

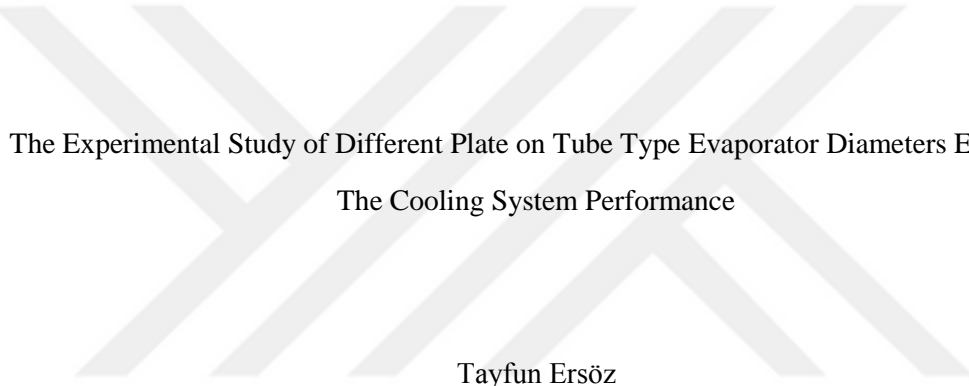
Plaka Üzeri Boru Tipi Buharlaştırıcı Boru apı Değişikliğinin
Soğutma Sistem Performansı Üzerine Etkisinin Deneysel alışması

Tayfun Ersöz

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Mayıs 2018



The Experimental Study of Different Plate on Tube Type Evaporator Diameters Effect on
The Cooling System Performance

Tayfun Ersöz

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

May 2018

Plaka Üzeri Boru Tipi Buharlaştırıcı Boru apı Değişikliğinin
Soğutma Sistem Performansı Üzerine Etkisinin Deneysel alışması

Tayfun Ersöz

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji – Termodinamik Bilim Dalında

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Doç. Dr. Nihal Uğurlubilek

Mayıs 2018

ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Tayfun Ersöz'ün YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Plaka Üzeri Boru Tipi Buharlaştırıcı Boru Çapı Değişikliğinin Soğutma Sistem Performansı Üzerine Etkisinin Deneysel Çalışması” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oybirliği ile kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Nihal Uğurlubilek

İkinci Danışman : -

Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:

Üye : Prof. Dr. Zekeriya Altaç

Üye : Doç. Dr. Nihal Uğurlubilek

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Ümran Erçetin

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hürriyet ERŞAHAN

Enstitü Müdürü

ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Doç. Dr. Nihal Uğurlubilek danışmanlığında hazırlamış olduğum “Plaka Üzeri Boru Tipi Buharlaştırıcı Boru Çapı Değişikliğinin Soğutma Sistem Performansı Üzerine Etkisinin Deneysel Çalışması.” başlıklı YÜKSEK LİSANS tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 21/05/2018

Tayfun Ersöz

İmza

ÖZET

Soğutucu akışkanın soğutulmak istenen ortamdan ısı çekmesini sağlayan buharlaştırıcı, soğutma sisteminde bulunan en önemli komponenttir. Enerji verimli ürünlerin önemli olduğu bir dönemde sistemin performansını en çok etkileyen komponent olan buharlaştırıcı üzerine çalışmalar yapılmaktadır.

Bu çalışma, ev tipi buzdolaplarındaki soğutma sistemi elemanlarından olan buharlaştırıcının performansının optimize edilmesi ve enerji tüketiminin azaltılması için boru çapının ve buharlaştırıcı performansını etkileyen kapileri boru uzunluğu ve gaz şarjının deneysel olarak geliştirilmesi amacıyla hazırlanmıştır. Çalışma sadece bir model üzerinde yapılmış olmakla beraber diğer tüm ürünlere yaygınlaştırılarak kullanılabilir. Yapılan optimizasyon çalışması ile enerji tüketiminde meydana gelecek iyileşme, ürün gamının düşük enerjili ürünlerle genişletilmesinde faydalı olacaktır.

Sonuç olarak, ev tipi buzdolabında karşılaştırılan parametreler arasında buharlaştırıcı performansını etkileyen en önemli parametrelerin gaz şarjı ve boru çapı olduğu belirlenmiştir. En düşük enerji tüketimini veren 6 mm boru ve 16 gr gaz şarjı miktarı olduğu tespit edilmiştir. Mevcut 7 mm boru ve 18 gr gaz şarjından 6 mm boru ve 16 gr gaz şarjı kullanılan sisteme geçildiğinde buzdolabının enerji tüketiminde %16,6 iyileşme sağlandığı görülmüştür.

Çalışmada kullanılan buharlaştırıcının bir ürüne uygulanarak seri üretime geçilmesi ve diğer ürünlere de yaygınlaştırılarak kullanılması planlanmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Buharlaştırıcı, Isı değiştirici, Soğutma sistemi, Buzdolabı, DOE, Enerji tüketimi

SUMMARY

The evaporator, which enables the refrigerant to draw heat from the desired environment, is the most important component in the refrigeration system. In a period when energy efficient products are important, studies are being made on the evaporator which is the component that effects the performance of the system most.

This study was designed to optimize the performance of the evaporator from the refrigeration system components in domestic refrigerators and to experimentally improve the capillary tube length and gas charge effecting pipe diameter and evaporator performance to reduce energy consumption. The study can be used only on one model and spread to all other products. With the optimization work done, the improvement in energy consumption will be beneficial in expanding the product range with low-energy products.

As a result, it has been determined that the most important parameters effecting the evaporator performance among the comparative parameters in the domestic refrigerator are gas charge and pipe diameter. It has been determined that the minimum energy consumption is 6 mm pipe and 16 gr gas charge amount. It has been observed that the energy consumption of the refrigerator has improved by 16,6 % when the existing 7 mm pipe and 18 gr gas charge to 6 mm pipe and 16 gr gas charge system are used.

The evaporator used in the study is planned to be applied to a product and to be used in series production and spreading to other products.

Keywords: Evaporator, Heat exchanger, Cooling system, Refrigerator, DOE, Energy consumption

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmada, konunun seçiminden tamamlanmasına kadar her aőamada, bilgi, dűőünce ve yakın ilgileriyle beni yűnlendiren ve bana yardımcı olan deęerli hocam Sayın Doç. Dr. Nihal Uęurlubilek' e teőekkűrlerimi sunarım.

Tayfun Ersűz



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	vi
SUMMARY	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ VE AMAÇ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	2
3. BUHARLAŞTIRICILAR	6
3.1 Soğutma ve İklimlendirmede Kullanılan Buharlaştırıcılar.....	6
3.1.1 Doğrudan Genleşmeli Buharlaştırıcı Serpantin.....	7
3.1.2 Gövde Borulu Buharlaştırıcılar.....	7
3.1.2.1 <u>Taşmalı Buharlaştırıcılar</u>	7
3.1.2.2 <u>Gövde Borulu Direkt Genleşmeli Buharlaştırıcılar</u>	7
3.2 Proses ve Kimya Endüstrisinde Kullanılan Buharlaştırıcılar.....	8
3.2.1 Doğrudan Temaslı Buharlaştırıcılar.....	8
3.2.1.1 <u>Daldırmalı Yanma Tipi Buharlaştırıcı</u>	9
3.2.1.2 <u>Flaş Buharlaştırıcı</u>	10
3.2.2 Dolaylı Temaslı Buharlaştırıcı.....	10
3.2.2.1 <u>Gövde Borulu Buharlaştırıcılar</u>	10
3.2.2.2 <u>Plakalı Buharlaştırıcılar</u>	15

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4. MATERYAL VE YÖNTEM.....	16
4.1 Soğutucu Düzenegi.....	16
4.2 Veri Toplama Ünitesi.....	17
5. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	19
5.1 Belirsizlik Analizi.....	24
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	27
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	28

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Gövde borulu direkt genişmeli buharlaştırıcı.....	8
3.2 Daldırmalı yanma tipi buharlaştırıcı.....	9
3.3 Karıştırıcılı ince film buharlaştırıcı.....	11
3.4 Kısa borulu dikey buharlaştırıcı.....	12
3.5 Düşen film buharlaştırıcı.....	13
3.6 Yatay borulu buharlaştırıcı.....	14
3.7 Plakalı buharlaştırıcı.....	15
4.1 Tezgah seviyesi buzdolabında kullanılan kompresör.....	16
4.2 Plaka borulu buharlaştırıcı.....	17
4.3 Veri toplama sistemi.....	17
5.1 Parametrelerin dilim grafiği.....	21
5.2 Ana etkilerin enerji tüketimi ile değişimi.....	22
5.3 Kapileri boyu ve gaz şarjı etkileşiminin enerji tüketimi ile değişimi.....	23
5.4 Kapileri boyu ve boru çapının etkileşiminin enerji tüketimi ile değişimi.....	24

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
5.1 Deney tasarımında kullanılan parametreler	19
5.2 Test Sonuçları.....	20
6.1 Yıllık Kazanç.....	27



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Acıklama</u>
c_p	Özgül ısı (kJ/kgK)
d_h	Hidrolik çap (mm)
f	Sürtünme faktörü
G	Yerçekimi kuvveti
H	Buharlaştırıcı yüksekliği (mm)
h_o	Hava tarafı ısı taşınım katsayısı
HC	Hidro karbon
L	Buharlaştırıcı toplam uzunluğu (mm)
L_b	Buharlaştırıcı toplam uzunluğu (mm)
m	Katsayı
\dot{m}	Akış debisi
Q	Isı geçiş miktarı (W)
Re	Reynolds sayısı
Re_d	Boru dış çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı
Re_L	Hava akış yönündeki boru aralığına göre Reynolds sayısı
T	Sıcaklık (K)
U	Toplam ısı geçiş katsayısı (W/m ² K)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
COP	Performans katsayısı

1. GİRİŞ VE AMAÇ

Hızla artan nüfusun ve gelişen sanayinin enerji gereksinimi kısıtlı kaynaklarla karşılanamamakta, enerji üretimi ve tüketimi arasındaki açık giderek artmaktadır. Enerji kaynaklarının hızla azalması, enerjinin daha verimli ve ekonomik kullanılması gerekliliğini ortaya çıkartmıştır. Enerji kaynaklarının özellikle konut sektöründe yaygın olarak kullanılması, sorunu daha da karmaşık bir hale getirmektedir. Makine Mühendisleri Odası'nın yaptığı bir araştırmaya göre, bir evde tüketilen elektrik enerjisinin %31'ini tek başına buzdolaplarından kaynaklanmaktadır (Mutlu vd., 2011). Bu nedenle, konutlarda sürekli çalışarak gün boyu enerji tüketen buzdolaplarının enerji tüketimlerinin azaltılması önem kazanmıştır.

Buzdolaplarının enerji tüketiminin azaltılması, soğutma sistemi performansının iyileştirilmesi ile doğrudan ilgilidir. Bu nedenle, istenen enerji iyileştirmesinin sağlanması amacıyla soğutma sistemi performansını en çok etkileyen komponentlerden birisi olan buharlaştırıcının optimize edilmesi gerekmektedir.

Buzdolaplarında kullanılan buharlaştırıcılar, boru yüzeyi levha ile genişletilmiş kanatlı borulu ısı değiştiricilerin bir çeşididir. Buharlaştırıcı, buhar sıkıştırmalı çevrime göre çalışan bir buzdolabının soğutma elemanlarından biri olup buzdolabı kabini soğutmaya yarar. Buharlaştırıcıda, akışkanlardan bir tanesi buzdolabı kabini dolaşan hava, diğeri ise buharlaşma ısısını kabinden çekerek, kabini soğumasını sağlayan soğutucu akışkandır. Soğutucu akışkan buharlaşarak çevreden ısı alır ve bu sayede buharlaştırıcının yüzeyi ve çevresini soğutur. Buharlaştırıcı ve buzdolabı kabini arasında bulunan bu döngü çalışma süresince devam eder.

