

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK
İNCELENMESİ**

Muzaffer Faruk KEDERSİZ

**DANIŞMAN
Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI
ISPARTA-2013**

© 2013 [Muzaffer Faruk KEDERSİZ]

TEZ ONAYI

Muzaffer Faruk KEDERSİZ tarafından hazırlanan "Kaskad Soğutma Sistemlerinin Termodinamik İncelenmesi " adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi

Doç. Dr. Reşat SELBAŞ
Süleyman Demirel Üniversitesi

Jüri Üyesi

Doç. Dr. İbrahim ÜÇGÜL
Süleyman Demirel Üniversitesi

Enstitü Müdürü

Doç. Dr. Ahmet ŞAHİNER

TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Muzaffer Faruk KEDERSİZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	v
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	5
3. SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ	7
3.1. Soğutma	7
3.2. Soğutma Yöntemleri.....	8
3.2.1. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi.....	8
3.2.2. Ejektör Soğutma Sistemi	9
3.2.3. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi	9
3.3. Soğutucu Akışkanlar	10
3.3.1. R134a.....	12
3.3.2. 401a.....	12
3.3.3. 402a.....	12
3.3.4. 404a.....	12
3.3.5. 407c	13
3.3.6. 410a.....	13
3.3.7. 507a.....	13
3.3.8. R717 (NH ₃ : Amonyak)	13
4. KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	15
5. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	25
6. TARTIŞMA VE SONUÇLAR.....	39
KAYNAKLAR	40
ÖZGEÇMİŞ.....	44

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK İNCELENMESİ

Muzaffer Faruk KEDERSİZ

Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT

Kademeli sistemler, soğutucu akışkanın iki veya daha fazla kompresör ile sıkıştırıldığı (kademeli sıkıştırma), iki veya ikiden fazla karışım haldeki soğutucu akışkanın bir veya daha fazla kompresör vasıtasıyla sıkıştırıldığı (tek akışlı karışık akışkanlı) veya her birisinde yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklık ve basınçları farklı soğutucu akışkan kullanılan iki buhar sıkıştırımlı sistemin ortak bir ısı değiştirici ile birleştirildiği (kaskad) sistemlerdir.

Bu çalışmada çevreye duyarlı ve ozon tabakasına tahribatı en az olan yeni nesil soğutucu akışkan çiftleri kullanıldı. (R407c-R404a, R407c-R507a, R404a-407c, R134a-R410a, R134a-R507a)

Kaskad soğutma sistemindeki soğutma yükü 10 kW ve ısı eşanjöründeki ΔT sıcaklık farkı 10 °C olarak kullanıldı. Kondenser tarafında sıcaklık 50°C ila 60 °C arasında, evaporatör tarafındaki sıcaklık ise -30°C ila -40°C arasında değiştirilerek kaskad soğutma sistem elemanlarının tersinmezlik değerlerini ve sistemin COP değerlerinin değişimleri hesaplanarak grafikler halinde verilmiştir. Sonuç olarak bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinden COP değeri en yüksek ve tersinmezlik değerleri en düşük olan R407c-R507a soğutucu akışkan çiftinin en uygun olduğu görüldü.

Anahtar Kelimeler: Kaskad sistem, soğutucu akışkan, soğutma
2013, 44 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

THERMODYNAMIC EXAMINATION OF CASCADE REFRIGERATION SYSTEMS

Muzaffer Faruk KEDERSİZ

**Suleyman Demirel University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Mechanical Education**

Supervisor: Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT

Multi stage systems are joint systems where the refrigerating liquid is compressed with two or more compressors(multi-stage compression), two or more mixture of refrigeration liquid is compressed through one or more compressors (single flowing mixed liquid) or cascade systems where two steam compressing systems which use different refrigeration liquid with different evaporation and condensation temperature and pressure, are combined with a common temperature changer.

In this study, new generation cooling-fluids that are undestructive to environment and to the ozone layer have been used.(R407c-R404a, R407c-R507a, R404a- 407c, R134a-R410a, R134a-R 507a)

In the cooling system in cascade cooling system, the cooling load of 10 kW has been used and the ΔT temperature difference has been used as 10°C. The temperature in condenser have been used between 50°C to 60°C, and the temperature in evaporator being changed between -30°C to -40°C, the irreversibility values of the elements of cascade and the changes of the COP values of the system have been calculated and given in graphics. As a result, of the pairs of the cooling fluids used in this study, It has been observed that the pair of cooling fluid R407c-R507a whose COP value is the highest and whose irreversibility value is the lowest.

Keywords: cascade system, refrigerant,refrigeration
2013, 44 pages

TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni yönlendiren, karŐılaŐtıđım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aŐmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT'a teŐekkürlerimi sunarım. Literatür araŐtırmalarımnda yardımcı olan değerli hocam Doç. Dr. Reşat SELBAŞ'a, teşekkür ederim.

Tezimin her aŐamasında beni yalnız bırakmayan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Muzaffer Faruk KEDERSİZ
ISPARTA, 2013

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 4.1. İki aşamalı buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma sistemi şematik Diyagramı.....	15
Şekil 4.2 Kaskad çevrimi P-h diyagramı	16
Şekil 4.3 Kaskad çevrimi T-s diyagramı	16
Şekil 5.1 Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki kompresörün tersinmezliği	25
Şekil 5.2 Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki kompresörün tersinmezliği	26
Şekil 5.3 Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki genişleme valfinin tersinmezliği.....	27
Şekil 5.4 Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki genişleme valfinin tersinmezliği.....	28
Şekil 5.5 Sistemin evaporatörün tersinmezliği	29
Şekil 5.6 Sistemin kondenserinin tersinmezliği	30
Şekil 5.7 Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki toplam tersinmezlik	31
Şekil 5.8 Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki toplam tersinmezlik.....	32
Şekil 5.9 R407c-R404a akışkan çiftinin COP değerleri	33
Şekil 5.10 R407c-R507a akışkan çiftinin COP değerleri.....	34
Şekil 5.11 R404a-R407c akışkan çiftinin COP değerleri.....	35
Şekil 5.12 R134a-R410a akışkan çiftinin COP değerleri	36
Şekil 5.13 R134a-R507a akışkan çiftinin COP değerleri	37

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

C	yoğuşturucu
CFC	kloroflorokarbon
comp	kompresör
COP	Soğutma performans katsayısı
e	buharlaştırıcı
H	Soğutucu akışkanın özgül entalpisi (kJ kg-1)
H _E	Isı değiştiricisi
HCFC	hidrokloroflorokarbonlar
II	soğutma sistemi
İ	tersinmezlik (kW)
m	kütle debisi (kg s-1)
η _s	kompresörün izantropik verimi
r _s	soğutma ortamı
s	özgül entropi (kJ kg-1 K-1)
T	sıcaklık (°C)
TEV	genleşme vanası
II II	soğutma sistemi
0	çevre

1. GİRİŞ

İnsanların daha iyi, rahat, huzurlu ve sağlıklı bir şekilde yaşamlarını sürdürebilmesi için soğutma ve iklimlendirme tesislerine ihtiyaç vardır.

Soğutma; sebze, meyve, et, balık, tavuk, süt ve süt ürünlerinin, çiçek ve benzeri bitkiler ile ilaç, kan vb. maddelerin bozulmadan korunmasında, metalürjik, kimyasal vb. endüstriyel uygulamalarda, buz üretiminde, soğutulmuş gazlardan arındırılma işlemlerinde, tıp alanında, klima uygulamalarında, ısı depolama amaçlı ısı pompası uygulamalarında, enerji geri kazanım işlemlerinde, jeotermal enerji ve güneş enerjisi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır (Ceylan, 2002).

Türkiye'nin sıcak bir iklime sahip olması ve tarım potansiyeli yüksek bir ülke olması nedeniyle soğutmaya ya da sıcaklığının düşürülmesine ihtiyaç duyulan alanlar daha da önem kazanmaktadır. Soğutma uygulamalarının en yaygın olduğu alan denince gıda maddelerinin, soğutulması ve soğuk muhafazası akla gelmektedir. İnsanlar önceleri havanın sıcak olduğu zamanlarda içtikleri suyu soğutmaya çalıştılar. Bu yüzden soğuk havalarda buz üretmeye, daha sonra bunu muhafaza edip, çabuk bozulan yiyecek ve içecekleri kar ve buzla saklama yöntemini geliştirdiler. Daha sonraları teknolojinin gelişmesiyle evlerde soğutucular (buzdolapları) kullanılmaya başlandı. Böylelikle insanlar yiyeceklerini uzun süre aynı tazelikte koruyabilmekte, istediği kadar tüketebilmektedir.

Plastik ve tekstil fabrikaları, ilaç sanayileri gibi pek çok endüstri alanlarında da soğutma tekniğinden faydalanılmaktadır. Enerjide de yurt dışından ithal edilen doğal gazın, sıvıya dönüştürülmesi için de, soğutmaya ihtiyaç vardır. Soğutma tesislerinin kurulması, en iyi şekilde işletilmesi, ekonomik olması büyük önem taşır.

Yukarıda yapılan gruplandırmalar için kullanılan soğutma sistemleri ve bu sistemlerin çalışma sıcaklıkları hepsinde birbirinden farklıdır. Örneğin; klima

vb. uygulamalarda ihtiyaç duyulan sıcaklık değeri en düşük 0 °C civarında iken, endüstriyel soğutma uygulamalarında -35°C / -50 °C aralığındadır.

Kas hücresi, kemik dokusu, bakteri, virüs, aşı, kimyasal maddeler vb. birçok biyolojik ve tıbbi ürü-nün saklanıp ve depolanması ile ziraat, eczacılık, kimya ve petrol alanlarında -40 °C / -100 °C; oksijen-hidrojen ayırımı (oksijen tüplerinin dolumu) ve doğal gazın sıvılaştırılması gibi kriyojenik uygulamalar için -150 °C / -190 °C civarındadır (Rose ve Valence, 1995).

Yukarıda sayılan ve sayısı artırabilecek nedenlerden dolayı günümüzde soğutma sistemlerinin kullanım alanını sınırsız olarak algulamak ve yaşamımızın ayrılmaz bir parçası olarak değerlendirmek hatalı olmayacaktır. Soğutma sistemlerinin kullanım alanının her geçen gün artması soğutma konusuna yeni teknolojilerin eklenmesini beraberinde getirmektedir.

Diğer yandan; soğutma sistemlerinin yaygın kullanımının yanında getirdiği bazı zorlukları göz ardı etmemek gerekir. Özellikle elektrik –elektronik bilgisine, gıda maddelerinin soğuk ortamda korunması konusunda gıda kimyası bilgisi ve teknolojisine ihtiyaç duyulmakla birlikte, tıp, metalürji, petrol, kimya vb. alanlarda kullanılan birçok soğutma uygulamasında daha sağlıklı ve geniş kapsamlı sonuçlara ulaşabilmek için konunun uzmanlarından oluşan bir ekip çalışmasına ihtiyaç duyulmaktadır (Ceylan, 2002).

Günümüz soğutma uygulamalarında en yaygın şekilde kullanılan soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleridir. Bu sistemler en basit şekliyle buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı, sıkıştırma (kompresör) ve genişleme elemanından (genleşme valfi veya kılcal boru) oluşmaktadır. Sayılan elemanlar ile oluşturulan tek kademeli soğutma sistemlerinin çalışma sıcaklıkları sistemde kullanılan soğutucu akışkan türüne bağlı ve en düşük sıcaklık olarak -40 °C / -45 °C seviyelerindedir. Bu tür sistemler özellikle eczacılık, ziraat, petrol ve tıp alanlarında ihtiyaç duyulan sıcaklık değerlerini karşılamakta yetersiz kalmaktadır (Menlik, 2005).

Tek kademeli soğutma sistemleri ile $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altına inilmek istendiğinde, yüksek sıkıştırma basıncı gerekebilir. Sıkıştırma sonunda kompresör sıcaklığı çok yükseldiği için yağlama yağını olumsuz etkileyebilir, kompresörün parçalarını bozabilir. Sıkıştırma sonunda sıcaklığın yükselmesine engel olmak ve sıcaklık yükselmesinin sakıncalarını ortadan kaldırmak zorlaşır (Rose ve Valence, 1995). Ayrıca, buhar sıkıştırılmalı sistemlerde, düşük buharlaşma sıcaklıklarındaki çalışma şartlarında, soğutma çevriminin kapasitesi ile birlikte performans katsayısı da hızla düşmektedir. Bunun sebeplerinden biri, düşük emiş basıncı ile başlayan sıkıştırma işleminin, aynı çıkış - yoğunlaşma basıncına ulaşabilmesi için daha yüksek bir sıkıştırma oranı ile çalışması gerekliliğidir.

