Shrestha, S. S., Owusu, O. A., Natal, M., Benson, R. ve Desjarlais, A. (2019). Improving the energy efficiency of a refrigerator-freezer through the use of a novel cabinet/door liner based on polylactide biopolymer. *Applied Energy*, 235, 1-9.
- Jung, D., Kim, C., Song, K. ve Park, B. (2000). Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators. *International Journal of Refrigeration*, 23, 517-527.
- Karataş, M. N. (2016). *Soğutucu akışkan olarak hidrokarbonlar*. 23 Ocak 2018, [http://www.termodinamik.info/teknik-ceviri/sogutucu-akiskan-olarak hidrokarbonlar](http://www.termodinamik.info/teknik-ceviri/sogutucu-akiskan-olarak-hidrokarbonlar).

- Keogh, A. (2005). *Soğutucu akışkan seçimi ve su soğutma grubu tasarımı*. Teknik Bülten, 4. 16 Ocak 2019, https://www.alarko-carrier.com.tr/eBulten/TekBulten/images_4/e_tekbulten4_print.pdf
- Kim, S. G. ve Kim, M. S. (2002). Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 25, 1093-1101.
- Koru, M. ve Kanat, M. E. (2018). Ev tipi soğutma cihazlarında, yalıtım malzemelerine bağlı enerji verimliliğın sayısal ve deneysel incelenmesi. *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 22 (özel sayı), 172-180.
- Mascheroni, R. H. ve Salvadori, V. O. (2011). Household refrigerators and freezers. D. Sun, (Ed.), *Handbook of frozen food processing and packaging* (2. baskı) içinde (251-270). Boca Raton: CRC Press.
- Onat, A., İmal, M. ve İnan, A. T. (2004). Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7 (1), 32-38.
- Özcan, H. ve Arcaklıoğlu, E. (2011). Alternatif soğutucu akışkanlar olarak çevre dostu hidrokarbonların kullanılması üzerine bir değerlendirme. *6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11)*, 66-71.
- Özkol, N. (2016). *Uygulamalı soğutma tekniği* (9. Baskı). Ankara: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.
- Özyurt, A. (2015). *Experimental analysis and performance evaluation of a cascade refrigeration system using CO₂ as refrigerant*. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, İstanbul.
- Rui, S., Zhang, H., Zhang, B. ve Wen, D. (2016). Experimental investigation of the

performance of a single-stage auto-cascade refrigerator. *Heat Mass Transfer*, 52, 11-20.

Soğutma nedir?, (2019). 12 Şubat 2019, <https://www.hcsteknik.com.tr/s-s-s/sogutma-nedir.html>

Söylemez, E., Onat, A., İsa, K. ve Ekmekçi, İ. (2015). *Ev tipi buzdolaplarına ait standartlar ve performans testleri*. 02 Ocak 2019, <https://www.iskteknik.com/makale/ev-tipi-buzdolaplarına-ait-standartlar-ve-performans-testleri>

Tashtoush, B., Tahat, M., Zhang, B. ve Shudeifat, M. A. (2002). Experimental study of new refrigerant mixtures to replace R12 in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 22, 495-506.

Türk Mühendis ve Mimar Odaları Birliği (2012). *Dünyada ve Türkiye’de enerji verimliliği* (3. Baskı). Ankara:MMO/589.

Türkiye Beyaz Eşya Sanayicileri Derneği, (b.t). *Enerji etiketi nedir?*. 14 Mart 2019, <http://www.turkbesd.org/bilgiler.php?P=1>

Wang, Q., Li, D. H., Wang, J. P., Sun, T. F., Han, X.H. ve Chen, G.M. (2013). Numerical investigations on the performance of a single-stage auto-cascade refrigerator operating with two vapor–liquid separators and environmentally benign binary refrigerants. *Applied Energy*, 112, 949-955.

Wongwises, S. ve Chimres, N. (2005). Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator. *Energy Conversion and Management*, 46, 85-100.

Xu, X., Liu, J. ve Cao, L. (2015). Mixed refrigerant composition shift due to throttle valves opening in auto cascade refrigeration system. *Chinese Journal of Chemical*

Engineering, 23, 199-204.

Yan, G., Chen, J. H. ve Yu, J. (2015). Energy and exergy analysis of a new ejector enhanced auto-cascade refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 105, 509-517.

Yan, G., Hu, H. ve Yu, J. (2015). Performance evaluation on an internal auto-cascade refrigeration cycle with mixture refrigerant R290/R600a. *Applied Thermal Engineering*, 75, 994-1000.

Yoon, W. J., Jung, H. W., Chung, H. J. ve Kim, Y. (2011). Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer. *International Journal of Refrigeration*, 34, 216-224.

Yoon, W. J., Seo, K., Chung, H. J. ve Kim, Y. (2012). Performance optimization of dual-loop cycles using R-600a and hydrocarbon mixtures designed for a domestic refrigerator-freezer. *International Journal of Refrigeration*, 35, 1657-1667.

Zhang, Li., Xu, S., Du, P. ve Liu, H. (2015). Experimental and theoretical investigation on the performance of CO₂/propane auto-cascade refrigerator with a fractionation heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 87, 669-677.

Zhang, Li., Fujinawa, T. ve Saikawa, M. (2016). Theoretical study on a frost-free household refrigerator-freezer. *International Journal of Refrigeration*, 62, 60-71.

EKLER

Kısaltmalar ve Simgeler

CFC	Kloroflorokarbon
COP	Çevrimin etkinlik katsayısı
EEl	Enerji verimlilik indeksi
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
HC	Hidrokarbon
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
HFC	Hidroflorokarbon
ODP	Ozon tüketme potansiyeli
R290	Propan
R600a	İzobütan
h	Entalpi (kJ/kg)
\dot{m}	Kütlesel debi (kg/s)
P	Basınç (kPa)
q_{buh}	Tek kademeli çevrim soğutma yükü (kJ/kg)
$q_{soğ}$	Soğutucu buharlaştırıcısı yükü (kJ/kg)
q_{don}	Dondurucu buharlaştırıcısı yükü (kJ/kg)
q_{top}	Toplam soğutma kapasitesi (kJ/kg)
\dot{Q}_{top}	Toplam soğutma kapasitesi (kW)
$v_{emiş}$	Akışkan özgül hacmi (m ³ /kg)
\dot{V}_{komp}	Kompresörün hacimsel emiş debisi (m ³ /s)
w	Kompresör işi (kJ/kg)
\dot{W}_{komp}	Kompresör işi (kW)
x	Kuruluk derecesi
η	Kompresör izentropik verimi (%)
φ	Soğutma yükü