Bu çalışmada, tezgah seviyesi buzdolaplarında sistem performansını en çok etkileyen komponent olan buharlaştırıcı üzerine yoğunlaşmıştır. Buharlaştırıcı boru çapı değişikliğinin sistem performansına etkisinin incelenmesinin yanı sıra kapileri boru uzunluğunun ve gaz şarj miktarı değişiminin etkileri de araştırılmıştır. Deney sonuçları 6 sigmanın en etkili yöntemlerinden biri olan "Deney Tasarımı (DOE) tekniği ile analiz edilerek optimum enerji tüketimini sağlayan konfigürasyon belirlenmiştir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, “Plaka Üzeri Boru Tipi Buharlaştırıcı Boru Çapı Değişikliğinin Soğutma Sistem Performansı Üzerine Etkisinin Deneysel Çalışması” konulu tez çalışmasında faydalanılmak üzere literatürde yer alan çalışmalara yer verilmiştir. Literatür araştırmasında konuyla birebir ilgili bir çalışmaya rastlanmaması sebebiyle, literatürde bu çalışmaya benzer olarak yapılan buharlaştırıcı, kapileri boru ve buzdolabı soğutma çevrimi üzerine olan makalelere yer verilmiştir.

Alimoradi ve Maghareh (2017) çalışmalarında, gövde ve sarmal borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi yoğunlaştırması helezoni bobinin dış yüzeyine halka şeklinde kanatçıklar takmak suretiyle sayısal olarak araştırmışlardır. Bu amaçla 13 farklı tipte ısı eşanjörü tasarlamışlardır. Tüm ısı eşanjörlerinin geometrileri, kanatçık sayısı veya yüksekliği hariç aynı tutulmuştur. Tüm ısı eşanjörlerini üç farklı Reynolds sayısında incelemiştirler ($Re_{sh} = 7500, 15000$ ve 30000). Sayısal modelin geçerliliği için iki yöntem kullanılmıştır. Çalışmaları sonucunda, ısı değiştiricilerin dış yüzeyinden olan ısı transfer katsayısının tahmini için en uygun durumlar ve bazı korelasyonlar bulmuşlardır. Reynolds sayısı $7500 \leq Re_{sh} \leq 30000$ arasında olduğunda, ısı aktarım hızının % 44.11'e kadar çıkabildiği sonucuna varmışlardır.

Bu çalışmada, soğutucu akışkan yükünün, taze gıda bölmesi kılcal borusunun ve soğutucu geri kazanım işleminin, bir paralel çevrimin performansı üzerindeki etkileri Yoon vd. (2011) tarafından incelenmiştir. Bir taze gıda bölmesi buharlaştırıcısının ısı transfer alanı ve hava akış hızı için tasarım kuralları önermişlerdir. Paralel çevrim, soğutucu akışkan miktarı ve taze gıda bölmesi kılcal boru çapı açısından optimize edildiğinde, enerji tüketimi % 7.8 azaldığını belirlemişlerdir. Ek olarak, çalışma sıralamasının ve soğutucu geri kazanım işleminin optimizasyonu ile % 1.8'lik bir ek enerji tasarrufu elde edildiğini bulmuşlardır.

Bansal ve Rupasinghe (1996, 1998) çalışmalarında özellikle ev tipi buzdolapları ve derin dondurucularda küçük buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri için adyabatik ve adyabatik olmayan kapileri boru boyutlarıyla geliştirilmiş ampirik bir model sunmuşlardır. CAPIL ismini verdikleri sayısal modelde, kapileri borularının uzunluğunun, kapileri borunun iç çapı, kapileri borudaki soğutucu akışkanın kütle akış hızı, yüksek ve alçak basınç

arasındaki fark, aşırı soğutmanın kapileri boruya girişi ve kapileri boru malzemesinin yüzey pürüzlülüğü faktörlerine bağımlı olduğu varsayımına dayandırmışlardır. Yaptıkları sayısal modeli bir dizi çalışma şartı üzerinde önceki çalışmalarla doğrulamışlar ve HFC134a için deneysel verilerle örtüştüğü göstermişlerdir.

Isı eşanjörlerinin ev tipi bir soğutma sisteminin verimliliğine olan etkisi Dagilis vd. (2004) tarafından ele alınmıştır. En çok kullanılan üç ısı değiştirici tasarımını karşılaştırmak için durağan matematiksel model kullanmışlardır. Her tasarım için kompresörün ve ısı eşanjörünün kapasitesine bağlı olarak ısı eşanjörüne en uygun iç çapı bulmuşlardır. Evaporatörde ve kondenserdeki alt soğutmada yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları, aşırı ısınma gibi çalışma koşullarının etkisi eşanjörün optimum boyutlarını da analiz etmişlerdir.

R134a soğutucu akışkanı kullanılan bir buzdolabında alternatif hidrokarbon (HC) soğutkanları, soğutucu akışkanların yüksüz indirgeme testi ve 24 saat yük-bazlı döngü testi ile soğutmayı değerlendirmek için Yu ve Teng tarafından (2014) kullanılmıştır. HC soğutkanlarının, R290 ve R600a'nın karışık kütle oranları, sırasıyla % 65 ve % 35 (HC₁), % 50 ve % 50 (HC₂) ve % 0 ve % 100 (HC₃) seçilmiştir. Şarj oranları HC soğutucuları için yüklü R134a kütlesine dayanılarak % 30, % 40, % 50 ve % 60 olarak belirlenmiştir. Yüksüz indirgenme testi ile, en uygun yüklü kütle için tüm HC soğutucu akışkanları için R134a'nın % 40'ı olduğunu ortaya koymuşlardır. Deneysel sonuçlarının çoğu en uygun şarjla elde edilen HC buzdolaplarının, dondurucu sıcaklığı ve güç tüketiminin R134a buzdolaplarından daha yüksek olduğunu göstermiştir. Bu nedenle, R134a, HC₁, HC₂ ve HC₃'ün kapileri boru uzunluklarını yeniden hesaplamışlar ve sırasıyla 2.77, 5.05, 5.34 ve 5.60 m olarak elde etmişlerdir. Bu kapileri uzunlukları 24 saat yük-bazlı döngü testinde kullanmışlardır. 24 saat yük-bazlı döngü testi sonuçlarında, dondurucu sıcaklıklarının HC soğutucu akışkanlar kullanıldığında önemli ölçüde azaldığını ve tüm HC soğutucu akışkanların kapileri boru uzunluklarını değiştirdikten sonra R134a buzdolabında kullanılabileceğini bulmuşlardır. HC soğutucu akışkanların tümü R134a'ya kıyasla daha düşük elektrik tüketimi, daha düşük zaman oranları ve daha yüksek enerji faktörleri (EF'ler) verdiğini belirtmişlerdir. HC₁, HC₂ ve HC₃'ün EF'lerini sırasıyla % 9.1, % 12.2 ve % 42.3 ve R134a'ninkinden daha yüksek olarak bulmuşlardır.

Kılcal boru emiş hattı ısı eşanjörlerinin (CTSLHE) sayısal simülasyonları için Santos Guzella vd. (2016) tarafından güncellenmiş bir yaklaşım sunulmuştur. Daha önce bulunan yaklaşık çözüm metodolojisine benzer özellikteki bu yeni metodolojide, genleşme işlemi ısı transferi işleminden ayrı olarak modeller ve hidrodinamik ve termal alt modeller olmak üzere iki alt modele ayırmışlardır. Araştırmalarında, biri soğutucu akışkan akış kütle ve diğeri soğutucu akışkan için entalpi yolu olan iki aşamalı öngörücü-düzeltilici modeli önermişlerdir. Kütle akış hızı ve emiş hattı çıkış sıcaklığının simülasyon sonuçları deneysel veriler, ampirik korelasyonlar ve iyi dağıtılan modeller ile karşılaştırmışlardır. Simülasyon sonuçlarının, deneysel verilerle iyi bir uyum gösterdiği ve tüm kütle akış hızı sonuçları $\pm\%$ 20 hata bandında emme hattı çıkış sıcaklığı ± 5 C'de sonuçlandığı sonucuna varmışlardır. Kütle akış hızı, kritik basınç ve emme hattı çıkışının sıcaklığının öngörülen sonuçları, yüksek derecede literatürel sayısal modellerin sonuçlarına kıyasla karşılaştırmışlardır.

Yang vd. (2015), ev tipi soğutucu - dondurucu uygulamaları için yüksek verimli 2 kademeli buhar sıkıştırma döngüleri geliştirmişlerdir. Yeni geliştirilen çevrimlerin parametrik analizinden, buzdolabı ve dondurucu uygulamalarında kompresörler paralel bağlanırken en üst COP (performans katsayısı) elde etmek için buharlaştırıcıların seri bağlanması gerektiği sonucuna varmışlardır. En önemli performans iyileştirme parametresi dondurucu yük oranı olduğunu keşfetmişlerdir. ($R_{QF}=Q_F/Q_{toplama}$). Ayrıca, kütle akış oranı ($\dot{m}_{toplama}$) üzerine en büyük etkinin ısı değiştiricinin aşırı soğutma derecesi olduğunu belirlemişlerdir. R152a / R600a soğutkan karışımının iki devreli çevrim için en iyi performans katsayısına (COP 3.758) sahip olduğunu bulmuşlardır.

1.0, 2.2 ve 3.5 mm iç çaplara sahip yatay küçük çaplı borularda R32 soğutucu akışkanı ile boru çapının akışkanlık özellikleri üzerine olan etkisi Jige vd. (2017) tarafından araştırılmıştır. 15 ° C doyma sıcaklığında, kaynama ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşünü ölçmüşlerdir. Kütle hızının, ısı akışının, kalitenin ve boru çapının etkileri açıklamışlardır. Bir iç yatay cam boru içindeki adyabatik iki fazlı akış için R32 akış deseni 15 ° C doygunluk sıcaklığında 3,5 mm çapı için araştırmışlardır. Akış desenleri tıpa, dalgalı, dağınık ve düzenli şeklinde akış gözlemişlerdir. Aynı deneysel şartlar altında, boru çapını azaltmanın ısı transfer katsayısını arttırdığını gözlemlemişlerdir. Sürtünme kaynaklı basınç düşüşünün kütle hızı ve kalitesi arttıkça ve boru çapı azaldıkça arttığını görmüşlerdir.

Boeng ve Melo (2013), ev tipi buzdolabının termodinamik davranışı soğutucu akışkan yükünü ve genleşme kısıtlamasını aynı anda değiştirerek deneysel olarak çalışmışlardır. Bu amaçla bir silindir, bir yük hücresi ve iki solenoid valfden oluşan özel bir şarj cihazı tasarlamışlardır ve içindeki orijinal kapileri boruyu daha büyük bir çaplı kapileri boru ile değiştirmişlerdir. Bir ölçme valfi seri olarak sisteme bağlamışlardır. Genleşme kısıtlaması, kapileri boru ile ölçüm valfinin eşlerinin orjinal sisteminkinden daha yüksek ve düşük ayarlarla değiştirmişlerdir. Soğutucu akışkan şarjının ve genleşme kısıtlamasının farklı kombinasyonları ile toplam 95 enerji tüketimi ölçümü kaydetmişlerdir. Birkaç kombinasyonundan oluşan minimum enerji tüketimi bölgesi için soğutucu akışkanın şarjı ve genleşme kısıtlaması açıkça tespit etmişlerdir. Ayrıca, genişleme kısıtlamasının ve soğutucu akışkan şarjının uygun olmayan bir kombinasyonu enerji tüketimini % 30'a kadar artırdığı sonucuna varmışlardır.