Düşük buharlaşma sıcaklıkları gerektiğinde buhar sıkıştırılmalı sistemlerin ihtiyaca cevap verememesinin sebepleri; kompresör çıkış basıncı ve sıcaklığının aşırı yükselmesinin yanında, büyük sıcaklık aralığında çalışabilecek bir soğutucu akışkanın bulunmamasıdır (Ceylan, 2002). Bu sebeplerden dolayı düşük sıcaklık uygulamaları kaskad sistemlere göre tasarlanmalıdır.

Düşük sıcaklık uygulamaları, diğer soğutma uygulamalarından farklı ele alınması gereken uygulamalardır. Bunun sebebi; $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkları arasında çalışan sistemlerin tasarım ve yapım özellikleri kriyojenik ve endüstriyel soğutma uygulamalarındaki farklıdır. Piyasada mevcut en önemli tip düşük sıcaklıklı soğutma sistemleri, soğutma odaları ve özel amaçlı (hastane, kan bankası vb yerlerde) uygulamalarda kullanılan paket tipi soğutucular ile müşteri istekleri ve saha şartlarına göre tasarlanan özel tip sistemlerdir (Rose ve Valence, 1995; Savaş, 1987).

Tek ve çok kademeli buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri, akışkanın katılaşması, çok düşük işletme basınçlarının oluşması ve çok büyük özgül hacime sahip olan soğutucu akışkanı sıkıştırmak için çok büyük kapasiteli kompresörler gerektiğinden dolayı düşük sıcaklık uygulamalarında uygun değildir (Dinçer, 2003 ve Gupta, 1985). Buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sistemi yukarıda bahsedilen sorunlara çözüm getirmektedir. Kaskad soğutma

sistemleri ısı kaynağı ve kuyusu arasında yüksek sıcaklık aralıklarında (-70 °C/100°C) uygulama alanına sahiptir(Kılıçarslan ve Hoşöz, 2007).

Bu çalışmanın amacı; R407c-R404a, R407c-R507a, R404a-R407c, R134a-R410a, R134a-R507a akışkan çiftleri kullanılarak Kaskad soğutma sistemlerinin termodinamik analizi ayrıntılı olarak ortaya koymaktır.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Kilicarslan, yaptığı çalışmada buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarının, alçak ve yüksek kademe soğutma sistemleri arasındaki sıcaklık farkının, aşırı soğutmanın, kızgınlığın kaskad soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısına (STK) etkisi araştırılmış ve en iyi soğutucu akışkan çiftleri bulunmaya çalışılmıştır (Kilicarslan, 2004).

Srinivasa Murthy ve Krishna Murthy yaptıkları çalışmada soğutucu akışkan olarak R12'nin kullanıldığı buhar sıkıştırırmalı ısı pompası ile R11'in kullanıldığı buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminden oluşan kaskad sistem deneysel olarak incelenerek ekserji veriminin 0.1-0.15 aralığında değiştiği bulunmuştur (Srinivasa Murthy ve Krishna Murthy, 1985).

Lee, Liu ve Chen yaptıkları çalışmada soğutucu akışkan çifti olarak CO₂-C₃H₈'in kullanıldığı kaskad soğutma sisteminde buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğuşturucu sıcaklığı ve kaskad yoğuşturucudaki sıcaklık farkına bağlı olarak en az tersinmezliği veren kaskad yoğuşturucu sıcaklığı araştırılmıştır (Lee vd. 2006).

Ceylan, yaptığı çalışmada düşük sıcaklıklarda çalışan iki kademeli soğutma sistemlerini incelemiş, sistemi oluşturan mekanik elemanların özelliklerini, kullanılan gazların fiziksel ve termodinamiksel özelliklerini ayrıca sistemi oluşturan makine elemanlarının tasarımın da uygulanacak hesap yöntemlerini formülize etmiştir (Ceylan, 2002).

Menlik, yaptığı çalışmada iki kademeli soğutma sisteminin tasarımını, imalatını ve performans deneylerini yapmış ve sistemde alternatif soğutucu akışkanlarından R-508B gazını kullanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda, tasarlanan sıcaklık değerinden 2 °C daha düşük olarak -88 °C ve buharlaştırıcı yüzey sıcaklığına ve 5 saatte -75 °C ortam sıcaklığına ulaşmıştır (Menlik, 2005).

Odabaşoğlu, yaptığı çalışmada basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde kullanılan kılcal boru boylarının teorik ve uygulamalı olarak hesaplama

yöntemleri üzerinde durmuş ve sistemde R-134a soğutucu akışkanı olan basit buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri için uygun kılcal boru boyunu hesaplamaya çalışmıştır (Odabaşoğlu, 2001).

Kılıçarslan, yaptığı deneysel çalışmayla, tek kademeli R 134A soğutucu akışkan kullanılan bir sistemde yüksek yoğuşma, düşük buharlaşma sıcaklıklarında düşük ve yüksek taraflar arasındaki basınç farkının çok yüksek olmasından dolayı kompresör performansının düşmesinin (COP'un düşmesinin) önlemeyi hedeflemiştir. Bu amaçla hazırlanan deney setinin her iki devresine R 134A koyarak, farklı basınç aralıklarında çalıştırmak suretiyle sistem performansının yükseldiğini belirlemiştir. Yaptığı deneyler sonucunda kademeli sistemin performansının tek kademelininkine göre % 21,9 daha yüksek olacağını bulmuştur (Kılıçarslan, 2004).

Literatürde yapılan çalışmalardan görüldüğü üzere, buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sistemlerinin enerji analizi ile ilgili kapsamlı çalışmalar yapılmasına rağmen, tersinmezlik analizi ile ilgili kapsamlı çalışmalara rastlamak mümkün değildir. Ayrıca, buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sistemini oluşturan elemanların (alçak ve yüksek kademe kompresörleri ve genişleme vanaları, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve ısı değiştiricisi) tersinmezliğini inceleyen bir çalışmaya literatürde rastlanamamaktadır. Fakat bu çalışmada, farklı soğutucu akışkan sınıflarına ait akışkan çiftleri kullanılarak kaskad soğutma sistemini oluşturan elemanların tersinmezlik analizi detaylı bir şekilde yapılmıştır.

3. SOĞUTMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİ

3.1. Soğutma

Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen sıcaklığın altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısısının alınması işlemine soğutma denir (Özkol, 1999).

Bugün yeryüzünde yaşayan insanlığın en az üçte biri açlığa maruz olup, yeterli derecede beslenememektedir. Ancak ne yazık ki, yine bugün insanlığın besin ihtiyacı için üretilen gıda maddelerinin en az üçte biri insanlığın ihtiyacına arz edilmeden bozulmakta ve çürümektedir. Bugün insanlığın besin ihtiyacı için üretilen tüm gıda maddeleri bozulmadan ve çürümeden insanlığa arz edilmiş olsaydı, insanlık belki de açlığa maruz kalmayacak ve yeterli derecede beslenebilecekti (Özkol, 1999).

İnsanlığın besin ihtiyacı için üretilen gıda maddelerinin bozulmadan ve çürümeden pazarlanması, nakli ve gerektiğinde tüketime kadar muhafazası için de insanlık öteden beri bazı tedbirlere başvurmuş ve bazı usuller geliştirmiştir.

Bu konuda Türk Tarihine baktığımızda atalarımızın etin bozulmadan değerlendirilmesi için pastırma ve sucuğu, sütün bozulmadan değerlendirilmesi için de peyniri ve tereyağını icat ettiklerini görürüz. Atalarımız aynı zamanda ot, balık ve çeşitli meyve ve sebzelerin kurutularak muhafazasını da sağlamışlar ve her türlü gıda maddelerinin serin mağaralarda saklanması yoluna gitmişlerdir.

Gıda maddelerinin belirli bir müddet bozulmadan saklanması için atalarımızın tarihte sarf ettikleri çaba ve kullandıkları yöntemler sayısızdır. Bu konunun tam olarak tespiti için derinlemesine bir Türk Besin Tarihi etüdü yapmak gerekir.

Zaman içerisinde imkânlar ve usuller değişmiş ve en nihayet 19. asrın sonlarında ve 20. asrın başlarında Avrupa'da ve bilhassa Amerika Birleşik

Devletleri'nde gıda maddelerinin genellikle mekanik usullerle soğutulan soğuk depolarda muhafazası yoluna gidilmiştir (Savaş, 1987).

Alınan olumlu sonuçlar neticesinde soğutma başta Amerika Birleşik Devletleri olmak üzere batı ülkelerinde bugüne kadar hızla gelişmiştir.

Ülkemizde soğutma adli vakalarda ve hastanelerde I. Dünya Savaşından önce morg odaları ile başlamış olmakla birlikte II. Dünya Savaşından sonra gıda maddesi muhafazası konusunda ticari bir önem kazanmış ve son senelerde bu önem büyük ve hızlı bir artış göstermeye başlamıştır (Savaş, 1987).

3.2. Soğutma Yöntemleri

Günümüzde soğutulacak malzemeye, miktarına, soğutma yapılacak yere, istenilen sıcaklık değerine vb. nedenlere bağlı olarak değişiklik gösteren soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerinin yaygın olarak kullanılanları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi,
Ejektörlü Soğutma Sistemi,
Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi,
Kaskad Soğutma Sistemi (Özko, 1999).

Bu bölümde absorpsiyonlu, ejektörlü, gaz sıkıştırırmalı ve buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri kısaca izah edilip; kaskad soğutma sistemlerinden dördüncü bölümde ayrıntılı olarak bahsedilecektir.

3.2.1. Absorpsiyonlu soğutma sistemi

Bu sistemde akışkan sıvı halde iken ısıtılarak basınç kazandırılır. Buharlaştırıcıya gelen soğutucu akışkan buharı absorberdeki sıvı tarafından absorblanır. Ortaya çıkan ısı, hava veya soğutma suyu ile uzaklaştırılır. Karışımın basıncı pompada artırılır ve jeneratörde yüksek sıcaklıkta ısı verilerek, soğutucu akışkan zengin buhar karışımı elde edilir. Karışım

yoğunlaştırıcıya gitmeden önce, absorblayıcı akışkan buharının çoğu yoğunlaştırılarak saflık artırılır. Buharlaştırıcıya gelen soğutucu akışkan ısı alarak buharlaşır ve çevrim devam eder (Özkol, 1999).

Bugün absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en çok kullanılan soğutucu akışkan ve absorban madde çiftleri şunlardır;

1. Amonyak-Su
2. Su-Lityum klorür
3. Su-Lityum bromür
4. Metil klorür-Dimetil eter

3.2.2. Ejektör soğutma sistemi

Bu sistemler buhar tesislerinin bulunduğu ve buharın ucuz olduğu yerlerdeki klima soğutmalarında tercih edilir. Buharlaştırıcıda buharlaşan soğutucu akışkan bir ejektör ile sürüklenerek soğutmayı gerçekleştirmektedir (Özkol, 1999).

3.2.3. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi

Günümüzde soğutma uygulamalarında en çok kullanılan soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleridir. Bir miktar soğutucu akışkan çevrim sırasında yoğunlaştırılıyor ve buharlaştırılıyorsa buna “Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi” denir. Çevrim esnasındaki yoğunlaşma ile buharlaşma işlemleri sırasındaki basınçlara sırasıyla yoğunlaşma (PK), buharlaşma (PE) basıncı; sıcaklıklara ise yoğunlaşma (TK), buharlaşma (TE) sıcaklıkları adı verilir. Sistemde iki farklı basınç ve iki farklı sıcaklık bölgesi bulunur. Basınçlar; emme hattındaki buharlaşma basıncı ya da alçak basınç bölgesi, basma hattındaki yoğunlaşma basıncı veya yüksek basınç bölgeleridir. Sıcaklıklar ise emme hattındaki düşük sıcaklık bölgesi ve basma hattındaki yüksek sıcaklık bölgeleridir. Sistemde kullanılan gazın ısıl özelliği dikkate alınarak soğutulacak hacmin iç şartlarına göre düşük sıcaklık ve dış şartlara göre de yüksek sıcaklık

sağlayacak şekilde basınçlar kompresör gücü, gaz miktarı ve genişleme vanası (veya kılcal boru uzunluğu) gibi üç değişkenin bileşkesi ile ayarlanır (Özkol, 1999).