Yoğunlaşma ve buharlaşma sıcaklıkları, aşırı soğutma derecesi ve aşırı ısınma derecesi, boru çapı, boru uzunluğu ve soğutucu akışkan giriş kalitesi gibi farklı parametrelerin kapileri boru emiş hattı ısı eşanjörleri (CT-SLHX) performansına etkisi Yang ve Bansal (2005) tarafından sayısal olarak incelenmiştir. Kapileri borudan emiş hattına sıcaklık geçiş hızı, çevre dostu soğutucular olan HFC-134a ve HC-600a için simüle etmişlerdir. R134a soğutkanının ısı transfer oranı ve buharlaştırıcı kapasitesi açısından R600a soğutkanına göre daha iyi olduğunu belirlemişlerdir. Kapileri boru dönüş borusu hattının, adyabatik olmayan dizilimde adyabatik dizilime göre ısı transfer oranının %8-10 oranında düştüğü sonucuna varmışlardır.

Jin vd. (2017) tarafından yapılan bu çalışmada, boru çapının ve soğutkan tipinin performansa etkisini incelemişlerdir. 7mm boru çaplı R22 kanatlı borulu buharlaştırıcının borunun çapı 5 mm'ye düşürmüşler ve çevre dostu R290 soğutkan kullanmışlardır. Evaporatör geliştirilmeden önce ısı transfer performansı ve soğutucu akışkan akışını, basınç düşüşünü, bakır kullanımı karşılaştırmaları EVAP-COND simülasyon yazılımını kullanarak simüle edilmiştir. Çalışma sonucunda, R290 soğutucu akışkanı kullanılan buharlaştırıcıda ısı transfer etkisinin R22 soğutucu akışkanı kullanılan sistemdekenden daha iyi olduğunu gözlenmişlerdir. Artan basınç düşüşünün sayesinde, R290 kanatlı borulu buharlaştırıcının ısı transferi küçük boru çapı ile % 34,62 arttığı, soğutucu akış hızı, basınç düşüşü, bakır ve alüminyum tüketimi % 28,7, % 43.1,% 28.6,% 30 oranında azaldığını belirlemişlerdir.

3. BUHARLAŞTIRICILAR

Buharlaştırıcı, iki akışkandan birinin faz değiştirerek buharlaşmasıyla ısı geçişinin sağlandığı ısı değiştiricilerdir. Buharlaştırıcılar kullanım alanlarına göre soğutma ve iklimlendirmede kullanılan buharlaştırıcılar ve proses ve kimyasal endüstrilerde kullanılan buharlaştırıcılar olmak üzere ikiye ayrılırlar.

Soğutma ve iklimlendirme sisteminde kullanılan buharlaştırıcılar, soğutucu akışkan buharlaşırken ortamdan ısıyı alan cihazlardır. Yoğuşturucudan çıkan ve kılcal borulardan adyabatik olarak genişledikten sonra buharlaştırıcıya sıvı-buhar karışımı şeklinde giren soğutucu akışkan doymuş durumdadır. Çoğunlukla yaklaşık %10 kalitededir. Soğutucu akışkanın sıvı fazı, buharlaştırıcıdan geçerek buharlaşır ve soğutucu akışkan kalitesi artar. Bazı tip buharlaştırıcılarda soğutucu akışkan %100 kalitede doymuş buhar olarak çıkar. Diğer tip buharlaştırıcılarda çıkmadan önce kızgındır.

Endüstride kullanılan buharlaştırıcılar, genellikle bir katı-sıvı çözeltideki katı madde derişimini artıran ısı değiştiricilerdir. Çözücünün kaynatılarak uzaklaştırılmasıyla çözeltinin derişikleştirilmesini sağlarlar. Buharlaştırma işleminde çözücü olarak genellikle su kullanılmakta olup elde edilmek istenen ürün ise; genellikle derişikleştirilmiş çözelti olmaktadır. Fakat bazı durumlarda ise; buharlaştırılan çözücü ana ürün olmaktadır. Kaynama noktaları arasında belirli bir fark olan sıvı-sıvı karışımlarını ayrıştırmak amacıyla da kullanılır. Buharlaştırıcıların çoğu ısıtıcı akışkan olarak doymuş buhar kullanır, fakat bunun yanında sıcak su ya da kızgın yağın kullanıldığı düzenlemeler de mevcuttur.

3.1 Soğutma ve İklimlendirmede Kullanılan Buharlaştırıcılar

Bu bölüm, Kakaç (1991), Smith (1983), Genceli (2005)'den yararlanılarak aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılan buharlaştırıcılar, serpantin (coil) ya da gövde borulu olup olmadıklarına göre sınıflandırılırlar. Buharlaştırıcı serpantin, hava tarafında daha fazla yüzey alanı gerekmesi sebebiyle ikinci akışkan hava olduğunda kullanılır. Gövde borulu buharlaştırıcılar, su veya tuzlu su (deniz suyu) gibi ikinci akışkan sıvı olduğunda kullanılırlar.

3.1.1 Doğrudan Genleşmeli Buharlaştırıcı Serpantin (Coil)

Buharlaştırıcı serpantin, soğutucu akışkanın boruların içinden, havanın boruların dış yüzeyi üzerinden aktığı plaka kanatlı borulardan meydana gelir. Buharlaştırıcı serpantin, şekil ve boyutun geniş alan gerektirdiği uygulamalar için kullanılır. Şekil ve boyutlar aynı uygulamalar için bile üreticiden üreticiye değişir. Farklı uygulamalar, serpantinden geçen havanın taşınmasının farklı yollarla olmasına sebep olur. Çoğu durumda zorlanmış taşınım kullanılır fakat doğal taşınım da kullanılabilir. Buharlaştırıcı serpantinde genellikle dairesel borular kullanılır. Özel uygulamalar için dikdörtgen veya oval borular kullanılabilir.

3.1.2 Gövde Borulu Buharlaştırıcılar

Silindirik bir gövde ile bu gövde içine yerleştirilen birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanların birisi boruların içinde, diğeri ise gövde içinden akar. Gövde borulu buharlaştırıcılar, taşmalı ve gövde borulu doğrudan genleşmeli buharlaştırıcılar olarak ikiye ayrılır.

3.1.2.1 Taşmalı (flooded) Buharlaştırıcılar

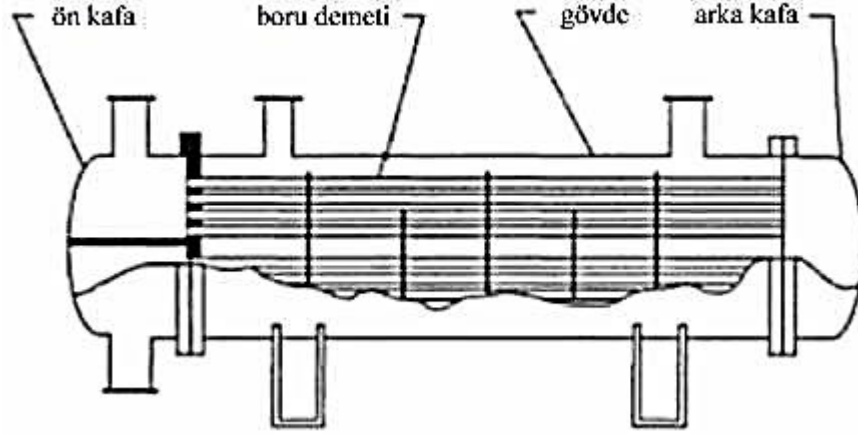
Taşmalı gövde borulu buharlaştırıcılar, boruların içinden akan sıvıları, gövde tarafındaki soğutucu akışkandan ısı transfer ederek soğutur. “Taşmalı terimi, aslında boruların doymuş sıvı-buhar karışımıyla kaplı olduğunu belirtir. Düşük kalitedeki (yaklaşık %10) soğutucu akışkan, akışkanı bütün borulara eşit dağıtan dağıtıcıdan (distribütör) geçerek gövde tarafına girer. Kaynama meydana gelir ve kabarcıklar yükselir, soğutucu akışkanın kalitesi aşağıdan yukarı doğru artar.

3.1.2.2 Gövde Borulu Direkt Genleşmeli Buharlaştırıcılar

Sıvı soğutucuların ikinci tipi, Şekil 3.1’de görülen direkt genleşmeli buharlaştırıcıdır. Bu tip sıvı soğutucular, gövde borulu ısı değiştiricilerdir. Bununla birlikte, soğutucu akışkanın gövde tarafından aktığı taşmalı buharlaştırıcıdan farklı olarak akışkan direkt genleşmeli buharlaştırıcıda boruların içinde buharlaşır. Direkt genleşmeli buharlaştırıcı, sıvı soğutucuların taşmalı buharlaştırıcı tipine göre çeşitli avantajlara sahiptir.

Direkt genleşmeli tiplerde soğutucu akışkan miktarı az, taşmalılarda çok fazladır. Direkt genleşmelilerde bütün yüzeylerden yararlanılabilir, taşmalılarda ise sadece mevcut

yüzeyin bir kısmından yararlanılır. Taşmalı tipler maliyet yönünden daha pahalıdır (Bulgurcu, 2001).



Şekil 3.1 Gövde borulu direkt genişmeli buharlaştırıcılar (www.edata-center.com, Haziran 2006)

3.2 Proses ve Kimyasal Endüstride Kullanılan Buharlaştırıcılar

Bu bölüm, Kakaç (1991), Smith (1983), Genceli (2005). Mc Cabe vd.(1993), Hewitt vd. (1994), Hawaj (1999),’dan yararlanılarak aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

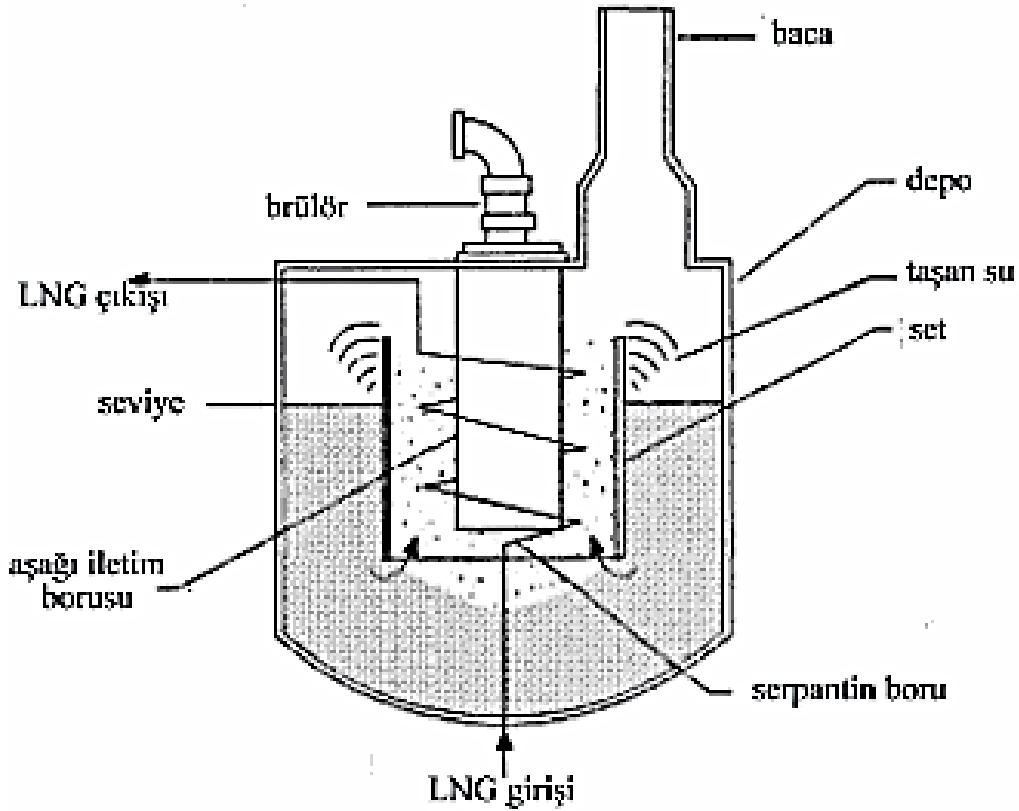
Proses ve kimya endüstrisinde kullanılan buharlaştırıcılar, buharlaşan akışkan ve ısıtan akışkanın boru veya plakalarla ayrı tutulduğu ve akımların kasten karışmasına izin verildiği tipler olarak ayrılır. Akışkanın karışmadığı buharlaştırıcılarla daha yaygın olarak karşılaşılır. Doğrudan temaslı olarak bilinen diğer tip buharlaştırıcılarda ısı transfer yüzeyi yoktur. Bu, özellikle yüksek korozyon veya yüksek kirlenmeye uğrayan akışkanların buharlaştırılmasında faydalıdır.

3.2.1 Doğrudan Temaslı Buharlaştırıcılar

Bu tip buharlaştırıcılarda, sıcak gaz akışkan havuzuna akar ve buharlaşmaya sebep olur, buhar atık gazlarla taşınır. Bu buharlaştırıcılar oldukça ucuzdur ve aşındırıcı akışkanların, viskoz sıvıların konstrasyonu için uygundur. Doğrudan temaslı buharlaştırıcılar flaş ve daldırmalı yanma (submerged combustion) olmak üzere ikiye ayrılır.

3.2.1.1 Daldırmalı Yanma Tipi Buharlaştırıcı

Daldırmalı yanma, ya akışkan altında kendiliğinden meydana gelen yanma ya da akışkan yüzeyi altında serbest bırakılan ürün gazlarının sıcak yanması olan hidrokarbon yakıtın yanmasıdır. Her iki durumda, yanma işlemiyle serbest bırakılan enerji, sıvıyla doğrudan temas ederek aktarılır. Sistemde, egzoz gazı aşağı iletim borusu (downcomer) ve tahliye borusu arasındaki halka kanalda serbest bırakılır. Bu, depodaki sıvının güçlü bir sirkülasyon üretmesini sağlar ve bu yüzden sıcak egzoz gazı ve sıvı arasında iyi karışım sağlanır. Şekil 3.2’de gösterildiği gibi daldırmalı yanma tipi buharlaştırıcılar, sıvılaştırılan gazların yeniden buharlaştırılmasında da kullanılır. Yanma ürün gazları, depodaki suyu ısıtmak için kullanılır. Sonra depodaki sıcak su, sıvıya daldırılan serpantin borulardan akan sıvıyı buharlaştırmak için kullanılır. Sıvılaştırılan gazların doğrudan buharlaştırılması tehlikeli olduğundan bu daha güvenli olabilir. Daldırmalı yanma tipi buharlaştırıcılar, çoğunlukla sülfürik asit veya kimyasal atıkların bazı türleri gibi aşındırıcı kimyasalların deriştirilmesinde kullanılabilir.



Şekil 3.2 Daldırmalı yanma tipi buharlaştırıcı (www.edata-center.com, Haziran 2006)

3.2.1.2 Flaş (Flash) Buharlaştırıcı

İnce tabakalı tiplerden farklı olarak, flaş buharlaştırıcılarda, buharlaşma ısı transfer yüzeyinde meydana gelmez. Bunun yerine besleme çözeltisi ayırıcıya girer, kristalizasyon (billurlaşma) meydana gelir. Eğer besleme çözeltisi soğuk ise ısının büyük bir kısmı çözeltiyi kaynama sıcaklığına getirmek için kullanılır. Eğer kaynama sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklıkta girerse beslemenin bir kısmı hemen buharlaşır. Buna “flaş buharlaştırma” denir.

3.2.2 Dolaylı Temaslı Buharlaştırıcılar

Bu tiplerde ısı, önce sıcak akışkandan iki akışkanı ayıran bir yüzeye veya bir kütleye geçer. Daha sonra bu ısı bu yüzeyden veya kütleden soğuk akışkana iletilir. Dolaylı temaslı buharlaştırıcılar, gövde borulu ve plakalı olmak üzere ikiye ayrılır.

3.2.2.1 Gövde Borulu Buharlaştırıcılar

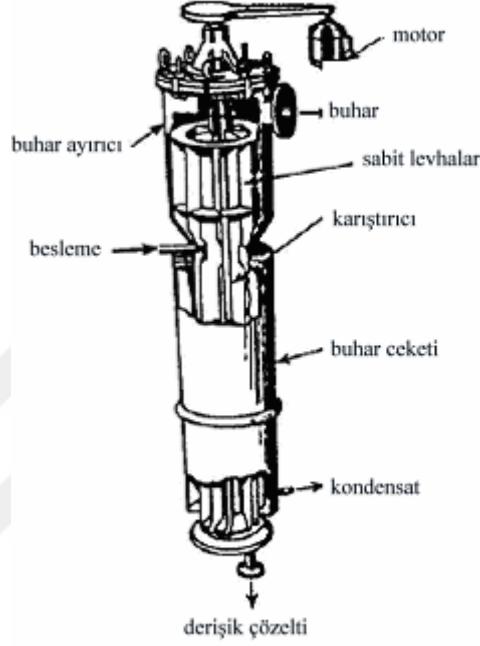
Gövde borulu buharlaştırıcılar, geniş basınç ve sıcaklık aralıklarına izin veren tasarımlarındaki esneklik nedeniyle en çok tercih edilen buharlaştırıcı tiplerinden biridir. Bu tip buharlaştırıcılar, gövdelerinin yatay ya da dikey olmasına göre ikiye ayrılırlar.

Dikey buharlaştırıcılar

Dikey buharlaştırıcılar, karıştırıcılı ince film buharlaştırıcılar ve dikey borulu buharlaştırıcılar olmak üzere ikiye ayrılırlar. Dikey borulu buharlaştırıcılar ise kısa borulu, uzun borulu, tırmanan film (climbing film) ve düşen film (falling film) buharlaştırıcılar olarak dört çeşittir.

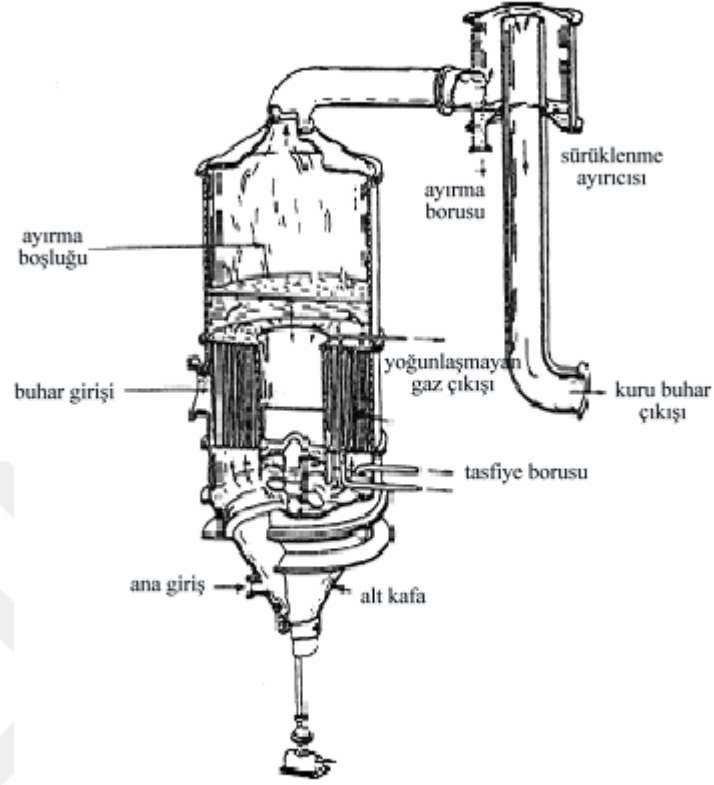
Karıştırıcılı ince film buharlaştırıcılarda, tüm ısı transferlerindeki başlıca direnç, sıvı kısmındadır. Özellikle viskoz sıvılarda, bu direnci düşürmenin bir yolu, Şekil 3.3’te gösterildiği gibi sıvı filminin mekaniksel olarak karıştırılmasıdır. Karıştırıcılı ince film tipi buharlaştırıcılarının başlıca avantajı; viskoz sıvılarla çalışıldığında, yüksek ısı transfer hızları verme özelliğidir. Ürün, buharlaşma sıcaklığında bazen 1000 P’den daha yüksek bir viskoziteye sahip olabilmektedir. Diğer buharlaştırıcılarda, viskozite yükseldikçe tüm ısı transfer katsayısı düşer. Fakat bu tasarımda düşme çok az olmaktadır.

Oldukça yüksek viskoziteli maddelerle çalışıldığında, tüm ısı transfer katsayısı, zorlanmış sirkülasyonlu buharlaştırıcılardaki tüm ısı transfer katsayısından daha büyük, doğal sirkülasyonlu buharlaştırıcılardaki tüm ısı transfer katsayısından ise çok daha büyüktür. Bu buharlaştırıcıların dezavantajları ise; yüksek maliyet, oldukça fazla bakıma ihtiyaç duyan iç kısımdaki hareketli parçalar ve çok borulu buharlaştırıcılardan çok daha az olan küçük kapasitedir.



Şekil 3.3 Karıştırıcılı ince film buharlaştırıcı (McCabe vd., 1993)

Kısa borulu dikey buharlaştırıcı, geliştirilen ilk buharlaştırıcı tipidir. Nispeten bodur dikey silindir ve gövde boyunca devam eden yatay boru tabakalarından meydana gelir. Boruların çapları geniştir (25 – 75 mm) fakat boyları kısadır (sadece 1,5 – 2 m). Şekil 3.4’de gösterildiği gibi kısa borulu dikey buharlaştırıcılarda ısı transferi uygun bir masrafla elde edilir. Bunlar, boruların içi kolayca temizlenebildiği için, kabuk meydana getiren sıvılarla iyi çalışırlar. Tabii sirkülasyon kısa borulu dikey buharlaştırıcılarda, uzun borulu dikey buharlaştırıcılarınkine oranla daha çoktur. Isı transferi seyreltik çözeltilerle oldukça yüksek tutulabilir. Fakat çözelti derişikleştikçe viskozitesi arttığından dolayı ısı transferinde güçlük çıkabilir. Genellikle kısa borulu buharlaştırıcılar yerine uzun borulu buharlaştırıcılar tercih edilmektedir.



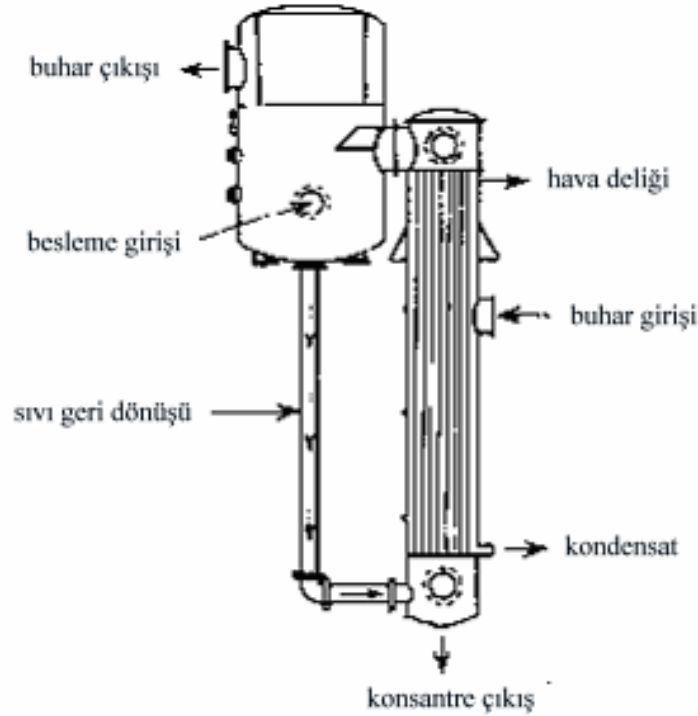
Şekil 3.4 Kısa borulu dikey buharlaştırıcı (Smith, 1983)

Uzun borulu dikey buharlaştırıcı, çoğunlukla besleme hattına bir pompayla bağlanmıştır. Borular, kısa-borulu tipe göre çapları genellikle küçük, daha uzun ve daha az sayıdadır. Burada boru uzunluğu 6m'nin üzerinde olabilir. Kaynama, gövde tarafında yoğunlaşan gaz tarafından, ısıtılan boruların içinde meydana gelir. Buhar-ısı ayırıcısı gerekli olabilir fakat daha sıklıkla farklı tanklarda dışarı taşınır. Sıvı faz, ayırıcıdan buharlaştırıcıya geri döner. Kısa borulu buharlaştırıcıyla karşılaştırıldığında, uzun borulu buharlaştırıcı daha yüksek ısı transfer katsayısı verir fakat girişteki daha yüksek basınç nedeniyle kaynama olmayan bölgede sıcaklıkta daha büyük artış vardır. Bu sıcaklık farkında önemli azalmaya sebep olabilir.