3.3. Soğutucu akışkanlar

Buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimin de ısının düşük sıcaklıklı ortamdan alınarak yüksek sıcaklıktaki başka bir ortama iletilmesinde kullanılan ara maddeye soğutucu akışkan denir. Bu durum çevrim içerisinde dışarıdan kompresör ile verilen bir iş sayesinde sıvı ve buhar halleri arasında gerçekleşir (Özkol, 1999; Çengel ve Boles, 1996; Stefanutti ve Lassa, 1998).

Son 20 yıla kadar soğutma sistemlerinde inorganik soğutucu akışkanlar olan kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbonlar (HFCF) yaygın olarak kullanılmaktaydı. Ancak CFC'lerin çevreyi kirlettikleri ve ozon tabakasına zarar verdiklerinin gündeme geldi. Bunun tespitinden sonra CFC içeren maddelerin kullanımının azaltılması ve CFC içermeyen yapay soğutucu akışkanlar üzerine çalışmalar başladı.

Soğutucu akışkanlardan meydana gelen ozon tahribatının önlenmesiyle ilgili ilk çalışma 1985 yılında Viyana'da Birleşmiş Milletler Çevre Programının (UNEP) katkılarıyla imzalanan Viyana Sözleşmesi ile başlamıştır. Bu sözleşme, imzalayan ülkelere yükümlülükler getirmek yerine, olayın güncelliğinin korunması üzerinedir. 1987 Eylül'ünde ABD, o günkü SSCB, Japonya ve Avrupa Topluluğu ülkelerinden oluşan 43 ülkenin katılımıyla Montreal Protokolü imzalanmıştır. Bu protokole göre, taraf olan ülkeler ODP özelliği olan maddelerin kullanımını 1986 yılı verileri ışığında toplam kullanım miktarlarını 1995 yılında % 50, 1997'de % 85 azaltılarak 2000 yılında tamamen kullanımını durdurmayı kabul etmişlerdir. Montreal Protokolüne imza atan ülke sayısı 1992'de 80'e, 1994'de 134'e, 1995'de 150'ye ulaşmıştır. Bu toplantıların en sonuncusu 2000 yılında Londra'da yapılmış ve CFC ve halonların üretim ve kullanımlarını öncelikle durdurulmasına, daha sonra kademeli olarak ülkelere

göre sistemlerdeki mevcut gazlar ile alternatiflerinin değiştirilmesine karar verilmiştir (Sevel, 1997; Calm, 2003).

Türkiye Montreal Protokolüne 20 Eylül 1991 yılında imza atmıştır. ODP'sı olan madde tüketimi yıllık kişi başı ortalama 0,3 kg ile Türkiye gelişmekte olan ülkeler grubunda yer almaktadır. Türkiye bu protokole göre 2010 yılına kadar CFC tüketimini sıfırlayacaktır. Protokoldeki kademelendirme de bu süre gelişmiş ülkelere göre 10 yıllık bir ilave zaman dilimi anlamına gelmektedir (Sevel, 1997; Calm, 2003).

Soğutucu akışkanlarda aranan özellikler;

- Buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- Buharlaştırıcı basıncı mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğunlaştırıcı basıncı mümkün olduğu kadar düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
- Az enerji ile fazla soğutma elde edilebilmelidir.
- Kaçak anında yiyeceklere, insanlara ve çevreye zarar vermemelidir.
- Kompresör yağlama yağları ile tepkimeye girmemelidir.
- Yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Kritik çalışma noktalarına gelene kadar çözülmemeli, bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Hermetik kompresörler için elektriksel özellikleri uygun olmalıdır.
- Çevreye uyumlu olmalıdır (Odabaşıoğlu, 2001).

Saydığımız bu özelliklerin hepsini tek bir soğutucu akışkanda bulmak mümkün olmamakla beraber çalışma şartlarına bağlı olarak bir kısmını temin etmek mümkün olabilir. En sık rastlanan soğutucu akışkanların tipik özellikleri aşağıda özetlenmektedir;

3.3.1. R134a

R134a (CF₂CH₂F), termodinamik ve fiziksel özellikleri ile R12'ye en yakın soğutucudur. Halen ozon tüketme katsayısı 0 olan ve diğer özellikleri açısından en uygun soğutucu maddedir. Araç soğutucuları ve ev tipi soğutucular için en uygun olan alternatiftir. Ticari olarak da temini olanaklıdır. Yüksek ve orta buharlaşma sıcaklıklarında ve / veya düşük basınç farklarında kompresör verimi ve sistemin COP (coefficient of performance) değeri R12 ile yaklaşık aynı olmaktadır. Düşük sıcaklık için çift kademeli sıkıştırma gerekmektedir. R134a, mineral yağlarla uyumlu olmadığından poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılmalıdır (Stefanutti ve Lassa, 1998).

3.3.2. R401a

R22, R124 ve R152a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %52 / 33 / 15 oranında) ve R12 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu DUPONT tarafından SUVA MP39 adıyla piyasaya sunulmuştur (Stefanutti ve Lassa, 1998).

3.3.3. R402a

R22, R125 ve R290'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %38 / 60 / 2 oranında) ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımdır. HCFC içerdiğinden nihai bir alternatif olmayıp 2030 yılına kadar kullanılabilir. Bu soğutucu DUPONT tarafından SUVA HP80 adıyla piyasaya sunulmuştur (Stefanutti ve Lassa, 1998).

3.3.4. R404a

R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22 – R410A

dönüşümünde sistemin yeniden dizayn edilmesi gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı taktirde sistem verimi R22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır(Stefanutti ve Lassa, 1998).

3.3.5. R407c

407c, R32, R125 ve R134a'dan oluşan (ağırlıkça sırasıyla %20 / 40 /40, %10 / 70 / 20 ve % 23 / 25 / 52 oranlarında) ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımlardır (Stefanutti ve Lassa, 1998).

3.3.6. R410a

R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) ve R22 için alternatif kabul edilen yakın azeotropik bir karışımdır. Teorik termodinamik özellikleri R22 kadar iyi değildir. Ancak ısı transfer özelliği oldukça iyidir. R22 – R410A dönüşümünde sistemin yeniden dizayn edilmesi gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı taktirde sistem verimi R22'ye göre %5 daha iyi olmaktadır. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır(Stefanutti ve Lassa, 1998).

3.3.7. R507a

R507a, R125 ve R134a'dan oluşan (ağırlıkça %50 / 50 oranında) R502 için kabul edilen bir alternatiftir. Bu soğutucu ALLIED SIGNAL tarafından GENETRON AZ50 adıyla piyasaya sunulmuştur(Stefanutti ve Lassa, 1998).

3.3.8. R717 (NH₃ : Amonyak)

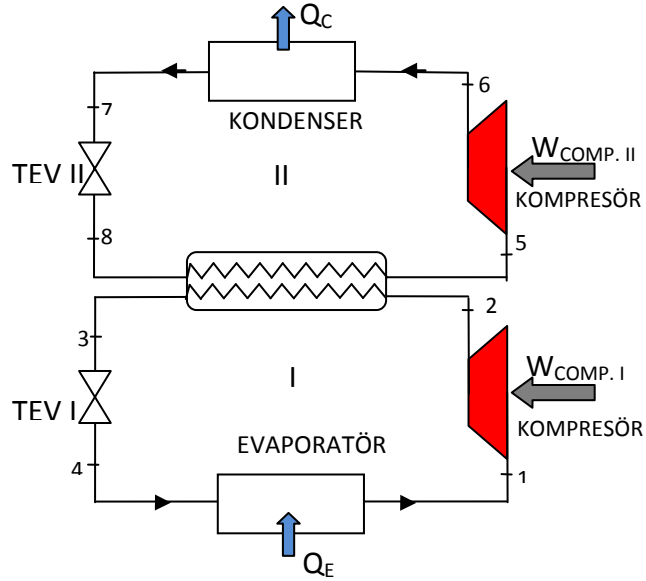
Amonyak, azot ve hidrojenden oluşan renksiz ve kötü kokulu bir gazdır. Kimyasal formülü NH₃'tür. Azot içeren gübre, ilaç, boya, parfüm gibi maddelerin sentezlenmesinde ilk aşamadır. OH⁻ iyonu içermediği halde zayıf baz özelliği gösterir. Gazlaşma gizli ısısı çok yüksek olduğundan sanayi tesislerinde soğutucu madde olarak da kullanılır.

Moleköl ağırlığı 17,0304 g/mol, 1 Atmosfer basıncında kaynama noktası - 33.34°C (239.81 K) dir. Moleköl şekli üçgen piramittir. Molekülleri polar olduğundan su içinde yüksek oranda çözünür (Odabaşioğlu, 2001).

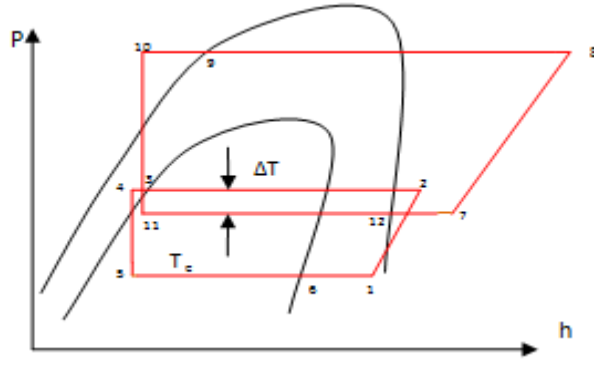
Zehirleyici etkisinin fazla önem taşımadığı hallerde, büyük kapasiteli tesislerde, soğuk depoculukta, buz üretiminde, buz pateni sahalarında ve donmuş paketleme uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır (Odabaşioğlu, 2001).

4. KASKAD SOĞUTMA SİSTEMLERİ

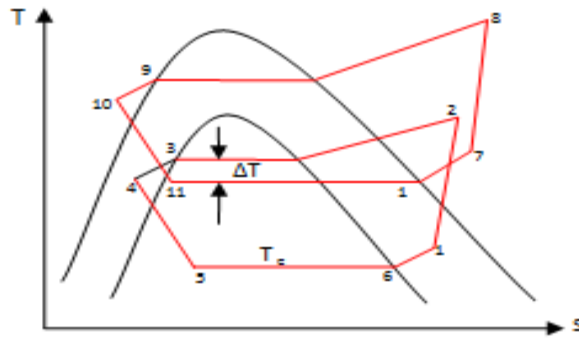
Yoğuşturucu (Kondenser) sıcaklığıyla buharlaştırıcı (evaporatör) sıcaklığı arasındaki fark çok büyük olduğunda kompresör çok fazla giriş işi (elektrik enerjisi) harcar. Bu elektrik enerjisi miktarını azaltmanın ve sistemin toplam etkinlik katsayısının artırılmasının bir yolu Kaskad soğutma sistemlerinin kullanılmasıdır. Bu tür sistemler temel olarak iki bağımsız soğutma gurubundan oluşur. Düşük sıcaklıktaki sistemin yoğuşturucusunun ısı yüksek sıcaklıktaki sistemin buharlaştırıcısı tarafından çekilir. Böylece kompresörün istediği toplam enerji düşeceği gibi, toplam çekilen soğu yükü de artar. Şekil 4.1' de İki aşamalı buhar sıkıştırımlı Kaskad soğutma sistemi görülmektedir (Kilicarlan, 2004).



Şekil 4.1. İki aşamalı buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma sistemi şematik diyagramı (Kilicarlan, 2004).



Şekil 4.2 Kaskad çevrimi P-h diyagramı (Kilicarslan, 2004).



Şekil 4.3. Kaskad çevrimi T-s diyagramı (Kilicarslan, 2004).