Tırmanan film buharlaştırıcı, daha önce tanımlananlardan farklı olarak girişte daha düşük akışkan basıncına sahip uzun borulu düşey doğal sirkülasyonlu bir buharlaştırıcıdır. Bu yüzden kaynama daha geç başlar, sıcaklıktaki artış daha azdır. Sirkülasyon oranı daha az, çıkıştaki kalite daha fazladır. Sıvı, buharlaştırıcının altından

girer, kaynama noktasına erişinceye kadar ön ısıtılır ve daha sonra boruya doğru ilerler. Buhar borunun merkezini işgal eder ve sıvı boru duvarına doğru zorlanır. Akışkan borudan yukarı hareket eder. Daha fazla buhar ve daha fazla hız sonucunda sıvı tabakasının incelmeye başlamasına neden olur. Hidrostatik basınç etkisi nedeniyle doyma sıcaklığındaki değişim, bu tip buharlaştırıcının analizini zorlaştırır. Tırmanan film buharlaştırıcıların en büyük avantajları, mükemmel ısı transfer performansları ve üretimlerinin pahalı olmamasıdır. En büyük dezavantajları ise, geniş sıcaklık farkının gerekliliğidir.

Düşen film buharlaştırıcıda, şekil 3.5'te gösterildiği gibi sıvı boruların üstüne beslenir ve boruların iç yüzeyinde sıvı film (tabaka) yerçekimi etkisiyle akar. Buharlaşma boyunca, buhar kanalın merkezine dolar ve buharın momentumu artar, tabaka daha ince hale gelir. Buhar yerçekimiyle hareket ettiğinden tırmanan film buharlaştırıcıya göre daha ince tabaka üretir. Tabakanın çok ince olması sebebiyle, ısı transfer katsayısı buharlaşan tabaka için çok yüksektir.

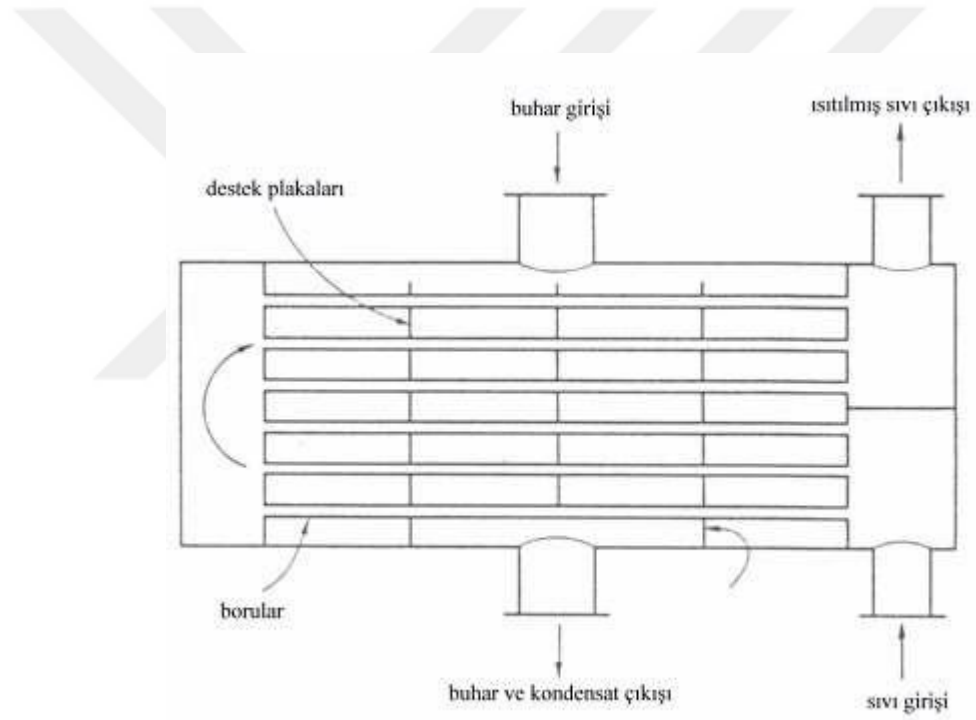


Şekil 3.5 Düşen film buharlaştırıcısı (www.kimyamuhendisi.com, Haziran 2006)

Yatay buharlaştırıcılar

Yatay buharlaştırıcılar, gövdelerinin ya da borularının durumuna göre yatay gövdeli ve yatay düşen film buharlaştırıcılar olmak üzere ikiye ayrılırlar.

Yatay borulu buharlaştırıcıda, şekil 3.6’da gösterildiği gibi ısıtıcı sıvı (genellikle buhar), boru demetinin içinde ve buharlaşan akışkan boruların dışındadır. Buhar içine az sayıda sıvı damlaları karışması bu buharlaştırıcılar için başlıca gerekliliktir. Bu buharlaştırıcı üniteleri hem boru tarafı hem de gövde tarafında yüksek basınçlarda çalışması sebebiyle, ekonomik nedenler için gövde çapı mümkün olduğu kadar küçük tutulmalıdır.

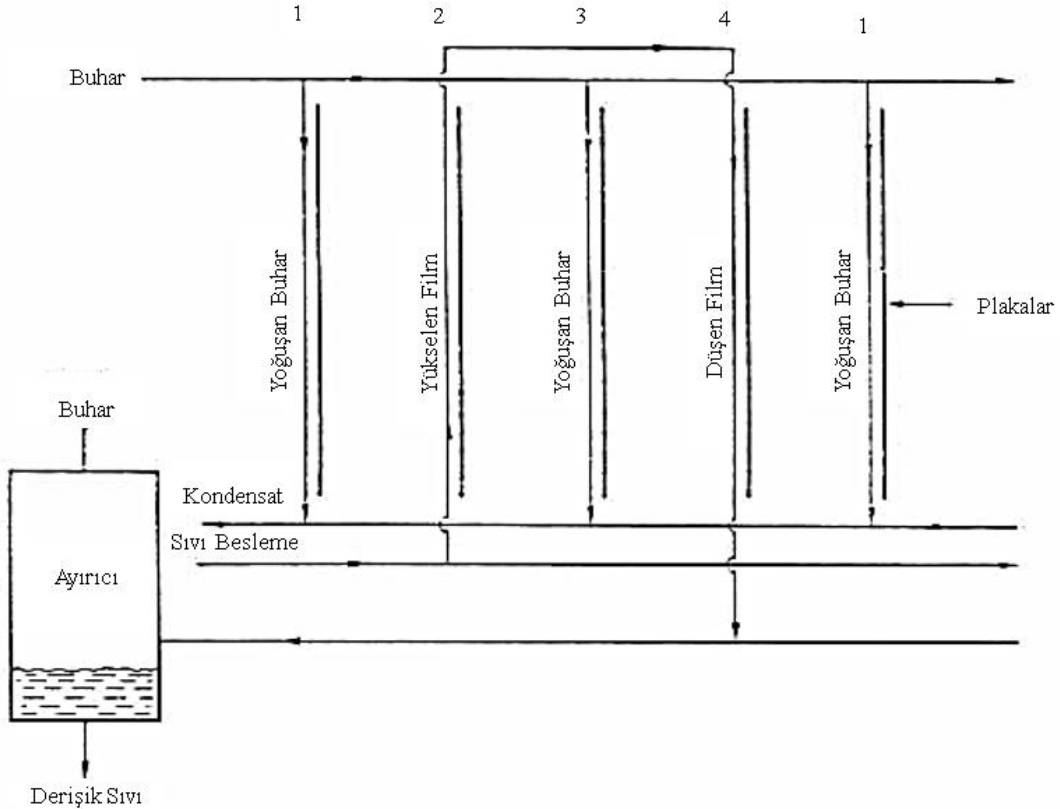


Şekil 3.6 Yatay borulu buharlaştırıcı (Kakaç, 1991)

Yatay düşen film buharlaştırıcılar, genellikle sıvının borunun içinde aşağıya doğru aktığı dikey ünitelerdir. Bununla birlikte, yatay düşen film buharlaştırıcılar da tercih edilir. Buharlaşacak sıvı yatay boru demetinin dışına püskürtülür. Isıtıcı akışkan boruların içinde akar. Boruların dışındaki sıvı, boruların etrafında akan ince film (tabaka) şeklini alır. Yatay ünitelerde, dağıtım boru demetinin üst yüzeyine spreyle yapılabilir. Dikey düşen-film buharlaştırıcılar gibi, yatay buharlaştırıcılarda sıvının çok ince bir tabaka halinde olması nedeniyle yüksek ısı transfer katsayısı verirler.

3.2.2.2 Plakalı Buharlaştırıcılar

Plakalı ısı değiştirciler, genellikle gövde borulu ısı değiştircilere alternatif olarak kullanılır. Çoğunlukla tek fazlı akışkanların ısı transferinde kullanılır fakat kaynama ve yoğuşmada kullanımları daha az bilinir. Normal buharlaştırıcılar genellikle beslenen akışkanın kısmi buharlaştırılması kadar, ısınan buharın yoğuşturulmasını da içerir. Plakalar, Şekil 3.7’de görüldüğü gibi 4 plakalı bölümler halinde gruplanır. Plaka 1, yoğuşan buhar plakasıdır. Buhar bu plakada yoğuşur ve plakalar her tarafından ısınır. Bu plakada aşağı doğru akış vardır ve yoğuşan buhar plakanın en altına taşınır. Plaka 2, buharlaştırma plakasıdır. Beslenen akışkan en alttan girer ve akışkan yükselirken kısmen buharlaşır. Plaka iki bitişik yoğuşturucu plakalar tarafından ısınır. Plaka 3, dğer yoğuşan buhar plakasıdır. Tekrar buhar aşağı doğru akarak yoğuşur. Yoğuşan buhar, plakanın en altına taşınır. Plaka 4, plaka 2’den akışkan ve buharı alan diğer buharlaştırıcı plakadır. Akışkan bu plakada aşağı doğru akar, buharlaşma da alçalırken meydana gelir. Kalan akışkan ve buhar plakanın altındaki geniş dikdörtgen kanaldan geçerek taşınır ve ayırıtırma tankına akar. Tekrar bu plaka çevreleyen iki buhar plakasıyla ısıtılır. 5. plaka, diğer 4’l grubun ilk plakasıdır.



Şekil 3.7 Plakalı buharlaştırıcı (Kakaç, 1991)

4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan soğutucu düzeneği ve deneyler süresince meydana gelen değişimlerin takip edilerek kaydedilmesini ve bilgisayar ortamında analiz edilebilir hale gelmesini sağlayan veri toplama ünitesi ayrıntılı olarak anlatılmıştır.

Tez çalışması kapsamında, tezgah seviyesi bir buzdolabında buharlaştırıcı performansına etken parametrelerin çoklu etkileşimlerinin analizini yapabilmek ve performansı etkileyen en etken parametrelerin belirlemek amacıyla parametrik bir deney düzeneği oluşturulmuştur.

4.1 Soğutucu Düzeneği

Çalışmada, buharlaştırıcı ve kapillerinin etkilerinin belirlenmesi amacıyla parametrik bir deney düzeneği kurulmuştur. Deneysel çalışmalarda, 180 lt brüt hacme sahip doğal taşınım ile soğutma sağlayan tezgah seviyesi bir soğutucu kullanılmıştır.

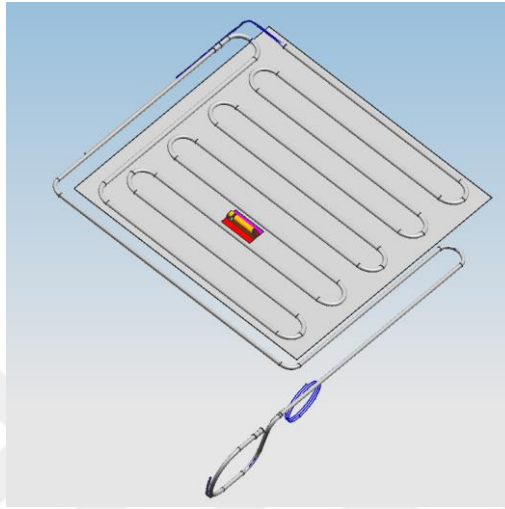
Buzdolabında, TEE marka MTZ90MT model kompresör kullanılmaktadır. Seçilen kompresör, 90 kcal/h (104,6 kW) kapasiteye ve 1,66 COP değerine sahiptir. Çalışmada kullanılan kompresör Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Tezgah seviyesi buzdolabında kullanılan kompresör.

Çalışmaya konu olan buzdolabında buharlaştırıcı olarak plaka borulu (POT – plate on tube) buharlaştırıcı kullanılmıştır. Buharlaştırıcı, buzdolabı kabınının dış tarafında

bulunan poliüretan içerisinde gövdeye yapışık konumda bulunmaktadır. Buharlaştırıcının konumlandırıldığı plastik yüzey hava ile temas halinde ve doğal taşınım ile ısı geçişine maruz durumdadır. Şekil 4.2’de deneylerde kullanılan buharlaştırıcı verilmiştir. Buharlaştırıcı 480mm x 420mm boyutlarına alüminyum levha ve 10 paslı 6434mm uzunluğunda alüminyum borudan oluşmaktadır.



Şekil 4.2 Plaka borulu buharlaştırıcı

4.2 Veri Toplama Ünitesi

Deney düzeneği üzerinden ölçülen güç, akım, enerji tüketimi ve sıcaklık gibi büyüklüklerde deneyler süresince meydana gelen değişimlerin takip edilerek kaydedilebilmesi ve bütün verilerin bilgisayar ortamına aktarılarak analiz edilebilir hale gelmesi için veri toplama ünitesi kurulmuştur. Veri toplama ünitesine ait resim Şekil 4.3’te sunulduğu gibidir.



Şekil 4.3 Veri toplama sistemi

Veri toplama sisteminde, ısıt çift ve basınç algılayıcılarından gelen sinyalleri toplayan ve üzerinde üç adet veri toplama kartı bulunan HP Agilent E1406A marka veri toplama cihazı, güç ve enerjinin ölçülebilmesi için güç algılayıcısı, akım ve gerilimin ölçülmesi için gerilim ve akım algılayıcıları, basınç algılayıcılarını beslemek amacıyla doğru akım (DC) güç üretici bulunmaktadır. Ünitenin dışında ise ısıt çiftlerin takılabilmesi için ısıt çift prizleri bulunmaktadır.

Veri toplama sisteminde, birden çok algılayıcı kullanımı nedeniyle ölçüm sapmaları doğal olarak artış göstermektedir. Kullanılmakta olan yazılım, kararlı ve doğru olarak ölçüm yapılmasına imkân verecek şekilde tasarlanmıştır. Sistemde kullanılan algılayıcılar ve ısıt çiftlerden kaynaklanan ölçüm sapmaları en aza indirilebilir. Bu işlem için ilgili algılayıcıların ve ölçme kanallarının ayrı ayrı kalibrasyonları yapılır, doğru değerlerin ölçülmesi için düzeltme katsayıları hesaplanır, bu katsayılar yazılım altına kaydedilir. Veri toplama işlemi başlatılacağı anda yazılım, kullanımda olan tüm TC kanalları ve ilgili algılayıcı için önceden verilen kalibrasyon katsayısının olduğu dosyadan okuma yapar. Tüm okumalar boyunca bu standart sapma okumalara dâhil edilerek deneylerde en doğru sonucun alınması sağlanmaktadır.

Veri toplama cihazından okunan değerler HP VEE programı ile oluşturulan veri işleme programı tarafından bilgisayar ortamına taşınmaktadır. Yine aynı şekilde HP VEE ile hazırlanan veri analiz programı ile de, deney sonuçları hızlı bir şekilde işlenerek grafikler haline getirilebilmektedir.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, çalışma kapsamında yapılan deney sonuçlarına yer verilmiştir. Tezgah seviyesi bir buzdolabında, buharlaştırıcı boru çapı, kapileri boru uzunluğu ve gaz şarjındaki değişimin sistemin performansı ve enerji tüketimi üzerine etkileri açıklanmıştır.

Tez çalışmasında, tezgah seviyesi buzdolaplarında enerji tüketimini azaltacak sistem optimizasyonu için komponentlerin performansları üzerine deneysel çalışmalar yapılmıştır. Parametrik deney düzeneğinde gerçekleştirilen enerji tüketimi deney sonuçları, amaçlarımız dikkate alınarak ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

Deneysel, çevre havanın şartlandırılabilmesi için, bir iklimik oda içinde yapılmıştır. Yapılan deney tasarımında 3 farklı boru çapına sahip buharlaştırıcı, 2 farklı kapileri boru uzunluğu ve 4 farklı soğutkan gaz miktarı faktör olarak belirlenmiştir. 25°C ortam sıcaklığında enerji tüketimi ölçümleri yapılmıştır. Yapılan deney tasarımı sonucunda, 2'şer kez tekrarlı olmak üzere toplam 24 farklı konfigürasyonda deney yapılması planlanmıştır. Değiştirilen parametreler Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1 Deney tasarımında kullanılan parametreler

Boru Çapı (mm)	Kapileri uzunluğu (mm)	Gaz şarjı –R600a (gr)
5	2000	12
6	2500	14
7		16
		18

Bu deney tasarımına göre yapılan deneylerde, ürünün EN62552 uluslararası standardında belirtilen şartlarda enerji tüketimi ölçülmüştür. Standardın tariflediği şekilde 25°C ortam sıcaklığında, taze gıda bölmesi sıcaklığı 5°C iken buzdolaplarının enerji tüketimleri kıyaslanarak en iyi tasarıma karar verilmiştir.

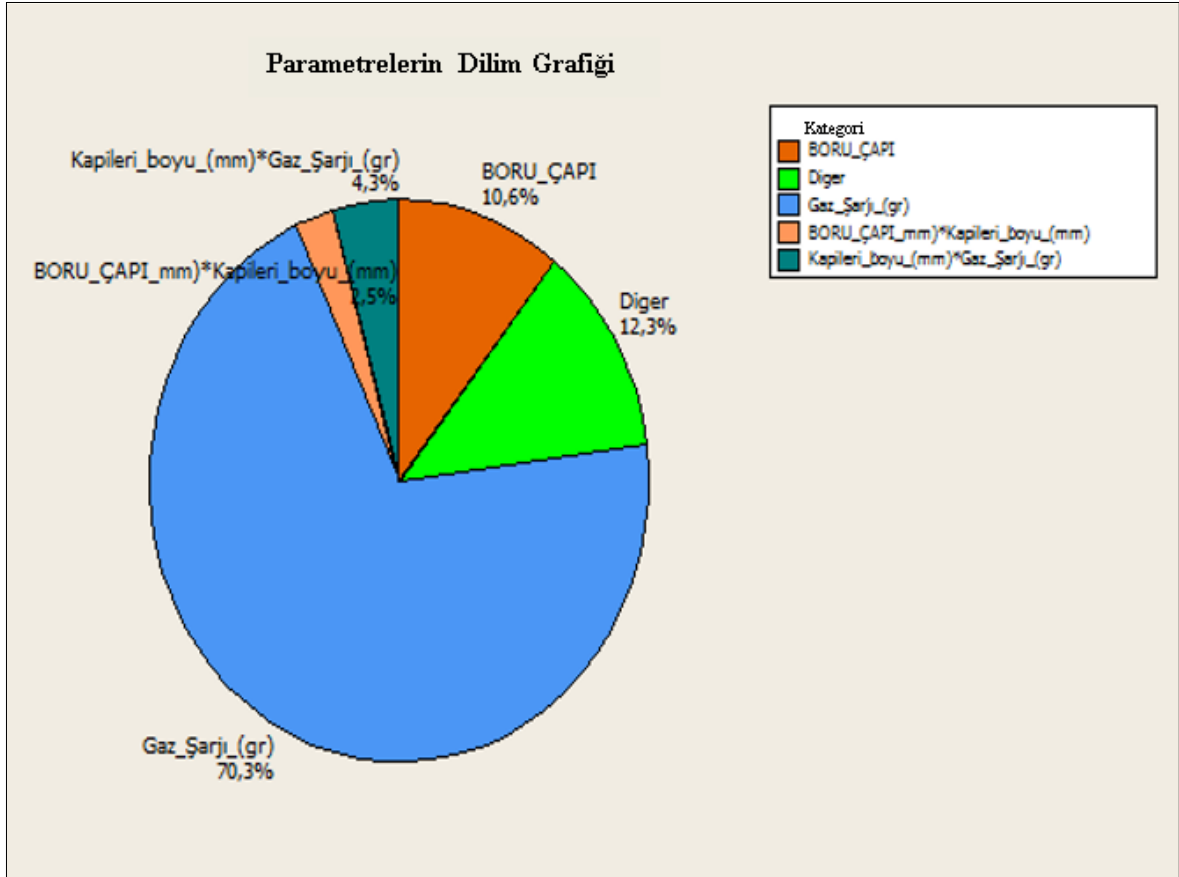
Buharlaştırıcı boru çapı, soğutkan miktarı ve kapileri boru boyu gibi parametrelerin etkilerini görmek ve buharlaştırıcı performansına etken parametrelerin çoklu etkileşimlerinin analizini yapabilmek ve performansı etkileyen en etken parametrelerin belirlenmesini sağlamak amacıyla 24 farklı konfigürasyonda 2'şer tekrarlı olmak üzere 48

adet deney yapılmıştır. Deney tasarımına göre yapılan testlerin sonuçları Çizelge 5.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.2 Test Sonuçları

Konfigürasyon	Boru Çapı (mm)	Kapileri Boyu (mm)	Gaz Şarjı (gr)	Enerji Tüketimi (1. Deneyler) (kWh)	Enerji Tüketimi (2. Deneyler) (kWh)
1	7	2000	18	0,424	0,428
2	6	2000	18	0,359	0,357
3	5	2000	18	0,398	0,396
4	7	2000	16	0,389	0,392
5	6	2000	16	0,358	0,357
6	5	2000	16	0,377	0,380
7	7	2000	14	0,389	0,387
8	6	2000	14	0,386	0,383
9	5	2000	14	0,395	0,395
10	7	2000	12	0,422	0,424
11	6	2000	12	0,446	0,447
12	5	2000	12	0,458	0,460
13	7	2500	18	0,392	0,395
14	6	2500	18	0,356	0,355
15	5	2500	18	0,404	0,401
16	7	2500	16	0,387	0,388
17	6	2500	16	0,360	0,357
18	5	2500	16	0,370	0,371
19	7	2500	14	0,432	0,435
20	6	2500	14	0,386	0,384
21	5	2500	14	0,383	0,382
22	7	2500	12	0,512	0,508
23	6	2500	12	0,461	0,457
24	5	2500	12	0,455	0,456