Alçak sıcaklık bölümü (I) ve yüksek sıcaklık bölümünden (II) oluşan buhar sıkıştırılmalı iki kademeli kaskad soğutma sistemi Şekil-1 de gösterilmektedir. Isı değiştirici sistem I ve sistem II ' yi birbirine bağlayan ortak bir elemandır. Çok düşük buharlaştırıcı sıcaklıkları elde etmek için uygulamalarda kullanılan buhar sıkıştırılmalı kaskad soğutma sisteminde, buharlaştırıcı sıcaklığı -85°C 'ye kadar azalabilir.

Buhar sıkıştırılmalı iki kademeli kaskad soğutma sisteminin tersinmezlik analizi aşağıdaki kabuller dikkate alınarak yapılacaktır;

- Kaskad soğutma sistemindeki soğutma yükü 10 kW ve ısı eşanjöründeki ΔT sıcaklık farkı 10°C olarak kullanılacaktır. Kondenser tarafında sıcaklık 50°C ila 60°C arasında, evaporatör tarafındaki sıcaklık ise -30°C ila -40°C arasında değiştirilecektir.

- Kaskad soğutma sisteminin elemanlarında soğutucu akışkanın akışı sürekli ve homojen akış şartlarına göre olmaktadır.
- Kompresörlerden, genleşme vanalarından, ısı değiştiricisinden ve elemanları birbirine bağlayan boru hatlarından çevreye olan ısı geçişi ihmal edilmektedir.
- Elemanlarda soğutucu akışkanın akışı esnasında kinetik ve potansiyel enerjilerdeki değişimler ihmal edilebilir derecededir.
- Aşırı soğutmanın sıvı hattında, kızgınlığın soğutma ortamı içinde bulunan emme hattında ve sistemde meydana gelen basınç kayıplarının ihmal edilebilir seviyede olduğu varsayılmaktadır.
- Kompresörlerin izantropik verimlerinin aynı olduğu varsayılmaktadır.

Şekil 1’de gösterilen buhar sıkıştırmalı iki kademeli buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemi daha önce belirtildiği gibi sistem I ve sistem II’den oluşmaktadır. Sistem I; kompresör I (CompI), genleşme vanası I, buharlaştırıcı ve ısı değiştiricisinin bir kısmından oluşurken, sistem II ise kompresör II (CompII), genleşme vanası II, yoğuşturucu ve ısı değiştiricisinin diğer kısmını kapsamaktadır. Kaskad soğutma sistemini oluşturan sistem I ve sistem II’ye ait P-h ve T-s diyagramı şekil 4.1 ve şekil 4.2’de görülmektedir.

Tersinmezlik, bir hal değişimi sırasında tersinir işle yararlı iş arasındaki fark olarak tanımlanır. Tersinmezlik, işe dönüştürülebilecek olan fakat dönüştürülemeyen enerjiyi gösterir. Ekserji, belli bir enerjiye sahip akışkanın çevre şartlarına indirgenerek kendisinden maksimum iş elde edilmesine denir(Bejan, 1988). Literatürde ekserji yıkımı bazen kullanılabilirlik yıkımı, tersinmezlik ve kayıp iş olarak refere edilmiştir. Bu Gouy-Stodola teoremi olarak da bilinmektedir.

Sistem tarafından gidilen durumlardaki ekserji değeri, ısı ve iş ile ilişkili ekserji transferi ekserji tanımı kullanan çevreyle ilgili olarak değerlendirilir.

Buhar sıkıştırmalı iki kademeli kaskad soğutma sisteminde tersinmezlik genellikle, sonlu sıcaklık farkında ısı geçişi, ani sıkıştırma, ani genişleme ve sürtünme gibi etkenlerden oluşur. Kaskad soğutma sistemini oluşturan

elemanların diğer bir ifade ile kompresör I ve II, genleşme vanası I ve II, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve ısı değiştiricinin tersinmezliği ayrı ayrı incelenecektir. İki aşamalı buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemi termodinamik analiz veri hesapları Şekil 4.1' e göre çıkarılmıştır.

Soğutma sistemi analizi için, gerekli olan soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri, doymuş sıvı, doymuş ve kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan buharının sıcaklığı, doyma basıncı, entalpisi, entropisi vs. için literatürde yayınlanmış denklemler kullanılmıştır.

Soğutma sisteminin toplam tersinmezliği, sistemi oluşturan tüm elemanların tersinmezliklerinin toplamına eşittir.

$$\dot{I}_{\text{Total}} = \dot{I}_{\text{HEX}} + \dot{I}_{\text{Wc,I}} + \dot{I}_{\text{Wc,II}} + \dot{I}_{\text{C}} + \dot{I}_{\text{TEVII}} + \dot{I}_{\text{TEVI}} + \dot{I}_{\text{E}} \quad (1)$$

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\dot{E}_{\text{QE}}}{\dot{W}_{\text{C,I}} + \dot{W}_{\text{C,II}}} \quad (2)$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{E}}}{\dot{W}_{\text{C,I}} + \dot{W}_{\text{C,II}}} \quad (3)$$

Burada \dot{I}_{Total} toplam tersinmezliği, \dot{I}_{HEX} ısı değiştiricinin tersinmezliğini, $\dot{I}_{\text{Wc, I}}$ ve $\dot{I}_{\text{Wc, II}}$ kompresörlerin tersinmezliklerini, \dot{I}_{TEVI} ve \dot{I}_{TEVII} genleşme vanalarının tersinmezliklerini, \dot{I}_{C} yoğuşturucu tersinmezliğini ve \dot{I}_{E} ise buharlaştırıcı tersinmezliğini ifade etmektedir. η_{ex} kompresörün izantropik verimi, Q_{E} sistemin soğutma yükü, COP ise soğutma sisteminin soğutma etkinliğini ifade etmektedir.

Isı değiştiricisi için;

Burada \dot{I}_{HEX} ısı değiştiricisinin tersinmezliğini ifade etmektedir. Aşağıdaki denklemlerle ısı değiştiricinin tersinmezliği hesaplanır.

$$\dot{E}_2 + \dot{E}_8 = \dot{E}_3 + \dot{E}_5 + \dot{I}_{\text{HEX}} \quad (4)$$

$$\dot{I}_{\text{HEX}} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 + \dot{E}_8 - \dot{E}_5 \quad (5)$$

$$\dot{S}_2 + \dot{S}_8 + \dot{S}_{\text{Gen,HEX}} = \dot{S}_3 + \dot{S}_5 \quad (6)$$

$$\dot{S}_{\text{Gen,HEX}} = \dot{S}_3 - \dot{S}_2 + \dot{S}_5 - \dot{S}_8 \quad (7)$$

Yüksek basınç kompresörü için;

$\dot{I}_{W_{C,II}}$ Yüksek basınç kompresörünün tersinmezliğini ifade etmektedir. Aşağıdaki denklemlerle yüksek basınç kompresörünün tersinmezliği hesaplanır.

$$\dot{E}_5 + \dot{W}_{C,II} = \dot{E}_6 + \dot{I}_{W_{C,II}} \quad (8)$$

$$\dot{I}_{W_{C,II}} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{W}_{C,II} \quad (9)$$

$$\dot{S}_5 + \dot{S}_{Gen,W_{C,II}} = \dot{S}_6 \quad (10)$$

$$\dot{S}_{Gen,W_{C,II}} = \dot{S}_6 - \dot{S}_5 \quad (11)$$

$$\dot{S}_{Gen,W_{C,II}} = \frac{\dot{I}_{W_{C,II}}}{T_0}, \quad \dot{S} = \dot{m} * s \quad (12)$$

Alçak basınç kompresörü için;

$\dot{I}_{W_{C,I}}$ Alçak basınç kompresörünün tersinmezliğini ifade etmektedir. Aşağıdaki denklemlerle alçak basınç kompresörünün tersinmezliği hesaplanır.

$$\dot{E}_1 + \dot{W}_{C,I} = \dot{E}_2 + \dot{I}_{W_{C,I}} \quad (13)$$

$$\dot{I}_{W_{C,I}} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{W}_{C,I} \quad (14)$$

$$\dot{S}_1 + \dot{S}_{Gen,W_{C,I}} = \dot{S}_2 \quad (15)$$

$$\dot{S}_{Gen,W_{C,I}} = \dot{S}_2 - \dot{S}_1 \quad (16)$$

$$\dot{S}_{Gen,W_{C,I}} = \frac{\dot{I}_{W_{C,I}}}{T_0} \quad (17)$$

$$\dot{S} = \dot{m} * s \quad (18)$$

Kondenser için;

\dot{I}_c Kondenserin tersinmezliğini ifade etmektedir. Kondenserde kayıp ekserji (tersinmezlik); sabit basınçta çevreye ısı atılması esnasında prosesin sürekli açık, iş etkileşimi olmadığı ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik aşağıdaki denklemlerle kondenserin tersinmezliği hesaplanır.

$$\dot{E}_6 = \dot{E}_7 + \dot{E}_{Q_C} + \dot{I}_C \quad (19)$$

$$\dot{I}_C = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_{Q_C} \quad (20)$$

$$\dot{E}_{Q_C} = \dot{Q}_C \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (21)$$

$$\dot{S}_6 + \dot{S}_{Gen,C} = \dot{S}_7 + \frac{\dot{Q}_C}{T} \quad (22)$$

$$\dot{S}_{Gen,C} = \dot{S}_7 - \dot{S}_6 + \frac{\dot{Q}_C}{T}, \quad (23)$$

$$\dot{S}_{Gen,C} = \frac{\dot{I}_C}{T_0}, \quad \dot{S} = \dot{m} * s \quad (24)$$

Yüksek basınç genleşme valfi için;

\dot{I}_{TEVII} Yüksek basınç genleşme valfinin tersinmezliğini ifade etmektedir. Genleşme valfinde giren ve çıkan ekserjiler eşitlenirse tersinmezlik bulunur. Aşağıdaki denklemlerle yüksek basınç genleşme valfinin tersinmezliği hesaplanır.

$$\dot{E}_7 = \dot{E}_8 + \dot{I}_{TEVII} \quad (25)$$

$$\dot{I}_{TEVII} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 \quad (26)$$

$$\dot{S}_7 + \dot{S}_{Gen,TEVII} = \dot{S}_8 \quad (27)$$

$$\dot{S}_{Gen,TEVII} = \dot{S}_8 - \dot{S}_7 \quad (28)$$

$$\dot{S}_{Gen,C} = \frac{\dot{I}_{TEVII}}{T_0}, \quad \dot{S} = \dot{m} * s \quad (29)$$

Alçak basınç genleşme valfi için;

\dot{I}_{TEVI} Alçak basınç genleşme valfinin tersinmezliğini ifade eder. Genleşme valfinde giren ve çıkan ekserjiler eşitlenirse tersinmezlik bulunur. Aşağıdaki denklemlerle alçak basınç genleşme valfinin tersinmezliği hesaplanır.

$$\dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{I}_{TEVI} \quad (30)$$

$$\dot{I}_{TEVI} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 \quad (31)$$

$$\dot{S}_3 + \dot{S}_{Gen,TEVI} = \dot{S}_4 \quad (32)$$

$$\dot{S}_{Gen,TEVI} = \dot{S}_4 - \dot{S}_3 \quad (33)$$

$$\dot{S}_{Gen,C} = \frac{\dot{I}_{TEVI}}{T_0}, \quad \dot{S} = \dot{m} * s \quad (34)$$

Evaporatör için;

\dot{I}_E Evaporatörün tersinmezliğini ifade eder. Evaporatörde kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit basınçta buharlaşması esnasında prosesin sürekli açık, iş etkileşimi olmadığı ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik aşağıdaki denklemlerle evaporatörün tersinmezliği hesaplanır.

$$\dot{E}_4 + \dot{E}_{Q_E} = \dot{E}_1 + \dot{I}_E \quad (35)$$

$$\dot{I}_E = \dot{E}_4 - \dot{E}_1 + \dot{E}_{Q_E} \quad (36)$$

$$\dot{E}_{Q_E} = \dot{Q}_E \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (37)$$

$$\dot{S}_4 + \frac{\dot{Q}_E}{T} + \dot{S}_{Gen,E} = \dot{S}_1 \quad (38)$$

$$\dot{S}_{Gen,E} = \dot{S}_1 - \dot{S}_4 - \frac{\dot{Q}_E}{T} \quad (39)$$

$$\dot{S}_{Gen,E} = \frac{\dot{I}_E}{T_0}, \quad \dot{S} = \dot{m} * s \quad (40)$$

$$\dot{Q}_E = 10 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_1 * (h_1 - h_4) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_2 * (h_6 - h_7) \quad (42)$$

$$\dot{W}_{C,I} = \dot{m}_1 * (h_2 - h_1) \quad (43)$$

$$\dot{W}_{C,II} = \dot{m}_2 * (h_6 - h_5) \quad (44)$$

$$\dot{Q}_{ID,I} = \dot{Q}_{ID,II} \Rightarrow \dot{m}_1 * (h_2 - h_3) = \dot{m}_2 * (h_5 - h_8) \quad (45)$$