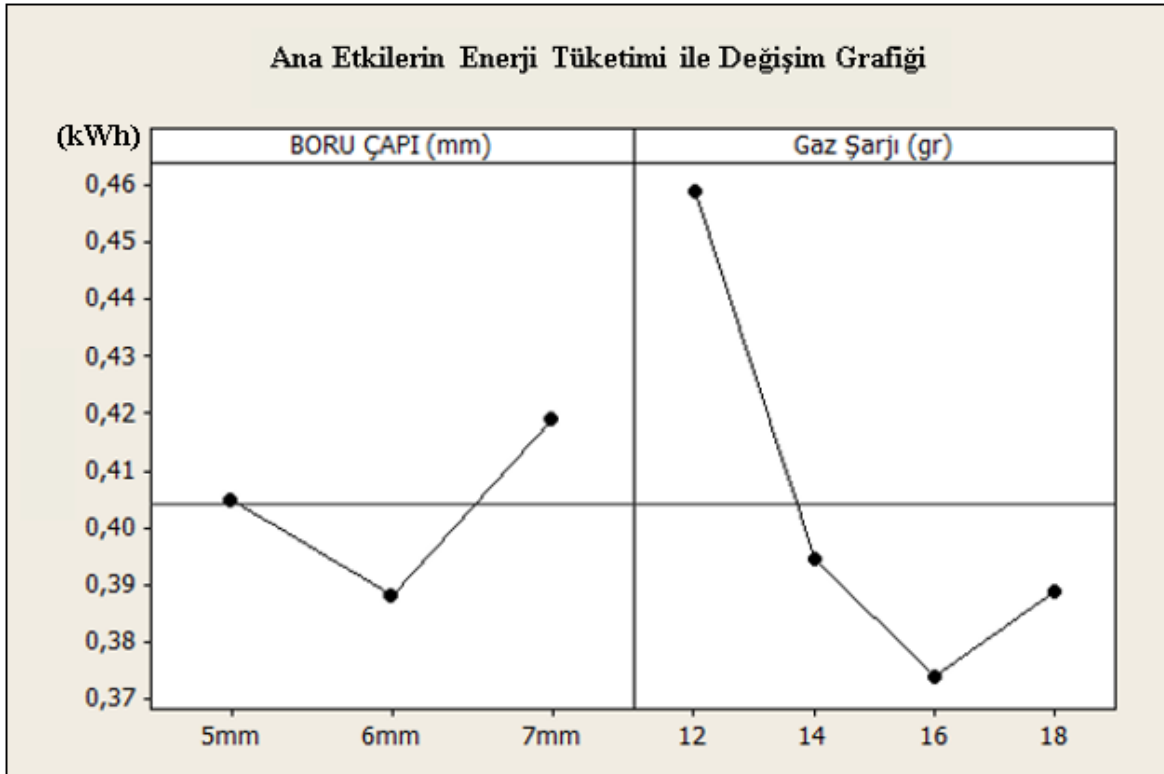
Deney sonuçlarının analizi için 6 sigmanın etkili yöntemlerinden biri olan “Deney Tasarımı (DOE) tekniği kullanılmıştır. Parametrelerin etkileri “Genel lineer metot” kullanılarak incelenmiştir. Etkilerin grafiksel gösterimi Şekil 5.1’te sunulmuştur.



Şekil 5.1 Parametrelerin dilim grafiği

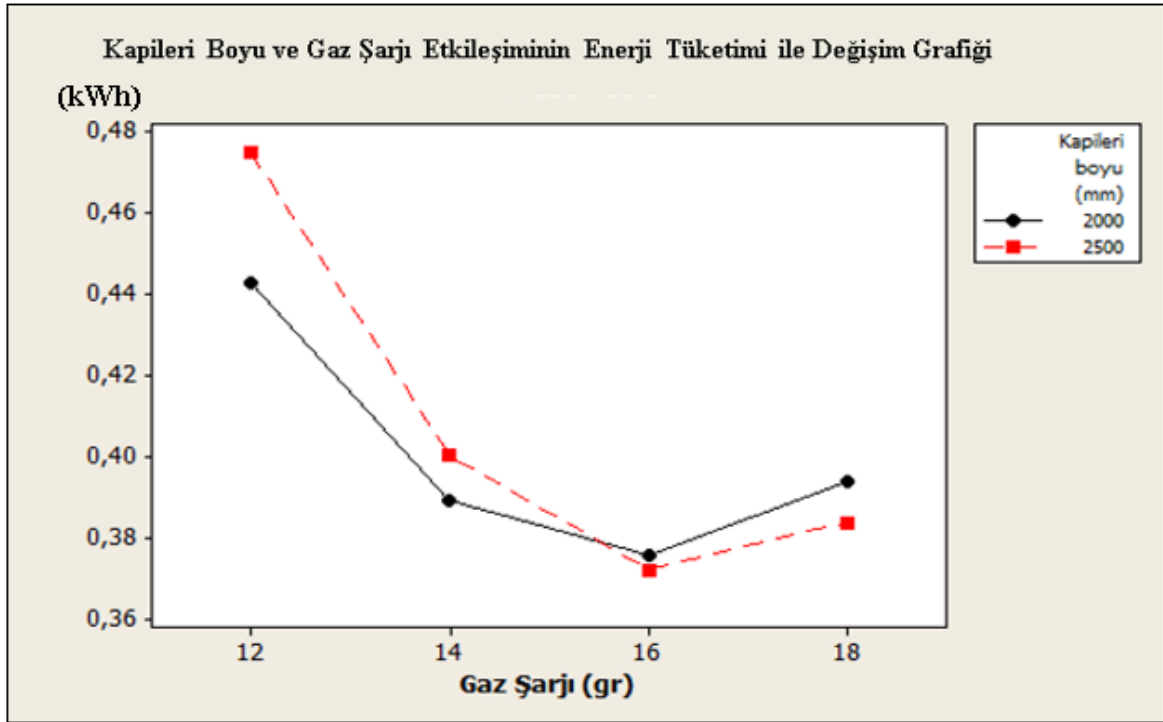
Çıkan sonuçlara göre en etkin parametrelerin boru çapı ve gaz şarjı olduğu görüldü. Kapileri boyu*gaz şarjı ve boru çapı*kapileri boyu ikili etkileşimlerinin de sırasıyla %4.3 ve %2.5 oranlarında etkili oldukları görülmüştür.

Şekil 5.2’te en etkin parametreler olan boru çapı ve gaz şarjını enerji tüketimine göre değişimi grafiği verilmiştir. Grafikten boru çapı 6 mm ve gaz şarjının 16 gr olması durumunda enerji tüketiminin en düşük olduğu sonucuna varılmaktadır. Gaz şarjının 12 gr olduğu durumda buharlaştırıcının soğutucu akışkan eksikliği sebebiyle boş kalması enerji tüketiminin büyük oranda artmasına sebep olmuştur.



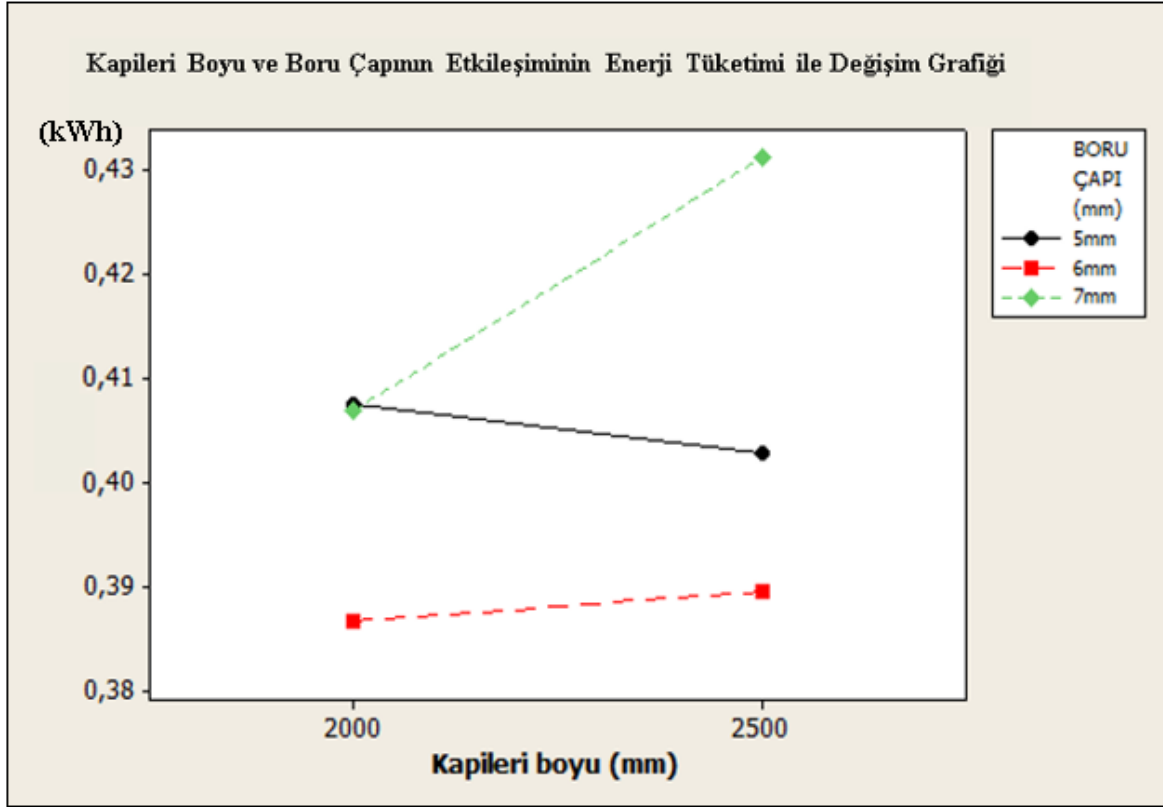
Şekil 5.2 Ana etkilerin enerji tüketimi ile değişimi

Kapileri boyu ve gaz şarjı etkileşiminin enerji tüketimi ile değişiminin gösterildiği Şekil 5.3 ile verilen grafikte, gaz şarjının 18 gr olduğu durumda 2500 mm kapileri boyunun, 12 ve 14 gr olduğu durumlarda ise 2000 mm kapileri boru boyunun daha düşük enerji sağladığı görülmektedir. 16 gr gaz şarjı bulunan konfigürasyonlarda kapileri boyunun enerji tüketimi üzerinde etkin olmadığı sonucu çıkmıştır. En düşük enerji tüketiminin 16 gr gaz şarjı ile sağlanmaktadır.



Şekil 5.3 Kapileri boyu ve gaz şarjı etkileşiminin enerji tüketimi ile değişimi

Kapileri boyu ve boru etkileşiminin enerji tüketimi ile değişiminin belirtildiği grafik Şekil 5.4 ile verilmiştir. Buharlaştırıcı boru çapı 6 mm olan konfigürasyonlarda 2000 mm kapileri boyu ve 2500 mm kapileri boyu ile enerji tüketimleri yakın çıkmıştır, 6 mm boru çapında kapileri boru boyunun değişiminin enerji tüketimine etkisi olmadığı söylenebilir. Buharlaştırıcı boru çapı 5 mm ve 7 mm iken kapileri uzunluğunun 6 mm boru çapına göre daha etkin olduğu görülmektedir. Boru çapı 7 mm olan durumlarda kapileri boru boyunun enerji tüketimine etkisinin yaklaşık %6.3'tür.