Ekserji değerlerinin bulunması (e için);

II. Kanun analizinde genel eşitlikleri kullanılarak (ekserji dengesinden) her bir elemanın tersinmezliği hesaplanarak sistemin toplam tersinmezliği

bulunmuştur. Toplam tersinmezliğin kondenser ve evaporatör sıcaklıklarına göre değişimi incelenmiştir. Formüllerde \dot{e}_1 ekserjiyi, h entalpiyi, s ise entropiyi ifade etmektedir.

$$\dot{e}_1 = (h_1 - t_0 * s_1) - (h_0 - t_0 * s_0) \quad (46)$$

$$\dot{e}_2 = (h_2 - t_0 * s_2) - (h_0 - t_0 * s_0) \quad (47)$$

$$\dot{e}_3 = (h_3 - t_0 * s_3) - (h_0 - t_0 * s_0) \quad (48)$$

$$\dot{e}_4 = (h_4 - t_0 * s_4) - (h_0 - t_0 * s_0) \quad (49)$$

$$\dot{e}_5 = (h_5 - t_0 * s_5) - (h_0 - t_0 * s_0) \quad (50)$$

$$\dot{e}_6 = (h_6 - t_0 * s_6) - (h_0 - t_0 * s_0) \quad (51)$$

$$\dot{e}_7 = (h_7 - t_0 * s_7) - (h_0 - t_0 * s_0) \quad (52)$$

$$\dot{e}_8 = (h_8 - t_0 * s_8) - (h_0 - t_0 * s_0) \quad (53)$$

Aşağıda soğutucu akışkan çiftlerin tek tek sıcaklık, entalpi ve entropi değerleri çıkarılmıştır.

(R407c-R404a) R407c ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 434,9 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 2,00560 \text{ kJ/kgK}$$

R404a ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 394,04 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 1,85050 \text{ kJ/kgK}$$

(R407c-R507a) R407c ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 434,9 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 2,00560 \text{ kJ/kgK}$$

R507a ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 394,4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 1,83740 \text{ kJ/kgK}$$

(R404a-R407c) R404a ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 394,04 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 1,85050 \text{ kJ/kgK}$$

R407c ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 434,9 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 2,00560 \text{ kJ/kgK}$$

(R134a-R410a) R134a ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 420,19 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 1,88620 \text{ kJ/kgK}$$

R410a ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 455,25 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 2,15390 \text{ kJ/kgK}$$

(R134a-R507a) R134a ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

$$h_0 = 420,19 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 1,88620 \text{ kJ/kgK}$$

R507a ;

$$T_0 = 293,15 \text{ K}$$

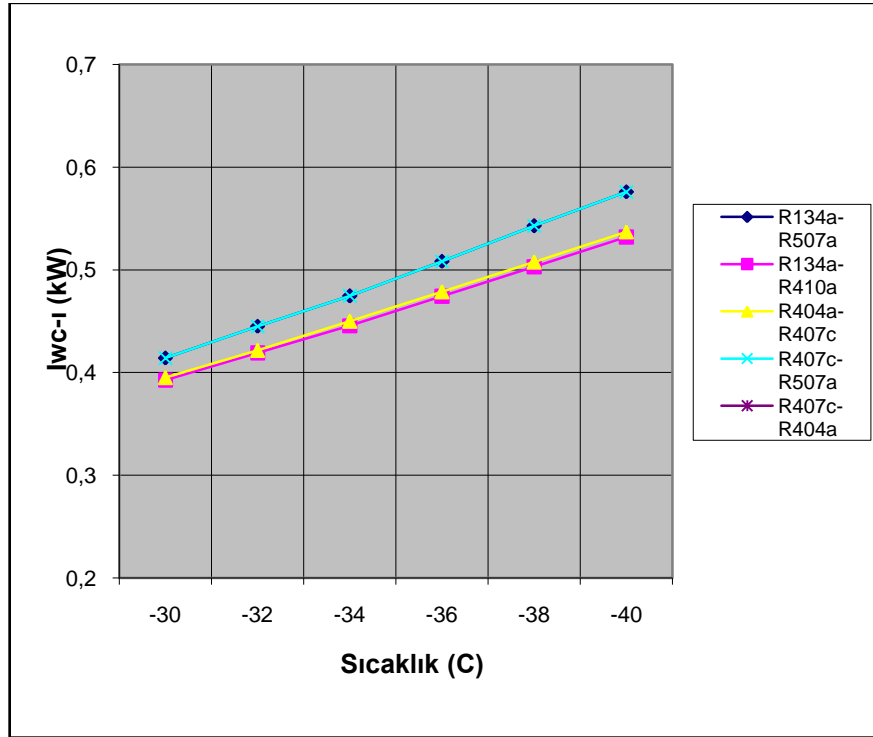
$$h_0 = 394,4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 1,83740 \text{ kJ/kgK}$$

Bu çalışmada, buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sistemini oluşturan elemanlarının (kompresör I ve II, genişleme vanası I ve II, buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve ısı değıştiricisi) tersinmezlik analizi yapılmış ve tersinmezlik analizinin dayandığı termodinamik modeli ölçü alan bir bilgisayar programı geliştirilerek (Microsoft Excel), kaskad sistemin buharlaştırıcı sıcaklığı, yoğuşturucu sıcaklığı, izantropik verim ve kaskad soğutma sistemini oluşturan alçak ve yüksek kademe soğutma sistemleri arasındaki sıcaklık farkı(ΔT) gibi parametrelerin, kaskad soğutma sisteminin elemanlarının tersinmezlikleri üzerine etkisi R407c-R404a, R407c-R507a, R404a- 407c, R134a-R410a, R134a-R 507a soğutucu akışkan çiftleri için incelenmiştir.

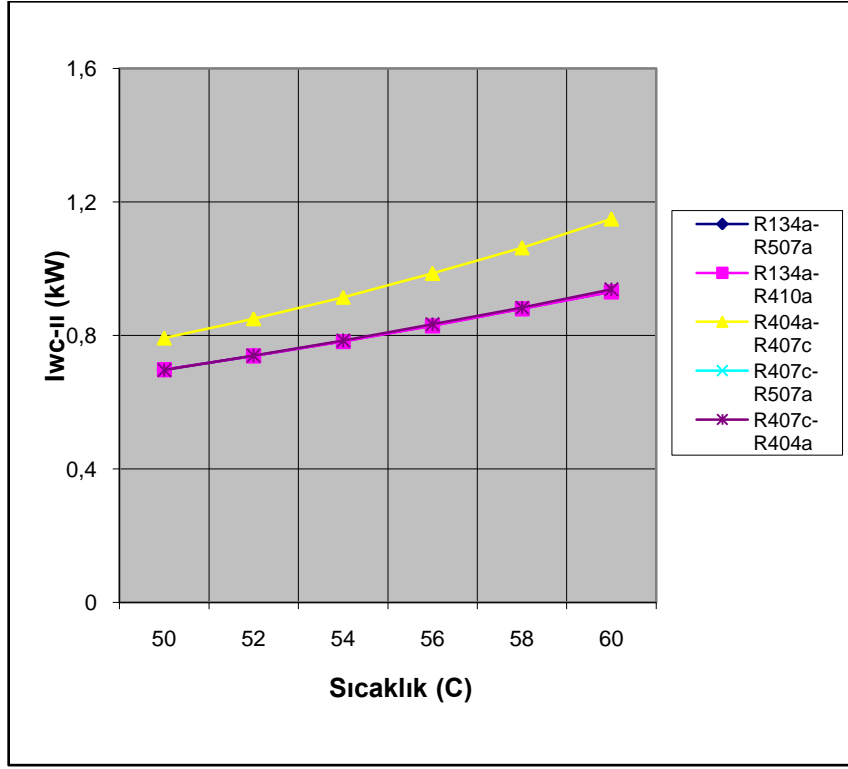
5. ARAŞTIRMA BULGULARI

Bu çalışmamızda kaskad soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinin COP, tersinmezlik, entropi balansı ve ekserji balansı değerleri oluşturduğumuz Excel programı ile bulunarak grafikler halinde verilmiştir. Bu grafikler sayesinde kabul edilen soğutucu akışkan çiftleri arasında da karşılaştırma yaparak COP, tersinmezlik, ekserji ve entropi balansı açısından en ideal ve en uygun soğutucu akışkan çifti seçilmiştir. Bu çalışmada R407c-R404a, R407c-R507a, R404a-407c, R134a-R410a ve R134a-R507a akışkan çiftleri kullanılarak her sistemin ayrı ayrı COP, tersinmezlik, ekserji ve entropi balansı değerleri bulunarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Bulunan bu değerlerin ışığında tüm sistemin de gerçek değerleri elde edilerek grafikler halinde verilmiştir.



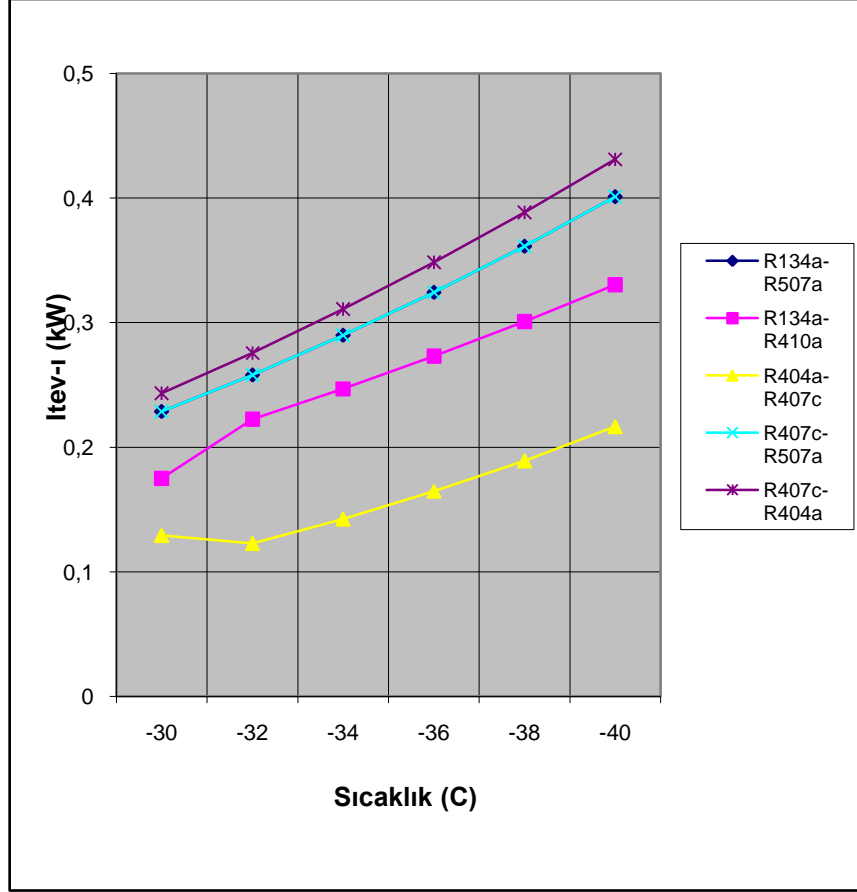
Şekil 5.1 Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki kompresörün tersinmezliği

Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki kompresörün en büyük tersinmezlik değerleri R134a - R507a ve R407c - R507a akışkan çiftlerinde görülmüştür. En küçük tersinmezlik ise R134a - R410a akışkan çiftinde görülmüştür.



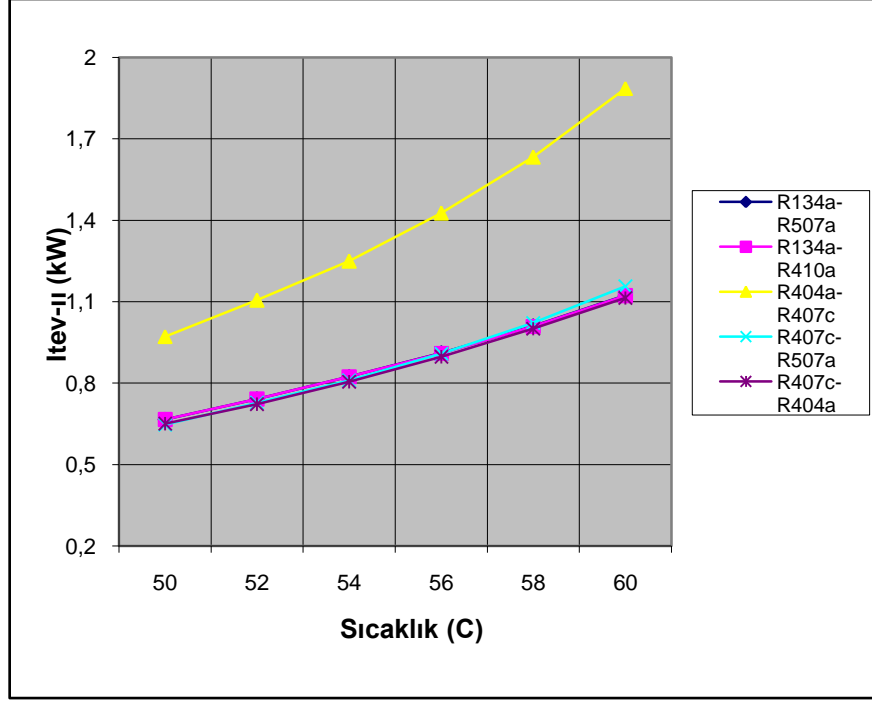
Şekil 5.2 Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki kompresörün tersinmezliği.

Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki kompresörün en büyük tersinmezlik değerleri R404a – R407c akışkan çiftinde görülmüştür. En küçük tersinmezlik ise R407c – R404a akışkan çiftinde görülmüştür.



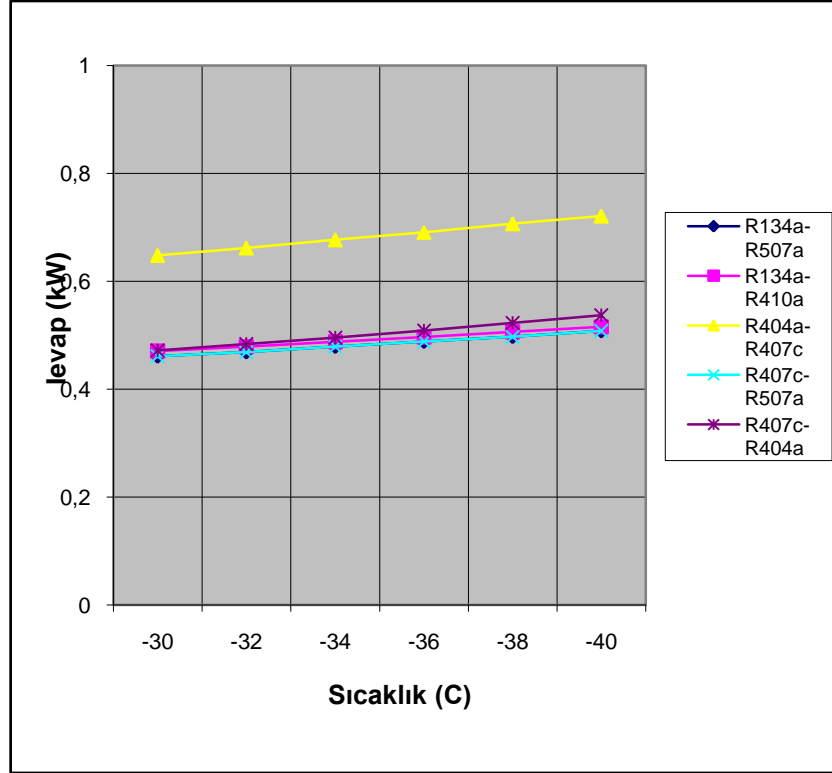
Şekil-5.3 Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki genişleme valfinin tersinmezliği

Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki genişleme valfinin en büyük tersinmezlik değeri R407c – R 404a akışkan çiftinde görülmüştür. En küçük tersinmezlik değerleri ise R 404a – R407c akışkan çiftinde görülmüştür.



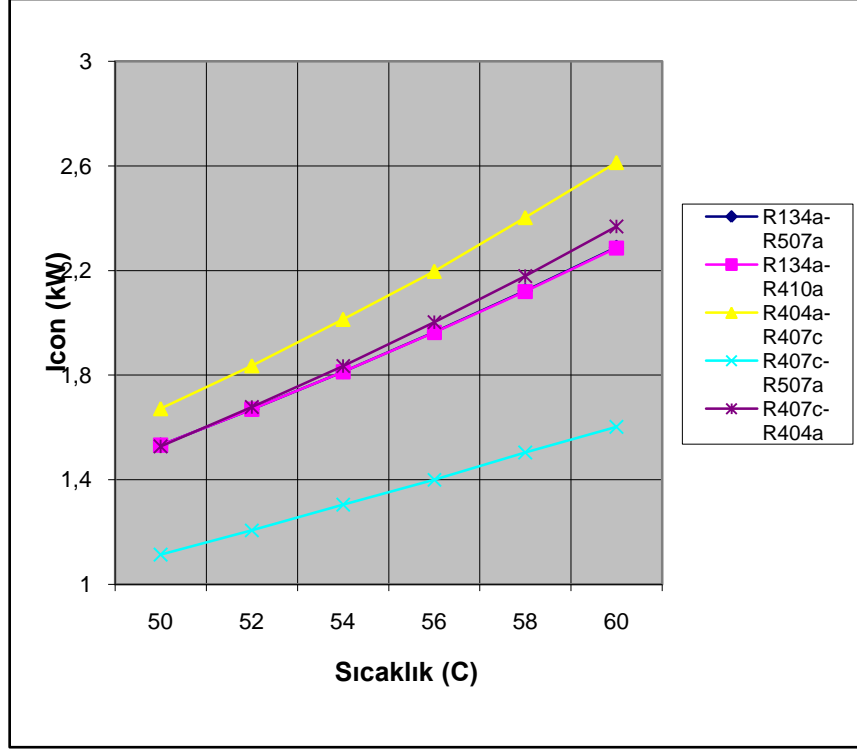
Şekil 5.4 Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki genişleme valfinin tersinmezliği

Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki genişleme valfinin en büyük tersinmezlik değeri R404a – R407c akışkan çiftinde görülmüştür. En küçük tersinmezlik değerleri ise R407c – R404a akışkan çiftinde görülmüştür.



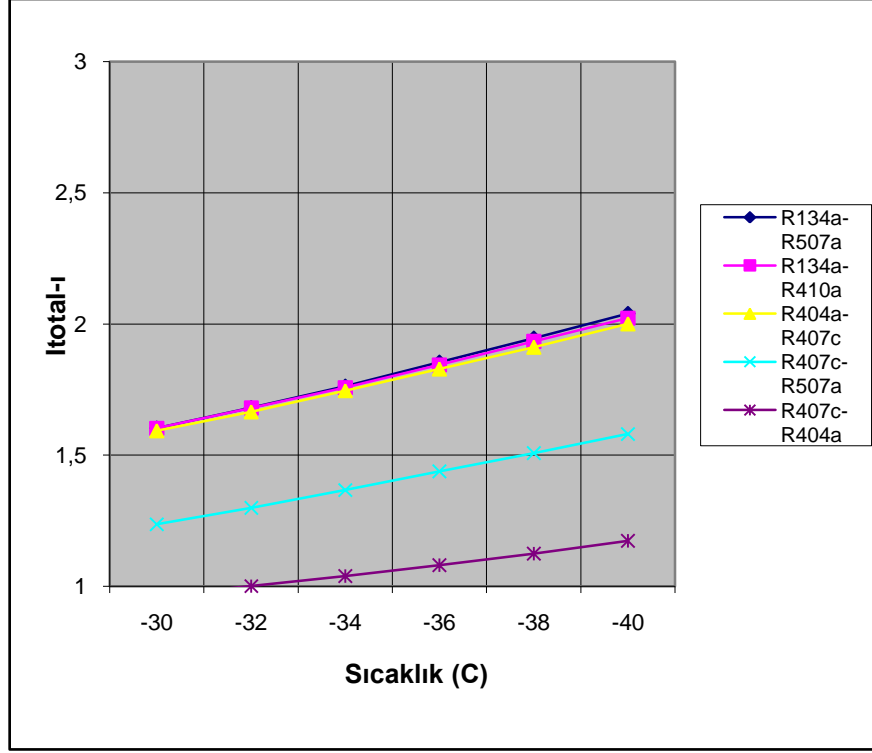
Şekil 5.5 Sistemin evaporatörün tersinmezliği

Sistemin evaporatörün en büyük tersinmezliği R404a – R407c akışkan çiftinde görülmüştür. En küçük tersinmezlik değerleri ise R407c – R507a akışkan çiftinde görülmüştür.



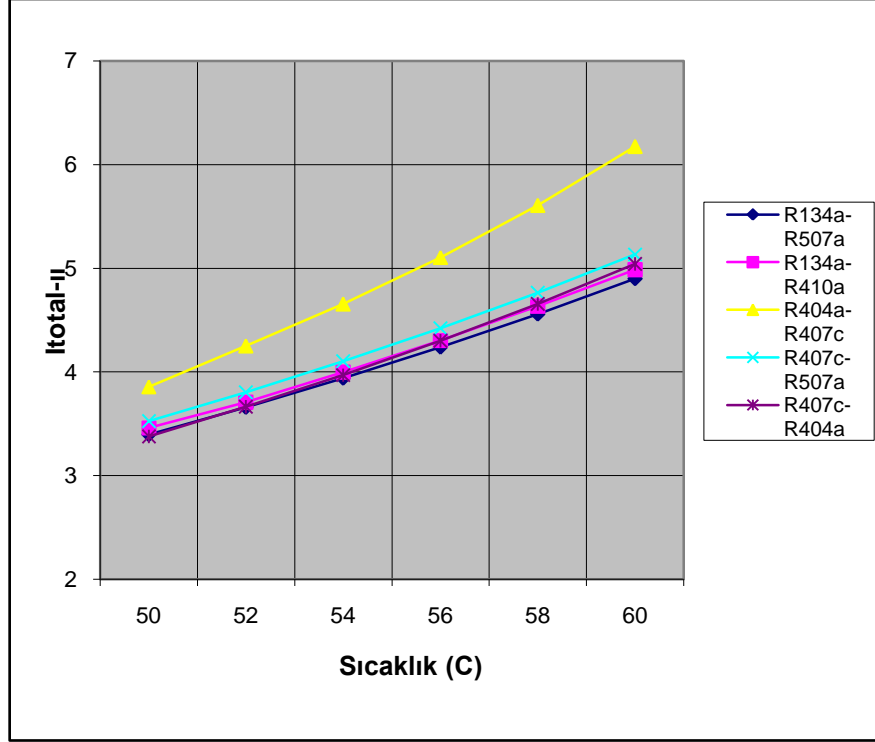
Şekil 5.6 Sistemin kondenslerinin tersinmezliği

Sistemin kondenslerinin tersinmezliği R404a – R407c akışkan çiftinde görülmüştür. En küçük tersinmezlik değerleri ise R407c – R507a akışkan çiftinde görülmüştür.