Şekil 5.4 Kapileri boyu ve boru çapının etkileşiminin enerji tüketimi ile değişimi

Sonuç olarak, yapılan deneylerde sistemin optimize edildiği 6 mm buharlaştırıcı boru çapı ve 16 gr gaz şarjı kullanılan konfigürasyonda enerji tüketimi 0,357 kWh/24h olarak ölçülmüştür. Ürünün mevcut sisteminde bulunan 7 mm boru çapı ve 18 gr gaz şarjı bulunan konfigürasyona göre enerji tüketiminde yaklaşık %16,6 iyileşme meydana gelmiştir.

5.1 Belirsizlik Analizi

Herhangi bir deney tesisatı aracılığı ile tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük R , bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise; $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu $R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ durumda yazılabilir. Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkene ait sabit hata miktarları; $\pm w_{x_1}, \pm w_{x_2}, \pm w_{x_3}, \dots, \pm w_{x_n}$ olsun. R büyüklüğünün sabit hata miktarı $\pm w_R$ ise;

$$w_R = \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} + \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} + \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} + \dots + \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \quad (5.1)$$

Denklem 5.1 şeklinde yazılabilir. Bu durumda, R büyüklüğüne ilişkin maksimum belirsizlik aşağıdaki denklem 5.2 gibi ifade edilir.

$$w_{Rmaks} = \left| \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} \right| + \left| \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} \right| + \left| \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} \right| + \dots + \left| \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \right| \quad (5.2)$$

Bu durum, mümkün olabilecek en kötü durum olup, olasılığı en küçüktür. Bu durumu iyileştirebilmek için, Pythagorean Teoremine göre belirsizlik aşağıdaki gibi yazılır.

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.3)$$

Denklem 5.3 dikkatle incelendiği zaman, belirsizlik analizi yönteminin diğer yöntemlere göre en önemli üstünlüklerinden birinin, deneylerde en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesinin olduğu görülecektir. Böylece hatayı azaltmak için, söz konusu bu değişkenin ölçümünde kullanılan cihaz üzerine yoğunlaşılabilir. Ayrıca, yukarıdaki bağıntıda yer alan terimlerin eş boyutluluk ilkesi açısından uyumlu olduğuna dikkat edilmelidir. Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarında meydana gelebilecek belirsizlikler, bu cihazların kalibrasyonu yapılmak suretiyle belirlenir. Buna göre; bağımsız değişkenlere ilişkin belirsizlikler bilindiğinden, yukarıdaki bağıntı kullanılmak suretiyle bağımlı değişkenlere ilişkin belirsizlikler de tespit edilebilir.

Yapılan Deneyler İçin Hata Analizi Sonuçları

Tez çalışması kapsamında yapılan deneyler için, belirsizlik analizi yöntemi kullanılarak hata analizi yapılmıştır. Ölçülen büyüklüklerin hata analizinde kullanılacak olan belirsizlik değerleri, ölçüm aletlerinin imalatçı firmaları tarafından bildirilen hata değerlerinden ve deneysel tecrübelerden elde edilmiştir.

Deneylerde ölçülen büyüklükler; buharlaştırıcı boruları üzerindeki sıcaklık değerleri, enerji tüketiminin ölçümü şeklindedir.

Buharlaştırıcı üzerindeki sıcaklık ölçümünde ortaya çıkabilecek olan hatalar deneylerde kullanmış olduğumuz ölçüm aletlerine göre değişmektedir. Termocouple ile sıcaklık ölçümünde ortaya çıkan hatalar kaynaklarda [Akpınar, 2005] şu şekilde verilir:

w_{T_a} : Termocoupledan kaynaklanan hata,

w_{T_b} : Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata,

w_{T_c} : Ölçümün gerçekleştirildiği yerdeki ortam sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek ortalama hata,

w_{T_d} : Veri toplayıcıdan kaynaklanan hata şeklindedir.

Buna göre; sıcaklık ölçümünde yapılabilecek toplam hatayı hesaplamak için aşağıdaki (5.4) numaralı denklem kullanılır [Akpınar, 2005].

$$w_T = \pm \left[(w_{T_a})^2 + (w_{T_b})^2 + (w_{T_c})^2 + (w_{T_d})^2 \right]^{1/2} \quad (5.4)$$

Bu durumda, sıcaklık ölçüm değeri için toplam belirsizlik değeri $\pm 0,8$ °C olarak hesaplanmıştır.

Buzdolabının farklı kombinasyonlardaki toplam enerji sarfiyatı bir enerji analizörü yardımıyla ölçülmüştür. Toplam enerji sarfiyatının ölçülmesinde ortaya çıkabilecek hatalar kaynaklarda [Akpınar, 2005] şu şekilde verilir:

w_{E_a} : Enerji analizöründen kaynaklanan hata,

w_{E_b} : Okuyucudan kaynaklanan hata şeklindedir.

Toplam enerji sarfiyatının ölçümünde yapılabilecek toplam hatayı hesaplamak için (5.5) numaralı denklem kullanılır [Akpınar, 2005].

$$w_E = \pm \left[(w_{E_a})^2 + (w_{E_b})^2 \right]^{1/2} \quad (5.5)$$

Bu durumda, enerji tüketimi ölçümü için toplam belirsizlik değeri $\pm 1,2$ Wh olarak hesaplanmıştır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez çalışmasında, tezgah seviyesi bir buzdolabında plaka borulu buharlaştırıcı, kapileri boru ve gaz şarjındaki değişimlerin buzdolabı performansına ve enerji tüketimine etkilerinin karşılaştırılması amaçlanmıştır. Hazırlanan 24 farklı konfigürasyon ile ısı performans deneyleri gerçekleştirilmiş ve yapılan çalışmalar sonunda elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- ✓ POT buharlaştırıcı performansını etkileyen en önemli parametrelerin gaz şarjı ve boru çapı olduğu belirlenmiştir.
- ✓ POT buharlaştırıcıda mevcutta kullanılan 7mm borudan 6mm borunun daha etkin olduğu, daha az enerji tüketimi sağladığı sonucuna varılmıştır. Mevcut durumdaki 7mm boru ve 18gr şarj ile 6mm boru çapı ve 16gr şarjdaki enerji tüketimleri karşılaştırıldığında, mevcut duruma göre enerji tüketiminde %16,6 iyileşme meydana gelmektedir.
- ✓ 2018 Alçak gerilim, tek zamanlı, 1kWh için mesken birim fiyatı (1 saatte 1kW tüketim) vergiler ve fonlar dahil 0,4612TL dir.(<https://enerjienstitusu.org/elektrik-fiyatlari/>). Yeni tasarımda yıllık kazanç Çizelge 6.1 de gösterildiği gibi 282,92 TL dir.

Çizelge 6.1 Yıllık Kazanç

	Enerji Tüketimi (kWh/Gün)	Enerji Birim Fiyatı (kWh/TL)	Yıllık Maliyet (TL)	Yıllık Kazanç (TL)	Yıllık Kazanç (%)
Mevcut Durum	0,428	0,4612	1705,48		
Yeni Konfigürasyon	0,357	0,4612	1422,56	282,92	16,6

- ✓ Farklı modellerde de deneyler yaparak tüm ürün gamında 6mm boruya geçilmesi, enerji verimli ürünlerin önemli olduğu bir dönemde avantaj sağlayabilecektir.
- ✓ Tezgah seviyesi ürünlerde 6mm boruya geçilmesi durumunda dolap başına elde edilecek ucuzlatma miktarı 1€'dur.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Matheus dos Santos G., Luben Cabezas-G., Luiz Gustavo Monteiro G., Cristiano Bigonha T., 2016, A modified approach for numerical simulation of capillary tube-suction line heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 102 (2016) 283–292
- Bansal P. K., Rupasinghe A. S., 1996, An empirical model for sizing capillary tubes, *Int J. Refrig.* Vol. 19, No. 8, pp. 497-505, 1996
- Bansal P. K., Rupasinghe A. S., 1997, An homogeneous model for adiabatic capillary tubes, *Applied Thermal Engineering* Vol. 18, Nos 3~1 -, pp. 207 219, 1998
- Mina Y., Chung Woo J., Yong Tae K., 2015, Development of high efficiency cycles for domestic refrigerator-freezer application, *Energy* 93 (2015) 2258-2266
- Daisuke J., Kentaro S., Norihiro I., 2017, Effect of tube diameter on boiling heat transfer and flow characteristic of refrigerant R32 in horizontal small-diameter tubes, *International Journal of Refrigeration* S0140-7007(17)30064-6
- Matthias S., Lothar R. O., 2013, Experimental investigation of the refrigerant flow of isobutane (R600a) through adiabatic capillary tubes, *International journal of refrigeration* 38 (2014) 275-280
- Mohd. Kaleem K., Ravi K., Pradeep K. S., 2003, Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes – A review, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 1426–1439
- Dagilis V., Vaitkus L., Balcius A., 2003, Liquid–gas heat exchanger for household refrigerator, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 235–241
- Joel B., Cláudio M., 2013, Mapping the energy consumption of household refrigerators by varying the refrigerant charge and the expansion restriction, *International Journal of Refrigeration* S0140-7007(13)00152-7
- Yang C., Bansal P.K., 2005, Numerical investigation of capillary tube-suction line heat exchanger performance, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 2014–2028
- Ashkan A., Meysam M., 2017, Numerical investigation of heat transfer intensification in shell and helically coiled finned tube heat exchangers and design optimization, *Chemical Engineering and Processing* S0255-2701(17)30410-5
- Won Jae Y., Hae Won J., Hyun Joon C., Yongchan K., 2010, Performance optimization of a two-circuit cycle with parallel evaporators for a domestic refrigerator-freezer *International Journal of Refrigeration* 34 (2011) 216-224
- Jaluria, Y., 1998, *Design and optimization of thermal systems*, McGraw Hill Book Companies, Inc.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Seyoung C., Ukmin H., Honghyun C., Hoseong L., 2017, Review: Recent advances in household refrigerator cycle technologies, Applied Thermal Engineering S1359-4311(17)35467-4
- Chao-Chieh Y., Tun-Ping T., 2014, Retrofit assessment of refrigerator using hydrocarbon refrigerants, Applied Thermal Engineering 66 (2014) 507-518
- Shijie J., Xiaochun W., Xinlei M., Qiang W., 2017, Study on the performance of small tube diameter R290 fin-tube evaporator, 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, ISHVAC2017, 19-22 October 2017, Jinan, China
- Mutlu, Mustafa, Kaynaklı, Ömer ve Kılıç, Muhsin, 2011, Elektrikli ev aletlerinin enerji etiketlemesinin incelenmesi, Ulusal İklimlendirme Kongresi, 18-20 Kasım 2011, s.529-537, Antalya
- Genceli, O.F., 2005, Isı degistiricileri, Birsen Yayınevi.
- Halıcı F., ve Taymaz İ., 2005, Experimental study of the airside performance of tube row spacing in finned tube heat exchangers, Heat Mass Transfer
- Kakaç, S., 1991, Boilers, evaporators and condensers, John Wiley & Sons, Inc.
- Kakaç, S. ve Liu, H., 2002, Heat exchangers: selection, rating and thermal design, CRC Press LLC.
- Kakaç, S. ve Yener, Y., 1995, Convective heat transfer, CRC Pres, Inc. Boca Raton.
- Kays, W.M and London A.L., 1984, Compact heat exchangers, McGraw Hill Book Companies, Inc.
- Kern, D. Q., Proses heat transfer, 1998, McGraw Hill Book Companies, Inc.
- Kim Y., and Kim Y., 2005, Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch, international journal of refrigeration, 28, 851–858.
- Hewitt, G. F., Shires, G. L., and Bott, T. R., 1994, Process heat transfer, Begell House, New York and CRC Press, Boca Raton, FL.
- Akpınar, E. K., Deneysel Çalışmalardaki Hata Analizine Bir Örnek: Kurutma Deneyleindeki Hata Analizi, Mühendis ve Makina Dergisi, Cilt: 46, Sayı: 540, s. 41-48, Ocak 2005.

<https://enerjienstitusu.org/elektrik-fiyatlari/>