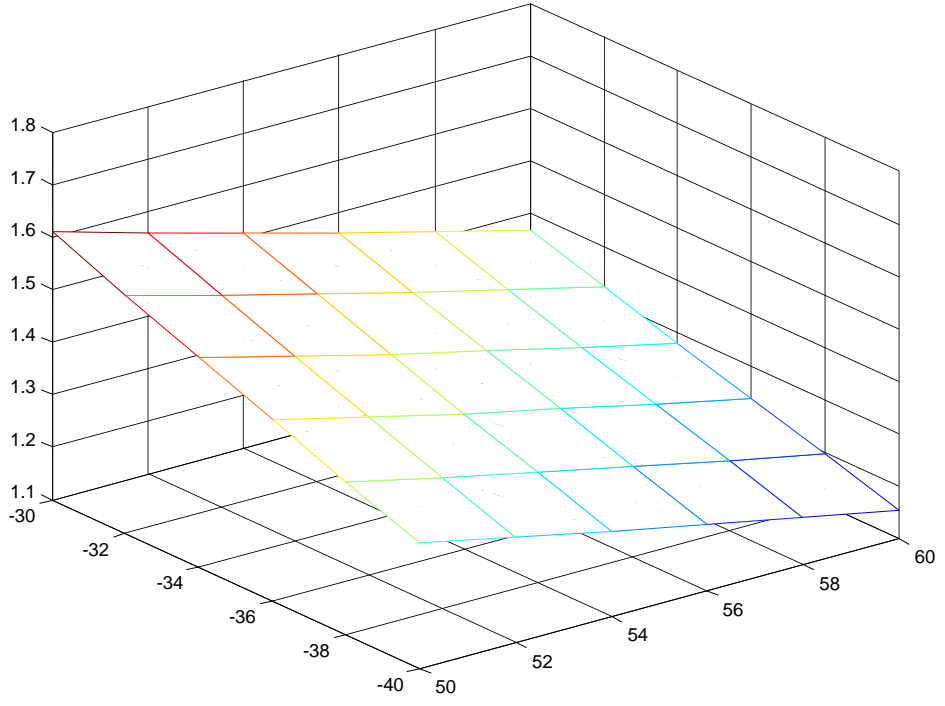
Şekil 5.7 Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki toplam tersinmezlik

Evaporatör sıcaklığına göre alçak basınç tarafındaki toplam tersinmezliğin en büyük olduğu akışkan çifti R134a – R507a’ dır. En küçük tersinmezlik değerleri ise R407c – R404a akışkan çiftinde görülmüştür.



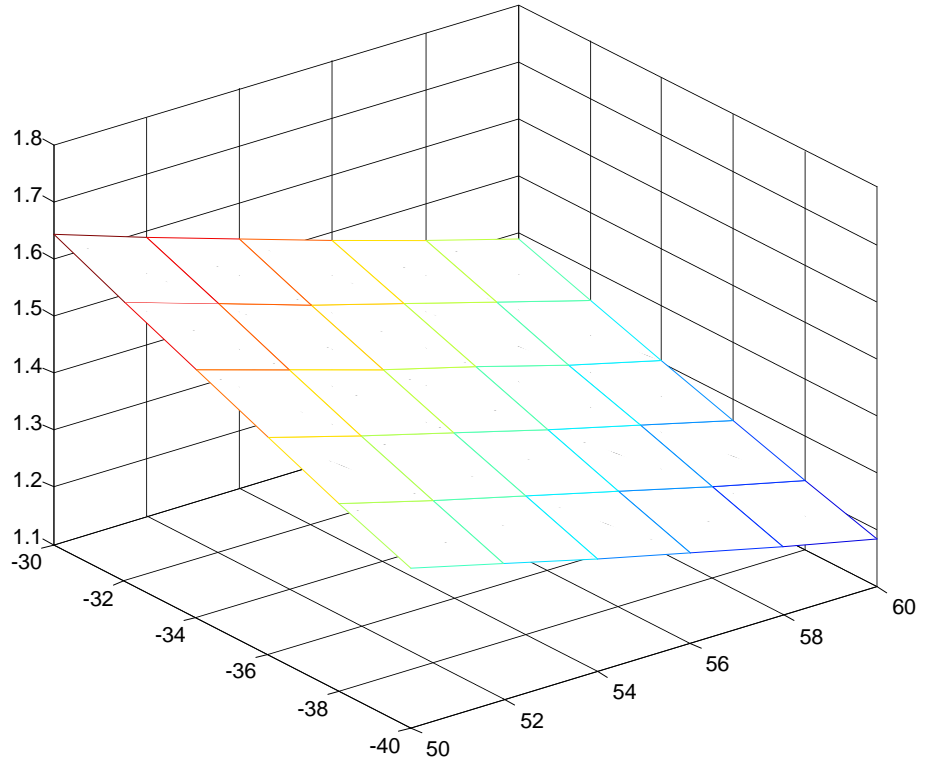
Şekil 5.8 Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki toplam tersinmezlik

Kondenser sıcaklığına göre yüksek basınç tarafındaki toplam tersinmezliğin en büyük olduğu akışkan çifti R404a – R407c’dir. En küçük tersinmezlik değerleri ise R134a – R507a akışkan çiftinde görülmüştür.



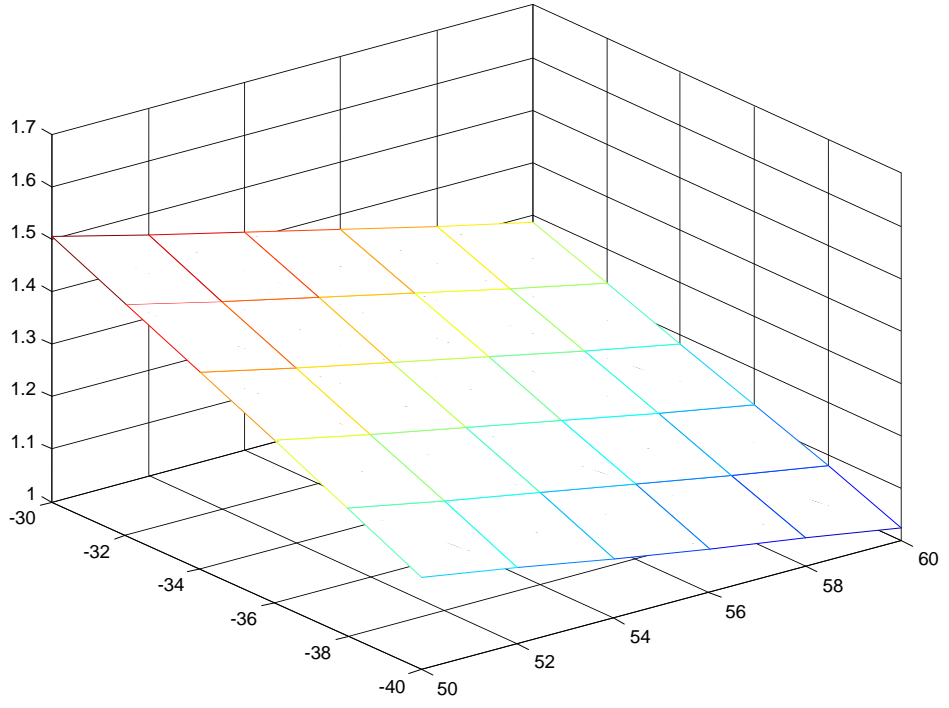
Şekil 5.9 R407c-R404a akışkan çiftinin COP değerleri

R407c-R404a akışkan çiftinin COP değerleri 1,1 / 1,61 aralığındadır.



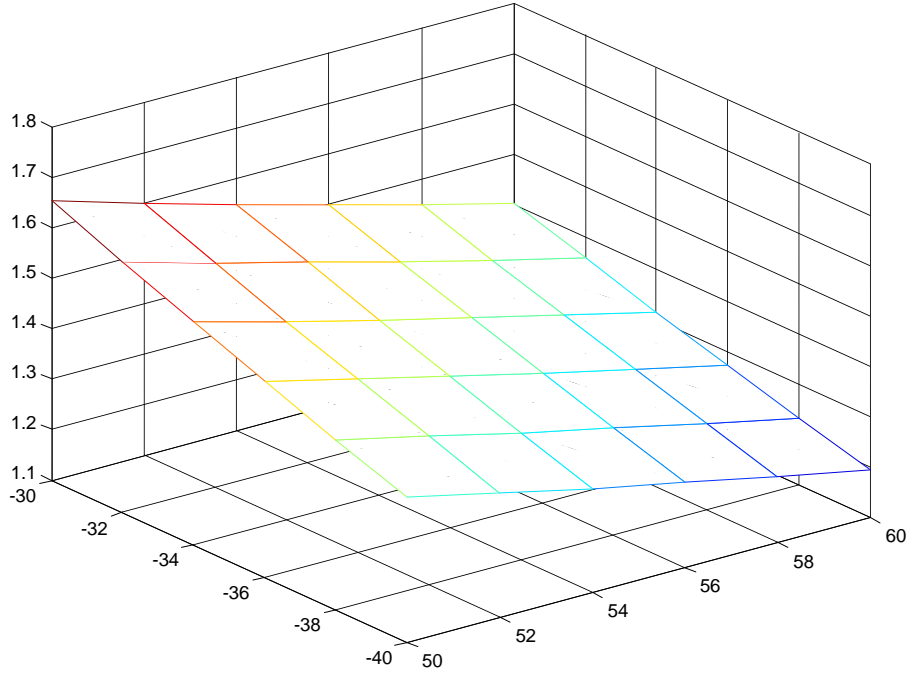
Şekil 5.10 R407c-R507a akışkan çiftinin COP değerleri

R407c-R507a akışkan çiftinin COP değerleri 1,1 / 1,64 aralığındadır.

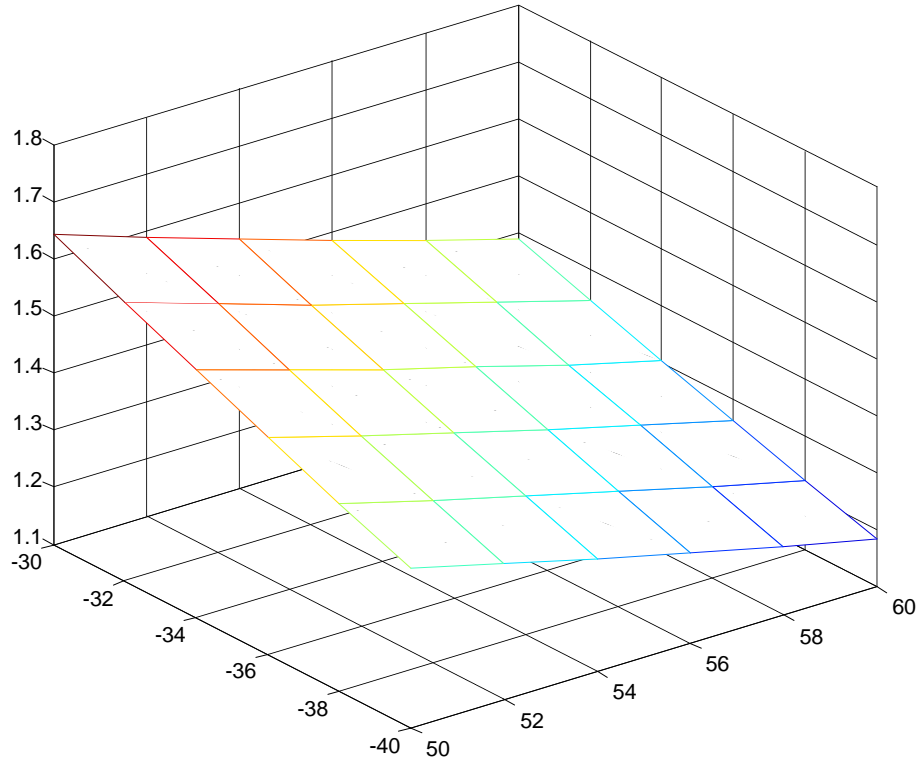


Şekil 5.11 R404a-R407c akışkan çiftinin COP değerleri

R404a-R407c akışkan çiftinin COP değerleri 1 / 1,51 aralığındadır.



Şekil 5.12 R134a-R410a akışkan çiftinin COP değerleri
R134a-R410a akışkan çiftinin COP değerleri 1,15 / 1,65 aralığındadır.



Şekil 5.13 R134a-R507a akışkan çiftinin COP değerleri

R134a-R507a akışkan çiftinin COP değerleri 1,11 / 1,64 aralığındadır.

Çalışmada kullanılan bütün soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla buhar sıkıştırıcı kaskad soğutma sisteminin bütün elemanlarının tersinmezlikleri azalırken, yoğuşurucu sıcaklığının artmasıyla sadece yüksek kademe soğutma sisteminin elemanların tersinmezlikleri artmaktadır. Her iki durumda da en büyük tersinmezlik değerleri yüksek kademe sisteminde bulunan kompresörde (kompresör II), en küçük tersinmezlik değerleri ise buharlaştırıcıda olmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığının arttırılması durumunda alçak basınç tarafındaki kompresörün en büyük tersinmezlik değerleri R134a-R507a akışkan çiftinin kullanılmasıyla oluşurken, en küçük tersinmezlik değeri ise R407c- R404a akışkan çiftiyle oluşmuştur. Genleşme valfinin en büyük tersinmezlik değerleri R407c-R404a akışkan çiftiyle oluşurken en küçük tersinmezliği ise R404a-R407c akışkan çiftiyle olmuştur. Evaporatörün en büyük tersinmezlik

değerlerine ise R404a-R507a, en küçük ise R407c-R507a akışkan çiftiyle ulaşılmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığının artırılması durumunda sistemin toplam tersinmezliğinin en büyük olduğu soğutucu akışkan çifti R134a-R507a, en küçük ise R407c-R404a akışkan çifti olmuştur.

Yoğuşturucu sıcaklığının arttırılması durumunda yüksek basınç tarafındaki kompresörün, genişleme valfinin, kondanserin ve toplam tersinmezliğin en büyük olduğu akışkan çifti R404a-R407c olmuştur. En küçük tersinmezlik değerleri ise R407c-R507a akışkan çiftiyle olmuştur.

6. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sisteminin elemanlarının tersinmezlikleri R407c-R404a, R407c-R507a, R404a-407c, R134a-R410a ve R134a-R507a soğutucu akışkan çiftleri için buharlaştırıcı sıcaklığına, yoğuşturucu sıcaklığına, izantropik verime ve kaskad soğutma sistemini oluşturan alçak ve yüksek kademe soğutma sistemleri arasındaki sıcaklık farkına (ΔT) bağlı incelenmiştir.

Düşük sıcaklıklı kaskad soğutma cihazları ülkemizde -90 °C'ye kadar soğutma istenen hastane ve ziraat sektörü gibi yerlerde, yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu cihazlar ileri teknoloji kabul edilmekte ve yurt dışında belirli ülkelerde imal edilmektedir. Bunun sonucu olarak, bu tür cihazlar hakkında yeterli teknolojik bilgiye ulaşılamamaktadır.

Bu çalışmanın amacı, ülkemizde imalatı yapılacak olan bu tür soğutucularda kullanılacak soğutucu akışkan çiftlerinin tersinmezlikleri ve COP değerlerinin hesaplanmasına yardımcı olmaktır. Bu amaç için yapılan çalışmalar ve teorik hesaplamalar sonucunda elde edilen bulgular aşağıda özetlenmiştir.

Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinden COP değeri en yüksek ve tersinmezlik değerleri en düşük olan R407c-R507a soğutucu akışkan çiftinin en uygun olduğu görülmüştür. Yapılan hesaplamaların deneysel uygulamalara uygun olduğu gözlenmiştir. Sistemde tersinmezlik ve COP değerlerinin hesaplanması için basit bir sistem geliştirilmiştir. Bu program Visual BASIC tabanlı bir makro olarak Microsoft Excel de hazırlanmıştır.

Sonuçlardan elde edilen bilgilere göre ileride yapılacak çalışmalar için aşağıdakiler önerilebilir;

- Elde edilen çalışmaların geçerliliğini göstermek için deneysel çalışmalar yapılmalıdır.
- Yapılacak çalışmalarda başka soğutucu akışkanlarda denenebilir.

KAYNAKLAR

- Agnew B, Ameli SM. 2004. A finite time analysis of a cascade refrigeration system using alternative refrigerants. 24:2257–65, Appl Therm Eng.
- Agrawal DD. 1989. Prediction of optimum interstage temperatures for cascade systems.69(51):148–51, J Inst Eng (India) – Mech Eng Div.
- ASHRAE. 1989. ASHRAE Handbook-Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA
- Ashrae Handbook, 1997. Fundamentals, Part 18, Refrigerants, 268-301, USA.
- Ashrae Handbook, 1998. Refrigeration-Low Temperature Application, Part 39, 271-318, USA.
- Bateman, D., 1997. Maintaining reliable operation of very low temperature test equipment in the post-CFC ERA, 177- 180, Institute of Environmental Science.
- Bhattacharyya S, Mukhopadhyay S, Kumar A, Khurana RK, Sarkar J. 2005. Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating. Int J Refrig 28:1284–92.
- Bhattacharyya S, Bose S, Sarkar J. 2007. Exergy maximization of cascade refrigeration cycles and its numerical verification for a transcritical CO₂-C₃H₈ system. 30:624–32, Int J Refrig.
- Bingming W, Huagen W, Jianfeng L, Ziwen X. 2009. Experimental investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor, 03.008.10.1016. Int J Refrig, doi.
- Calm, J., M., 2003. The four R's for RRRR- Responsible responses to Refrigerant Regulation, Engineered Systems, 69-72, EBSCO Publishing.
- Ceylan, M., 2002. Kademeli Soğutma Sistemlerinde Makine Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 1-9, Ankara.
- Cho K, Park J, Cho H. June 10–12, 2001. Performance of the cascade system using alternative refrigerants. In: Proceedings of the ASME NHTC'01 – 35th national heat transfer conference, 595– 600, Anaheim, California.
- Çengel, A., Y., Boles, M., A., 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Derbentli, T., Literatür Yayıncılık, 219-230, İstanbul.
- Çengel YA, Boles MA. 2006. Thermodynamics: an engineering approach. 5th ed. McGraw-Hill;
- Çengel YA, 1994. Boles MA. Thermodynamics: an engineering approach. 2nd ed. McGraw- Hill.

- Dhar PL., Arora CP. March 1973. In: Proceedings of the second national symposium on refrigeration and air conditioning, 211 p., Roorke.
- Dincer I. 2003. Refrigeration systems and applications. England: Wiley.
- Doğan, H., 2002. Uygulamalı Havalandırma ve İklimlendirme Tekniği, Seçkin Yayıncılık, 233-264, Ankara.
- Dopazo JA, Seara JF, Sieres J, Uhía FJ. 2009. Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures, Appl Therm Eng.29,1577-83.
- Ercan, S., 1999. Düşük Buharlaştırıcı Sıcaklıklarında Ticari soğutucular İçin Alternatif Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 18-28, 28-36, Ankara.
- Ersoydan, A., 1983. Soğutma makineleri ve Tesisleri, Uğur Ofset, 58-84, İzmir.
- Gupta K, Parasad M. 1983. Comparative optimum performance study of multi-stage cascade refrigerating systems. Mechanical Engineering Bulletin Heat Recover Systems, 14(4), 124-30.
- Gupta K. 1985. Numerical optimization of multi-stage cascaded refrigeration-heat pump system, Heat Recover Systems, 5(4), 305-19.
- Genceli, O., 1996. Termodinamik ve Soğutma evrimleri, Ashrae Temel El Kitabı, Alaş Ofset, 13-14, İstanbul.
- Getu HM, Bansal PK. 2008. Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system, International Journal of Refrigeration, 31, 45-54.
- G. Lorentzen, J. Petterson, 1993. A new efficient and environmentally benign system for car air- conditioning, International Journal of Refrigeration, 16 (1), 4- 12.
- Hosoz M, Ertunc HM. 2006. Artificial neural network analysis of an automobile air conditioning system. Energy Conversation Management , 47, 1574-87.
- Kılıçarslan, A., 2004. An experimental investigation of a different type vapor compression cascade refrigeration system, Applied Thermal Engineering, 24, 2611-2626.
- Kilicarslan A. 2004. An experimental investigation of a different type vapor compression ascade refrigeration system. Apply Thermal Engineering , 24, 2611-26.

- Kanoglu M. 2002. Exergy analysis of multistage cascade refrigeration cycle used for natural gas liquefaction, *International Journal of Refrigeration Res*26(8),763–74.
- Lee TS, Liu CH, Chen TW. 2006. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 29, 1100–8.
- Mafi M, Mousavi Naeynian SM, Amidpour M. 2009. Exergy analysis of multistage cascade low temperature refrigeration systems used in olefin plants, *International Journal of Refrigeration* , 32, 279–94.
- Missimer, D., J., 1996. Refrigerant Conversion of Auto – Refrigerating Cascade (ARC) Systems, *International Journal of Refrigeration*, 20(3) : 201-207
- Menlik, T., 2005. Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı, İmali ve Performans Deneylemleri, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 57-69, Ankara.
- Odabaşıoğlu, T., 2001. Ticari Soğutucularda Alternatif Soğutucu Akışkan R-134A İçin Kılcal Boru Uzunluğunun Deneysel Olarak Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 60-68, Ankara.
- Özkol, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB MMO Yayını, Y. No:115, Özkan Matbaacılık, , 75-92, Ankara.
- P. Neksa, H. Rekstad, R. Zakeri, P. Schiefloe, 1998. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *International Journal of Refrigeration* 21 (3) 172–179.
- Rose, D., H., Valence, J., H., April, 1-4 1995. Consideration When Purchasing An Ultra- Low Temperature Freezer, *Genetic Engineering News*.
- Refrigerants, 1998. *Ashrae Handbook – Fundamentals*, Part 18, 211-264, USA.
- Richard, D., 1997. HFC-134A Qualification Industry Refrigerator Capillary Data, *Journal of Chemical and engineering Data*, 82, 438-440.
- Ratts EB, Brown JS. 2000. A generalized analysis for cascading single fluid vapor compression cycles using an entropy generation minimization method, *International Journal of Refrigeration*, 23, 353– 65.
- Refrigerant Report 10th Edition, 2007. Bitzer International, <http://www.bitzer.de/doc/a/a-501-13.pdf>
- Rehman, J., Zubair, S., M., 1998. Design and Rating of a Two-Stage Vapor Compression Refrigeration System, *Energy*, 867-878

- Savaş, S., 1987. Soğuk Depoculuk ve Soğutma Sistemlerine Giriş, Birsen Yayın Evi, 52-58, Ankara.
- Sanyo, 1994. Ultra Low Temperature freezers-MDF U3086S, Service Manuel, 1-22
- Saravanamuttoo HH, Rogers GFC, Cohen H. 2001. Gas turbine theory, 5th ed, Prentice Hall
- Srinivasa Murthy SS, Krishna Murthy MV. 1985. Experiments on a cascaded R11-R12 vapor compression system for cogeneration of heat and cold. Heat Recover Systems, 5(6),519-26.
- Suva95, 2007. Refrigerants, Katalog, 83,
<http://www.dupont.com/suva/emea/products/suva95.html>
- Stefanutti, L., Lassa, E., 1998. İklimlendirme ve Soğutma Sistemleri İçin Yeni Soğutkanlar, TTMD III. Uluslararası Yapıda Tesisat Bilimi Teknolojisi Sempozyumu, 156-160, İstanbul,
- Sevel, M., H., 1997. Montreal Protokolü 10. Yılı ve Getirdikleri, Soğutma Dünyası, Kasım/Aralık, No:1, 45-47, Ankara.
- The Evaporator, 1996. Neslab Service Newsletter, ULT Issue-16, Neslab Service Training Held, 10-17.
- The Evaporator, 1996. Neslab Service Newsletter, ULT Issue-17, Neslab Service Training Held, 1-16.
- Uyarel, A., Y., 1994. Endüstriyel Okullar için Soğutma ve İklimlendirme, MEB Yayını, 142, Ankara.
- Van Wylen GJ, Sonntag RE. 1985. Fundamentals of classical thermodynamics, 3rd ed. John Wiley and Sons.
- Zorkun, M., Ardiç, A., R., 1980. Soğutma Tekniği ve Klima, Milli Eğitim Basım Evi, 48-64, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Muzaffer Faruk KEDERSİZ

Doğum Yeri ve Yılı : Konya, 1987

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : farukkedersiz@hotmail.com

Eğitim Durumu

Lise : Muhittin Güzelkılınç Lisesi, 2002

Lisans : SDÜ, Teknik Eğitim Fakültesi, Tesisat Öğretmenliği

Mesleki Deneyim

Konya Pınar Soğutma - Isıtma, 2002-2004

Meram Endüstri Meslek Lisesi (ücretli öğretmenlik), 2010

Emniyet Müdürlüğü (Polis Memuru), 2009-..... (halen)